

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À  
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
À L'OBTENTION DE LA  
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE  
M.Ing.

PAR  
Natalia PETROVA

ÉVALUATION DU GRADIENT THERMIQUE CIRCONFÉRENTIEL ET SON  
INFLUENCE SUR LES DÉFLEXIONS D'UN ASSEMBLAGE À BRIDES  
BOULONNÉES D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR AVEC PLUSIEURS PASSES.

MONTRÉAL, LE 6 MAI 2010

© Natalia Petrova, 2010

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

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

M. Stanislaw Kaji, président du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Louis Lamarche, membre du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

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

LE 15 AVRIL, 2010

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

## REMERCIEMENTS

Je dédie ce travail de recherche à mes parents et à mes grands-parents. Ce mémoire était pour moi un défi spécial qui m'a permis de franchir une nouvelle étape dans mon développement professionnel et personnel.

Sans le soutien continu de mon directeur de recherche Hakim Bouzid, ce travail n'aurait pas été possible. Je tiens le remercier pour sa patience et sa sagesse, pour ses idées, pour ses corrections et ses remarques très pertinentes. De plus, je veux remercier mon collègue Akli Nechache pour son aide à plusieurs niveaux de ce projet de recherche et pour sa permission d'utiliser les résultats de ses études. Je veux également dire merci à mon professeur de mathématique, M. Michel Boudin, qui m'a beaucoup aidé avec ses précieuses suggestions au niveau des développements mathématiques. Je remercie aussi le professeur Ngan Van Le, pour son aide sur la modélisation numérique par éléments finis.

Je remercie M. Richard Chabot (École de français) ainsi que Mme. Lyne Michaud (ÉTS) pour la correction de ma thèse.

Et bien sûr, je veux remercier ma famille qui m'a soutenue moralement pendant toute la période de temps dédié à cette recherche. Sans le soutien de mon mari Haissam Saati et de mes fils, Zaki et Val Saati, je n'aurais pu terminer ce travail.

# ÉVALUATION DU GRADIENT THERMIQUE CIRCONFÉRENTIEL ET SON INFLUENCE SUR LES DÉFLEXIONS D'UN ASSEMBLAGE À BRIDES BOULONNÉES D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR AVEC PLUSIEURS PASSES.

Natalia PETROVA

## RÉSUMÉ

Les études précédentes menés sur les échangeurs de chaleur du type faisceau et calandre à plusieurs passes montrent que, sous l'effet de la haute température, les échangeurs de chaleur de grands diamètres (0,5 m et plus) manifestent des problèmes d'étanchéité fréquents. En effet, les fuites sont souvent occasionnées par une diminution de la charge dans la boulonnerie due à des dilatations thermiques radiale et axiale non uniforme.

L'assemblage à brides boulonnés reliant la calandre de l'échangeur de chaleur à la chambre de distribution est le maillon le plus faible de l'échangeur de chaleur. La configuration géométrique spécifique aux échangeurs de chaleur à plusieurs passes et la différence entre les températures des fluides à l'entrée et à la sortie sont responsables de l'existence d'un gradient thermique circonférentiel dans les éléments de l'assemblage à brides boulonnées.

Présentement, il n'existe aucune méthode de conception des assemblages à brides boulonnées qui prend en considération le changement de la température à travers la circonférence. Il est proposé d'étudier l'effet du gradient thermique circonférentiel sur la redistribution des charges et la perte d'étanchéité dans les échangeurs de chaleur à plusieurs passes.

Ce travail de recherche consiste à développer un modèle analytique d'un assemblage boulonné d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes soumis à un gradient thermique circonférentiel. Les températures et les déflexions induites des différents éléments de l'assemblage boulonné seront examinées. Un échangeur de chaleur du type faisceau et calandre avec le diamètre de la bride boulonné 51 po et avec l'écoulement des fluides en parallèle a été utilisé pour valider le modèle.

Ce document présente non seulement les étapes de développement du modèle mais aussi des résultats de calculs pour la validation des distributions de températures et de déflexions. Les résultats de la modélisation analytique comparés à ceux obtenus par les modèles éléments finis sont probants.

**Mots clés :** gradient thermique, circonférentiel, échangeur de chaleur, déflexions thermiques, distribution de température, bride boulonnée.

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE.....	15
1.1 Généralité.....	15
1.2 Distribution de la température des fluides dans un échangeur de chaleur.....	17
1.3 Transfert de chaleur tridimensionnel.....	20
1.4 Le choix des paramètres d'un échangeur de chaleur.....	21
1.5 Comportement des brides boulonnées soumises à la haute température.....	22
1.6 Comportement du joint d'étanchéité.....	27
1.7 Analyse des assemblages boulonnés par la méthode des éléments finis.....	29
CHAPITRE 2 MODÉLISATION ANALYTIQUE DE LA DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE DANS UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR.....	15
2.1 Différentes méthodes de l'analyse du profil thermique du fluide côté calandre.....	33
2.2 Modélisation mathématique de distribution de la température.....	35
2.3 Influence de la direction du fluide sur la distribution de la température.....	36
2.4 Approche adimensionnelle.....	38
2.5 Régime permanent.....	41
2.6 Les conditions intermédiaires et aux frontières.....	41
2.7 Solutions générale et particulière.....	42
2.8 La température du fluide proche des parois internes.....	43
2.8.1 La température du fluide proche des parois internes de la calandre.....	43
2.8.2 La température du fluide proche des parois internes du couvercle.....	45
2.9 La fonction de la température du fluide proche des parois internes.....	46
2.10 Calcule des coefficients de transfert de chaleur.....	49
2.11 Ajustement du modèle.....	52
CHAPITRE 3 MODÉLISATION THERMIQUE DE L'ASSEMBLAGE BOULONNÉ.....	54
3.1 Modèle thermique.....	56
3.2 Notion de la résistance thermique.....	58
3.3 Modélisation du transfert de chaleur d'un assemblage boulonné.....	60
3.4 Résistances des coques cylindriques et des collerettes.....	65
3.6 Résistances thermiques équivalente de la plaque tubulaire.....	67
3.7 Résistance thermique de la partie intérieure de l'anneau.....	68
3.8 Résistance thermique de la partie extérieure de l'anneau.....	69
3.9 Distribution de température dans les éléments de l'assemblage.....	74
3.10 Modélisation thermique du boulon.....	77
3.10.1 Modèle thermique d'un secteur de l'assemblage avec boulons.....	82

3.10.2	Température moyenne des boulons.....	82
3.11	Température moyenne du joint d'étanchéité.....	82
<b>CHAPITRE 4 LES DÉFLEXIONS INDUITES DANS LES ÉLÉMENTS DE L'ASSEMBLAGE.....</b>		
		<b>54</b>
4.1	Introduction.....	84
4.2	Déflections des coques cylindriques de l'assemblage.....	84
4.2	Déflection de la collerette.....	86
4.3	Déflections de l'anneau.....	86
4.5	Interactions élastiques.....	88
<b>CHAPITRE 5 MODÉLISATION PAR LA MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS.....</b>		
		<b>93</b>
5.1	Introduction.....	89
5.2	Description de type des éléments utilisés.....	89
5.3	Description du modèle d'assemblage avec boulons.....	92
5.4	Description du modèle avec éléments de l'assemblage détachés.....	95
5.4.1	La méthode de fixation des éléments d'assemblage.....	97
5.5	Chargement thermique sur les modèles.....	98
<b>CHAPITRE 6 DISCUSSION DES RÉSULTATS.....</b>		
		<b>99</b>
6.1	Températures des fluides côtés calandre et des tubes.....	99
6.2	Comparaison des températures des fluides côtés calandre et tubes.....	105
6.3	Modélisation par la méthode des éléments finis.....	107
6.3.1	Modèle avec boulons.....	107
6.3.2	Modèle avec éléments de l'assemblage détachés.....	115
6.4	Températures des fluides proches des surfaces internes des éléments de l'assemblage.....	119
6.5	Températures des éléments de l'assemblage boulonné.....	119
6.6	Déformations des éléments de l'assemblage dues à la charge thermique.....	130
<b>CONCLUSION.....</b>		<b>145</b>
<b>ANNEXE 1 DISTRIBUTION DES TEMPÉRATURES DANS L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR (MATLAB).....</b>		
		<b>154</b>
<b>ANNEXE 2 TEMPÉRATURES ET INTERACTIONS ÉLASTIQUES DANS L'ASSEMBLAGE.....</b>		
		<b>161</b>
<b>ANNEXE 3 MODÈLE AVEC LES ÉLÉMENTS DÉTACHÉS DE L'ASSEMBLAGE BOULONNÉ(ANSYS).....</b>		
		<b>178</b>
<b>ANNEXE 4 MODÈLE DE L'ASSEMBLAGE AVEC BOULONS (ANSYS).....</b>		
		<b>221</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE.....</b>		<b>259</b>

## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 01	Échangeurs de chaleur du type faisceau et calandre. Les photos de l'Université de Texas, Austin (2006).....2
Figure 02	Types et structures d'échangeurs de chaleur avec faisceau et calandre..... 4
Figure 03	Configuration générale d'un échangeur de chaleur (Paes T. et al, 2003).....5
Figure 04	Schéma d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre avec 4 passes.....6
Figure 05	Divers cas des configurations des surfaces de transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur (S.Kakac et al, "Heat Exchangers", 2002).....7
Figure 06	Configurations des écoulements des fluides dans les échangeurs de chaleur (S.Kakac et al. "Heat Exchangers", 2002).....8
Figure 07	Joints d'étanchéité typiques des échangeurs de chaleur avec plusieurs passes (M&P: Gasket Selection, 2003).....9
Figure 08	Coûts des pertes par fuite de la vapeur à 100 psi (www.boilerefficiency.htm).....10
Figure 09	Estimation des coûts des pertes par fuites de la vapeur à 150 psig et 500 °F (www. boilerefficiency.htm).....11
Figure 2.1	L'écoulement du fluide à l'intérieur de la calandre (S.Kakac et al, "Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design", 2002).....34
Figure 2.2	L'influence de la géométrie sur l'écoulement du fluide côté calandre (S.Kakas et al, "Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design", 2002).....35
Figure 2.3	Les cas principaux des arrangements des courants dans les échangeurs de chaleur à multiples passes (W.Roetzel et Y.Xuan, 1992).....38
Figure 2.4	Conditions intermédiaires.....39
Figure 2.5	Digramme pour explication de la méthode de calcul de température

	des fluides près de la bride boulonnée.....	44
Figure 2.6	Diagramme pour explication du terme "la température du fluide proche des parois internes".....	47
Figure 2.7	Présentation graphique des températures dans les passes d'un échangeur de chaleur.....	48
Figure 2.8	Formation de la courbe sinusoïdale.....	49
Figure 2.9	Les températures moyennes logarithmiques aux sorties et aux entrées d'un échangeur. Sadik K.Das, "Process Heat Transfer", 2005) .....	53
Figure 3.1	Diagramme pour explication du concept de la résistance thermique dans le cas de flux de chaleur à travers un mur infini, (M. N. Ozisik, "Heat Transfer ", 1985).....	56
Figure 3.2	Modèle thermique de l'assemblage boulonné avec une plaque tubulaire équivalente.....	58
Figure 3.3	Le diagramme pour le calcul de la température moyenne d'un petit secteur de la circonférence.....	66
Figure 3.4	Un petit secteur de la circonférence de l'anneau d'un assemblage boulonné.....	67
Figure 3.5	Diagramme de transfert de chaleur dans le boulon .....	74
Figure 3.6	Diagramme pour le calcul de l'épaisseur équivalente de la partie extérieure de l'assemblage.....	76
Figure 4.1	Le modèle analytique de la bride (A.-H.Bouzid, 1994).....	85
Figure 5.1	Élément SOLID 98 (ANSYS 10.0).....	90
Figure 5.2	Élément SOLID 95 (ANSYS 11.0).....	91
Figure 5.3	Élément d'interface INTER 194 (ANSYS 11.0).....	92
Figure 5.4	L'aspect général du modèle maillé d'assemblage boulonné avec les boulons (ANSYS).....	93
Figure 5.5	Le raffinement de maillage des anneaux autour des trous des boulons (ANSYS).....	94

Figure 5.6	Les têtes des boulons maillés (Fragment de modèle fait avec ANSYS).....	95
Figure 5.7	Le modèle libre d'assemblage sans boulons (ANSYS).....	96
Figure 5.8	Dilatation thermique radiale d'un élément cylindrique d'assemblage (sans blocage).....	97
Figure 5.9	Le schème de blocage de la partie cylindrique d'assemblage.....	98
Figure 6.1	Comportement du fluide côté tubes à l'intérieur d'un échangeur de chaleur à 4 passes.....	101
Figure 6.2	Distribution de la température du fluide côté tubes.....	103
Figure 6.3	Courbe de la température du fluide côté calandre.....	104
Figure 6.4	Distribution de la température du fluide côté calandre.....	105
Figure 6.5	Comparaison de la température analytique du fluide côté tubes avec celle de l'échangeur réel.....	106
Figure 6.6	Distribution des températures dans l'assemblage boulonné (ANSYS).....	108
Figure 6.7	La distribution des températures dans l'assemblage boulonné, vu arrière (ANSYS).....	109
Figure 6.8	La distribution des températures dans l'assemblage boulonné, côté chambre de distribution (ANSYS).....	110
Figure 6.9	La distribution des températures dans l'assemblage boulonné de côté de la calandre (ANSYS).....	110
Figure 6.10	Comparaison de deux modèles d'ANSYS : le modèle avec les boulons et le modèle libre.....	113
Figure 6.11	La distribution de température dans les boulons d'assemblage avec brides boulonnées (ANSYS).....	115
Figure 6.12	La solution thermique (vue de l'intérieur) du modèle avec les éléments détachés (ANSYS).....	116
Figure 6.13	La solution thermique (vue de l'extérieur) du modèle avec les éléments détachés (ANSYS).....	117
Figure 6.14	La solution thermique du modèle avec les éléments détachés (ANSYS).....	118

Figure 6.15	Les températures des surfaces internes des parties cylindriques et des fluides proches à celles-ci. Solution analytique avec l'aide du programme MATLAB.....	122
Figure 6.16	Distribution de la température dans la bride boulonnée et les boulons. Solution analytique avec l'aide du programme MATLAB.....	123
Figure 6.17	Différence de température entre la bride et les boulons. Résultats analytiques avec l'aide du programme MATLAB.....	124
Figure 6.18	Comparaison des températures sur le rayon extérieur de l'anneau équivalent.....	125
Figure 6.19	Comparaison des températures sur le rayon extérieur de la collerette. Les solutions d'ANSYS et de MATLAB.....	126
Figure 6.20	Comparaison des températures sur le rayon intérieur de l'anneau équivalent.....	126
Figure 6.21	Comparaison des températures de l'anneau sur le rayon des boulons.....	127
Figure 6.22	Comparaison des températures des boulons.....	128
Figure 6.23	Distribution de la température dans l'assemblage boulonné. Modèle avec les éléments détachés (ANSYS).....	129
Figure 6.24	Comparaison des déplacements radiaux de la calandre près de la collerette dus à la température.....	131
Figure 6.25	Comparaison des déplacements radiaux de la chambre de distribution près de la collerette.....	131
Figure 6.26	Comparaison des déplacements radiaux de la collerette de la calandre dus à la température.....	132
Figure 6.27	Comparaison des rotations de la collerette appartenant à la bride de la calandre.....	133
Figure 6.28	Comparaison des déplacements radiaux de la collerette de la chambre de distribution.....	134
Figure 6.29	Comparaison des rotations de la collerette de la chambre de distribution.....	135

Figure 6.30	Comparaison des déplacements radiaux de l'anneau appartenant à la calandre.....	136
Figure 6.31	Comparaison des déplacements radiaux dus à la température au milieu de l'épaisseur de l'anneau de la calandre.....	137
Figure 6.32	Comparaison des déplacements radiaux de l'anneau de la chambre de distribution dus à la température.....	137
Figure 6.33	Déplacement radial de l'anneau de la chambre de distribution. Solution analytique comparée à celle des éléments finis.....	138
Figure 6.34	Différence entre les deux méthodes de calcul.....	139

## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

$\alpha_s, \alpha_b, \alpha_f$	Coefficients de dilatation thermique de la calandre, des boulons et de la bride, $^{\circ}\text{C}^{-1}$
$\nu_f$	Coefficient de Poisson du matériau de la bride
$\theta_h, \theta_s$	Rotations de la collerette et du cylindre, deg.
$\varphi_n$	Racine positive de l'équation (3. 13)
$\phi_n, \phi_b$	Diamètres de l'écrou et du boulon, m
$A_g, A_b, A_p$	Surfaces du joint, du boulon et surface pressurisée, $\text{m}^2$
$A_s, A_t$	Surfaces de transfert de chaleur pour la calandre et le faisceau des tubes, $\text{m}^2$
$C_s, C_t, C_w$	Capacités thermiques des fluides de la calandre et des tubes, J/K
$c_p$	Capacité thermique massique, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
$d$	Distance entre les brides dans la direction axiale, m
$E_f$	Module d'élasticité du matériau de la bride, MPa
$F_b, F_g$	Forces dans les boulons et le joint, N
$h_i, h_o$	Coefficients de convection du fluide sur les surfaces internes et externes, $\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$
$h_o = \frac{h_s}{k_f}$	Coefficient modifié de convection du fluide à la surface externe de l'assemblage, $\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ , Carslaw et al. (1959)
$h_{cb}$	Coefficient de convection au contact à l'interface du boulon et de la bride, $\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$
$h_{fb}$	Coefficient de convection approximatif dans le trou entre la bride et le boulon, $\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$
$I_0, I_1$	Fonctions de Bessel modifiées du premier genre d'ordre 0 et 1
$k_f, k_s, k_c$	Conductivité thermique de l'anneau, de la calandre et du couvercle, $\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$

$K_0, K_1$	Fonctions de Bessel modifiées du deuxième genre d'ordre 0 et 1
$K_b, K_g$	Rigidités axiales du boulon et du joint, N/m
$l_b, l_s, l_c$	Longueur de la collerette et les longueurs effectives de la calandre et du couvercle, m
$l_l$	Longueur du boulon exposée au transfert de chaleur à travers l'épaisseur de la bride, m
$l_b, l_n$	Longueur du boulon et épaisseur de l'écrou, m
$\dot{m}$	Debit massique, kg/s
$M_f$	Moment résultant sur la bride, N·m
$M_p$	Contrainte en opération du joint, MPa
$P_i$	Force de discontinuité, Nm/m
$M_i$	Moment de discontinuité, Nm
$p$	Pression du fluide, MPa
$Q_i$	Quantité de chaleur, W
$q$	Flux de chaleur, W/m
$\dot{q}_n, \dot{q}_s$	Taux de transfert de chaleur pour les tubes et la calandre, W/ K
$r_b$	Rayon extérieur de la base de la collerette, m
$r_i$	Rayon intérieur de la bride, de la calandre et du couvercle, m
$r_o$	Rayon extérieur de la bride, m
$R_{fi}$	Résistance thermique de la section interne des brides assemblées, °C/W
$R_{fo}$	Résistance thermique de la section externe des brides assemblées, °C/W
$R_{fb}$	Résistance thermique du fluide à la surface interne de la bride, °C/W
$R_{pt}$	Résistance thermique de la plaque dans la direction radiale, °C/W

$R_{pi}$	Résistance thermique du fluide en contact avec la plaque, °C/W
$R_{shi}$	Résistance thermique du fluide interne en contact avec la surface intérieure de la calandre et de la collerette, °C/W
$R_{chi}$	Résistance thermique du fluide interne en contact avec la surface intérieure de la chambre de distribution et de la collerette, °C/W
$R_{so}, R_{co}$	Résistance thermique de l'air au contact avec la surface extérieure de la calandre et du couvercle, °C/W
$R_{ho}, R_{ho}^*$	Résistance thermique du fluide externe en contact avec la collerette de la chambre de distribution et de calandre, °C/W
$R_h$	Résistance thermique de la collerette dans la direction axiale, °C/W
$R_{ab}$	Résistance thermique au niveau de contact entre l'écrou et l'anneau, °C/W
$R_{bb}$	Résistance thermique du boulon au niveau de contact avec l'anneau, °C/W
$R_{cb}$	Résistance thermique du fluide externe au niveau de contact avec la partie exposée du boulon entre la plaque et les anneaux, °C/W
$R_{db}$	Résistance thermique du fluide externe au niveau de contact avec l'écrou, °C/W
$t$	Température adimensionnelle
$\tau$	Temps adimensionnel
$t_e$	Épaisseur équivalente de l'anneau de l'assemblage, m
$t_f$	Épaisseur de la bride, m
$t_h$	Épaisseur de collerette, m
$t_p$	Épaisseur de la plaque à tubes, m
$t_g$	Épaisseur du joint, m
$T_f, T_h$	Températures de l'anneau et de la collerette, °C
$T_{fi}$	Température de l'anneau au rayon interne, °C

$T_{th}, T_{th}^*$	Températures des collerettes au rayon extérieur pour la chambre de distribution et la calandre, °C
$T_i, T_o$	Températures des fluides interne et externe, °C
$T_s, T_c$	Températures des fluides de la calandre et de la chambre de distribution, °C
$T_{cp}$	Température du fluide au niveau du trou équivalent de la plaque, °C
$T_{chi}, T_{co}$	Températures aux rayons interne et externe de la chambre de distribution, °C
$T_{shi}, T_{so}$	Températures aux rayons interne et externe de la calandre, °C
$T_{(rb, \theta)}$	Température de la bride au niveau du cercle des boulons, °C
$T_b, T_g$	Températures du boulon et du joint, °C
$U$	Coefficient total de transfert de chaleur pour l'échangeur de chaleur, W/K/m <sup>2</sup>
$u_s, u_c, u_f, u_h$	Déplacements radiaux de la calandre, de la chambre de distribution, de l'anneau et de la collerette dus à la température, m
$v_b$	Dilatation axiale du boulon, m
$v_s, v_c$	Dilatation axiale de la calandre et de la chambre de distribution, m
$x$	Distance adimensionnelle
$X$	Distance, m
$y$	Contrainte minimale d'assise du joint, MPa
$Z$	Temps, s

## INTRODUCTION

Les échangeurs de chaleur sont des appareils conçus pour permettre le transfert de chaleur entre deux ou plusieurs courants de fluides. Le grand nombre de configurations différentes des appareils rend leur classification difficile. On systématise les échangeurs de chaleur en fonction des conditions d'exploitation, de construction, de capacité de transfert de chaleur et d'arrangement de courant du fluide.

L'échangeur est de loin l'équipement le plus répandu dans les unités de transformation des industries chimiques et pétrochimiques. Dans la majorité des cas, les échangeurs de chaleurs du type faisceaux-calandre se retrouvent dans ces industries. La figure 01 présente des images de tels appareils.

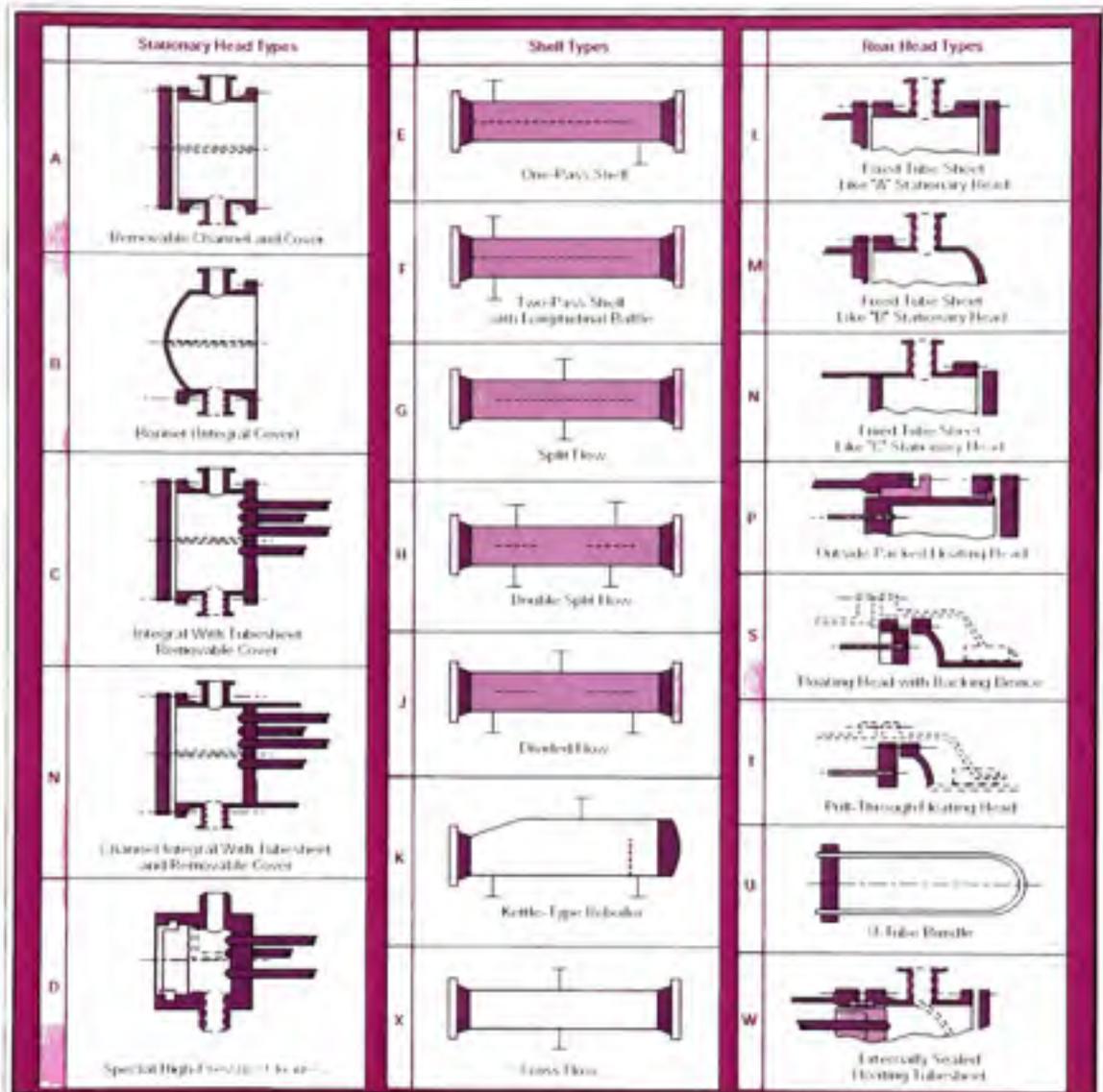


**Figure 01 Échangeurs de chaleur du type faisceau et calandre.**  
Tirée de photos de l'Université de Texas, Austin (2006)

Selon plusieurs sources, les échangeurs avec faisceau et calandre représentent environ 60 % de l'utilisation totale de tous les échangeurs de chaleur. Ils sont employés dans les centrales électriques, thermiques et nucléaires, dans les usines chimiques, les raffineries de pétrole et les systèmes de réfrigération, dans l'industrie des pâtes et papiers et de l'alimentation et dans l'industrie pharmaceutique. L'ampleur des applications des échangeurs de chaleur dans les procédés chimiques va du milieu corrosif aux hautes pressions et températures. Les installations chimiques avec pression et température de plus de 30 bars et de 250 °C ne peuvent se passer de ce type d'échangeurs.

Une des caractéristiques principales qui contribue à rendre les échangeurs de chaleur à faisceau et calandre populaire est leur polyvalence. Ils peuvent être adaptés pour pratiquement n'importe quelle application. La standardisation des composantes de ce type d'échangeurs explique également pourquoi ils sont très populaires. Par rapport aux autres échangeurs de chaleur, comme les appareils avec plaques, par exemple, la fabrication des échangeurs tubulaires est plus avantageuse économiquement puisqu'elle est basée sur les composants mécaniques standard comme les tubes, les plaques métalliques, les boulons, etc.

Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation, tant par le code T.E.M.A. (Tubular Exchangers Manufacturer's Association) que le code des réservoirs sous pression A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers) ou A.P.I. (American Petroleum Institute). Ces codes basés sur plusieurs années d'expérience d'utilisation de ce type d'échangeurs présentent les normes de conception et de fabrication et les recommandations pour l'exploitation des échangeurs à faisceau et calandre. La conception des échangeurs de chaleur s'est améliorée et raffinée au cours de longues années d'application. Mondialement reconnues, les méthodes de calcul de performance de Kern ou de Bell-Delaware (Kakac, 2002) demeurent des outils de conception fiables et sans faille encore utilisés de nos jours pour optimiser ces type d'appareils. La figure 02 présente différentes structures et types d'échangeur de chaleur avec faisceau et calandre.

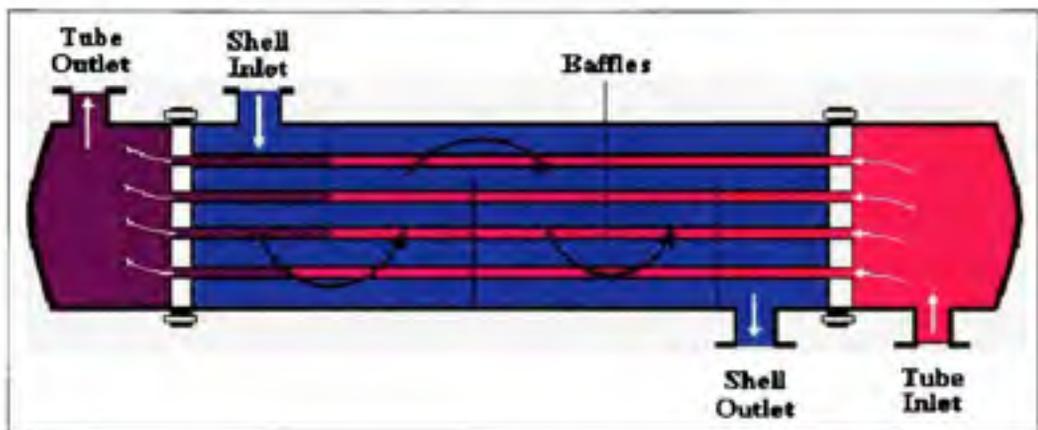


**Figure 02** Types et structures d'échangeurs de chaleur avec faisceau et calandre.  
Tirée de T.E.M.A.

Même si la configuration des échangeurs de ce type peut varier d'une application à une autre, ils comprennent toujours plusieurs éléments communs : le faisceau des tubes, la coque cylindrique, appelée très souvent calandre, la chambre de distribution et la chambre de retour. Le fluide chaud circule à l'intérieur des tubes et le réfrigérant à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. Les chicanes transversales sont des plaques spéciales à l'intérieur de la calandre. Leur présence diminue la turbulence et améliore le transfert de chaleur. Dans les

ouvrages généraux consacrés au transfert de chaleur, on peut trouver les descriptions des principaux types d'échangeurs de chaleur avec faisceau et calandre.

Les chambres de distribution et de retour sont fixées aux extrémités du faisceau. Ils assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes. La calandre est aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le fluide réfrigérant qui circule à l'extérieur des tubes. Le faisceau est monté par deux plaques en communication avec les chambres de distribution et de retour (voir figure 03). Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les générateurs de vapeur, les chaudières et les fours multitubulaires.



**Figure 03** Configuration générale d'un échangeur de chaleur.

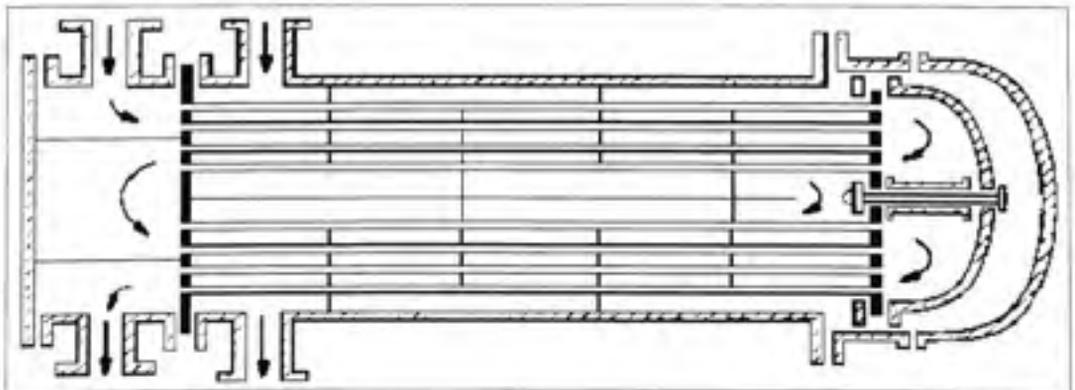
Tirée de Paes T. et al.( 2003)

Les chicanes transversales permettent d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre. Très souvent, elles sont constituées de plusieurs plaques de diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre. La plaque d'une chicane transversale comporte une section libre représentant entre 20 et 45 % de la section circulaire de la calandre.

Les chambres de distribution et de retour sont cloisonnées. Ce cloisonnement permet au fluide de traverser successivement plusieurs sections du faisceau, ce qui a pour effet d'accroître la vitesse du fluide et d'augmenter le coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur des tubes.

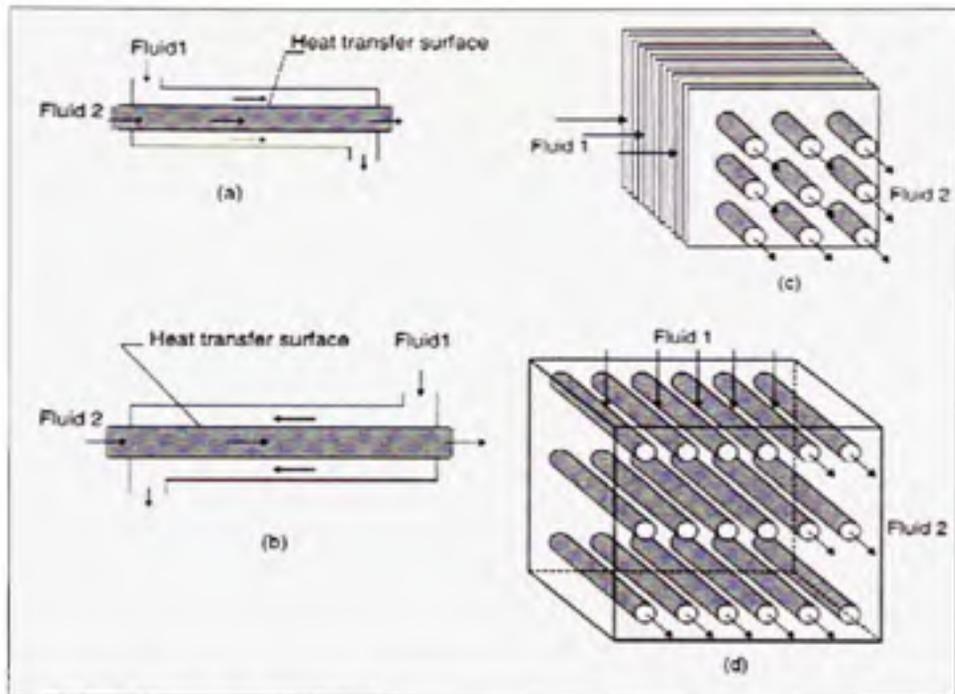
Les tubes sont dudgeonnés dans les plaques tubulaires par mandrinage ou par expansion hydraulique entraînant une déformation plastique du tube dans la plaque tubulaire. Ce procédé permet d'avoir une excellente liaison, aussi résistante et étanche qu'une soudure. La perforation des trous dans les plaques est réalisée selon une disposition normalisée, soit avec un pas triangulaire, soit avec un pas carré. Le pas triangulaire permet de placer environ 10 % de plus de tubes que le pas carré sur une plaque tubulaire de même diamètre. En revanche, la disposition des tubes rend difficile leur nettoyage.

Le choix du matériau de construction dépend de l'utilisation. Dans les échangeurs d'application courante, la calandre est généralement construite en acier au carbone. Dans les cas où les appareils entrent en contact avec des produits corrosifs et opérant à des températures élevées, les éléments de l'échangeur sont fabriqués avec des aciers alliés. Les alliages de titane et de laiton amirauté sont utilisés pour les appareils entrant en contact avec l'eau de mer. L'aluminium et le cuivre sont appliqués pour les très basses températures. La figure 04 montre l'intérieur d'un échangeur de chaleur de type faisceau-calandre. Cet échangeur est muni de 4 passages du fluide tubulaire. La direction des fluides est configurée en cocourant.



**Figure 04** Schéma d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre à 4 passes.  
Tirée de matériaux du site de l'Université de technologie de Compiègne, [www.ch3b.html](http://www.ch3b.html)

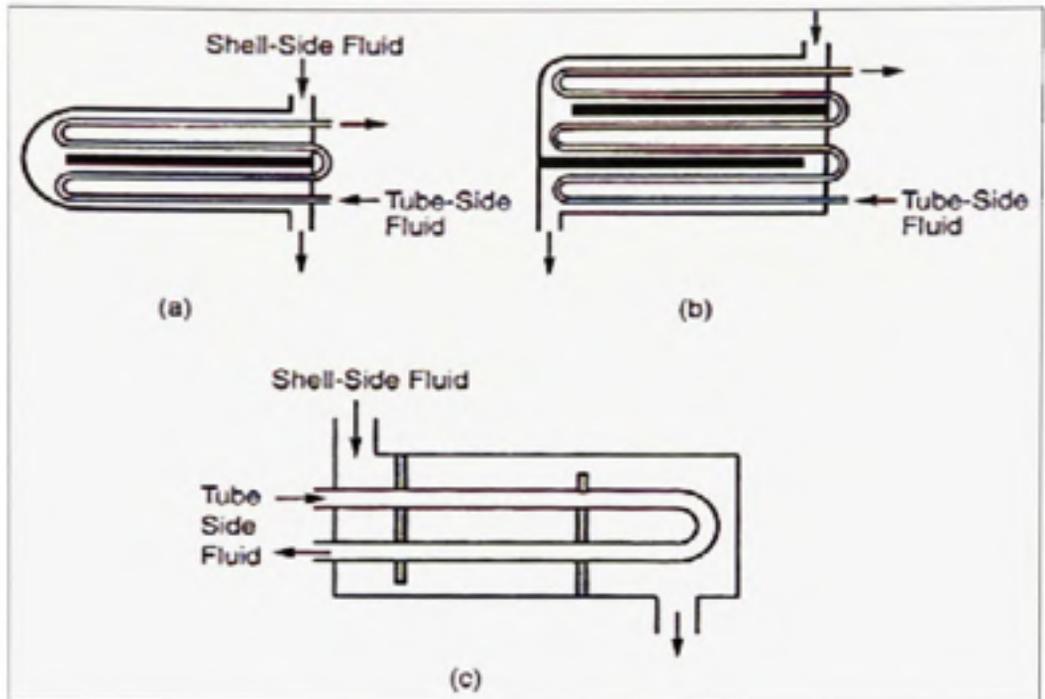
Les échangeurs de chaleur peuvent différer par la configuration des surfaces à travers lesquelles s'effectue le transfert de chaleur entre le fluide chaud et le fluide de froid. La figure 05 montre quelques cas plus communs de configuration dont les applications se retrouvent dans plusieurs types d'industries. Cependant, les exigences des procédés chimiques peuvent amener l'apparition de géométries plus complexes.



**Figure 05 Divers cas des configurations des surfaces de transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur.**

Tirée de S.Kakac et al., "Heat Exchangers" (2002)

La figure 06 met l'accent sur la direction de l'écoulement des fluides opérationnels. Sur les diagrammes a et b, les écoulements des fluides est en contre-courant. Par contre, sur le diagramme c, les écoulements sont parallèles.



**Figure 06 Configurations des écoulements des fluides dans les échangeurs de chaleur.**

Tirée de S.Kakac et al., "Heat Exchangers" (2002)

La figure 07 présente plusieurs formes de joints utilisées pour maintenir l'étanchéité des assemblages à brides boulonnées des échangeurs de chaleur. Puisque la forme d'un joint reflète l'arrangement des écoulements à travers une plaque tubulaire, il existe une abondance de configurations possibles des échangeurs de chaleur.

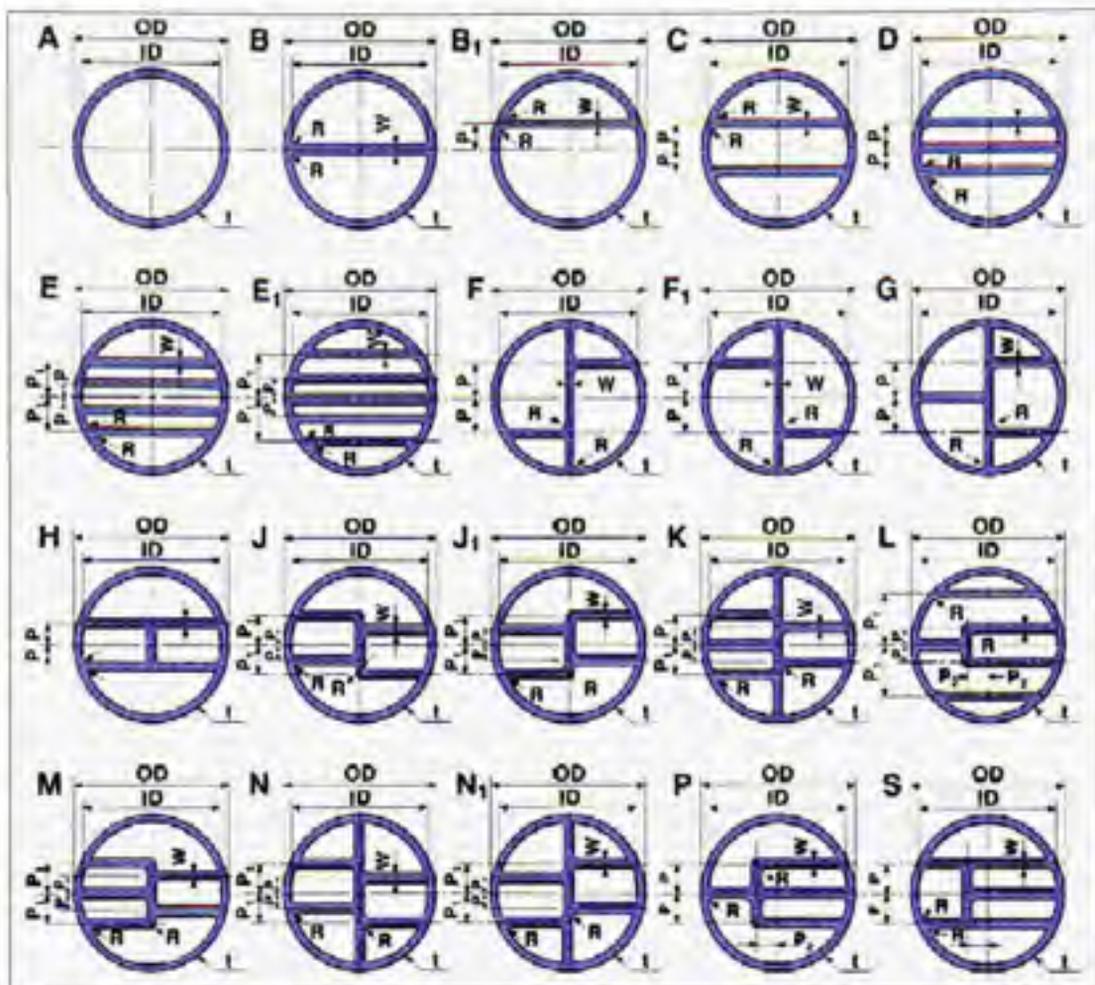


Figure 07 Joints d'étanchéité typiques des échangeurs de chaleur avec plusieurs passes.

Tirée de M&P: Gasket Selection (2003)

### Problématique

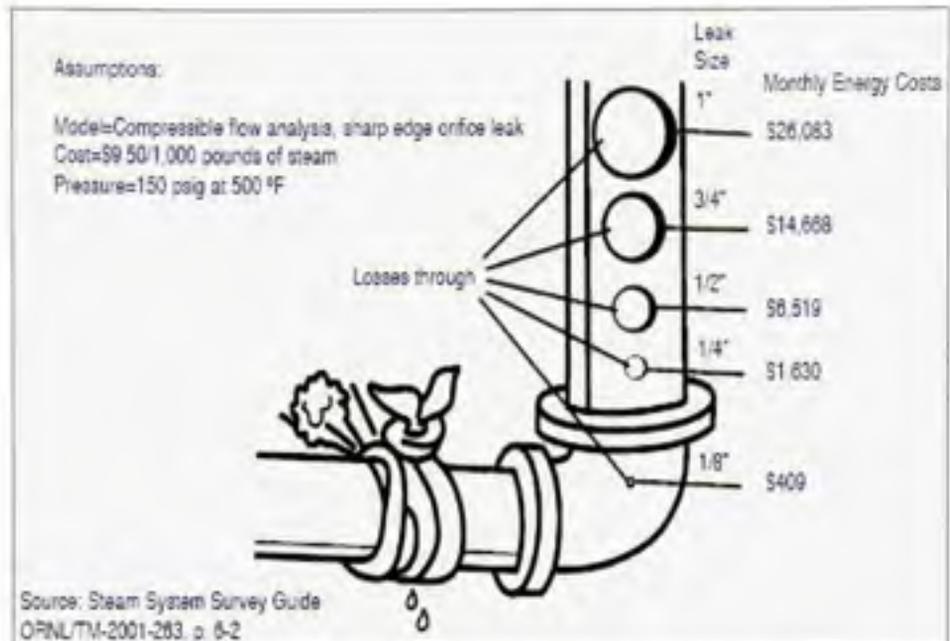
Bien qu'il soit très répandu dans l'industrie, ce type d'appareils continue à présenter certains problèmes pour les concepteurs et les équipes d'exploitation. Les fuites constituent un des problèmes courants durant l'exploitation des échangeurs de chaleur. Comme l'utilisation des appareils du type faisceau-calandre est très répandue, le problème des fuites a un impact économique énorme qui est difficile à estimer. Les arrêts de productions coûtent cher. En général, plus la pression et la température sont élevées, plus le prix de production augmente.

<b>Table CG-3. Cost of Various Sized Steam Leaks at 100 psi (Assuming steam costs \$5.00/1,000 lbs)</b>			
Size of Orifice (in)	Lbs Steam Wasted Per Month	Total Cost Per Month	Total Cost Per Year
1/2	835,000	\$4,175.00	\$50,100.00
7/16	637,000	3,185.00	38,220.00
3/8	470,000	2,350.00	28,200.00
5/16	325,000	1,625.00	19,500.00
1/4	210,000	1,050.00	12,600.00
3/16	117,000	585.00	7,020.00
1/8	52,500	262.50	3,150.00

The steam loss values assume clean, dry steam flowing through a sharp-edged orifice to atmospheric pressure with no condensate present. Condensate would normally reduce these losses due to the flashing effect when a pressure drop is experienced.

**Figure 08 Coûts des pertes par fuite de la vapeur à 100 psi .**  
Tirée de [www.boilerefficiency.htm](http://www.boilerefficiency.htm)

La figure 09 fournit une estimation générale des coûts de perte de vapeur à 150 psig et à 500 °F découlant des fuites provenant des orifices de différentes dimensions. Cette estimation se base sur un prix de 9,50 \$ pour 1000 lb de vapeur. Comme on peut voir sur les figures 08 et 09, les coûts des pertes provenant des fuites peuvent être estimés à plusieurs centaines, voire plusieurs milliers de dollars par mois, selon la dimension des ouvertures à travers lesquelles la vapeur sort dans l'atmosphère. De surcroît, les pertes de vapeur gaspillent inutilement l'eau d'alimentation de la chaudière et les produits chimiques qu'on ajoute pour éviter la corrosion des tubes.



**Figure 09 Estimation des coûts des pertes par fuites de la vapeur à 150 psig et 500 °F.**  
 Tirée de [www.boilerefficiency.htm](http://www.boilerefficiency.htm)

Cette estimation très générale a été faite pour la vapeur pure. Très souvent, la vapeur provient de différents liquides technologiques (comme dans le cas des industries chimiques, pharmaceutiques, alimentaires ou pétrochimiques), ce qui augmente éventuellement le prix des pertes dues aux fuites et crée d'autres problèmes comme la pollution atmosphérique et le danger pour la santé des employés.

Dans la majorité des cas, les fuites sont causées par des problèmes d'étanchéité des brides boulonnées. L'assemblage à brides boulonnées fait partie intégrante d'un échangeur de chaleur avec faisceau et calandre. Son rôle consiste à joindre la chambre de distribution, la plaque tubulaire et la calandre et à assurer leur étanchéité. En même temps, à cause de la présence du joint dans l'assemblage, la bride boulonnée devient le point faible d'un échangeur de chaleur.

Les pertes d'étanchéité des joints peuvent avoir des causes différentes. Les joints d'étanchéité endommagés, poreux ou possédant une grande dureté au niveau de leurs surfaces de contact,

peuvent causer des fuites inacceptables. Les fuites causées par la qualité du matériau des joints ou par des défauts géométriques des éléments de la bride sont bien traitées dans la littérature et ne font pas partie de cette recherche. Par contre, les fuites causées par la haute température incluant les gradients thermiques présentent un intérêt majeur dans ce travail. Très souvent, les procédés technologiques exigent la fabrication d'appareils avec des configurations internes très complexes comme dans le cas de l'industrie pharmaceutique ou alimentaire (voir la figure 07). Une telle variation des géométries et des configurations peut résulter en des distributions de la température complexes des fluides opérationnels et, par conséquent, en des gradients thermiques dans les éléments des assemblages boulonnés difficiles à déterminer analytiquement. Vu la nature complexe des distributions de la température dans les éléments d'un assemblage boulonné, les échangeurs de chaleur sont probablement les appareils les plus difficiles à étancher.

La différence de température d'entrée et de sortie peut causer des gradients thermiques. Dans les assemblages boulonnés, le gradient thermique est toujours présent dans tous les échangeurs de chaleur, soit à travers les épaisseurs dans la direction radiale, soit dans la direction circonférentielle. Comme les températures d'opération à l'intérieur d'un échangeur de chaleur peuvent atteindre plusieurs centaines de degrés Celsius, le problème s'aggrave avec l'augmentation de la différence de température à l'entrée et à la sortie de deux fluides.

De plus, comme l'ont montré les rapports de Winter (1988, 1990) sur les problèmes d'étanchéité des appareils ayant des brides de grands diamètres qui sont exploités sous hautes pressions et hautes températures, le problème du gradient thermique s'accroît dans le cas des grands échangeurs de chaleur possédant un diamètre de bride de 50 cm et plus. La raison pour laquelle la température peut influencer l'étanchéité des assemblages boulonnés est que la haute température peut changer significativement les charges sur la boulonnerie des assemblages. Par conséquent, ce changement provoque aussi une certaine variation du chargement des joints, ce qui cause finalement la perte d'étanchéité ou l'écrasement excessif de ceux-ci.

Dans plusieurs travaux consacrés au comportement des assemblages boulonnés sous les charges thermiques, Bouzid et al. (1994); par la suite, Brown et al. (2000) et Nechache et al. (2002) ont montré que l'application de hautes températures sur les assemblages à brides boulonnées provoque des changements dans les charges sur les boulons et les joints. Les auteurs ont mis en évidence trois effets différents qui provoquent ces changements.

Premièrement, les expansions thermiques dans la direction axiale de l'anneau, du joint d'étanchéité et des boulons ne sont pas égales. Elles sont dues à la différence de température des éléments, aux caractéristiques des matériaux dont ils sont fabriqués et à la différence des formes et des dimensions. Le deuxième facteur qui provoque le changement dans les charges sur les boulons et les joints est la différence de dilatations thermiques radiales de la calandre, de la collerette et de l'anneau. Même si ces trois éléments d'assemblage sont faits avec le même matériau, la grande différence des formes et des dimensions provoquent des déplacements différents. Enfin, le troisième facteur est la différence de distorsion entre la collerette et la calandre causée par les gradients thermiques axial et radial.

Au cours de plusieurs études menées par ces auteurs, il a été montré que les déplacements axiaux et radiaux et les distorsions thermiques des éléments d'un assemblage sont les raisons principales de la variation de la charge que subissent les boulons et les joints sous haute température. Plusieurs études analytiques ont été élaborées et validées, soit expérimentalement, soit par la méthode des éléments finis. Les plus récents travaux de Bouzid et Nechache (2005) ont mis en évidence le lien entre les dimensions des brides et les expansions qu'elles subissent. Plusieurs brides de différents diamètres (16 po, 24 po, 36 po et 52 po) ont été soumises à un chargement thermique produit par une augmentation de température de 400 °C. Au cours des essais, les auteurs en sont venus à la conclusion que les déplacements radiaux sont plus prononcés dans les brides de grands diamètres.

Les résultats analytiques de Bouzid et Nechache (2002, 2003) confirment les conclusions expérimentales faites par Winter (1989): les appareils thermiques ayant des brides boulonnées de grands diamètres sont plus susceptibles aux changements des forces

appliquées sur les boulons et les joints. De plus, en ce qui concerne l'influence du gradient thermique à travers l'épaisseur de l'anneau de la bride dans la direction axiale, Brown (2005) a confirmé que celui-ci est négligeable et n'influe pas sur la déflexion finale de l'anneau de l'assemblage.

En utilisant les résultats de ces études de l'influence de la haute température sur le comportement d'assemblage comme point de départ, la présente recherche vise à analyser comment le gradient thermique circonférentiel affecte les déformations dans l'assemblage boulonné, par conséquent les charges dans les boulons et sur les joints d'étanchéité.

La première partie de ce travail de recherche est consacrée aux études de distribution des températures de deux fluides selon la position axiale et le nombre de passes dans l'échangeur de chaleur. Le but consiste à prédire, connaissant les températures d'entrée et de sortie, la température des fluides partout dans l'échangeur de chaleur et, en particulier, dans la section proche de l'assemblage boulonné. La température des fluides est particulièrement intéressante à connaître puisque la température de la bride dépend de la température du fluide en contact avec les parois internes des éléments de l'assemblage.

Comme il a déjà été indiqué, en raison des particularités de la construction d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes, la distribution de température dans la bride n'est pas axisymétrique. Sur une position axiale donnée, la température du fluide varie d'une passe à l'autre. Cette variation de température provoque un gradient thermique circonférentiel dans la collerette, l'anneau et les boulons de l'assemblage. Par conséquent, la distribution de la contrainte sur le joint et les boulons, n'est pas axisymétrique.

La deuxième partie est consacrée au calcul de la température dans les différents éléments de l'assemblage, à savoir l'anneau de la bride, la collerette, la coque cylindrique, le joint et les boulons. Afin de prédire ces températures, les profils thermiques des fluides opérationnels obtenus dans la première partie de ce travail de recherche seront utilisés. Connaissant les

températures des éléments différents de l'assemblage à brides boulonnées, les températures dans les boulons et les joints seront déterminées.

La troisième partie s'attarde à l'étude de la variation de la géométrie de l'assemblage, c'est-à-dire des déplacements et des rotations dus à la température de chaque élément. Comme il a été constaté dans les études mentionnées plus haut, la variation de la géométrie de l'assemblage a un impact majeur sur la variation de la charge sur les boulons et les joints. Enfin, en connaissant la dilatation et la rotation de chaque élément d'assemblage, les charges sur la boulonnerie et les joints pourront être déterminées.

## CHAPITRE 1

### REVUE DE LA LITTÉRATURE

#### 1.1 Généralité

Vu la distribution tridimensionnelle des températures dans les éléments de la bride, les échangeurs de chaleur ont la réputation bien méritée d'être le casse-tête des concepteurs. La difficulté d'assurer l'étanchéité des brides boulonnées est un problème d'exploitation qui arrive souvent et qui fait l'objet de multiples rapports d'exploitation des échangeurs. Très souvent les problèmes d'étanchéité des appareils thermiques sont dus à la nature complexe de la distribution des températures dans les éléments de l'assemblage boulonné. Malheureusement, même si un tel problème est bien connu, il n'y a que peu d'ouvrages qui traitent de sa solution.

Winter (1988,1990) rapporte le problème persistant des fuites d'une chaudière (qui est, en fait, un échangeur de chaleur) ayant une bride de grand diamètre et qui est utilisée sous haute pression avec une température de plusieurs centaines de degrés Celsius. Cet appareil avait été conçu et fabriqué en 1966; il se basait sur les exigences du Code ASME, Section VIII, Division 1. La conception de la plaque tubulaire et la configuration des tubes sont faites selon les recommandations de TEMA.

À part la perte d'efficacité, les fuites de vapeur provenant d'un appareil qui fonctionne sous haute pression et haute température peuvent causer de sérieuses blessures au personnel d'exploitation. Pendant vingt ans, cette chaudière a causé continuellement des fuites de vapeur. Aux cours de ces années, la procédure d'assemblage et le type de joint ont été changés plusieurs fois. L'expérience accumulée pendant cette « lutte contre les fuites » est devenue une source de connaissances pratiques pour les autres utilisateurs et concepteurs.

Un point majeur a été soulevé par Winter. En effet, celui-ci a identifié le gradient thermique circonférentiel sur les anneaux des brides comme étant un des facteurs déstabilisants dans les efforts mis pour rendre cet échangeur étanche. Dans son rapport, Winter a noté que l'existence inévitable de ce gradient complique le serrage des boulons et joue un rôle néfaste dans la réalisation d'un assemblage étanche.

Les tentatives visant à établir le niveau d'étanchéité acceptable de cet appareil, à trouver les raisons des fuites répétitives, ainsi que les différentes techniques utilisées pour identifier la source des problèmes, sont décrites dans le rapport de Winter (1989). À part l'énumération des difficultés rencontrées dans l'utilisation de cet appareil, l'auteur a donné quelques recommandations qui peuvent être utiles pour les concepteurs et le personnel d'exploitation des échangeurs de chaleur.

Brown (2004) a présenté un article décrivant les résultats de plusieurs années d'expérience d'exploitation des appareils thermiques ayant des assemblages boulonnés. L'auteur a suggéré une procédure d'assemblage d'un joint boulonné et a donné les causes pouvant mener à une diminution des charges de la boulonnerie qui peut dépasser 50%. L'article fait aussi des recommandations sur l'utilisation des lubrifiants après une étude de la variation des caractéristiques des lubrifiants sous influence de la haute température.

Brown et Brodzinski (2005) ont présenté une étude d'un échangeur de chaleur de grand diamètre (45 po). Deux analyses, une thermique et l'autre mécanique, ont été menées. Les auteurs se sont intéressés à l'effet de la température sur l'étanchéité de l'assemblage boulonné en régime transitoire. Deux méthodes, l'une analytique et l'autre numérique, ont été utilisées au cours de cette étude. Chaque méthode avait ses avantages et ses inconvénients. Cependant, l'article discute des problèmes reliés aux régimes transitoires que subissent les échangeurs de chaleur et les solutions possibles.

Guillot, Findlay et Grimsley (2005) présentent un article consacré aux problèmes d'étanchéité dans un échangeur de chaleur sous la pression élevée. Pendant le démarrage d'une usine, l'échangeur de chaleur de grand diamètre a été exposé à un gradient thermique important résultant de fuites inacceptables. Les raisons de ces fuites ont été étudiées. Le type du joint d'étanchéité a été changé. Les contraintes mécaniques dans les boulons ont été mesurées pendant les régimes transitoires à l'aide des cellules de charge installées sur les boulons. De surcroît, des capteurs de température ont été installés à plusieurs endroits sur les brides boulonnées pour connaître la distribution de température dans l'assemblage boulonné. Les résultats obtenus ainsi que les recommandations sur les différentes techniques de serrage des boulons sont présentés dans l'article qui suit.

Mueller (2006) présente un article portant sur la problématique rencontrée dans les assemblages à brides boulonnées, munis de joints d'étanchéité soumis à haute température. À l'encontre des assemblages soudés, les assemblages à brides boulonnées ne sont pas assujettis aux procédures de qualification et d'homologation par les codes et normes en vigueur, tels que le Code ASME des réservoirs sous pression. L'auteur propose une procédure de qualification pour les assemblages à brides boulonnées ainsi qu'un plan de contrôle de qualité de l'assemblage. Même si la procédure est suggérée aux industries pétrochimiques, elle peut être adaptée pour les autres applications.

## **1.2 Distribution de la température des fluides dans un échangeur de chaleur**

Pour connaître la température au niveau des assemblages boulonnés de l'échangeur, il faut avoir le profil de température dans les parois internes de la chambre de distribution et de la calandre, et ce pour chaque passe. Malheureusement, peu de travaux ont traité de cette question à ce jour. La plupart des travaux publiés abordent la performance des échangeurs de chaleur. La majorité des concepteurs ne sont pas intéressés par la distribution de température au cœur de l'échangeur de chaleur. Le plus souvent, pour prédire la température de la sortie d'un échangeur, ils ont recours à la méthode classique des températures moyennes

logarithmiques. Cette méthode permet de prédire la température du fluide à la sortie et non pas à l'intérieur de l'échangeur.

Le présent travail de recherche porte une attention particulière sur la distribution de la température circumférentielle de la bride boulonnée. Celle-ci est en fonction de la température du fluide obtenue, par l'intermédiaire du profil de température dans les différentes sections de l'échangeur de chaleur. En effet, les températures dans chaque passe de l'échangeur doivent être calculées afin d'en déterminer le profil thermique du fluide et ainsi trouver les températures dans les brides boulonnées.

Parmi les rares articles qui traitent de ce sujet, on trouve celui de Dusinberre (1959) dans lequel il détermine les températures transitoires dans un échangeur de chaleur ayant une configuration à contre-courant; ces températures sont obtenues par des méthodes numériques. L'auteur applique ici sa démarche à un régénérateur de turbine à gaz et remarque une utilité particulière de celle-ci dans le cas d'un débit variable. Le modèle suggéré peut traiter les régimes transitoires lors des démarrages et des arrêts.

Hamid et Roetzel (1997) ont appliqué le code FLOW3D pour simuler l'écoulement des fluides à l'intérieur d'un échangeur de chaleur avec les tubes et la calandre. Les auteurs ont utilisé la modélisation numérique pour déterminer la distribution des températures des fluides.

Ces mêmes auteurs (1999) ont mesuré expérimentalement les températures à l'intérieur d'un échangeur de chaleur avec tubes et calandre. Les auteurs ont développé une méthode expérimentale qui a permis d'évaluer les températures du fluide dans chaque tube à l'intérieure d'un échangeur sans perturber l'écoulement. Cette étude expérimental a permis de valider le modèle numérique créé précédemment.

Barletta et al. (2003) ont effectué des essais expérimentaux sur des écoulements libres et forcés dans des tuyaux verticaux. Les auteurs ont appliqué les charges thermiques non-

axisymétriques sur les parois externes des tuyaux. Le but principal de ces travaux a été de déterminer les paramètres qui régissent la distribution des températures dans les tuyaux assujettis aux températures sinusoïdales et à la convection par deux fluides différentes sur les parois externes.

Saim et al. (2007) ont mené des études sur le comportement de la turbulence dans les échangeurs de chaleurs à faisceau et calandre munis des chicanes transversales. Les auteurs présentent les résultats des études numériques sur le comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent dans un canal horizontal. La méthode des volumes finis couplée à un algorithme numérique simple, ont permis de résoudre les équations gouvernantes du modèle. Les profils de vitesse axiale, les champs de vitesse et de température ainsi que la distribution du nombre de Nusselt ont été obtenus.

Deux scientifiques de l'université des forces militaires d'Allemagne, Roetzel et Xuan (1992), ont mené plusieurs travaux dont le but était de prédire le comportement d'un échangeur de chaleur soumis à un régime transitoire. Ces auteurs ont développé un modèle analytique pour identifier la réponse transitoire à une variation arbitraire de température du fluide d'entrée d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes. Le modèle analytique pouvait déterminer la température de sortie du fluide, à condition de connaître la température d'entrée. Il permet aussi de prédire la température du fluide dans chaque passe d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre et traite des deux types d'écoulement des fluides; c'est à dire à cocourant et à contre-courant.

De plus, ce modèle permet le changement des coefficients de transfert de chaleur et des aires de surfaces dans chaque passe, ce qui rend possible l'élargissement de la sphère d'utilisation de ce modèle. Roetzel et Xuan (1993) ont amélioré le modèle décrit précédemment en rajoutant l'effet du courant dispersé du fluide. Ils prennent en considération l'effet de la distribution non homogène du courant du fluide côté calandre et appliquent leur modèle sur un échangeur de chaleur avec une simple passe. Ils présentent et discutent les résultats des calculs théoriques et expérimentaux.

Un autre article de Xuan et Roetzel (1993) propose un modèle dispersé pour prédire le comportement des échangeurs de chaleur à plusieurs passes en régime transitoire. Les auteurs ont raffiné leur méthode en ajoutant l'effet de la capacité thermique des deux fluides et l'effet de non-uniformité du courant côté tubes. Ils ont amélioré leur méthode pour prédire le comportement dynamique d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes. Ils proposent deux approches pour simuler un échangeur de chaleur. La première est discrète et permet d'obtenir des valeurs de température pour chaque passe. La deuxième est plus générale et permet d'évaluer la température de chaque passe en ignorant la non-uniformité de la distribution des températures à travers l'échangeur.

### **1.3 Transfert de chaleur tridimensionnel**

Une grande partie de la recherche a été consacrée à la distribution des températures dans les différents éléments de l'assemblage à brides boulonnées. Évidemment, la détermination de la distribution de température ne peut être possible qu'avec une étude de transfert de chaleur. En fait, il existe une multitude d'articles scientifiques traitant de la théorie de la conduction et de la convection de chaleur dans les solides et à l'interface entre un solide et un liquide. Une des sources utilisées dans notre travail de recherche est le livre de Kakaç et Yener (1995). Les auteurs présentent la théorie de transfert de chaleur ainsi que des solutions aux multiples problèmes en coordonnées rectangulaires, cylindriques et sphériques. Ils présentent les méthodes de séparation des variables, d'intégration, de Laplace et les méthodes numériques pour résoudre les problèmes du transfert de chaleur.

Un autre auteur, Necati Özışık (1993), dans son travail portant sur la conduction de chaleur, a détaillé la méthode de séparation des variables dans le cas des conditions aux frontières non homogènes. L'auteur présente les méthodes pouvant être utiles pour trouver les distributions de température dans les cas bidimensionnels et tridimensionnels.

Parmi les travaux les plus récents qui traitent la distribution de la température dans les assemblages à brides boulonnées, on trouve deux articles de Brown (2000a, 2000b). Dans ces articles, l'auteur propose une méthode pour déterminer la température des composants de l'assemblage à brides boulonnées. Dans le premier article dans lequel une méthode analytique est proposée, Brown développe les équations nécessaires pour prédire les températures et les valeurs de dilatations thermiques résultantes pour chaque élément de l'assemblage boulonné. L'auteur compare les résultats analytiques avec ceux qui ont été obtenus par la méthode des éléments finis pour des cas uniquement axisymétriques.

Le deuxième article propose une approche simplifiée basée sur une méthode graphique afin de réduire la quantité de calculs analytiques présentés dans le premier article. Cette méthode simplifiée a été aussi élaborée pour les brides axisymétriques de grands diamètres munis de joints d'étanchéité et ne prend pas en considération la différence de température dans les deux brides d'un assemblage boulonné. Évidemment, en raison de la présence de la plaque tubulaire, une approximation symétrique de la distribution de température ne peut pas être appliquée sur les assemblages boulonnés des échangeurs de chaleur. Cependant, cette méthode peut être très utile dans les cas d'une solution générale.

Al-Mulhim K.A. (2000) a étudié la distribution de la température dans la plaque tubulaire d'un échangeur de chaleur avec faisceau et calandre. L'auteur a analysé l'influence de certains paramètres, tels que le flux de chaleur produit pendant la soudure, la température et le temps de soudage, le type des matériaux soudés sur la distribution de la température dans la plaque tubulaire. Aussi, le gradient thermique causé par la soudure a fait l'objet d'un intérêt principal de l'auteur. Les études expérimentales ont été validées à la suite des résultats de la modélisation numérique.

#### **1.4 Le choix des paramètres d'un échangeur de chaleur**

Le calcul de la distribution de température du fluide dans les passes d'un échangeur de chaleur requiert des données sur le fluide chaud et le réfrigérant, les matériaux de fabrication

des tubes et de la plaque tubulaire ainsi que d'autres paramètres tels que la configuration, la quantité des tubes, les dimensions des éléments essentiels de l'échangeur de chaleur, etc.

Plusieurs sources ont été utilisées au cours de ce travail de recherche pour établir tous les paramètres, les constantes et les caractéristiques des matériaux. Un code numérique sur l'environnement MATLAB a été créé pour automatiser et faciliter le calcul de distribution des températures à travers la section d'un échangeur de chaleur. La première source pour établir les dimensions d'un échangeur de chaleur à 4 passes avec la configuration des fluides à co-courant a été le dossier technique fourni par la compagnie américaine Chevron d'El-Segundo.

Parmi les autres sources utilisées, il faut mentionner le livre de Das S. K. (2005) qui présente les concepts physiques de transfert de chaleur dans différents équipements industriels. Plutôt que de présenter les méthodes et les techniques de conception, cet ouvrage met la priorité sur la théorie du transfert de chaleur appliquée.

Une autre source utilisée est le volume de Moran et al. (2000) qui présente une bonne alliance de la théorie du transfert de chaleur et de la mécanique des fluides en tenant compte des applications concrètes. L'ouvrage de Kakaç et al. (2002) a été utilisé pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur des fluides. Il présente aussi les bases de la conception des échangeurs de chaleur de différents types.

### **1.5 Comportement des brides boulonnées soumises à la haute température**

Sous l'influence de la haute température, les boulons de la bride subissent une variation de la charge. Par conséquent, la contrainte dans le joint d'étanchéité varie. Ce changement de la contrainte dans le joint affecte le niveau d'étanchéité de l'assemblage. Avec le temps et sous haute température le joint subit une relaxation de la contrainte. Cette relaxation explique très souvent les fuites dans les appareils sous pression fonctionnant dans les conditions de hautes températures et pressions.

Il existe plusieurs travaux de recherche visant à expliquer le comportement des assemblages à bride boulonnées sous l'influence de la température. Payne (1985) a publié une enquête sur les raisons de la défaillance des assemblages à brides boulonnées. L'auteur a mis l'accent sur l'effet de la haute température et du gradient thermique.

Winter et al. (1988,1990) ont étudié les brides de grands diamètres dans les systèmes sous haute pression et haute température. Les auteurs ont présenté des cas problématiques rencontrés dans les usines de traitements chimiques de la compagnie Tennessee Eastman. Ils ont mis l'accent sur l'influence de la haute température dans la perte d'étanchéité des assemblages boulonnés de grands diamètres.

Sawa et al. (1992) ont présenté un article portant sur le comportement des assemblages à brides boulonnées soumis à un chargement thermique en régime transitoire. Par la suite, Kumano, Sawa et Hirose (1994) ont analysé le comportement des assemblages à brides boulonnées d'un échangeur soumis à un flux de chaleur par conduction en régime transitoire. Ils ont analysé la distribution de la température dans l'assemblage par la méthode des différences finies et ont évalué la variation de la force axiale dans les boulons et la contrainte sur le joint.

Lee et al. (1993) ont analysé le comportement thermique d'un assemblage à brides boulonnées. Deux plaques rectangulaires fabriquées du même matériau mais avec des épaisseurs différentes ont été utilisées pour réaliser l'assemblage. Le flux de chaleur a été appliqué sur l'assemblage à travers la surface d'une des plaques. Un contact parfait de deux surfaces des plaques a été supposé. Le but principal de cette étude a été de déterminer la résistance thermique totale de l'assemblage boulonné. La solution analytique a été comparée avec les résultats numériques et expérimentaux existants.

Sato et Kado (2005) ont étudié l'influence des différents matériaux des brides sur l'étanchéité de l'assemblage à brides boulonnées. Pour cette étude, les auteurs ont pris une bride en acier

inoxydable et une autre en acier au carbone. Ils ont conclu que la modélisation thermomécanique de l'assemblage était complexe. De plus, l'utilisation du joint d'étanchéité métallique a compliqué l'analyse. Cependant, ils ont pu montrer que la différence de dilatation thermique des brides et la distribution des températures non-uniformes sont les causes principales de la variation des charges.

Sawa et al. (2006) ont analysé la performance des assemblages à brides boulonnées soumis à haute température. Dans leur article, ils ont mis un accent particulier sur la présence de la dispersion importante de la force de serrage des boulons. Les auteurs se sont intéressés à l'influence de cette dispersion sur l'étanchéité de l'assemblage. La distribution des contraintes de contact sur le joint d'étanchéité a été évaluée par la méthode des éléments finis. Les fuites du gaz ont été mesurées pour des températures de 50°C, 100°C, 150°C et 200°C.

L'article de Sawa et al. (2007a) présente les résultats d'une étude en ce qui a trait à l'influence de la température sur l'étanchéité d'un assemblage à brides boulonnées de 3 po de diamètre. L'assemblage a été soumis aux températures de 20°C, 100°C et 200°C. Les boulons de l'assemblage ont été serrés selon la méthode de l'ASME PCC-1 et la méthode japonaise HPIS. Un joint graphite sans amiante a été utilisé pour cette étude. La mesure de fuite a été effectuée par la méthode de chute de pression.

De plus, la force dans chaque boulon a été mesurée par des jauges de déformation. La contrainte de contact dans le joint a été estimée par la méthode des éléments finis. Les résultats numériques ont été comparés avec ceux qui ont été obtenus expérimentalement.

La même équipe scientifique, Sawa et al. (2007b), a étudié l'influence de la haute température sur le niveau de l'étanchéité des assemblages à brides boulonnées de grands diamètres. Un assemblage de diamètre nominal de 20 po avec un joint graphite sans amiante ont été utilisés dans cette étude. Les fuites ont été mesurées par la méthode de chute de pression. Les essais ont été effectués à 50°C et 100°C. Les résultats de cette étude ont été

comparés avec ceux qui ont été obtenus précédemment pour un assemblage de petit diamètre. Il a été établi que la rotation des brides a plus d'influence sur l'étanchéité des assemblages de grands diamètres.

Une autre étude de Sawa et al. (2008a) a eu pour objectif d'établir la relation entre le diamètre nominal d'un assemblage à brides boulonnées et la qualité de l'étanchéité. La rotation de la bride causée par la pression interne affecte l'étanchéité de l'assemblage. Cet effet est plus prononcé dans les assemblages de grands diamètres. Les auteurs ont utilisé un assemblage ayant un diamètre de 20 po. De plus, l'influence de différents types des matériaux sur la contrainte du contact a été étudiée. Les études expérimentales ont confirmé les résultats numériques obtenus au cours des recherches précédentes.

L'article de Yang et al. (2008) présente les résultats des essais sur un assemblage à brides boulonnées muni d'un joint d'étanchéité précomprimé. Le comportement thermomécanique de l'assemblage a été modélisé pour prédire la perte de la force de serrage sous charge thermique avec cyclique. De plus, un modèle numérique non-linéaire par éléments finis a été utilisé pour analyser le comportement viscoplastique des boulons.

Parmi les études sur le comportement des assemblages à brides boulonnées soumis à la haute température, il y a les travaux effectués à l'École de technologie supérieure et à l'École polytechnique. Bouzid, Chaaban et Bazergui (1995) proposent une méthode analytique pour évaluer l'effet de la relaxation du joint dans un assemblage à brides boulonnées. Les auteurs prennent en considération la flexibilité de tous les éléments de l'assemblage.

Par la suite, Bouzid et Chaaban (1997) ont validé leur modèle analytique en ayant recours aux essais expérimentaux sur des brides réelles ainsi qu'à la méthode des éléments finis. Plus tard, Nechache et Bouzid (2002) développent un modèle pour évaluer la redistribution de la charge de la boulonnerie sous l'effet de la haute température en régime permanent. Ils fournissent les équations théoriques nécessaires pour prédire les températures et la

redistribution des charges dues à la dilatation thermique des éléments de l'assemblage. Les résultats des recherches théoriques sont comparés à ceux qui ont été obtenus par la méthode des éléments finis.

Bouزيد et al. (2002) traitent de l'effet du chargement thermique en régime permanent dans le cas des brides avec un couvercle plat. L'article présente une analyse théorique du profil des températures en régime permanent et évalue les déplacements des joints dus à la dilatation thermique. Les auteurs analysent la variation de la charge dans les brides et valident les résultats avec des modèles des éléments finis.

Nechache (2002) récapitule les recherches antérieures faites en collaboration avec Bouزيد et Brown. Il présente une analyse théorique sur la distribution de la température et des charges dans les brides boulonnées en régime permanent et donne les équations analytiques servant à prédire les températures et les variations des charges dues à l'expansion thermique. Le modèle de résistances thermiques des différents éléments de l'assemblage a permis de déterminer la variation de la charge dans les boulons et de la contrainte dans le joint d'étanchéité.

Plus récemment encore, Bouزيد et al. (2004) ont analysé les brides soumis au fluage. Les auteurs présentent une méthode analytique pouvant prédire la relaxation dans les joints en se basant sur le fluage de chaque élément de l'assemblage séparément.

Dans un autre article, Bouزيد et Nechache (2005a) traitent de la redistribution des charges pour le cas de deux brides identiques et le cas d'une bride avec couvercle plat. Les mêmes auteurs (2005b) ont publié un autre article qui analyse la distribution des températures sur les brides boulonnées en régime permanent et utilisent le profil thermique pour déterminer les déplacements et les distorsions dans le calcul de la variation de la charge des boulons.

## 1.6 Comportement du joint d'étanchéité

L'utilisation des joints d'étanchéité nécessite de la part du concepteur une connaissance précise des caractéristiques générales et des conditions d'applications. Le joint a un rôle primordial quant à la performance et la fiabilité des appareils thermiques tels que les générateurs de vapeur, les échangeurs de chaleur et les condensateurs. Théoriquement, si les surfaces de deux brides jointes sont parfaitement parallèles, rigides et lisses, celles-ci pourraient être boulonnées sans l'utilisation des joints d'étanchéité. En pratique, l'application du joint entre les deux brides est indispensable pour compenser les irrégularités des surfaces métalliques et les charges non uniformes sur les brides.

La performance générale des appareils thermiques, leur efficacité et les aspects environnementaux sont des paramètres souvent évoqués lors du choix des joints d'étanchéité. Ces derniers doivent supporter les hautes pressions et températures existant dans les systèmes de tuyauteries modernes. La conformité en matière de protection de l'environnement et la sécurité des travailleurs sont des soucis majeurs, ce qui requiert une maintenance périodique. Vu l'importance des joints d'étanchéité dans la conception des machines thermiques, le code ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) a assujéti les joints à une réglementation stricte. La section VIII du *Code* d'ASME standardise les matériaux des joints et donne des valeurs du facteur de maintenance  $m$  et de la contrainte minimale d'assise  $y$  pour chaque type de joint.

Une quantité d'ouvrages traitant de la conception, du comportement et du choix des joints est disponible. McCrum et al. (1997) présentent une étude sur le comportement général des élastomères et des matériaux composites. Ils traitent les phénomènes fondamentaux reliés aux polymères tels que le fluage et la relaxation. Czernik (1996) traite, pour sa part, des aspects généraux de la conception, de la sélection et des tests de performance des joints. Faisant référence au code de l'ASME, l'auteur donne pour chaque type de joint des exemples d'application et les problèmes qui leur sont associés. Mayer (1972), de son côté, décrit son expertise dans le domaine des garnitures d'étanchéité. L'auteur énumère les aspects

importants quant à l'utilisation des joints et des garnitures et donne les principes de base pour leur conception.

Winter et Coppari (1996) traitent du choix des joints d'étanchéité. Le but principal des auteurs était de clarifier certaines incompréhensions concernant la sélection des joints d'étanchéité, vu la présence d'une énorme quantité de joints différents sur le marché actuel et les informations parfois contradictoires données par les vendeurs de joints. En fait, leur article peut être considéré comme un guide d'utilisation des joints d'étanchéité pour les différentes conditions d'opération auxquelles ils sont soumis. Les chercheurs présentent une analyse thermique de différents assemblages à brides boulonnées à l'aide d'un logiciel d'éléments finis. L'objectif consistait à établir les profils thermiques de différents types de joints, les comparer, en définir les paramètres influençant la performance de chaque type de joint et faire des recommandations pour les utilisateurs afin de faciliter leur choix.

Parmi les études les plus récentes sur l'effet d'un chargement thermique sur la contrainte du joint, on trouve l'article de Brown (2001). L'auteur propose une approche analytique visant à établir une relation entre les charges thermiques et l'étanchéité des joints dans les réservoirs à haute pression. Il présente une méthode analytique qui permet de déterminer la variation de la charge des boulons et la force sur le joint suite à la variation de la température en régime permanent. Dans ses études, Brown ajoute l'effet de dilatation thermique aux équations d'interaction mécanique déjà existantes. Les résultats trouvés analytiquement sont comparés avec ceux qui ont été obtenus par la méthode des éléments finis.

Bartomicek et al. (2002) ont présenté une étude sur la capacité des joints d'assurer une étanchéité adéquate à haute température. Les auteurs ont testé deux types de joints ; un à base de fibre et l'autre en composite avec des plusieurs couches en graphite. Plusieurs essais ont été effectués pour évaluer les fuites. Un changement des propriétés mécaniques et le vieillissement des joints exposés à la haute température et à long terme ont été rapportés.

Sawa et al. (2005) ont étudié le comportement d'un joint spiralé soumis à haute température. Les auteurs ont élaboré un modèle d'éléments finis permettant d'analyser les contraintes à l'interface entre la bride et le joint. Pour valider le modèle numérique, des essais expérimentaux mesurant les fuites et la variation de la charge des boulons ont été effectués sur un assemblage à brides boulonnées munis d'un joint spiralé.

Ohmura et al. (2006) ont mesuré les caractéristiques thermiques des joints d'étanchéité. Ils ont appliqué les conditions de la conduction thermique sur un assemblage à brides boulonnées munis d'un joint d'étanchéité. La conductivité thermique effective, la chaleur spécifique et le coefficient de la dilatation thermique linéaire sont parmi les caractéristiques thermiques des joints mesurés. De plus, une relation empirique de la conductivité thermique effective du joint a été proposée. Au cours des essais, les auteurs ont noté un changement important du coefficient de dilatation thermique au dessous de 150°C environ selon la vitesse de chauffage et la charge appliquée sur le joint.

Yamaguchi et al. (2008) ont utilisé un modèle tridimensionnel viscoélastique pour simuler le comportement au fluage des joints d'étanchéité à température élevée. Un joint en graphite sans amiante a été utilisé dans cette étude. L'assemblage boulonné a été testé à la température 180°C pendant 500 heures. La relaxation du joint a été évaluée.

### **1.7 Analyse des assemblages boulonnés par la méthode des éléments finis**

La méthode des éléments finis est devenue très importante et presque indispensable dans les analyses d'ingénierie. Avec le développement des ordinateurs personnels de grande capacité cette méthode est utilisée pour traiter la majorité des problèmes d'analyse des structures et des solides, de transfert de chaleur, de mécanique des fluides et d'électromagnétisme. L'efficacité de cette méthode et les possibilités multiples de ses applications dans les différents domaines d'ingénierie sont la base de sa popularité. En continuel développement depuis les années 70, cette méthode est devenue aujourd'hui une technique numérique qui

présente de vastes possibilités à l'utilisateur dans la solution de différents problèmes pratiques en analyse des structures.

On peut trouver plusieurs travaux qui décrivent l'utilisation de la méthode des éléments finis dans l'analyse des assemblages à brides boulonnées ou même pour résoudre certains problèmes de comportement des appareils thermiques comme les échangeurs de chaleur. Parmi les travaux les plus anciens, on rencontre les recherches de Barrett et Soler (1982) sur l'application de la méthode des éléments finis aux coques axisymétriques avec des parois épaisses. Les auteurs développent le modèle théorique applicable pour une analyse des réservoirs à paroi épaisse sous une charge axisymétrique.

Fukuoka (2002) de l'université de Kobe présente une simulation du serrage des boulons par la méthode des éléments finis. L'auteur utilise cette méthode dans les études du comportement mécanique et thermique des assemblages boulonnés soumis aux charges thermiques. Visant à améliorer l'étanchéité des brides, il applique le préchauffage sur les boulons comme moyen de serrage initial et donne les avantages de cette méthode du point de vue de l'étanchéité.

Parmi les articles les plus récents sur ce sujet, on trouve un autre ouvrage du même auteur (2005). Dans son analyse, pour améliorer le modèle d'évaluation de la variation de la charge sur les boulons, l'auteur prend en considération l'effet de la résistance thermique du contact au niveau de l'interface bride-boulon. Il montre qu'une très petite variation dans les coefficients de dilatation des éléments du joint a un effet important sur la variation de la charge des boulons.

Alghamdi et Al-Sannaa (2004) ont, de leur côté, appliqué la méthode des éléments finis dans l'analyse des contraintes dans les brides boulonnées ayant un large diamètre. En utilisant deux codes, ANSYS 5.6 et ABAQUS, les deux auteurs comparent les résultats des modèles et discutent des effets de la température sur la pression de contact sur le joint et les contraintes dans l'assemblage.

Alexander, Jagodzinski et Biel (2004) ont étudié les contraintes dans un réacteur ayant un diamètre de 46 po en utilisant les codes numériques ABAQUS et PATRAN. Leur travail de recherche visait à déterminer les conséquences des charges thermiques et de la pression interne sur l'étanchéité. Dans ce travail, les auteurs utilisent trois modèles pour étudier le comportement général de l'échangeur de chaleur sous l'effet de la variation de température.

Nagata et al. (2005) ont présenté un modèle numérique d'un assemblage à brides boulonnées de 4 po soumis à la combinaison d'un moment de flexion et d'une charge thermique. Le modèle considère le comportement non linéaire du joint. Les contraintes de contact sur le joint ont été évaluées avec l'aide d'un modèle d'éléments finis 3D. La charge thermique était axisymétrique. Les résultats numériques ont été validés par des calculs analytiques.

Sawa Nagata et al. (2008b) ont étudié l'influence du changement de la température sur un assemblage à brides boulonnées munis d'un joint torique métallique plein. Ce type de joint est utilisé pour les assemblages soumis aux conditions sévères de haute température ou/et de haute pression. Ils ont exposé un assemblage à brides de 12 po à la combinaison de la pression 10MPa et de la température uniforme de 450° C. Les auteurs ont trouvé nécessaire de prendre en considération le comportement élasto-plastique des matériaux au niveau du contact entre le joint et l'anneau de la bride. L'analyse a été faite par la méthode des éléments finis.

Sawa et al. (2008c) ont étudié le mécanisme de la perte du serrage causée par la charge thermique répétitive. L'influence de l'inclinaison des surfaces du contact sur le phénomène de la perte de serrage a été étudiée. Aussi l'utilisation d'écrous excentrés a-t-elle été analysée. Les études numériques par éléments finis ont fait l'objet de comparaison avec les résultats des études expérimentales précédentes.

## Conclusion

La recherche bibliographique a montré que les travaux antérieurs se limitent à des cas axisymétriques de la charge thermique sur un assemblage à brides boulonnées. Dans la littérature scientifique publique, il n'y a pas d'articles portant sur la distribution des températures dans un assemblage à brides boulonnées d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes. Ainsi, le gradient thermique circonferentiel agissant sur les éléments d'un assemblage boulonné et son influence sur la redistribution de la charge sur les boulons restent un sujet d'attention pour les chercheurs dans le domaine des réservoirs sous pression.

Pourtant, il existe beaucoup de rapports d'exploitation témoignant du problème d'étanchéité dans les échangeurs de chaleur avec faisceau et calandre à plusieurs passes. Tous ces rapports décrivent les circonstances rassemblant cette problématique comme suit:

- Exploitation de l'échangeur de chaleur sous haute température ;
- Grand diamètre de la coque cylindrique et, par conséquent, des brides boulonnées ;
- Différence élevée entre les températures des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur. Cette différence est la raison principale de l'apparition d'un gradient thermique circonferentiel dans les brides boulonnées ; elle est inévitable dans le cas d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes.

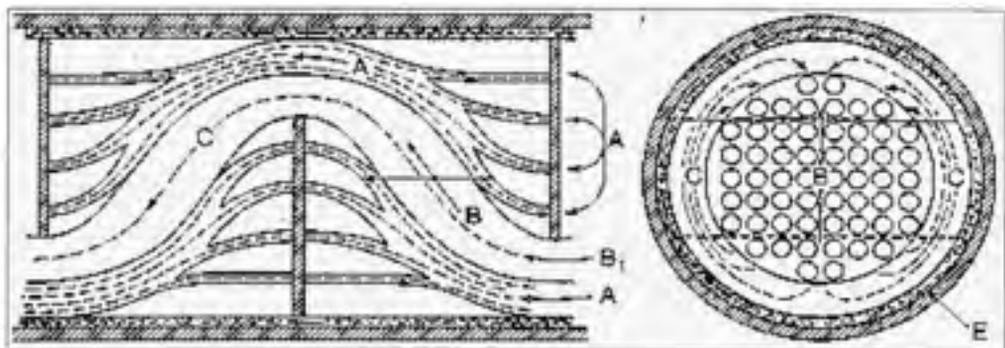
Ce travail de recherche se veut une tentative pour solutionner le problème d'étanchéité des échangeurs de chaleur à plusieurs passes. L'influence du gradient thermique circonferentiel sur la redistribution de la charge sur les boulons a été étudiée pour le cas d'un assemblage à brides boulonnées d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes.

## CHAPITRE 2

### MODÉLISATION ANALYTIQUE DE LA DISTRIBUTION DE LA TEMPÉRATURE DANS UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR

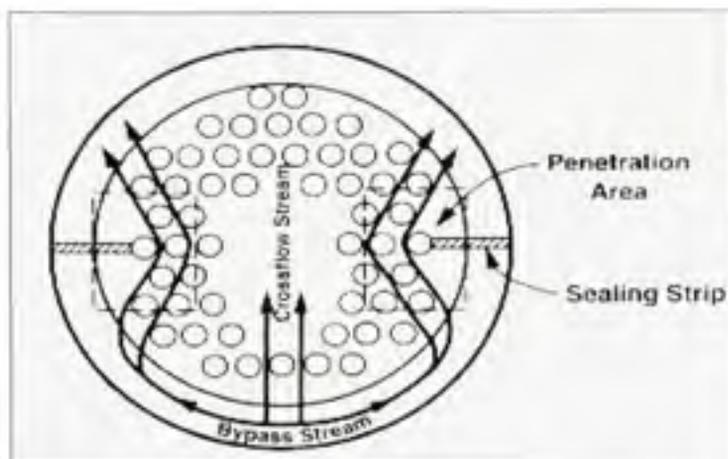
#### 2.1 Différentes méthodes de l'analyse du profil thermique du fluide côté calandre

Les températures de la bride et de la boulonnerie dépendent de la température du fluide de la calandre. Le profil thermique du fluide de la calandre est très difficile à prédire et dépend de la géométrie interne de l'échangeur de chaleur, des caractéristiques des matériaux utilisés pour sa construction et le nombre de passes. La configuration montrée à la figure 2.1 est utilisée dans la méthode classique de Bell-Delaware. Cette méthode prend en considération toute la complexité de l'écoulement dans la coque cylindrique d'un échangeur. La méthode est utilisée pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur du fluide (côté calandre) ainsi que pour la détermination du profil thermique.



**Figure 2.1 L'écoulement du fluide à l'intérieur de la calandre.**  
Tirée de S.Kakac et al, "Heat Exchangers: Selection and Thermal Design"(2002)

La géométrie de la matrice des tubes et la conception des chicanes (la figure 2.2 ci-dessous) ont une influence particulière sur l'écoulement du fluide. La présence des chicanes transversales, par exemple, peut créer localement de la cavitation et des turbulences.



**Figure 2.2 L'influence de la géométrie sur l'écoulement du fluide côté calandre.**

Tirée de S.Kakas et al, "Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design"(2002)

En principe, si on s'intéresse à la température du fluide de la calandre, il faut trouver le moyen de présenter l'écoulement du fluide de manière simplifiée. La méthode traitée dans ce chapitre donne la possibilité de calculer la température du fluide de la calandre. Cette méthode utilise à sa base les concepts développés par Roetzel et Xuan (1996).

Deux méthodes de calcul des températures à l'intérieur de l'échangeur sont présentées par ces auteurs. La première méthode est la méthode *discrète*. Elle permet de connaître les températures de chaque tuyau d'un passage d'échangeur. Même si cette méthode est très précise, dans le cadre de la présente recherche, elle apparaît trop complexe et pourrait entraîner des calculs excessifs. La deuxième méthode qui s'appelle la méthode *continue* est moins détaillée. Elle permet d'obtenir la température du fluide à la sortie de l'échangeur et celle à chaque passage du fluide tubulaire.

Puisque les températures à l'intérieur de l'échangeur sont d'intérêt primaire dans ce travail, la méthode continue semble être très convenable pour obtenir le profil thermique de chaque passe. Pour déterminer la distribution circumférentielle de la température d'un assemblage boulonné, la distribution de la température dans chaque passe a été trouvée. Pour cela, la

méthode de Roetzel et Xuan a donc été adaptée pour évaluer la température du fluide aux parois internes de l'assemblage boulonné et, par conséquent, déduire la distribution des températures dans les éléments de l'assemblage.

La méthode continue permet, en effet, d'obtenir les températures de chaque passe séparée. Elle traite chaque passe comme un échangeur de chaleur ayant une simple passe. Les hypothèses essentielles à la base de cette méthode sont :

- Les propriétés thermiques de chaque fluide et du matériau des tubes sont constantes;
- Le flux de chaleur des deux fluides est constant;
- L'échangeur de chaleur est un système adiabatique.

## 2.2 Modélisation mathématique de distribution de la température

Roetzel et Xuan (1993) ont utilisé les équations suivantes pour décrire le comportement d'un échangeur de chaleur avec N passes côté tubes. L'équation pour la température du fluide de la coque cylindrique est la suivante :

$$\dot{q}_s \frac{\partial T_s}{\partial X} + \frac{C_s}{L} \frac{\partial T_s}{\partial Z} + \frac{(hA)_s}{L} (T_s - T_w) = 0 \quad (2.0)$$

L'équation qui décrit le comportement du fluide dans les tubes est :

$$\pm (-1)^j \dot{q}_t \frac{\partial T_t}{\partial X} + \frac{C_t}{L} \frac{\partial T_t}{\partial Z} + \frac{(hA)_t}{L} (T_t - T_w) = 0 \quad (2.1)$$

Ici, le signe positif est associé à la configuration des fluides en contre-courant et le signe négatif aux cocourants. L'équation pour décrire la température des parois des tubes est la suivante :

$$\frac{C_w}{L} \frac{\partial T_w}{\partial Z} - \frac{(hA)_s}{L} (T_s - T_w) + \frac{(hA)_t}{L} (T_t - T_w) = 0 \quad (2.2)$$

Pour des liquides non compressibles  $\dot{q}_u = \dot{q}_t$  ; ce qui signifie que le flux de chaleur ne change pas d'une passe à l'autre. Par contre, la capacité thermique  $C_u$  peut différer d'une passe à l'autre.

### 2.3 Influence de la direction du fluide sur la distribution de la température

Comme il a été mentionné, l'équation qui décrit le comportement du fluide côté tubes contient une fonction de *signe*. Avec l'aide de cette fonction, l'influence de la géométrie de l'échangeur de chaleur est introduite dans l'équation de la distribution de température. Le terme *géométrique* est utilisé ici pour distinguer la configuration des courants de deux fluides ou, en d'autres mots, la position de l'entrée et de la sortie des fluides. La direction des courants des fluides, en fonction de la position de l'entrée et de la sortie, est présentée sur les quatre diagrammes de la figure 2.3.

Les échangeurs de chaleur sont divisés selon la circulation du fluide chaud par rapport au fluide froid, soit en cocourant lorsque les deux fluides circulent dans la même direction, soit en contre-courant lorsqu'un fluide circule dans la direction opposé de l'autre. Dans les deux échangeurs de la figure 2.3 (b), les deux fluides passent en parallèle et les entrées sont situées près l'une de l'autre. Par contre, sur les deux diagrammes figure 2.3 (a), les deux fluides sont à contre-courant et les entrées des deux fluides sont opposées l'une par rapport à l'autre. Ce diagramme a été proposé par Roetzel et Xuan (1992) pour prédire la réponse de l'échangeur de chaleur à plusieurs passes en régime permanent. Ils ont utilisé les températures des fluides côtés calandre et tubes à l'entrée de l'échangeur comme les conditions initiales. En utilisant les conditions initiales et celles intermédiaires (figure 2.4), ils ont défini la température à la sortie de l'échangeur.

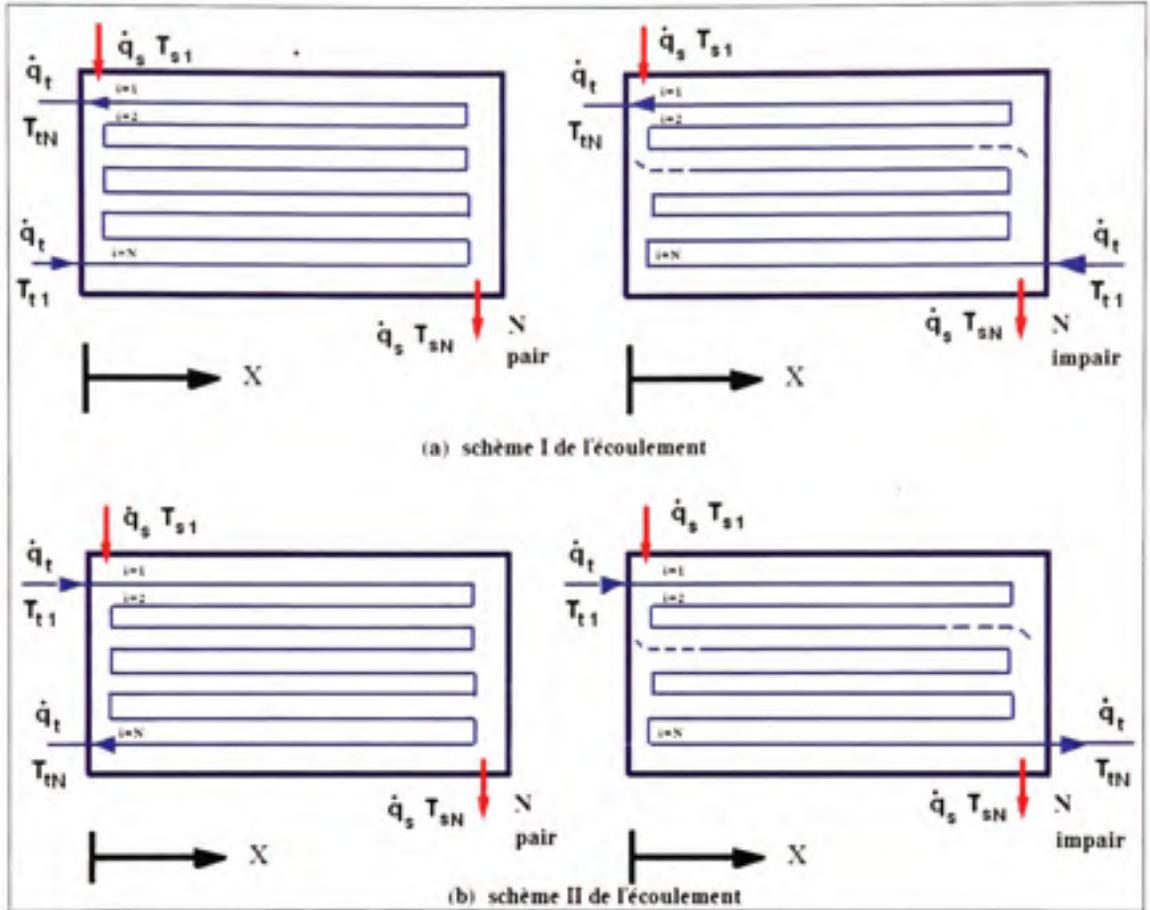


Figure 2.3 Diagramme pour prédire la réponse de l'échangeur de chaleur à plusieurs passes en régime permanent.

Tirée de Roetzel et Xuan (1992)

Il faut noter qu'en plus de l'influence sur les signes, dans l'équation de la température du fluide côté tubes, la direction des courants impose les conditions aux frontières et les conditions intermédiaires. Le tableau suivant donne les paramètres nécessaires au modèle mathématique selon la configuration des courants.

$x = 0$	$x = 1$
$t_n = t_{n+1} = t_{n,j+1}$	$t_n = t_{n+1} = t_{n,j+1}$
<i>N · est · paire</i>	<i>N · est · paire</i>
<i>courant · parallèle _i = 1,3,...., N - 1</i>	<i>courant · parallèle _i = 2,4,...., N - 2</i>
<i>contre · courant _i = 2,4,...., N - 2</i>	<i>contre · courant _i = 1,3,...., N - 1</i>
<i>N · est · impaire</i>	<i>N · est · impaire</i>
<i>courant · parallèle _i = 1,3,...., N - 2</i>	<i>courant · parallèle _i = 2,4,...., N - 1</i>
<i>contre · courant _i = 2,4,...., N - 1</i>	<i>contre · courant _i = 1,3,...., N - 2</i>

**Figure 2.4 Conditions intermédiaires.**

Tirée de Roetzel et Xuan (1992)

## 2.4 Approche adimensionnelle

Pour décrire le modèle analytique d'un échangeur de chaleur, la méthode des variables adimensionnelles a été utilisée. Cette approche permet de réduire la quantité de variables et de généraliser les calculs. Elle peut être appliquée pour tous les échangeurs de chaleur de même type. Pour présenter la température, l'expression suivante a donc été utilisée :

$$t = \frac{T - T_s^{in}}{T_H^{in} - T_s^{in}} \quad (2.3)$$

Le nombre d'unités de transfert de chaleur (côté calandre)  $U_s$  est donné par :

$$U_s = \frac{(hA)_s}{q_s} \quad (2.4)$$

Ici,  $(hA)_s = \sum_{i=0}^N (hA)_{s,i}$ .

Nombre d'unités de transfert de chaleur (côté faisceaux)  $U_f$  est présenté comme :

$$U_f = \frac{(hA)_f}{q_f} \quad (2.5)$$

$$\text{Ici, } (hA)_t = \sum_{i=0}^N (hA)_i$$

Le taux de transfert de chaleur est égal à :

$$\dot{q} = \dot{m} c_p \quad (2.6)$$

Le temps de résidence (ou le temps de présence d'un volume infiniment petit du fluide à l'intérieur de l'échangeur) est :

$$\tau_s = \frac{q_s}{C_s} \quad \tau_t = \frac{q_t}{C_t} \quad (2.7)$$

La position  $x$  du fluide dans l'échangeur est aussi adimensionnelle. Elle peut être trouvée avec la formule suivante :

$$x = \frac{X}{L} \quad (2.8)$$

$X$  est la position réelle du fluide entre l'entrée et la sortie et  $L$  est la longueur de l'échangeur. La position adimensionnelle de l'entrée du fluide côté calandre dans l'échangeur est présentée par  $x = 0$ . Par analogie,  $x = 1$  représente le côté opposé de l'échangeur de chaleur. Les indices  $s$ ,  $t$  et  $w$  sont respectivement attribués à la calandre (coque cylindrique), au faisceau de tubes et aux parois de tubes. L'indice  $i$  caractérise le numéro de passe.

Après substitution de toutes les valeurs adimensionnelles, l'équation qui régit la distribution des températures dans la coque cylindrique est présentée par Roetzel et Xuan (1993) comme suit :

$$\frac{\partial t_s}{\partial x} + \frac{\partial t_s}{\partial \tau} + \sum_{i=1}^N U_{si} (t_s - t_{si}) = 0 \quad (2.9)$$

L'équation adimensionnelle de la distribution des températures du fluide à l'intérieur des tubes est donnée généralement par :

$$(-1)^{i+1} \frac{\partial t_n}{\partial X} + \varepsilon_{ci} R_{bi} \frac{\partial t_n}{\partial \tau} + U_n (t_n - t_{wi}) = 0 \quad (2.10)$$

L'équation sous la forme adimensionnelle de la température des parois des tubes est :

$$R_{wi} \frac{\partial t_{wi}}{\partial \tau} - \alpha_{si} (t_s - t_{wi}) - \alpha_{ni} (t_n - t_{wi}) = 0 \quad (2.11)$$

Ici,  $i = 1, 2, 3, \dots, N$ .

Les autres termes adimensionnels sont les suivants :

$$U_{si} = \frac{(hA)_{si}}{q_s}, \quad U_{ni} = \frac{(hA)_{ni}}{q_n}, \quad \alpha_{si} = \frac{U_{si}}{1 + R_{ci}}, \quad \alpha_{ni} = \frac{U_{ni}}{R_{ci}(1 + R_{ci})},$$

$$R_{wi} = \frac{C_{wi}}{C_s + C_1}, \quad R_{bi} = \frac{\tau_n}{\tau_s}, \quad R_{ci} = \frac{C_s}{C_1} = \frac{1}{R_{ct}}, \quad \varepsilon_{ci} = \frac{C_n}{C_1} \quad (2.12)$$

## 2.5 Régime permanent

La méthode de Roetzel et Xuan (1993) peut être adaptée lorsque la simulation détaillée d'un échangeur de chaleur n'est pas requise, mais plutôt pour évaluer la température du fluide autour des parois internes de l'assemblage boulonné. Dans le cadre de la présente recherche, l'objectif est de connaître la température dans la coque cylindrique lors de l'opération normale d'un échangeur de chaleur. Bien que le modèle de Roetzel et Xuan puisse être utilisé en régime transitoire (pendant de démarrage, d'arrêt ou d'autre perturbation de la température d'entrée), seul le cas de régime permanent est examiné.

En fait, puisque l'analyse détaillée du profil thermique de l'échangeur ne fait pas partie de cette recherche, pour faciliter les calculs de la température du fluide autour des parois internes de la bride, les équations adimensionnelles sont simplifiées comme suit :

$$\frac{\partial t_s}{\partial x} + \sum_{i=1}^N U_{si} (t_s - t_{wi}) = 0 \quad (2.13)$$

$$(-1)^{i+1} \frac{\partial t_n}{\partial x} + U_{ni} (t_n - t_{wi}) = 0 \quad (2.14)$$

$$- \alpha_{si} (t_s - t_{wi}) - \alpha_{ni} (t_n - t_{wi}) = 0 \quad (2.15)$$

Il est clair que la variable adimensionnelle du temps n'est plus présente dans les équations et, les températures de deux fluides peuvent être exprimées sans référence à la valeur de  $t_{wi}$ .

## 2.6 Les conditions intermédiaires et aux frontières

Les équations 2.14 à 2.16 sont sujettes aux conditions intermédiaires et frontières. Les conditions aux frontières sont les températures adimensionnelles d'entrée de deux fluides :  $t_s$  et  $t_n$ . Les conditions intermédiaires sont les températures du fluide côté tubes dans les chambres de distribution et de retour. Pour simplifier le modèle, il a été supposé que la température du fluide côté tubes  $t_{in}$  à la sortie de passe  $i$  est égale à la température côté tubes  $t_{n+1}$  à l'entrée du passe  $(i+1)$ . Par exemple, à  $x = 0$ , pour un échangeur de chaleur à 5 passes ou plus et avec un courant parallèle des fluides,  $t_{i2} = t_{i3}$  et  $t_{i4} = t_{i5}$ . Ces conditions sont valides dans la chambre de distribution de l'échangeur de chaleur seulement. Par analogie, à  $x=1$ , dans la chambre de retour de l'échangeur,  $t_{i1} = t_{i2}$  et  $t_{i3} = t_{i4}$ .

Finalement, le système de  $(N+1)$  équations avec  $(N+1)$  conditions aux frontières et conditions intermédiaires a été formé pour décrire le comportement d'un échangeur de chaleur. Deux conditions aux frontières (les températures d'entrée de deux fluides) et  $(N-1)$  conditions intermédiaires ont été obtenues pour résoudre le système de  $(N+1)$  équations.

## 2.7 Solutions générale et particulière

Avec la notation matricielle, le système d'équations différentielles homogènes de premier ordre prend la forme suivante :

$$\frac{dT}{dx} = AT \quad (2.16)$$

Ici,  $T = (T_{11}, T_{12}, \dots, T_{1N}, T_1)^T$  et  $A$  est la matrice de  $(N+1) \times (N+1)$  éléments.

La méthode de transformation de Laplace, utilisée par Roetzel et Xuan pour résoudre le système de  $N+1$  équations, a été substituée par la méthode des valeurs propres. En fait, puisqu'en régime permanent, la température ne dépend que de la position dans l'échangeur (coordonnée adimensionnelle  $x$ ), la méthode des valeurs propres s'avère plus adaptée. La solution générale du système de  $(N+1)$  équations prend la forme suivante :

$$T = \sum_{i=1}^{N+1} c_i B_i \exp(\lambda_i x) \quad (2.17)$$

Ici,  $\lambda_i$  sont les valeurs propres de la matrice  $A$  et  $B_i$  sont les vecteurs propres correspondants. Les symboles  $c_i$  représentent  $(N+1)$  constantes.

Généralement, les valeurs propres sont différentes l'une de l'autre. Dans le cas où il existe plusieurs valeurs propres identiques, la solution peut faillir. Alors, il faut se référer à l'article de Xuan et al. (2003). Pour trouver la solution particulière du système des équations assujetti à  $(N+1)$  conditions intermédiaires et frontières, il faut obtenir les  $N+1$  coefficients  $c_i$  inconnus. Ici, afin de démontrer l'utilisation de la méthode décrite, un échangeur de chaleur à 4 passes avec des fluides cocourants a été choisi. Dans ce cas, la matrice  $A$  se profile comme suit :

$$A = \begin{bmatrix} \frac{U_1 \alpha_1}{(\alpha_1 + \alpha_1)} & 0 & 0 & 0 & \frac{U_1 \alpha_1}{(\alpha_1 + \alpha_1)} \\ 0 & \frac{U_1 \alpha_2}{(\alpha_2 + \alpha_2)} & 0 & 0 & \frac{U_1 \alpha_2}{(\alpha_2 + \alpha_2)} \\ 0 & 0 & \frac{U_1 \alpha_3}{(\alpha_3 + \alpha_3)} & 0 & \frac{U_1 \alpha_3}{(\alpha_3 + \alpha_3)} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{U_1 \alpha_4}{(\alpha_4 + \alpha_4)} & \frac{U_1 \alpha_4}{(\alpha_4 + \alpha_4)} \\ \frac{U_1 \alpha_1}{(\alpha_1 + \alpha_1)} & \frac{U_2 \alpha_2}{(\alpha_2 + \alpha_2)} & \frac{U_3 \alpha_3}{(\alpha_3 + \alpha_3)} & \frac{U_4 \alpha_4}{(\alpha_4 + \alpha_4)} & \left[ U_1 \frac{\alpha_1}{(\alpha_1 + \alpha_1)} + U_2 \frac{\alpha_2}{(\alpha_2 + \alpha_2)} + U_3 \frac{\alpha_3}{(\alpha_3 + \alpha_3)} + U_4 \frac{\alpha_4}{(\alpha_4 + \alpha_4)} \right] \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Un programme dans l'environnement de MATLAB a été élaboré pour automatiser le calcul des constantes inconnues et pour obtenir des solutions particulières pour chaque passe des fluides côtés tubes et calandre. En fait, ce sont les températures des fluides dans la coque cylindrique et dans la chambre de distribution en contact avec les parois internes de la calandre et du couvercle qui déterminent finalement la température dans la boulonnerie. Les éléments de la matrice A dépendent des conditions frontières, du nombre de passages et de l'ordre d'assemblage entre les passes.

Le nombre de Peclet est  $Pe = \frac{WL}{DA}$ , où W représente le ratio de capacité de chaleur, L la longueur de l'échangeur, D le coefficient de la dispersion ou la conductivité apparente de chaleur ( $W/m^{\circ}K$ ) et A la surface de transfert de chaleur.

## 2.8 Température du fluide proche des parois internes

Après avoir obtenu la distribution des températures de deux fluides, il reste à déterminer les températures des parois internes de calandre et de couvercle près de l'assemblage boulonné.

### 2.8.1 Température du fluide proche des parois internes de la calandre

La figure 2.5 permet de visualiser schématiquement les écoulements des fluides dans un échangeur de chaleur. Près du point 2, la température du fluide côté calandre est très proche de celle à l'entrée  $T_{shell\ in}$ . Cependant, au point 2\*, la température reste inconnue. Effectivement, la distribution de température obtenue pour le fluide côté calandre permet d'obtenir la température du fluide circulant entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. Puisque le mouvement du fluide dans la coque cylindrique est plus complexe, il est difficile de prédire le profil de la température.

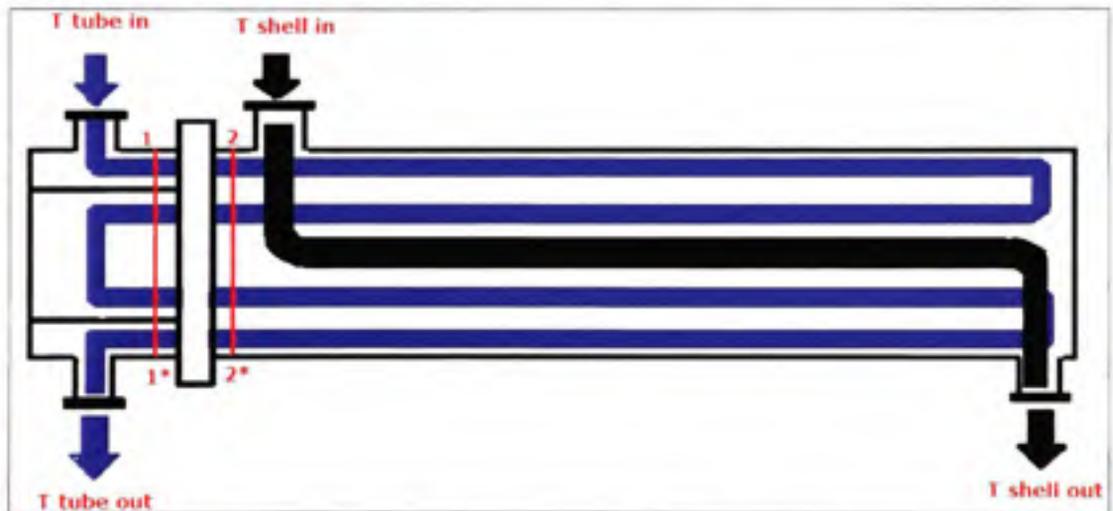


Figure 2.5 Digramme pour explication de la méthode de calcul de température des fluides près de la bride boulonnée.

En fait, à cause du chemin complexe parcouru par le fluide côté calandre (présence de turbulences locales, cavitations, etc.), il n'existe aucun modèle de prédiction fiable pour déterminer la température dans chaque partie de la calandre. Pour cette raison, une hypothèse schématisant le chemin du fluide côté calandre et facilitant le calcul de température au point 2\* a été proposée.

Il est supposé donc que le fluide côté calandre circule principalement de droite (entrée) à gauche (sortie). Pour faciliter le modèle, les perturbations d'écoulement dues aux cavitations et les turbulences ont été négligées. La distribution de température de la calandre est principalement considérée comme étant celle sur l'axe horizontal de l'échangeur. Ainsi, dans la direction radiale, le changement de température est négligeable, c'est-à-dire que sur chaque section radiale, il existe une température moyenne proche de celle du centre.

Cette hypothèse peut être justifiée si on prend en considération la force de la gravité. Après que le fluide entre dans la coque cylindrique, la grande partie du courant descend sous l'influence de son poids en bas de la calandre. De surcroît, sachant que le diamètre du cylindre est plusieurs fois moins grand que sa longueur, l'hypothèse proposée est justifiée. La direction principale du fluide côté calandre est rectiligne et les températures du fluide dans les points 2 et 2\* sont donc presque égales.

Prenant en considération qu'il existe un flux de chaleur entre les deux fluides (de la calandre et des tubes), le modèle peut être simplifié davantage. La température du fluide de la calandre au point 2 est égale à la température moyenne des deux fluides dans cette partie de l'échangeur. Par analogie, la température au point 2\* est la température moyenne entre les températures des fluides côtés calandre et tubes à la fin du dernier passage.

En se basant sur cette hypothèse, la température du fluide côté calandre sur chaque section verticale (par exemple, aux points 2 et 2\*) peut être calculée comme suit :

$$T_{\text{verticale}} = \frac{T_{\text{tube}} + T_{\text{shell}}}{2} \quad (2.19)$$

Ici,  $T_{\text{tube}}$  est la température du fluide côté tubes en un point situé sur la section verticale. Par exemple, si on cherche  $T_{\text{verticale}}$  au point 2, on doit prendre la température  $T_{\text{tube}}$  de la première passe. Pour le point 2\*, on prend la température  $T_{\text{tube}}$  de la dernière passe.  $T_{\text{shell}}$  est la température moyenne du fluide de la calandre dans chaque section verticale. Celle-ci est la température moyenne du fluide de la calandre sur l'axe horizontal de l'échangeur de chaleur.

### 2.8.2 Température du fluide près des parois internes de la chambre de distribution.

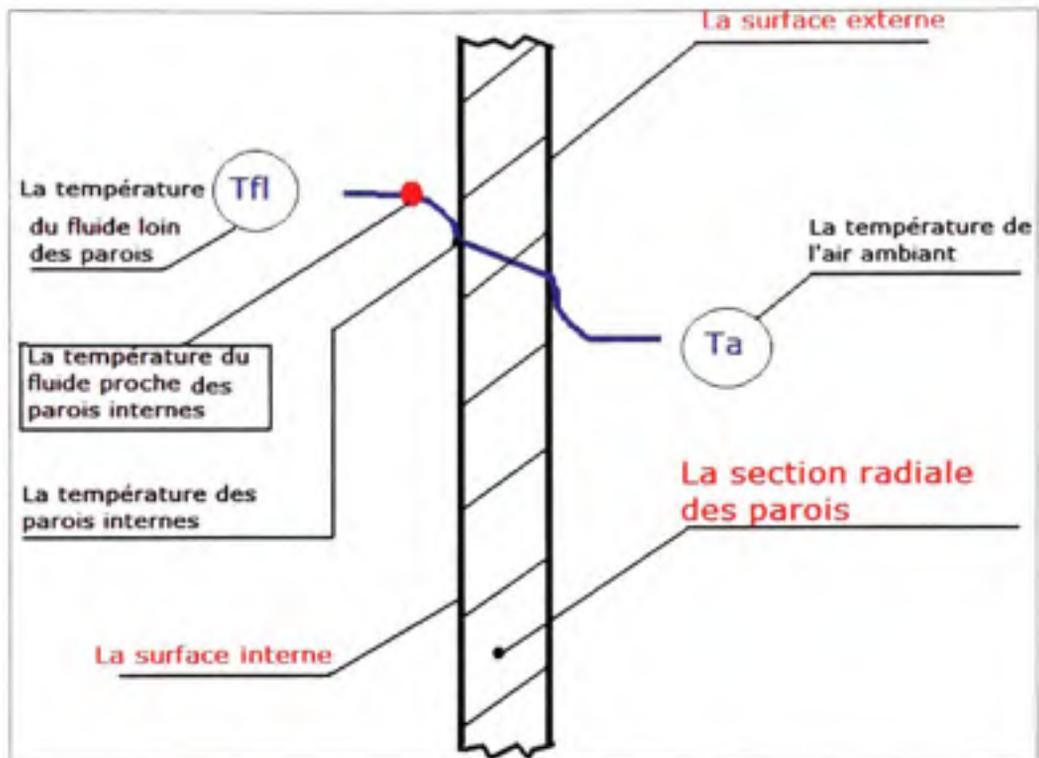
La construction de la chambre de distribution de l'échangeur est telle que le fluide sortant du passage précédent circule quelque temps dans la chambre avant d'entrer dans les tubes de la prochaine passe. Le temps de circulation du fluide à l'intérieur de la chambre de distribution dépend de plusieurs facteurs tels que la conception de la chambre, le type du fluide et les conditions opérationnelles. Vu une multitude de combinaisons possibles de ces facteurs, il est difficile de prédire le chemin du fluide à l'intérieur de la chambre de distribution. En revanche, cette particularité de la construction de l'échangeur permet de considérer la température du fluide à l'intérieur de la chambre presque homogène. Ainsi, la température du fluide autour des parois internes de la chambre de distribution correspond à la température moyenne du fluide à l'intérieur de la chambre. Cette température peut être prise directement du diagramme de distribution des températures tubulaires à  $x = 0$ .

### 2.9 Distribution de la température du fluide près des parois internes d'un échangeur de chaleur

Après avoir déterminé les températures des fluides côté tubes et calandre, la distribution de la température des surfaces internes de la calandre et de la chambre de la distribution d'un échangeur de chaleur peut être obtenue. Le diagramme sur la figure 2.6 (a) présente la section transversale de la partie cylindrique d'un échangeur de chaleur. Le modèle analytique de la distribution des températures des fluides à l'intérieur d'un échangeur a permis de trouver les températures  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  et  $T_4$  dans les sections transversales de chaque passe. L'objectif est de trouver la fonction qui régit la distribution de la température d'un fluide proche des parois internes de la partie cylindrique de l'échangeur.

Le diagramme de la figure 2.6 sert à expliquer la signification du terme « la température du fluide proche des parois internes ». Comme il est montré sur le diagramme, la température du fluide loin de la paroi est essentiellement égale à la température moyenne du fluide. Par contre, à mesure que le fluide s'approche des parois, sa température graduellement s'égalise

avec la température de la surface, c'est-à-dire le matériau des parois en contact avec le fluide.



**Figure 2.6** Diagramme pour explication du terme "la température du fluide proche des parois internes".

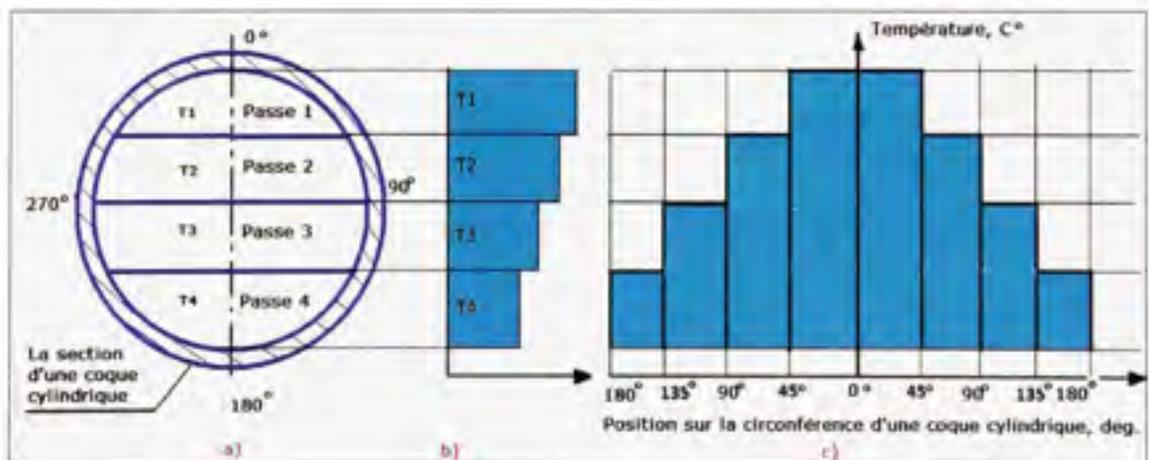
Il est important de noter que la température à l'intérieur d'un passe change d'une section transversale à une autre. En fait, la température du fluide en une section transversale située loin de l'assemblage boulonné n'a pas d'intérêt pratique pour cette étude. Cependant, la distribution de température du fluide proche de l'assemblage boulonné est nécessaire pour l'évaluation de la variation de la charge des boulons.

La distribution de température du fluide loin des parois internes des coques cylindriques d'un échangeur de chaleur a donc été déterminée pour une section transversale située sur la distance axiale loin de l'assemblage boulonné. Sachant que l'assemblage boulonné se

comporte comme une ailette de refroidissement, cette distance spécifique est prise comme étant la longueur équivalente de la partie cylindrique de l'assemblage. La méthode utilisée pour le calcul de la longueur équivalente sera discutée dans la section 3.5.

En fait, la température dans chaque section d'une passe n'est pas uniforme. La température du fluide au centre de la section transversale d'une passe est plus élevée. À la périphérie de la même section, le fluide est refroidi par l'air ambiant à travers les parois. Mais pour faciliter les calculs, cette différence a été négligée. Il a été supposé que la température  $T_1$ , par exemple, est la même dans les limites d'une section transversale de la première passe. La même considération a été prise pour les autres passes.

La partie a) de la figure 2.7 présente une section transversale de la coque cylindrique. La température du fluide de chaque passe a été trouvée en utilisant la méthode de Roetzel et Xuan .

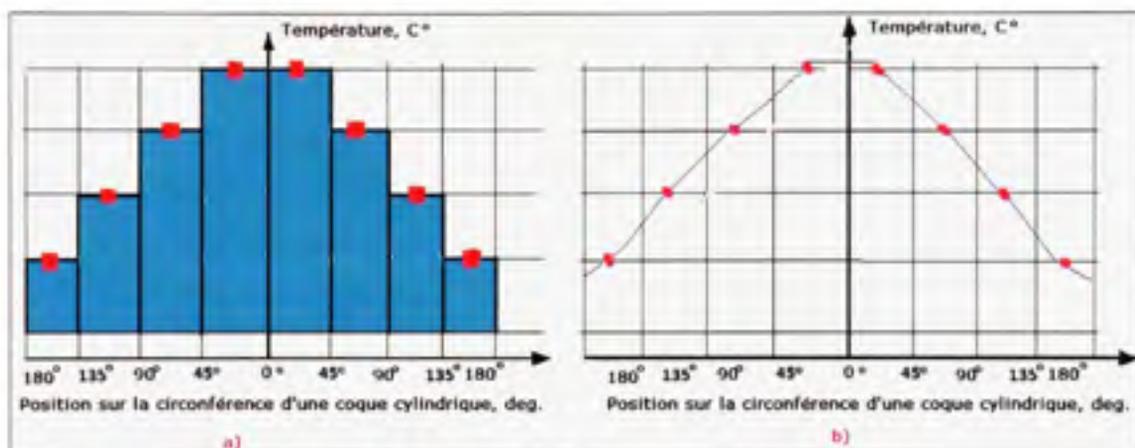


**Figure 2.7 Présentation graphique des températures dans les passes d'un échangeur de chaleur.**

Le fluide côté tubes entre dans l'échangeur de chaleur et sort à travers les passes 1 et 4 respectivement. Cela signifie que la température du fluide est maximale dans le passe 1 (position  $0^\circ$  sur la circonférence, 2.7 (a)) et minimale dans la dernière passe, le quatrième

dans ce cas (la position  $180^\circ$ ). La figure 2.7 (b) présente les températures du fluide dans les passes en forme des barres horizontales.

Par contre, la figure 2.7 (c) présente les températures du fluide dans chaque passe comme les barres verticales. L'axe horizontal des coordonnées est la position sur la circonférence de la coque. La figure 2.8 montre la transformation de la présentation graphique de la température par les barres verticales en courbe dont la forme ressemble à une courbe sinusoïdale.



**Figure 2.8 Formation de la courbe sinusoïdale.**

En effet, les températures des fluides près des parois internes des coques cylindriques ont été présentées par la fonction de la forme sinusoïdale :

$$T_i = a \cdot \sin(b \cdot T) + c \quad (2.20)$$

Ici, a, b et c sont les coefficients; T est la température du fluide proche des parois internes de l'assemblage boulonné. Cette température a servi pour déterminer les températures des surfaces internes en ce qui a trait aux éléments de l'assemblage boulonné.

## 2.10 Calcul des coefficients de transfert de chaleur

Très souvent, les échangeurs de chaleur avec une coque cylindrique de grand diamètre (1.0 - 1.5 m et plus) sont utilisés en tant que chaudières ou récupérateurs de vapeur. Ils fonctionnent donc avec des liquides au-dessus du point d'ébullition. Par conséquent, dans les calculs du coefficient de transfert de chaleur par convection, il faut prendre note de la variation de l'état du fluide puisqu'il peut être un mélange de liquide et de gaz. Cet état est quantitativement exprimé par la valeur adimensionnelle  $\chi$  qui s'appelle *qualité de vapeur* et qui correspond au pourcentage de liquide évaporé ( $0 < \chi < 1.0$ ). Dans la majorité des cas, un ajustement du coefficient de transfert de chaleur par convection doit donc être fait.

Dans le cadre de la présente étude, la corrélation de Shah est utilisée pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur par convection dans le faisceau des tubes. Cette corrélation est basée sur quatre paramètres adimensionnels (S. Kakac, 2000) :

- Nombre de Froude  $Fr$ ;
- Nombre de convection  $Co$ ;
- Nombre d'ébullition  $Bo$ ;
- Facteur de majoration  $Fo$ .

Ces paramètres adimensionnels sont des caractéristiques du fluide et sont employés pour estimer la contribution de la présence d'un deuxième état (gazeux) sur le transfert de chaleur par convection. Le nombre de Froude détermine l'importance de l'effet de stratification et peut être défini comme suit :

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_i} \quad (2.21)$$

Si  $Fr > 0.04$ , l'effet de stratification du fluide est négligeable car les forces d'inertie sont plus importantes que les forces gravitationnelles. Pour les petites valeurs du nombre de Froude, la méthode de Shah est recommandée. Dans ce cas, le facteur correctionnel  $K_{FR}$  est utilisé :

$$K_{FR} = (25 \cdot Fr)^{-0.3} \quad (2.22)$$

Pour les valeurs  $Fr > 0.04$ ,  $K_{FR} = 1$  pour les tubes horizontaux ou inclinés. Évidemment que dans le cas d'une installation verticale,  $K_{FR}$  est toujours égal à 1.0. Il s'ensuit que l'effet de stratification est plus prononcé dans les tuyaux de grand diamètre. Si pour les petits tubes cet effet peut être négligé, dans le cas des échangeurs de chaleur avec un diamètre de coque cylindrique de 1.0 m et plus, la stratification du liquide peut avoir une influence significative sur le courant du fluide.

Le numéro de convection  $Co$  se définit comme suit :

$$Co = \left[ \frac{(1-\chi)}{\chi} \right]^{0.8} (\rho_v / \rho_l)^{0.5} K_{FR} \quad (2.23)$$

Le nombre  $Co$  est donné avec le multiplicateur  $K_{FR}$  pour inclure l'effet de stratification. Selon la valeur de  $Co$ , le facteur d'ébullition convectif doit être calculé :

$$F_{cb} = 1.8Co^{-1.8} \quad Co < 1.0 \quad (2.24)$$

$$F_{cb} = 1.0 + 0.8 \exp[1 - (Co)^{0.5}] \quad Co > 1.0 \quad (2.25)$$

Le nombre d'ébullition  $Bo$  détermine la majoration due à l'ébullition nucléique et se présente comme suit :

$$Bo = \frac{q}{m^* i_{lg}} \quad (2.26)$$

$q$  est le flux de chaleur et  $i_{lg}$  la chaleur latente de vaporisation. La valeur de  $Bo < 1.9 \times 10^{-5}$  signifie que l'effet est négligeable. Dans le régime d'ébullition nucléique, la valeur de  $\chi$  est très petite et  $Bo > 1.9 \times 10^{-5}$ .

Le facteur d'ébullition nucléique se définit comme suit :  $F_{nb} = 231Bo^{0.5}$  pour le cas  $Co > 1.0$ . Si on considère les deux facteurs ensemble, le coefficient de majoration dû aux ébullitions convectif et nucléique peut être trouvé avec la formule suivante :

$$F_{cub} = F_{nb} (0.77 + 0.13F_{cb}) \quad (2.27)$$

Le facteur de majoration  $F_o$  dépend des caractéristiques d'ébullition. Il peut être déterminé comme étant le ratio entre les deux coefficients de transfert de chaleur, soit pour le cas avec deux états du fluide, soit pour l'état liquide seulement.

$$F_o = h_{TP}/h_{LO} \quad (2.28)$$

On calcule  $F_o$  comme ceci :

$$F_o = F (1-\chi) \quad (2.29)$$

Où  $F$  est égal à  $F_{cb}$  ou  $F_{ob}$  selon la valeur de  $\chi$ .

En effet, le calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection des tubes diffère légèrement de celui de la calandre. Les étapes de calcul (Shah, Kakac, 2000) du coefficient de transfert de chaleur  $h_{TP}$  des tubes sont présentées ici :

- effectuer le calcul du coefficient de transfert de chaleur  $h_{LO}$  pour l'état liquide;
- trouver le nombre  $Co$  de convection selon la qualité de la vapeur  $\chi$ ;
- définir le facteur de bouillonnement convectif selon  $Co$ ;
- calculer le facteur de majoration  $F_o$ ;
- calculer le coefficient de transfert de chaleur  $h_{TP}$  pour les tubes.

La valeur du coefficient de transfert de chaleur pour l'état liquide seulement a été trouvée à partir de la corrélation de Dittus-Boelter :

$$h_{LO} = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}k_f/d \quad (2.30)$$

Le calcul du coefficient de transfert de chaleur pour le cas d'ébullition du fluide côté calandre diffère de celui pour le fluide des tubes dans le sens où le coefficient  $h_{TP}$  est trouvé avec la corrélation de Kandlikar :

$$h_{TP} = C_1(Co)^{C_2}(25Fr_f)^{C_3}h_{LO} + C_1(Bo)^{C_4}F_o h_{LO} \quad (2.31)$$

Dans cette équation, les paramètres de  $C_1$  à  $C_5$  et  $F_H$  sont des constantes qui caractérisent le type du fluide. Ils sont obtenus expérimentalement ou peuvent être trouvés dans les tableaux (Kakac, 2000).

### 2.11 Ajustement du modèle

Les calculs de la distribution de température ont été basés sur un modèle *unidimensionnel*. Ce modèle considère l'écoulement rectiligne du fluide, d'où le nom du modèle. Le modèle unidimensionnel permet de négliger l'absence d'uniformité dans l'écoulement du fluide. Il ignore l'effet de dispersion du fluide et présume une constance de sa vitesse. En réalité, une non-uniformité d'écoulement du fluide existe toujours sur les deux côtés d'un échangeur de chaleur. Notamment, la présence des chicanes transversales affecte l'écoulement du fluide côté calandre. Du côté tubes, la construction des chambres de distribution et de retour génère les vortex et la cavitation du fluide.

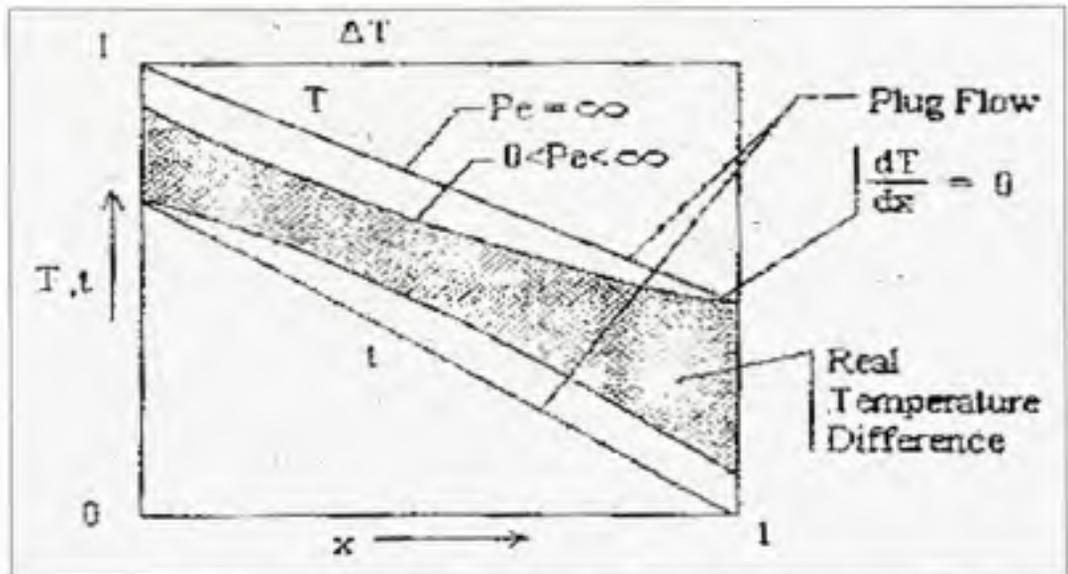
Les perturbations d'écoulement des deux fluides provoquent, en général, une perte d'efficacité d'un échangeur de chaleur. Par conséquent, le modèle unidimensionnel affiche une efficacité plus élevée qu'un échangeur de chaleur réelle. La figure 2.9 présente schématiquement une différence des températures moyennes logarithmiques pour le modèle unidimensionnel et pour un écoulement réel du fluide sur l'exemple d'un échangeur de chaleur à une passe et avec contre-courant des fluides. Il est clair que le modèle surestime l'efficacité totale.

Pour correspondre davantage à la réalité, les scientifiques Roetzel et Xuan ont proposé le terme de *dispersion axiale*. Ainsi, l'équation pour les fluides en régime transitoire prend la forme :

$$\frac{1}{Pe} \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} - \frac{\partial t}{\partial x} - \frac{\partial t}{\partial \tau} = U(t_s - t) \quad (2.32)$$

Le premier terme à la gauche est le terme de la dispersion axiale. Le terme  $\tau$  représente le temps. Ici,  $Pe$  est le nombre de Peclet :

$$Pe = \frac{qL}{D \cdot t} \quad (2.33)$$



**Figure 2.9** Les températures moyennes logarithmiques aux sorties et aux entrées d'un échangeur de chaleur pour le modèle unidimensionnel et le fluide réel. Le cas d'un échangeur de chaleur à un passe avec contre-courant. Tirée de Sadik K.Das, "Process Heat Transfer" (2005)

Le nombre de Peclet décrit quantitativement l'effet d'irrégularité d'écoulement du fluide. Pour le modèle unidimensionnel,  $D = 0$  (puisqu'on néglige la conduction de chaleur dans le fluide) et le numéro de Peclet tend vers l'infini. Ainsi, l'équation peut être réduite à la forme présentée par l'équation 2.15. Même si en réalité le terme de Peclet est différent de zéro ( $0 < Pe < \infty$ ), pour les fins de simplification, il a été ignoré ( $Pe = \infty$ ) et le modèle conventionnel unidimensionnel a été utilisé.

Il faut noter cependant que cette approche n'est pas appropriée pour toutes les situations. Puisque le nombre de Peclet est une caractéristique de non-homogénéité d'écoulement du

fluide, dans certaines situations particulières demandant une précision élevée de modélisation d'écoulement, il ne doit pas être ignoré.

## CHAPITRE 3

### MODÉLISATION THERMIQUE D'UN ASSEMBLAGE A BRIDES BOULONNÉES

#### 3.1 Modèle thermique

Le but de ce chapitre consiste à déterminer la distribution de température dans les différents éléments d'un assemblage à brides boulonnées. Mais, avant de poursuivre, une précision de terminologie s'impose. En général, le terme *assemblage à brides boulonnées* est utilisé pour définir l'assemblage de plusieurs éléments qui servent à connecter ensemble deux récipients ou deux équipements contenant un fluide sous pression, par exemple, deux tuyaux. Dans notre cas, on utilise aussi le terme *assemblage* pour définir le dispositif qui fixe la coque cylindrique (ou la calandre) à la chambre de distribution d'un l'échangeur de chaleur.

Pour déterminer la température dans chaque élément d'un assemblage à brides boulonnées, un modèle analytique de transfert de chaleur de l'assemblage incluant la plaque tubulaire a été développé. L'assemblage contient deux brides boulonnées raccordant le corps de la calandre à la chambre de distribution. La première bride boulonnée est soudée à la coque cylindrique (la calandre) tandis que l'autre est soudée à la chambre de distribution. La plaque tubulaire est installée entre les deux brides. Un joint de chaque côté de la plaque est installé pour rendre l'assemblage étanche. La bride comprend une partie conique appelée collerette et une partie annulaire ou anneau. La collerette et l'anneau de la bride sont forgés en une seule pièce et sont fabriqués à partir d'un même matériau.

Pour alléger la terminologie, le terme *assemblage boulonné* sera utilisé pour décrire l'ensemble de deux brides, la plaque tubulaire, les deux joints d'étanchéité et les boulons. Pour simplifier les calculs, l'anneau de la bride est divisé en deux sections pour faciliter le calcul des résistances thermiques. Cette division a été initialement proposée par Brown (2002) et reprise par Nechache (2003). La section délimitée par le rayon extérieur de la base de la collerette s'appelle *section intérieure de l'anneau* de la bride. La section de l'anneau de

la bride comprise entre ce rayon extérieur de la base de la collerette et le rayon extérieur de la bride s'appelle la *section extérieure de l'anneau* de la bride. L'épaisseur équivalente de la section extérieure de l'anneau sera définie ultérieurement.

Dans cette partie de la recherche, un modèle analytique est proposé pour déterminer le transfert de chaleur à travers les différents éléments de l'assemblage et évaluer la distribution de température dans ceux-ci. Par la suite, ces températures seront utilisées pour calculer les déflexions (déplacements et rotations) engendrées dans chaque élément. Finalement, ces changements de la géométrie des éléments de l'assemblage seront introduits dans un modèle de flexibilité mécanique pour déterminer la variation de la charge dans les boulons et les joints d'étanchéité de l'assemblage.

Le modèle de transfert de chaleur permet de trouver le profil de température de chaque élément de l'assemblage. Pour être en mesure d'appliquer la théorie de transfert de chaleur aux éléments de l'assemblage, chaque élément est représenté par une géométrie simplifiée dont le comportement thermique est connu. Au cours de l'étude analytique de la distribution de température, la calandre et la chambre de distribution sont traités comme des cylindres infinis. La section intérieure de l'anneau de la bride est aussi présentée comme un cylindre infini. Par contre, la section extérieure de l'anneau de la bride a été étudiée en se basant sur la théorie des cylindres finis. La convection vers l'air ambiant à travers les surfaces exposées a été prise en considération dans le modèle thermique.

La collerette a été étudiée en se basant sur la théorie de transfert de chaleur à travers les surfaces infinies. Pour trouver les déflexions des deux collerettes et des deux parties cylindriques, la théorie des cylindres aux parois minces a été utilisée. Deux anneaux de l'assemblage ont été étudiés à partir de la théorie des cylindres à paroi mince. La plaque tubulaire est substituée par une plaque avec un trou central équivalent à la totalité des trous réels; cette substitution est discutée en détail dans une section ultérieure. Le programme dans l'environnement MATLAB élaboré au cours de ce travail de recherche permet de calculer et

d'analyser les températures, les déplacements radiaux et axiaux et les rotations de différents éléments de l'assemblage.

### 3.2 Notion de la résistance thermique

Le calcul des résistances thermiques de chaque élément de l'assemblage boulonné nécessite l'application du principe de transfert de chaleur. Le diagramme sur la figure 3.1 aide à illustrer le concept de la résistance thermique dans le cas d'un flux de chaleur à travers un mur. Si la température des fluides des deux côtés du mur est connue, la valeur du flux de chaleur peut être exprimée comme ceci :

$$Q = \frac{T_A - T_B}{R_{tot}} \quad (3.0)$$

Dans l'équation 3.0,  $R_{tot}$  correspond à la résistance thermique totale du mur au travers duquel passe le flux de chaleur. Selon la théorie de transfert de chaleur, la résistance totale est divisée en deux parties : la résistance thermique interne et externe. La résistance interne  $L/Ak$  est la résistance du matériau du mur. Celle-ci est du type à résister à la chaleur passant à travers un objet solide. Dans ce cas, le mode de transfert de chaleur se fait *par conduction*. La résistance thermique externe  $1/Ah$  est la résistance de la couche du fluide en contact avec les parois du mur qui résistent aussi au passage du flux de chaleur. Le mode de transfert de chaleur dans ce cas est *par convection*.

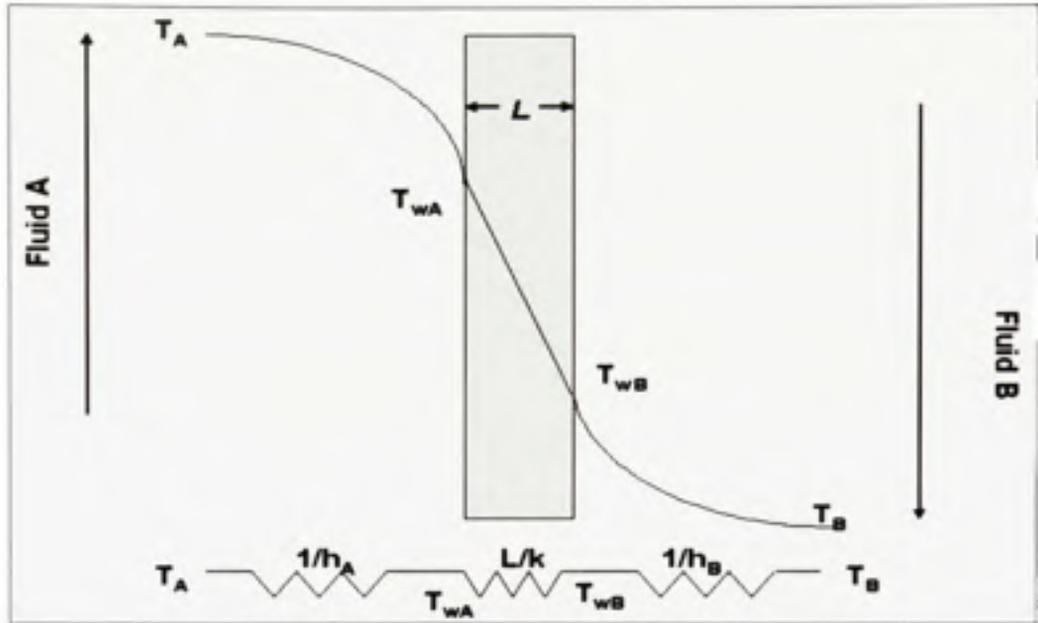


Figure 3.1 Diagramme pour explication du concept de la résistance thermique dans le cas de flux de chaleur à travers un mur infini.

Tirée de M. Necati Ozisik, "Heat Transfer: A Basic Approach" (1985)

Les paramètres utilisés pour expliquer le concept de la résistance thermique sont les suivants :  $A$  est la surface à travers laquelle le flux de chaleur passe,  $L$  est l'épaisseur à travers duquel passe le flux de chaleur,  $k$  et  $h$  sont respectivement la conductivité thermique du matériau et le coefficient de transfert de chaleur par convection. Après la substitution des valeurs des résistances, l'expression pour le transfert de chaleur prend la forme suivante :

$$Q = \frac{T_A - T_B}{\left( \frac{1}{Ah_A} + \frac{L}{Ak} + \frac{1}{Ah_B} \right)} \quad (3.1)$$

En se basant sur le principe général de transfert de chaleur, les résistances thermiques de chaque élément de l'assemblage sont introduites.

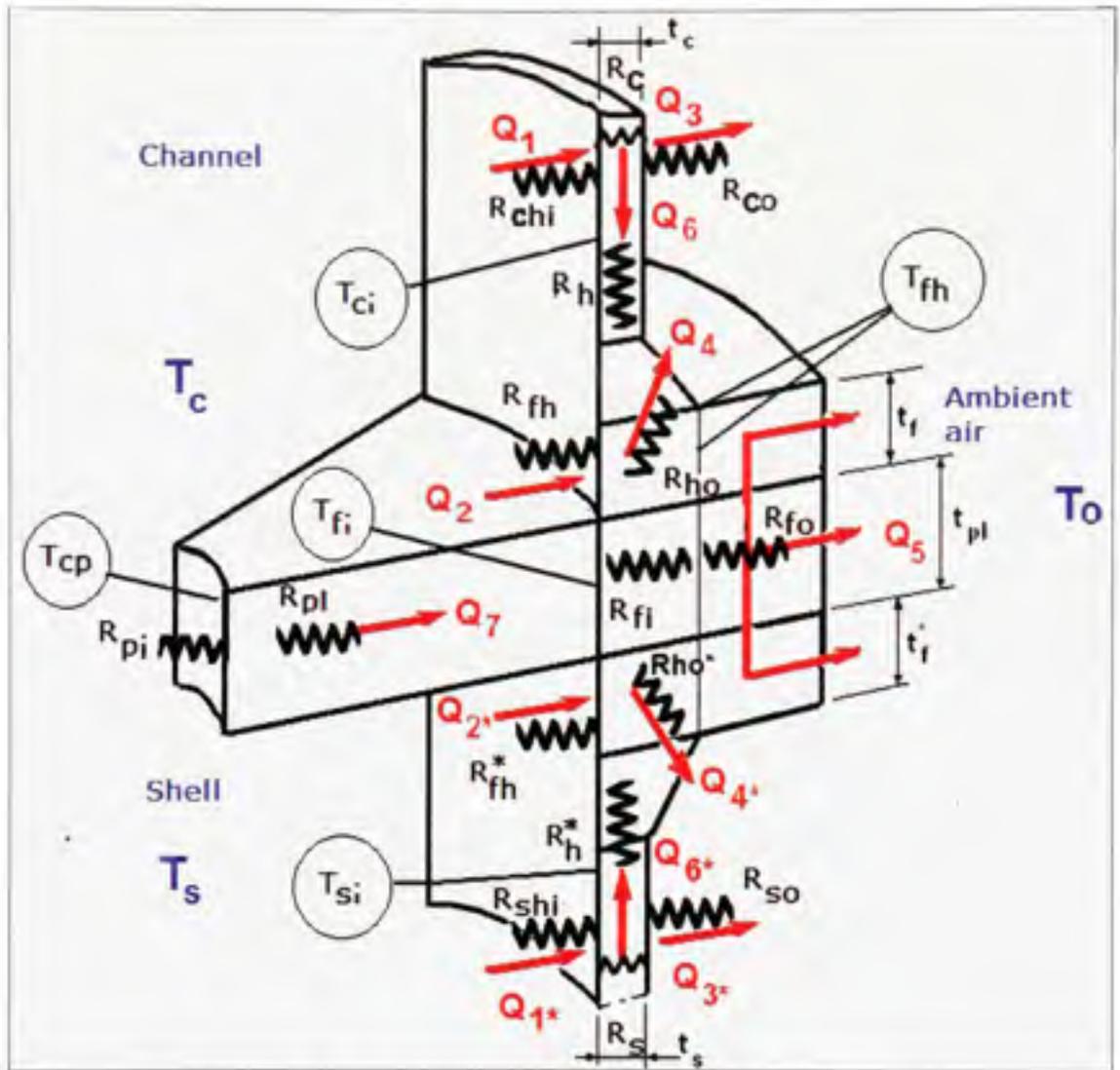
### 3.3 Modélisation du transfert de chaleur d'un assemblage boulonné

Les deux cas de transfert de chaleur, par conduction et par convection, ont été considérés dans le modèle thermique de l'assemblage. Le transfert de chaleur à travers le matériau de l'assemblage se produit par la conduction tandis que le refroidissement de la bride par l'air ambiant se produit par convection. De la même façon, le fluide interne transmet la chaleur aux parois internes de l'assemblage par convection.

En considérant les résistances thermiques des différents éléments de l'assemblage et les flux de chaleur passant à travers ces éléments, les variations de température aux bornes des éléments sont obtenues par l'expression suivante :

$$\Delta T_{12} = T_2 - T_1 = R_{12} \cdot Q_{12}, \quad (3.2)$$

Dans l'expression 3.2,  $T_2$  et  $T_1$  sont les températures de deux surfaces opposées d'un élément d'assemblage,  $R_{12}$  est la résistance thermique de l'élément de l'assemblage,  $Q_{12}$  est le flux de chaleur à travers cet élément. Pour calculer les températures aux différents points de l'assemblage, le principe de transfert de chaleur a été appliqué. Connaissant les températures aux bornes de différents éléments de l'assemblage, les profils de températures de chaque élément peuvent être ainsi déterminés.



**Figure 3.2** Modèle thermique de l'assemblage boulonné avec une plaque tubulaire équivalente.

Les orientations des flux de chaleur principaux traversant les éléments de l'assemblage sont montrés sur la figure 3.2. Les parties supérieure et inférieure du diagramme représentent respectivement la chambre de distribution et la calandre de l'échangeur de chaleur. Les symboles  $t_f$ ,  $t_f^*$  et  $t_{pl}$  sont les épaisseurs de deux anneaux de l'assemblage et de la plaque équivalente respectivement. L'indice \* est réservé aux éléments de la calandre. Les épaisseurs des parois de la chambre de distribution et de la calandre sont indiqués par les symboles  $t_c$  et  $t_s$ . Pour les calculs thermiques, chaque collerette a été présentée comme le

cylindre avec l'épaisseur équivalente égale à la moyenne de la somme de ses bases. Les symboles des épaisseurs équivalentes des collerettes  $t_{h1}$  et  $t_{h1}^*$  ne sont pas montrés sur la figure 3.2 pour ne pas encombrer l'image.

La température du fluide côté tubes à l'intérieur de la chambre de distribution est définie par le symbole  $T_c$  tandis que celle à l'intérieur de la calandre est  $T_s$ . Les fluides côtés tubes et calandre transmettent la chaleur aux parois internes de la chambre de distribution et de la calandre respectivement. Les surfaces externes de l'assemblage boulonné sont refroidies par l'air ambiant. La température  $T_{cp}$  est la température du fluide appliquée sur les parois du trou central de la plaque équivalente. Son calcul est expliqué dans le paragraphe 6.3.1.

Le flux de chaleur  $Q_1$  transmis par le fluide de la chambre de distribution aux parois internes de la coque cylindrique se divise en deux flux de chaleur  $Q_6$  et  $Q_3$ . Tandis que le flux  $Q_3$  se dissipe dans l'atmosphère par convection, le flux  $Q_6$ , à travers la collerette est transmis à l'anneau par conduction. Par analogie, le flux de chaleur  $Q_1^*$  se divise en deux flux  $Q_3^*$  et  $Q_6^*$  dans la calandre.

Les flux de chaleur  $Q_2$  et  $Q_2^*$  entrant dans les collerettes s'ajoutent aux flux  $Q_6$  et  $Q_6^*$  et au flux de chaleur  $Q_7$  passant à travers la plaque tubulaire dans la direction radiale. Ils sortent de l'assemblage à travers les brides et la plaque avec les flux de chaleur  $Q_4$ ,  $Q_4^*$  et  $Q_5$  et se dissipent dans l'atmosphère.

Le gradient de température entre les deux surfaces de la plaque tubulaire est négligeable et le flux de chaleur à travers la plaque dans la direction axiale n'est pas pris en considération dans le modèle thermique. La validité de cette hypothèse a été confirmée à l'aide des résultats de modélisation avec la méthode des éléments finis. La discussion sur ce sujet peut être trouvée dans le chapitre 6. Cette hypothèse permet de simplifier le modèle. L'évaluation de la résistance de la plaque tubulaire dans la direction axiale est complexe vu la présence des tubes et des perçages dans la plaque. Ainsi, une résistance thermique équivalente à une plaque de même volume de matériau a été prise en considération.

Le flux de chaleur  $Q_5$  correspond à la chaleur qui sort à travers les parties extérieures des deux anneaux et de la plaque tubulaire comprise entre les deux. Pour faciliter les calculs, ces trois éléments d'assemblage ont donc été considérés comme étant une pièce à travers laquelle le flux de chaleur  $Q_5$  passe. En revanche, les caractéristiques mécaniques, géométriques et thermiques des deux anneaux de l'assemblage et de la plaque peuvent être différentes.

Cependant, pour calculer la résistance thermique de la partie extérieure de l'anneau de l'assemblage, une épaisseur équivalente de l'assemblage a été utilisée :

$$t_e = t_f + t_{pl} + t_f - 2d \quad (3.3)$$

Ici,  $d$  est l'épaisseur du joint d'étanchéité.

Selon le principe de transfert de chaleur, la quantité de chaleur entrante dans un corps doit être égale à la quantité de chaleur sortante. Après avoir considéré l'ensemble des flux de chaleur traversant l'assemblage boulonné, le système 3.4 à trois équations suivant est donc formulé :

$$\begin{cases} Q1 = Q3 + Q6 \\ Q1^* = Q3^* + Q6^* \\ Q2 + Q2^* + Q7 + Q6 + Q6^* = Q4 + Q4^* + Q5 \end{cases} \quad (3.4)$$

Avec l'aide de l'expression 3.2 pour  $\Delta T_{12}$ , ce système se transforme pour donner le système d'équations 3.5 :

$$\begin{cases} \frac{T_e - T_{ci}}{R_{chi}} = \frac{T_{ci} - T_o}{R_c + R_{co}} + \frac{T_{ci} - T_{fi}}{R_h} \\ \frac{T_s - T_{si}}{R_{shi}} = \frac{T_{si} - T_o}{R_s + R_{so}} + \frac{T_{si} - T_{fi}}{R_h^*} \\ \frac{T_e - T_{fi}}{R_{fh}} + \frac{T_s - T_{fi}}{R_{fh}^*} + \frac{T_{ci} - T_{fi}}{R_h} + \frac{T_{si} - T_{fi}}{R_h^*} + \frac{T_{cp} - T_{fi}}{R_{pl} + R_{pi}} = \frac{T_{fi} - T_o}{R_{ho}} + \frac{T_{fi} - T_o}{R_{ho}^*} + \frac{T_{fi} - T_o}{R_{fi} + R_{fo}} \end{cases} \quad (3.5)$$

La résolution de ce système de trois équations donne les températures des surfaces internes de la calandre  $T_{si}$ , de la chambre de distribution  $T_{ci}$  et de l'anneau de l'assemblage  $T_{fi}$  :

$$T = \begin{bmatrix} T_{ci} \\ T_{si} \\ T_{fi} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

$$\text{Avec } T = A^{-1}B \quad (3.7)$$

Les éléments de la matrice A des résistances thermiques sont donnés ci-dessous :

$$\begin{aligned} A1 &= \frac{1}{R_c + R_{co}} + \frac{1}{R_h} + \frac{1}{R_{shi}} \\ A2 &= 0 \\ A3 &= -\frac{1}{R_h} \\ A4 &= 0 \\ A5 &= \frac{1}{R_s + R_{so}} + \frac{1}{R_{h^*}} + \frac{1}{R_{shi}} \\ A6 &= -\frac{1}{R_h} \\ A7 &= -\frac{1}{R_h} \\ A8 &= -\frac{1}{R_{h^*}} \\ A9 &= \frac{1}{R_{fh}} + \frac{1}{R_{fh^*}} + \frac{1}{R_h} + \frac{1}{R_{h^*}} + \frac{1}{R_{pl} + R_{pi}} + \frac{1}{R_{ho^*}} + \frac{1}{R_{ho^*}} + \frac{1}{R_{fi} + R_{fo}} \end{aligned} \quad (3.8)$$

L'aspect général de la matrice A est le suivant :

$$A = \begin{bmatrix} A1 & A2 & A3 \\ A4 & A5 & A6 \\ A7 & A8 & A9 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Les éléments de la matrice B sont :

$$\begin{aligned}
 B1 &= \frac{T_c}{R_{chi}} + \frac{T_o}{R_c + R_{co}} \\
 B2 &= \frac{T_s}{R_{shi}} + \frac{T_o}{R_s + R_{so}} \\
 B3 &= \frac{T_{cp}}{R_{pl} + R_{pi}} + \frac{T_s}{R_{fh}^*} + \frac{T_c}{R_{fh}} + \frac{T_o}{R_{fi} + R_{fo}} + \frac{T_o}{R_{ho}} + \frac{T_o}{R_{ho}^*}
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

L'aspect général de la matrice B est :

$$B = \begin{bmatrix} B1 \\ B2 \\ B3 \end{bmatrix} \tag{3.11}$$

### 3.4 Résistances des coques cylindriques et des collerettes

La résistance thermique du fluide à la surface intérieure du cylindre est donnée par l'expression 3.2. Pour calculer la résistance du fluide sur les surfaces internes des parties cylindriques et des collerettes, le principe de transfert de chaleur par convection est utilisé :

$$R_{shi} = \frac{1}{2\pi \cdot r_i \cdot h_i (l_s + l_b)} \tag{3.12}$$

Les résistances internes des coques cylindriques ont été trouvées à l'aide de l'équation de transfert de chaleur par conduction :

$$R_s = \frac{1}{2\pi \cdot k_s \cdot l_s} \ln \left( \frac{r_o + t_s}{r_i} \right) \tag{3.13}$$

L'utilisation du terme  $l_s$  dans l'équation 3.13 nécessite une explication. Pour introduire la coque cylindrique dans le modèle thermique de l'assemblage, une *longueur équivalente* de la coque cylindrique a été proposée. Celle-ci est la longueur de la partie de la coque cylindrique

adjointe à la collerette de la bride. Dans le cas où les brides sont identiques les longueurs équivalentes des coques cylindriques de la calandre et de la chambre de distribution sont égales. La méthode de calcul des longueurs équivalentes des coques cylindriques est donnée dans la section 3.5.

La résistance thermique de l'air ambiant en contact avec les surfaces cylindriques de la calandre et du couvercle a été trouvée par analogie avec le cas de la résistance du fluide sur la surface cylindrique interne. Celle-ci est donnée par:

$$R_{so} = \frac{1}{2\pi \cdot (r_i + t_s) \cdot h_s \cdot l_s} \quad (3.14)$$

Pour trouver la résistance du fluide sur la surface externe de la collerette, l'équation du flux de chaleur par convection a été utilisée. Le fluide externe dans ce cas est l'air ambiant.

$$R_{ho} = \frac{1}{2\pi \cdot r_h \cdot h_s \cdot l_h} \quad (3.15)$$

Les résistances internes de deux collerettes ont été calculées en utilisant l'équation du flux de chaleur par conduction:

$$R_h = \frac{l_h}{2\pi \cdot k_s \cdot (r_o^2 - r_i^2)} \quad (3.16)$$

### 3.5 Longueur équivalente des parties cylindriques de l'échangeur de chaleur

Pour calculer la distribution de température des éléments de l'assemblage boulonné, il n'est pas nécessaire de considérer toute la longueur des parties cylindriques de l'échangeur de chaleur. Une longueur équivalente de la coque cylindrique a été utilisée pour obtenir la distribution de température, les déplacements et les distorsions dus à la charge thermique

ainsi que pour réaliser le calcul des résistances thermiques des parties cylindriques. Pour déterminer cette longueur équivalente de la coque cylindrique, la théorie des poutres sur fondation élastique a été appliquée.

Les déformations des éléments de l'assemblage produites par les températures sont nécessaires pour déterminer les efforts de discontinuité agissant aux jonctions des éléments de l'assemblage. Ces forces permettent d'évaluer la redistribution de la charge dans les boulons de l'assemblage. Selon la théorie des poutres sur la fondation élastique, à la distance  $l = \pi/\beta$  de l'emplacement de la discontinuité, les efforts tranchants, les moments fléchissant et les déflexions sont atténués. Le facteur d'atténuation ou d'amortissement  $\beta$  est donnée par :

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\lambda}{4EI}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{\sqrt{rt}} \quad (3.4)$$

$EI$  est la rigidité d'une plaque en flexion, le facteur  $k$  est une constante représentant le module de la fondation élastique et représente la force par unité de longueur requise pour produire une déflexion unitaire. Pour un cylindre, celle-ci est formulée de la façon suivante :

$$\lambda = \frac{Et}{r^2} \quad (3.5)$$

$E$  est le module d'Young,  $t$  et  $r$  sont l'épaisseur et le rayon du cylindre. Pour calculer la résistance thermique, les longueurs équivalentes des coques cylindriques sont considérées égales à  $l$ .

### 3.6 Résistances thermiques équivalente de la plaque tubulaire

Le calcul de la résistance thermique de la plaque tubulaire est difficile à calculer vue la présence d'un grand nombre de tubes et de perçage. Pour simplifier le modèle thermique, une plaque équivalente a été proposée. Cette plaque de même volume a un seul trou central avec

un rayon interne équivalent. Cette hypothèse permet de calculer la résistance thermique de la plaque dans la direction radiale avec la formule 3.17:

$$R_{pi} = \log\left(\frac{b/a}{2\pi(-a)k_p}\right) \quad (3.17)$$

Selon la même hypothèse, les parois du trou central équivalent de la plaque sont exposés au fluide côté tubes. La résistance du fluide sur les parois internes dans le trou central est trouvée en utilisant la formule suivante :

$$R_{pi} = \frac{1}{2\pi \cdot a \cdot h_i \cdot t_p} \quad (3.18)$$

### 3.7 Résistance thermique de la partie intérieure de l'anneau

La résistance du fluide sur la surface interne de l'anneau de la bride est calculée à l'aide de l'équation du flux de chaleur par convection en direction radiale :

$$R_{fi} = \frac{1}{2\pi \cdot r_i \cdot h_i \cdot t_c} \quad (3.19)$$

La résistance interne de la section intérieure de l'anneau est calculée avec l'équation du flux de chaleur par conduction dans la direction radiale :

$$R_{fi} = \frac{1}{2\pi \cdot k_r \cdot t_c} \ln\left(\frac{r_o + t_b}{r_i}\right) \quad (3.20)$$

### 3.8 Résistance thermique de la partie extérieure de l'anneau

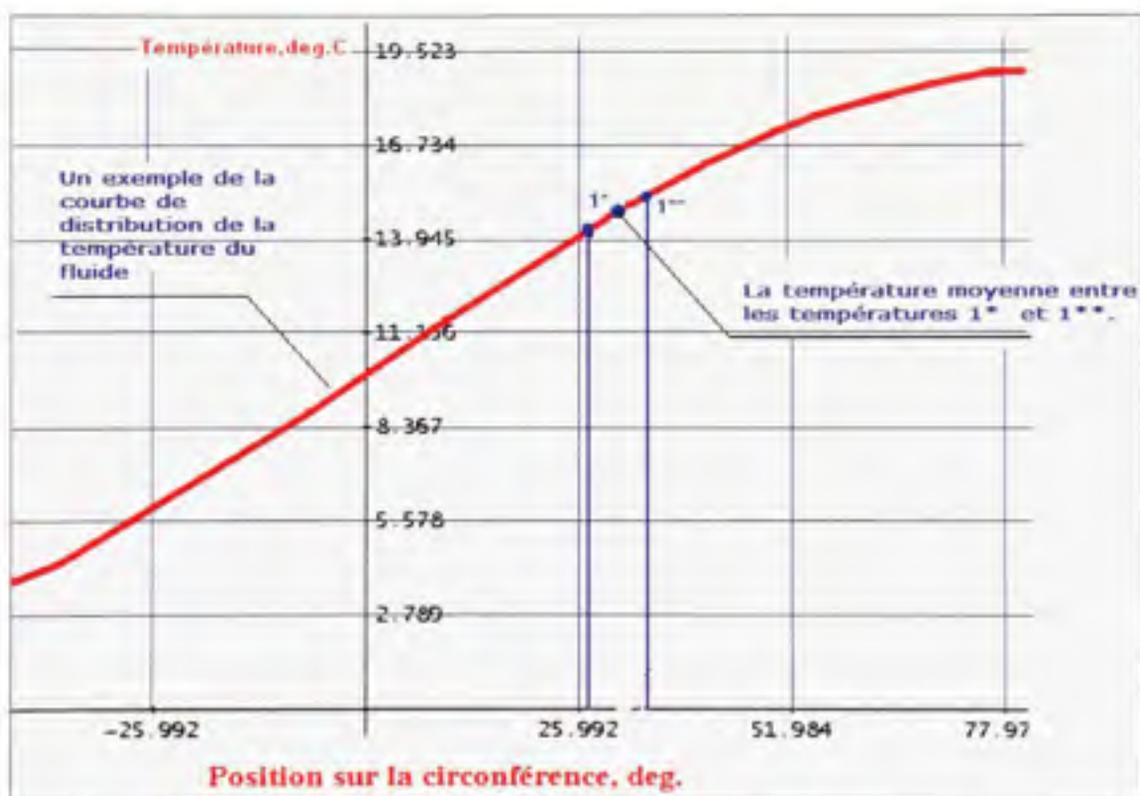
Le calcul de la résistance thermique de la partie extérieure de l'assemblage est plus complexe et nécessite la connaissance de la fonction qui régit la distribution de la température dans cette partie de l'assemblage. Celle-ci est traitée dans l'ouvrage de Carslaw et al. (1959). Certaines étapes de calcul de la résistance thermique de la partie extérieure de l'anneau sont traitées par Nechache (2003).

La section externe de l'anneau est considérée comme un cylindre fini. La température au rayon interne de la partie externe de l'anneau est égale à celle au rayon externe de la collerette adjointe. Les trois autres surfaces de la partie externe de l'anneau sont exposées à l'air ambiant et subissent une convection naturelle.

Dans le chapitre 2, la méthode d'évaluation des températures des fluides côtés calandre et tubes a été présentée. Ces températures ont servi pour déterminer les profils de température des éléments de l'assemblage boulonné. Il a été établi que la température du fluide sur les parois internes des anneaux et des parties cylindriques change en fonction de sa position sur la circonférence. La température du fluide varie dans la direction axiale en passant de la calandre à la chambre de distribution. Ainsi, les températures des parois internes de la calandre et de la chambre sont différentes. De plus, les parois externes de l'assemblage sont refroidies par l'air ambiant; il existe donc un changement de température des éléments de l'assemblage dans la direction radiale. Par conséquent, il est évident que la variation de la température dans les éléments de l'assemblage est tridimensionnelle.

En considérant toutes ces conditions, la distribution tridimensionnelle de la température de l'assemblage boulonné peut être complexe. Puisque l'objectif de ce travail de recherche est de déterminer l'influence de la haute température sur la force de serrage des boulons, il n'est pas nécessaire de connaître la température en chaque point de l'assemblage; Seules les températures *sur le cercle des boulons* sont requises.

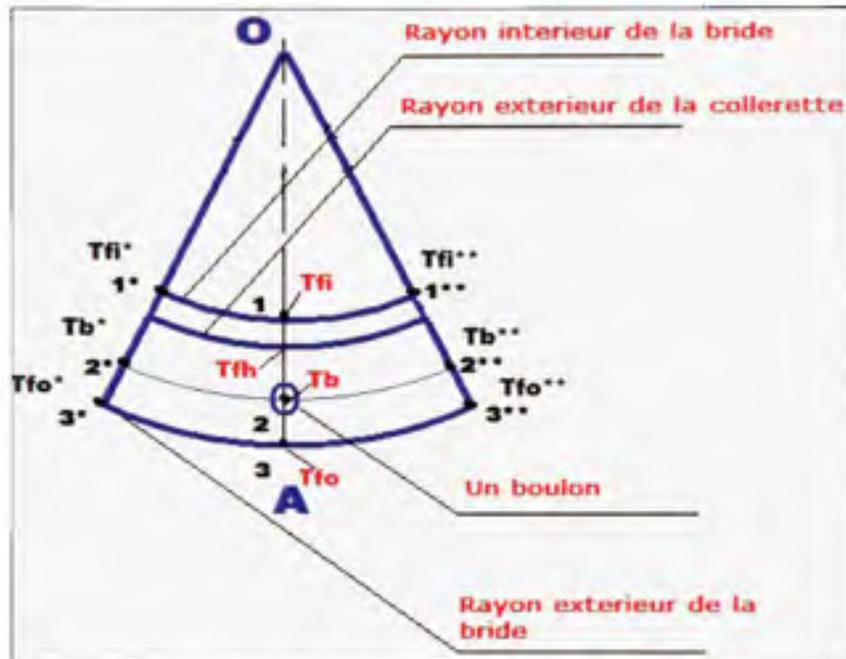
Un exemple de distribution de la température du fluide côté tubes est présenté sur la figure 3.3. L'axe horizontal du diagramme correspond à la position sur la circonférence de l'anneau de la bride. L'axe vertical est la température du fluide. Les températures aux points voisins 1\* et 1\*\* sur la figure 3.3 sont presque égales. Alors, s'il n'y a pas de grande variation de température sur le petit secteur du diagramme, il est possible d'utiliser la température moyenne qui représente la température d'un petit secteur entre les points 1\* et 1\*\*. Cette hypothèse est valide pour des brides de grands diamètres. La température de l'anneau est évaluée seulement aux endroits où les boulons sont installés.



**Figure 3.3 Le diagramme pour le calcul de la température moyenne d'un petit secteur de la circonférence.**

Le diagramme de la figure 3.4 représente une petite section de l'anneau de l'assemblage. Le rayon OA coupe le secteur en deux parties symétriques et passe à travers l'axe du boulon. Comme il a déjà été expliqué, les températures du fluide proche des parois internes sont

presque égales aux points  $1^*$  et  $1^{**}$ . Ainsi, les températures des parois internes de l'anneau dans les points voisins  $1^*$  et  $1^{**}$  sont aussi presque égales. De la même manière, les températures  $T_b^*$  et  $T_b^{**}$  aux points  $2^*$  et  $2^{**}$  sur le rayon des boulons sont presque les mêmes. Les températures  $T_{fo}^*$  et  $T_{fo}^{**}$  sur les parois externes de l'anneau aux points  $3^*$  et  $3^{**}$  sont en quelque sorte très proches.



**Figure 3.4** Un petit secteur de la circonférence de l'anneau d'un assemblage boulonné.

Effectivement, cette hypothèse est valide seulement pour les petits secteurs de la circonférence de l'assemblage. Il a été considéré qu'un angle de  $180^\circ / n$  (où  $n$  est le nombre des boulons d'un assemblage souvent supérieur à 44) est suffisamment petit pour satisfaire cette hypothèse comme dans le cas des échangeurs de chaleur à plusieurs passes.

Au lieu de chercher la distribution radiale de la température pour les  $n$  petits secteurs de l'anneau, il a été trouvé suffisant de définir la température seulement sur les rayons qui délimitent les différents éléments du modèle de l'assemblage. Ces rayons sont le rayon intérieur de l'anneau, le rayon extérieur de la collerette, le rayon des axes des boulons et le

rayon extérieur de l'anneau. Connaissant les températures sur ces rayons caractéristiques pour un petit secteur, le profil de température de ce secteur est connu.

Les résultats des études faites par Nechache (2003) ont été utilisés pour évaluer les températures sur les rayons caractéristiques d'un secteur. L'assemblage boulonné, dans cette étude, a été exposée à une charge thermique axisymétrique. L'auteur a utilisé l'expression de Carslaw (1959) pour déterminer la température de la partie extérieure de l'assemblage boulonné.

Pour un assemblage boulonné d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes, la méthode utilisée par Nechache ne peut être appliquée directement, car les températures varient selon la circonférence de l'assemblage. Cependant, avec l'hypothèse des petits secteurs, il a été déjà défini que la température sur un rayon caractéristique d'un petit secteur est constante. Alors, l'équation de Carslaw 3.23 peut être utilisée pour trouver les températures de chaque secteur de la partie extérieure de l'anneau:

$$T(r, z) = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(\varphi_n \cos(\varphi_n z) + h_o \sin(\varphi_n z)) \cdot \varphi(r, n)}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) \cdot t_c + 2h_o] \cdot \varphi(r, n)} \times \int_0^{z_c} [f(z) \cdot (\varphi_n \cos(\varphi_n z) + h_o \sin(\varphi_n z))] \cdot dz \quad (3.21)$$

L'expression pour  $\varphi(r, n)$  contient les fonctions de Bessel  $I_0$ ,  $I_1$ ,  $K_0$  et  $K_1$  de premiers ordres :

$$\varphi(r, n) = I_0(r\varphi) \cdot [\varphi_n \cdot K_1(r_o\varphi_n) - h_o \cdot K_0(r_o\varphi_n)] + K_0(r\varphi) \cdot [\varphi_n \cdot I_1(r_o\varphi_n) - h_o \cdot I_0(r_o\varphi_n)] \quad (3.22)$$

Dans cette expression,  $\varphi_n$  est la racine positive de l'équation :

$$\tan(\varphi_n \cdot t_c) = \frac{2\varphi_n \cdot h_o}{\varphi_n^2 - h_o^2} \quad (3.23)$$

Selon les études de Brown (2002), le gradient thermique à travers l'épaisseur de l'anneau de la bride dans la direction axiale est négligeable. La variation de la température de l'anneau dans la direction axiale est donc négligeable et la variable  $z$  est omise de l'équation 3.23. Alors, l'équation de la distribution de la température de la partie extérieure de l'anneau de l'assemblage prend la forme suivante :

$$T_f(r, \theta) = T_o - 2(T_{\theta}(\theta) - T_o) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cdot \cos(\varphi_n t_c) - h_o - \varphi_n \sin(\varphi_n t_c)] \cdot \varphi(r, n)}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) \cdot t_c + 2h_o] \cdot \varphi(r_o, n)} \quad (3.24)$$

Avec l'hypothèse des petits secteurs, la variation de la température de l'anneau se fait dans deux directions : la direction radiale et à travers la circonférence. Selon la théorie de transfert de chaleur, le flux de chaleur passant dans un cylindre dans la direction radiale est formulé par:

$$q = -2\pi \cdot r_o k_f \frac{\partial T_f(r)}{\partial r} \quad (3.25)$$

On considère que :

$$\frac{\partial \varphi(r, n)}{\partial r} = \varphi'(r, n) = \varphi_n \cdot [I_1(r\varphi_n) \{ \varphi_n \cdot K_0(r_o\varphi_n) - h_o \cdot K_1(r_o\varphi_n) \}] - \varphi_n \cdot K_1(r\varphi_n) \{ \varphi_n I_0(r_o\varphi_n) - h_o \cdot I_1(r_o\varphi_n) \} \quad (3.26)$$

$$\varphi'(r_o, n) = \varphi_n [I_1(r_o\varphi_n) \{ \varphi_n K_0(r_o\varphi_n) - h_o I_1(r_o\varphi_n) \}] - \varphi_n \cdot K_1(r_o\varphi_n) \{ \varphi_n I_0(r_o\varphi_n) - h_o I_1(r_o\varphi_n) \} \quad (3.27)$$

Les dérivées des fonctions de Bessel modifiées  $I_0$  et  $K_0$  forment :

$$\frac{\partial I_0(r\varphi_n)}{\partial r} = \varphi_n \cdot I_1(r\varphi_n) \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial K_0(r\varphi_n)}{\partial r} = -\varphi_n \cdot K_1(r\varphi_n) \quad (3.29)$$

Le flux de chaleur dissipé à travers les surfaces exposées de la section extérieure de l'anneau de la bride est donné par les expressions suivantes :

$$q(\theta) = 4\pi \cdot r_h k_f (T_{\theta}(\theta) - T_o) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cos(\phi_n t_c) - h_o - \phi_n \sin(\phi_n t_c)] \varphi(r_h, n)}{[(\phi_n^2 + h_o^2) t_c + 2h_o] \varphi(r_h, n)} \quad (3.30)$$

$$q(\theta) = \frac{\Delta T(\theta)}{R_{fo}} = 4\pi \cdot r_h k_f \cdot \Delta T(\theta) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cos(\phi_n t_c) - h_o - \phi_n \sin(\phi_n t_c)] \varphi(r_h, n)}{[(\phi_n^2 + h_o^2) t_c + 2h_o] \varphi(r_h, n)} \quad (3.31)$$

Le flux de chaleur varie en fonction de l'angle  $\theta$  de la position sur la circonférence. L'expression 3.30 a permis de déterminer le flux de chaleur pour un petit secteur de l'anneau. En utilisant cette expression, la résistance de la partie externe de l'anneau dans la direction radiale peut être obtenue :

$$R_{fo} = \frac{1}{2\pi \cdot (r_i + t_h) \cdot \beta \cdot t_c} \quad (3.32)$$

$$\beta = 2k_f \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cos(\phi_n t_c) - h_o - \phi_n \cos(\phi_n t_c)] \varphi(r_h, n)}{[(\phi_n^2 + h_o^2) t_c + 2h_o] \varphi(r_h, n)} \left( \phi_n \cos(\phi_n \frac{t_c}{2}) + h_o \sin(\phi_n \frac{t_c}{2}) \right) \quad (3.33)$$

### 3.9 Distribution de température dans les éléments de l'assemblage

Après avoir obtenu les températures sur les surfaces internes des éléments de l'assemblage, les profils de température de chaque élément peuvent être déterminés. La distribution de température dans l'anneau peut être utilisée par la suite pour déterminer les températures des boulons.

Les résultats des études faites par Nechache (2003) sont utilisés pour trouver la distribution de température sur chaque élément. Pour calculer la température  $T_{\theta}$  au niveau du rayon extérieur  $r_{\theta}$  de la section intérieure de l'anneau, une hypothèse proposée par Nechache (2003) a été utilisée. Celle-ci considère que la température  $T_{\theta}$  est égale à la température de la base de la collerette. Effectivement, puisque la collerette est soudée à l'anneau, cette hypothèse est justifiée.

Ainsi, en utilisant le principe de transfert de chaleur dans la direction radiale pour un cylindre creux, la température  $T_{\theta}$  est trouvée:

$$T_{\theta}(\theta) = T_o + \frac{(T_s(\theta) + T_o)R_{fo}}{(R_{fi} + R_{fo})} \quad (3.34)$$

La température  $T_{\theta}$  dépend de la position circonférentielle. Cette température est définie pour le rayon extérieur de la partie intérieure de l'anneau.

La distribution de température à travers les parois des coques cylindriques est obtenue avec la théorie du transfert de chaleur pour un cylindre infini :

$$T_S(r, \theta) = T_{so} - (T_{shi}(\theta) - T_{so}) \left[ \frac{\ln\left(\frac{r_i + t_s}{r}\right)}{\ln\left(\frac{r_i + t_s}{r_i}\right)} \right] \quad (3.35)$$

La collerette a été considérée comme étant un cylindre creux avec un rayon extérieur équivalent égal à la somme moyenne arithmétique des rayons minimal et maximal de la collerette. La variation de la température de la collerette dans les deux directions (radiale et axiale) est supposée linéaire. La distribution de température à travers la collerette est donc donnée par l'expression suivante :

$$T_h(r, \theta) = T_{so} - \frac{\lambda}{l_h} (T_{so} - T_{\theta h}(\theta)) - \left(1 - \frac{r - r_i}{t_p}\right) \Delta T_h(\theta) \quad (3.36)$$

La température  $\Delta T_h$  a été calculée comme la température moyenne des différences des températures à travers deux extrémités de la collerette :

$$\Delta T_h(\theta) = 0.5 \left[ (T_{so} - T_{si}(\theta)) + (T_{\theta h}(\theta) - T_{\theta i}(\theta)) \right] \quad (3.37)$$

La distribution de température de la section intérieure de l'anneau de l'assemblage est calculée en utilisant la formule suivante :

$$T_f(r, \theta) = T_{\theta h}(\theta) + (T_{\theta i}(\theta) - T_{\theta h}(\theta)) \left[ \frac{\ln\left(\frac{r_i + t_b}{r}\right)}{\ln\left(\frac{r_i + t_b}{r_i}\right)} \right] \quad (3.38)$$

La température de la partie extérieure de l'anneau de l'assemblage est calculée à l'aide de l'expression suivante :

$$T_f(r, \theta) = T_o - 2(T_{\theta h}(\theta) - T_o) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cdot \cos(\varphi_n t_c) - h_o - \varphi_n \sin(\varphi_n t_c)] \cdot \phi(r, n)}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) \cdot t_c + 2h_o] \cdot \phi(r_n, n)} \times \left( \phi_n \cos\left(\phi_n \frac{t_c}{2}\right) + h_o \sin\left(\phi_n \frac{t_c}{2}\right) \right) \quad (3.39)$$

Selon l'hypothèse initiale, la température sur le même rayon d'un petit secteur de l'anneau est constante. L'équation 3.41 peut être utilisée pour trouver la température sur le rayon des boulons  $r_b$  pour les  $n$  secteurs de la circonférence.

### 3.10 Modélisation thermique du boulon

Nechache (2003) a proposé le modèle de transfert de chaleur pour prédire les températures des boulons dans un assemblage boulonné exposé à la charge thermique axisymétrique. Son modèle a permis de trouver la redistribution de la charge dans les boulons dans une bride boulonnée soumise à une température axisymétrique.

Dans cette partie, le modèle proposé par Nechache a été adapté pour le cas d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes. L'assemblage boulonné de l'échangeur subit la charge thermique non-axisymétrique. L'hypothèse des petits secteurs a été utilisée dans le modèle thermique du boulon. Connaissant les températures de l'anneau au niveau du cercle des boulons, la température moyenne dans chaque boulon peut être déterminée.

#### 3.10.1 Modèle thermique d'un secteur de l'assemblage avec boulon

Les anneaux et la plaque transmettent la chaleur aux boulons par :

- conduction à travers la surface de contact qui existe entre la tête du boulon et la bride;
- rayonnement et convection à travers le jeu qui existe dans les trous des boulons.

Pour simplifier le calcul des flux de chaleur, certaines hypothèses sont proposées :

- La théorie de transfert de chaleur par la conduction a été utilisée pour décrire le flux de chaleur entre la bride et l'écrou du boulon;
- Le transfert de chaleur entre la bride et la tige du boulon s'effectue par rayonnement et convection. Les anneaux et la plaque transmettant la chaleur à la tige du boulon par convection à travers l'air qui existe dans le trou autour du boulon. Dans le cas où le boulon est vissé directement dans le métal de la bride, le transfert de chaleur se fait par conduction;
- Le flux de chaleur dissipé dans l'air par convection à travers les surfaces exposées du boulon est considéré. Le diamètre nominal du boulon est utilisé pour les calculs de la

quantité de chaleur transmise à l'atmosphère. Les surfaces exposées à l'air sont les surfaces externes de l'écrou et les surfaces entre les brides et la plaque tubulaire.

Pour calculer la température des boulons, la température  $T_f(r_b)$  de la partie extérieure de l'assemblage au niveau du rayon des boulons est utilisée. Il est supposé que la température d'un boulon est uniforme. Le modèle thermique d'un boulon sur la figure 3.5 utilise le principe de transfert de chaleur selon lequel la quantité de chaleur entrante dans le boulon doit être égale à la quantité de la chaleur sortante.

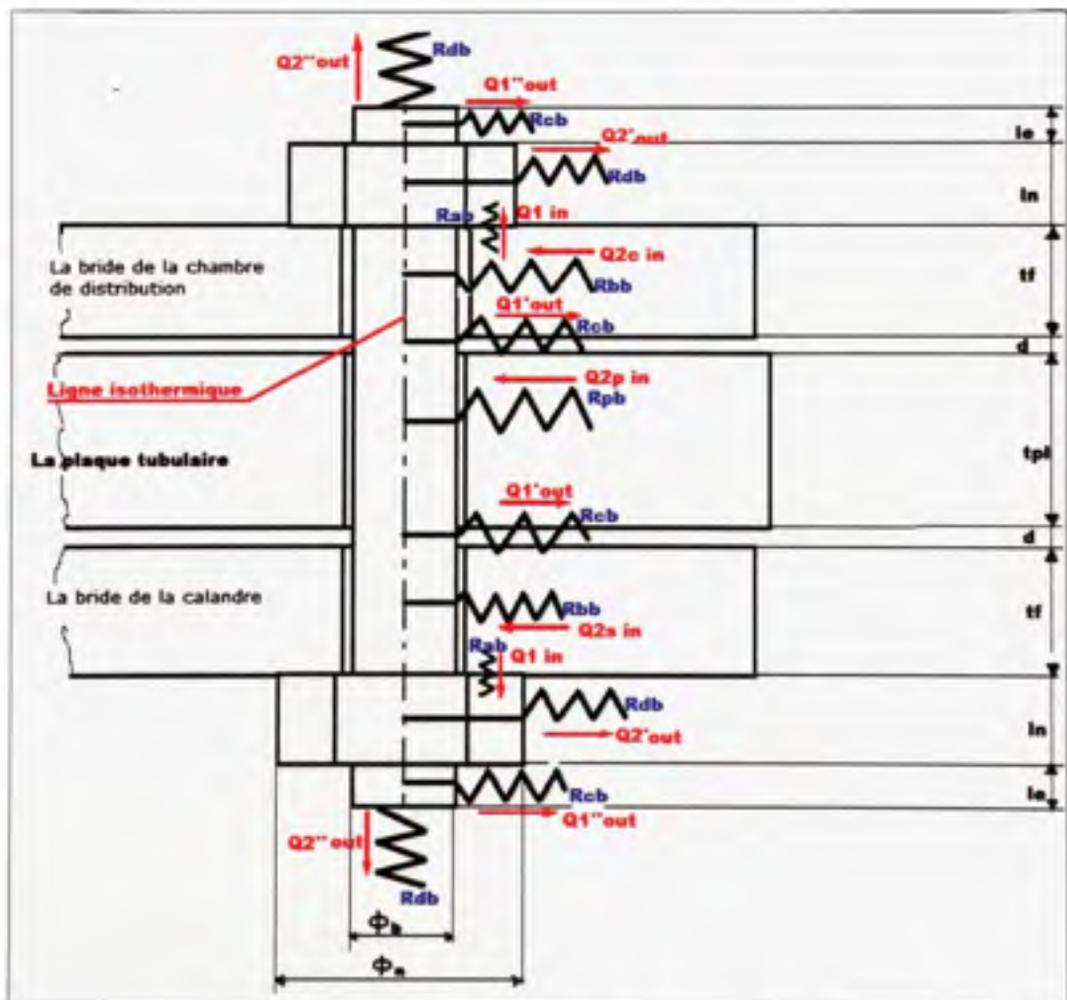


Figure 3.5 Diagramme de transfert de chaleur dans le boulon.

Ozisk (1985) a décrit les équations de transfert de chaleur qui sont utilisées pour les calculs :

$$2Q_1^m = 2h_{cb} \frac{\pi}{4} (\phi_n^2 - \phi_b^2) (T_f(r_b, \theta) - T_b(\theta)) = \frac{1}{R_{ab}} (T_f(r_b, \theta) - T_b(\theta)) \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned} Q_2^{C-in} + Q_2^{S-in} + Q_2^{P-in} &= h_{jb} \pi \phi_b (\ell_b - 2d) (T_f(r_b, \theta) - T_b(\theta)) = \\ &= \left( \frac{1}{R_{bb}^*} + \frac{1}{R_{bb}^{**}} + \frac{1}{R_{pb}} \right) (T_f(r_b, \theta) - T_b(\theta)) = \left( \frac{1}{R_{bb}} \right) (T_f(r_b, \theta) - T_b(\theta)) \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$\begin{aligned} Q_1^{out} &= 2(Q_1^{*out} + Q_1^{**out}) = h_{cb} \pi \phi_b (\ell_c + 2d) (T_b(\theta) - T_o) = \\ &= \left( \frac{1}{R_{cb}^*} + \frac{2}{R_{cb}^{**}} \right) (T_b(\theta) - T_o) = \frac{1}{R_{cb}} (T_b(\theta) - T_o) \end{aligned} \quad (3.42)$$

$$\begin{aligned} Q_2^{out} &= 2(Q_2^{*out} + Q_2^{**out}) = h_{os} \pi (2\phi_n \ell_n + 0.25\phi_n^2) (T_b(\theta) - T_o) = \\ &= \left( \frac{1}{R_{ab}^*} + \frac{2}{R_{ab}^{**}} \right) (T_b(\theta) - T_o) = \frac{1}{R_{ab}} (T_b(\theta) - T_o) \end{aligned} \quad (3.43)$$

Le contact entre les anneaux de la bride et l'écrou présente une résistance thermique calculée en utilisant l'expression suivante :

$$R_{ab} = \frac{2}{h_{cb} (\phi_n^2 - \phi_b^2)} \quad (3.44)$$

La résistance de l'interface du boulon et de l'anneau de la bride devient :

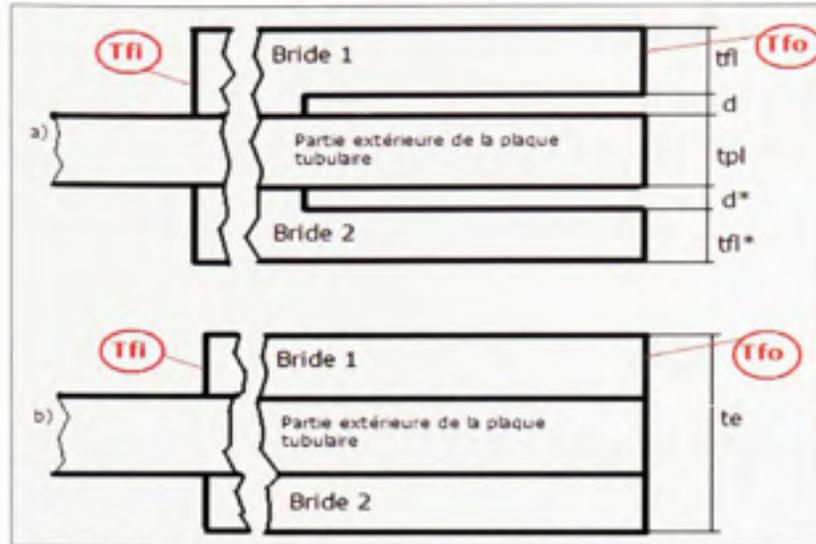
$$R_{bb} = \frac{1}{h_{jb} \pi \phi_n (\ell_b - 2d)} \quad (3.45)$$

Dans la formule 3.46,  $\ell_b$  est la longueur effective du boulon et est donnée par :

$$\ell_b = t_f + t_f^* + t_{pl} + 2d \quad (3.46)$$

Le diagramme de la figure 3.6(a) présente la partie extérieure de l'assemblage : c'est-à-dire deux anneaux avec une plaque tubulaire entre les deux. Pour faciliter le calcul de la résistance thermique et la température de la partie extérieure de l'assemblage, l'hypothèse d'un seul corps est proposée. Selon cette hypothèse, les brides et la plaque sont collées ensemble sans aucun espace entre elles. En fait, cet espace dicté par la géométrie des anneaux est très petit (entre 1.5 et 3.5 mm dans la majorité des cas) et favorise le refroidissement de la partie extérieure de l'assemblage. C'est-à-dire que l'assemblage sur la figure 3.6 (a) est mieux refroidi que celui de 3.6 (b) à cause de l'écoulement de l'air entre les brides et la plaque.

En utilisant le diagramme 3.6(b) pour le calcul, la température  $T_{60}$  peut être plus élevée que dans l'assemblage réel. Pour équilibrer cette différence, il est suggéré de soustraire les valeurs  $d$  et  $d^*$  de l'épaisseur totale des deux brides pour donner une épaisseur équivalente  $t_e$  qui a pour effet de produire les mêmes températures.



**Figure 3.6 Diagramme pour le calcul de l'épaisseur équivalente de la partie extérieure de l'assemblage.**

Les valeurs de  $t_f$  et de  $t_f^*$  sont respectivement les épaisseurs des anneaux adjoints à la chambre de distribution et à la calandre. La résistance de la partie du boulon exposée à l'air ambiant entre les brides et la plaque est calculée comme suit :

$$R_{cb} = \frac{1}{h_{os} \pi \phi_b (l_e + 2d)} \quad (3.47)$$

La résistance de la couche d'air ambiant sur la surface de l'écrou du boulon est :

$$R_{db} = \frac{1}{h_{os} \pi (2\phi_n l_n + 0.5\phi_n^2)} \quad (3.48)$$

Le coefficient de transfert de chaleur de l'air dans le trou entre les brides et le boulon est donné comme suit (Nechache, 2003) :

$$h_b = \frac{1}{2 \frac{1}{h_{os}} + 0.06} \quad (3.49)$$

Cette formule considère le coefficient de convection  $h_{ca}$ , le diamètre nominal du boulon et la conduction à travers l'air entre les anneaux et le boulon. La conduction s'effectue à travers un espace de 3 mm qui est le jeu radial normalisé entre le boulon et le trou de passage. La conductivité thermique de l'air est  $0.05 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$  (Touloukian, 1970).

### 3.10.2 Température moyenne des boulons

Conformément au principe de l'équilibre thermique, l'équation du flux de chaleur peut s'écrire de la façon suivante:

$$2Q_1^{in} + Q_2^{C-in} + Q_2^{S-in} + Q_2^{P-in} = 2Q_1^{*out} + 2Q_1^{**out} + 2Q_2^{*out} + 2Q_2^{**out} \quad (3.50)$$

L'équation 3.50, en conjonction avec 3.40 à 3.43, permet de déterminer la température des boulons selon la position sur le cercle de boulonnage :

$$T_b(\theta) = \frac{\left(\frac{1}{R_{ab}} + \frac{1}{R_{bb}}\right)T_f(r_b, \theta) + \left(\frac{1}{R_{cb}} + \frac{1}{R_{db}}\right)T_o}{\frac{1}{R_{ab}} + \frac{1}{R_{bb}} + \frac{1}{R_{cb}} + \frac{1}{R_{db}}} \quad (3.51)$$

Alors, connaissant la température de chaque boulon, son expansion axiale peut être trouvée en utilisant l'expression suivante:

$$v_b(\theta) = \alpha_b T_b(\theta)(t_c + 2d + l_a) \quad (3.52)$$

### 3.11 Température moyenne du joint d'étanchéité

Pour simplifier le calcul, la température moyenne du joint d'étanchéité est considérée égale à celle de la surface des anneaux au rayon moyen du joint. Évidemment, si la température du

joint suit la température de la bride, elle change aussi à travers sa circonférence. La formule se présente ainsi :

$$T_g(\theta) = T_f(r_{\text{moyen}}, \theta) \quad (3.53)$$

La quantité de chaleur passant à travers l'épaisseur du joint est relativement négligeable par rapport à celle qui traverse la surface de contact entre les anneaux et le joint. L'hypothèse formulée par l'expression 3.53 est donc justifiée. Alors, puisque l'épaisseur du joint est très petite par rapport à celle de l'anneau ou de la plaque tubulaire, le gradient de température à travers l'épaisseur du joint est négligeable. Un programme dans l'environnement MATLAB a été développé pour faciliter et automatiser le calcul des températures dans chaque élément de l'assemblage incluant les boulons et les joints d'étanchéité.

## CHAPITRE 4

### LES DÉFLEXIONS INDUITES DANS LES ÉLÉMENTS DE L'ASSEMBLAGE

#### 4.1 Introduction

L'application de la température produit non seulement des expansions thermiques mais aussi des déplacements et des rotations des éléments de l'assemblage à brides boulonnées. À cause de la différence des matériaux et de la géométrie, ces déflexions sont différentes, ce qui provoque des sollicitations additionnelles sur l'assemblage, altérant de façon significative la redistribution des contraintes dans les boulons et sur le joint.

Pour assurer une bonne étanchéité d'un assemblage à brides boulonnées, ces sollicitations doivent être prises en considération dans le calcul des forces de serrage des boulons. L'objectif de ce chapitre est donc de développer une méthode pour prédire ces déflexions induites par la charge thermique dans les éléments de l'assemblage boulonné. Par la suite, ces déplacements et des rotations peuvent être utilisés pour évaluer les sollicitations et déterminer les variations des charges dans les boulons et sur le joint.

Les déflexions de chaque élément de l'assemblage boulonné sont basées sur les distributions des températures des éléments de l'assemblage trouvées précédemment.

#### 4.2 Déflexions des coques cylindriques de l'assemblage

Les parties de la coque cylindrique et de la chambre de distribution adjointes à l'assemblage ont été considérées comme des cylindres aux parois minces. Les déplacements radiaux et les rotations de ces deux parties sont dus au gradient thermique et à la température moyenne.

Puisque la température de la coque cylindrique ou calandre varie selon la position axiale et la circonférence, les déflexions causées par la charge thermique sont en fonction de ces deux

paramètres. Les formules 4.0 et 4.1 ont été utilisées pour estimer les déplacements et les rotations des parties cylindriques. Ces expressions sont basées sur la théorie des cylindres à parois mince et sur les résultats des études de Nechache et Bouzid (2002) :

$$u_s^r(x, \theta) = \frac{(1 + \nu_s) \cdot \alpha_s \Delta T_s(\theta)}{2\beta_s^2 t_s} e^{-\beta_s x} (\cos \beta_s x - \sin \beta_s x) + \alpha_s \cdot r_s \left( T_{in}(\theta) + \frac{x}{l_s} (T_{in}(\theta) - T_{ex}(\theta)) - \Delta T_s(\theta) \right) \quad (4.0)$$

$$g_s^r(x, \theta) = \frac{(1 + \nu_s) \alpha_s \cdot \Delta T_s(\theta)}{2\beta_s t_s} e^{-\beta_s x} \cdot \cos \beta_s x + \frac{\alpha_s r_s}{l_s} (T_{in}(\theta) - T_{ex}(\theta)) \quad (4.1)$$

Où

$$\beta_s = \sqrt{\frac{3(1 - \nu_s^2)}{r_s^2 t_s^2}} \quad (4.2)$$

Puisque les températures des surfaces internes et externes de la coque cylindrique varient en fonction de la position sur la circonférence, le gradient thermique à travers l'épaisseur change aussi selon la même fonction dans la direction circonférentielle:

$$\Delta T_s(\theta) = T_{so}(\theta) - T_{si}(\theta) \quad (4.3)$$

Il a été expliqué dans le chapitre 3 que la température du métal des surfaces internes de l'assemblage boulonné est défini par la température du fluide en contact avec les parois. Aussi a-t-il été trouvé précédemment que la distribution de la température du fluide au niveau des parois suit une tendance sinusoïdale. En considérant l'expression 4.3, il est clair que la température dans les éléments de l'assemblage dépend de la position sur la circonférence de la bride et doit aussi suivre la tendance sinusoïdale.

#### 4.2 Déflexion de la collerette

Les déplacements et les rotations de la collerette dépendent de sa hauteur. De plus, ils changent suivant la circonférence de la collerette. Les formules 4.2 et 4.3 sont utilisées pour calculer les déplacements radiaux  $u_h^T(x, \theta)$  et les rotations  $g_h^T(x, \theta)$  de la collerette en se basant sur les études de Nechache et Bouzid (2002) :

$$u_h^T(x, \theta) = -\frac{(1 + \nu_f) \cdot \alpha_f \Delta T_h(\theta)}{2\beta_h^2 t_h} e^{-\beta x} \cdot (\cos \beta x - \sin \beta x) + \alpha_f \cdot r_h \left( T_{\beta h}(\theta) + \frac{x}{l_h} (T_{\alpha h}(\theta) - T_{\beta h}(\theta)) - \Delta T_h(\theta) \right) \quad (4.4)$$

$$g_h^T(x, \theta) = \frac{(1 + \nu_f) \alpha_f \cdot \Delta T_h(\theta)}{2\beta_h t_h} e^{-\beta x} \cos \beta x + \frac{\alpha_f r_h}{l_h} (T_{\alpha h}(\theta) - T_{\beta h}(\theta)) \quad (4.5)$$

Où 
$$\beta_h = \sqrt[4]{\frac{3(1 - \nu_f^2)}{r_h^2 t_h^2}}$$

La température change en fonction de la position sur la circonférence :

$$\Delta T_h(\theta) = \frac{1}{2} \left[ (T_{\alpha h}(\theta) - T_{\beta h}(\theta)) + (T_{\beta h} - T_{\alpha h}) \right] \quad (4.6)$$

#### 4.3 Déflexions de l'anneau

Les expansions radiales de deux sections de l'anneau de l'assemblage ont été calculées de deux façons différentes. Pour calculer ces dilatations, l'équation de Boley et al (1960) a été utilisée.

$$u_r(r, \theta) = \frac{\alpha_r}{r} \left[ (1+\nu) \cdot \int_{r_i}^r T_f(r, \theta) \cdot r dr + \frac{(1-\nu)r^2 + (1+\nu)r_i^2}{r_{ext}^2 - r_i^2} \cdot \int_{r_i}^{r_{ext}} T_f(r) \cdot r dr \right] \quad (4.7)$$

Pour évaluer les intégrales, l'expression 3.40 a été utilisée pour la section intérieure et l'équation 4.5 pour la section extérieure de l'anneau de l'assemblage (Nechache, 2002).

$$\int_{r_h}^r T_f(r) \cdot r dr = 0.5T_o r^2 - 2(T_{jh} - T_o) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cos(\varphi_n t_c) - h_o - \varphi_n \sin(\varphi_n t_c)] \cdot \int_{r_h}^r \phi(r, n) \cdot r dr}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) t_c + 2h_o] \phi(r_h, n)} \quad (4.8)$$

Ici,

$$\int r I_o(r \varphi_n) = \frac{r}{\varphi_n} I_1(r \varphi_n) \quad (4.9)$$

et

$$\int r K_o(r \varphi_n) = -\frac{r}{\varphi_n} K_1(r \varphi_n) \quad (4.10)$$

L'intégrale de  $\phi(r, n)$  a été calculée en utilisant l'expression suivante :

$$\begin{aligned} \int \phi(r, n) r dr &= \\ &= \frac{r}{\varphi_n} (I_1(r \varphi_n) \cdot \varphi_n) \cdot [I_1(r \varphi_n) \cdot [\varphi_n K_1(r_o \varphi_n) - h_o K_o(r_o \varphi_n)] - K_1(r \varphi_n) \cdot [\varphi_n I_1(r_o \varphi_n) - h_o I_o(r_o \varphi_n)]] \end{aligned} \quad (4.11)$$

La dilatation de l'anneau dans la direction axiale tend à altérer la charge dans les boulons. Elle a été trouvée en utilisant l'expression 4.9 :

$$v_f(\theta) = \alpha_f \cdot T_f(\theta) \cdot t_f \quad (4.12)$$

Suivant le changement circonférentiel de la température de l'anneau, le déplacement varie aussi en fonction de la position sur la circonférence.

#### 4.4 Déflexion de la plaque tubulaire

Il a été expliqué dans le chapitre 3 que les deux surfaces de la plaque tubulaire ont été considérées comme ayant des températures égales. Donc, le gradient à travers l'épaisseur de la plaque a été négligé. Par conséquent, il n'y a aucune déflexion de la plaque due à la charge thermique. Cependant, la dilatation axiale doit être prise en compte dans le calcul de la variation de la charge comme pour l'anneau :

$$v_p(\theta) = \alpha_p \cdot T_r(\theta) \cdot t_p \quad (4.12)$$

A noter que la température de la plaque est égale à celle de l'anneau puisque les deux éléments de l'assemblage sont considérés comme étant solidaires.

#### 4.5 Interactions élastiques

Les charges sur les boulons et les joints sont affectées par la température. Bouzid et Nechache (2002) ont montré qu'il existe trois effets responsables de la redistribution de la charge sur les boulons et les joints au cours de l'application de la haute température sur l'assemblage boulonné. Premièrement, la différence de dilatation axiale de la bride, du joint et des boulons affecte la charge sur les boulons. Cet effet est dû à la différence de température des éléments et de leurs coefficients de la dilatation thermique. Deuxièmement, les déplacements radiaux des collerettes, des anneaux et des coques cylindriques ne sont pas égaux. Enfin, les collerettes et les coques cylindriques subissent des rotations dues aux charges thermiques.

Bouzid et Nechache ont étudié le phénomène de la redistribution de la charge sur les boulons sous l'action de la haute température sur un assemblage boulonné exposé à un chargement de température axisymétrique. Dans le cas d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes, il faut

ajouter le gradient thermique circonférentiel provoqué par le chargement thermique aux trois effets énumérés par Bouzid et Nechache. La présence du gradient thermique circonférentiel engendre une différence entre les déplacements et les rotations d'un élément d'assemblage à travers sa circonférence.

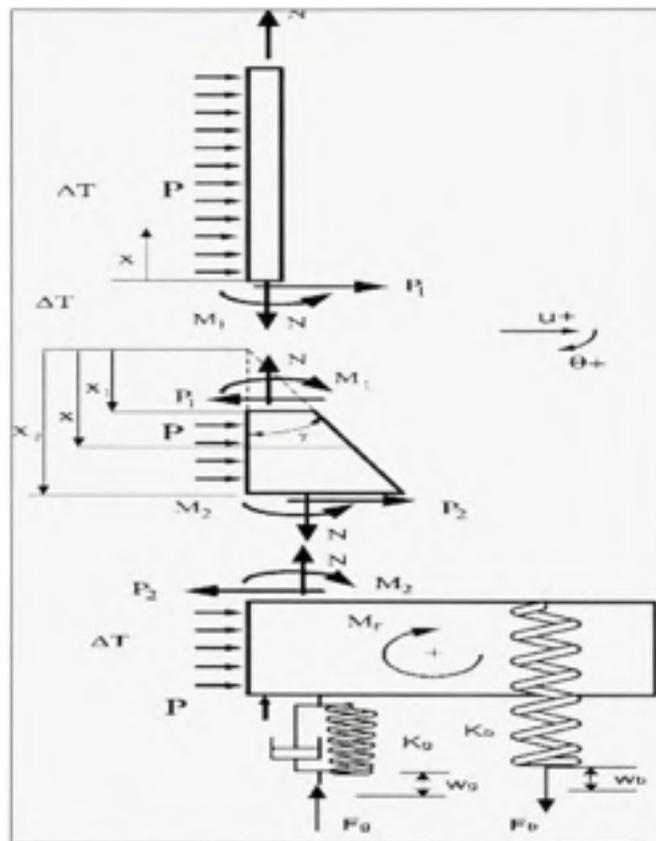
Pour étudier l'effet de la haute température et du gradient thermique sur l'assemblage boulonné, le modèle d'interaction élastique développé est basé sur celui proposé par Bouzid (1994). Le modèle élastique de l'assemblage boulonné de l'échangeur de chaleur en plus d'inclure deux coques cylindres, deux anneaux, deux collerettes et des boulons, il comporte deux joints d'étanchéité et la plaque tubulaire. Au niveau de chaque jonction, entre le cylindre et la collerette, entre la collerette et l'anneau, existent des discontinuités géométriques. À cause de la différence de la géométrie, des dimensions et des propriétés thermiques des éléments, les déflexions engendrées dans les éléments dues au chargement thermique sont différentes, ce qui provoque l'apparition de réactions qui agissent pour préserver la continuité géométrique.

Bouzid (1994) a étudié les interactions mécaniques pour déterminer la redistribution de la charge dans le joint d'étanchéité suite aux charges mécaniques comme la pression interne, par exemple. L'auteur a utilisé la théorie des poutres sur la fondation élastique. La figure 4.1 présente le modèle proposé par Bouzid. Les symboles  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $M_1$  et  $M_2$  représentent les forces de discontinuité qui agissent aux points de jonction des éléments de l'assemblage. Ces efforts opèrent de façon à préserver la continuité géométrique à ces endroits.

Nechache (2003) a utilisé le modèle analytique développé par Bouzid (1994) pour prédire les déflexions des éléments d'un assemblage boulonné et la redistribution de la charge sur les boulons et les joints en considérant la pression interne et le chargement thermique axisymétrique. L'équation utilisée par Nechache (2003) pour calculer le déplacement radial de la collerette est présentée de la façon suivante :

$$u_h = \frac{1}{\sqrt{x}} [C_1 \text{ber}(\varepsilon) + C_2 \text{bei}(\varepsilon) + C_3 \text{ker}(\varepsilon) + C_4 \text{kei}(\varepsilon)] + \frac{P r_h^2}{2E_h \alpha x} (2 - \nu_h) + u_h^T \quad (4.13)$$

La référence de la coordonnée  $x$  de la collerette est prise d'un point imaginaire où son épaisseur est nulle.



**Figure 4.1** Le modèle analytique de la bride.  
Tirée de A.-H. Bouzid (1994)

Afin de faciliter les calculs, la collerette est présentée comme un cylindre avec une variation linéaire de l'épaisseur en fonction de sa hauteur. L'expression 4.11 définie par Timoshenko (1930) a été utilisée pour développer les équations du modèle d'interaction élastique.

$$\frac{d^2}{dx^2} \left[ x^2 \frac{d^2 u_b}{dx^2} \right] + \frac{12(1-\nu^2)}{\alpha^2 a_b^2} x u_b = \frac{12(1-\nu^2)}{E_b \alpha^3} p \left( 1 - \frac{\nu_b}{2} \right) \quad (4.14)$$

Dans l'expression 4.10, le terme  $u_b^T$  est le déplacement radial dû au chargement thermique. Les déflexions des éléments de l'assemblage boulonné qui ont été trouvées à l'aide des expressions 4.0, 4.4 et 4.9 sont engendrées uniquement par la charge thermique due au passage des fluides à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. La pression interne des fluides et la prétention sur les boulons n'ont pas été considérées dans ces formules.

Le déplacement total  $u_b$ , dû à l'interaction des différentes charges mécaniques et thermiques peut être déterminé en utilisant les déplacements trouvés précédemment. Concernant la collerette, la théorie des cylindres à paroi mince et d'épaisseur variable pouvant être utilisée pour déduire les forces de discontinuité  $M_b$  et  $P_b$  est présentée ci-dessous. En effectuant les dérivées successives du déplacement  $u_b$ , la rotation, le moment de flexion et l'effort tranchant peuvent être trouvés :

$$\theta_b = \frac{1}{2x\sqrt{x}} \left[ C_1(-\mathcal{A}be(\varepsilon) + 2ber(\varepsilon)) + C_2(\mathcal{A}ber(\varepsilon) - 2be(\varepsilon)) + \right] - \frac{pr_b^2}{2E_b \alpha \cdot x^2} (2 - \nu_b) + \theta_b^T \quad (4.15)$$

$$M_b = \frac{E_b \alpha^3}{48(1-\nu_b^2)\sqrt{x}} \left[ \begin{array}{l} C_1(-\varepsilon^2 be(\varepsilon) + 4\mathcal{A}be(\varepsilon) + 8ber(\varepsilon)) \\ + C_2(\varepsilon^2 ber(\varepsilon) - 4\mathcal{A}ber(\varepsilon) + 8be(\varepsilon)) \\ - C_3(-\varepsilon^2 ke(\varepsilon) + 4\mathcal{A}ke(\varepsilon) + 8ker(\varepsilon)) \\ + C_4(\varepsilon^2 ker(\varepsilon) - 4\mathcal{A}ker(\varepsilon) + 8ke(\varepsilon)) \end{array} \right] + \frac{(2-\nu_b)pr_b^2}{12(1-\nu_b^2)} + \theta_b^T \quad (4.16)$$

$$P_b = -\frac{E_b \alpha^3 \rho^2}{24(1-\nu_b^2)\sqrt{x}} \left[ \begin{array}{l} C_1(-\mathcal{A}be(\varepsilon) + 2ber(\varepsilon)) + C_2(-\varepsilon be(\varepsilon) - 2ber(\varepsilon)) \\ - C_3(-\varepsilon ke(\varepsilon) + 2ker(\varepsilon)) + C_4(-\varepsilon ke(\varepsilon) - 2ker(\varepsilon)) \end{array} \right] + \theta_b^T \quad (4.17)$$

ici,  $\varepsilon = 2\rho\sqrt{x}$  et  $\rho = \left[ \frac{12(1-\nu_k^2)}{\alpha^2 r_k^3} \right]^{\frac{1}{4}}$ . Les constantes d'intégration  $C_1, C_2, C_3, C_4$  peuvent être déterminées en se basant sur les conditions aux frontières. Les symboles  $ber$  et  $bei$  définissent les parties réelles et imaginaires de la dérivée de  $J_0(xe^{3\varepsilon})$ , les  $ker$  et  $kei$  sont les parties réelles et imaginaires de la dérivée de  $K_0(xe^{3\varepsilon})$ .

Plusieurs articles de Bouzid et Nechache (2002, 2003) ont été consacrés aux études de l'influence d'un chargement de température axisymétrique sur la variation de la charge dans les boulons des assemblages à brides boulonnées. L'objectif de ces études était de trouver analytiquement les efforts de discontinuité aux deux extrémités de la collerette  $P_h$  et  $M_h$  (4.13 et 4.14).

Ces forces de discontinuité ont été déterminées en se basant sur les valeurs des déflexions entre la collerette le cylindre et la bride. Cependant, les déflexions thermiques  $u_k^T$  (4.10) et  $\vartheta_k^T$  ont été supposés constants, ce qui n'est pas le cas dans les échangeurs de chaleur à plusieurs passes.

Dans ce travail de recherche, une méthode analytique a été développée pour l'évaluation des déflexions asymétriques. Avec ces déplacements, les équations proposées par Bouzid et Nechache (2002,2003) pour déterminer les déplacements totaux  $u_h$ , et trouver les efforts de discontinuité qui peuvent être utilisés.

Enfin, dans le cas des échangeurs de chaleur de grand diamètre, la méthode analytique développée peut être utilisée en conjonction avec les formulations développées par Bouzid et Nechache (2002). Les déflexions thermiques obtenues avec la méthode analytique dans les chapitres 2 et 3 de cette recherche peuvent être utilisés pour déterminer la variation de la charge dans les boulons d'un assemblage à brides boulonnées d'un échangeur de chaleur à plusieurs passes.

## CHAPITRE 5

### MODÉLISATION PAR LA MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS

#### 5.1 Introduction

Dans les chapitres précédents, les déflexions de différents éléments de l'assemblage boulonné causés par la charge thermique ont été déterminées analytiquement. La validation de la méthode analytique a fait l'objet d'une modélisation par la méthode des éléments finis avec l'aide de programme ANSYS 11.0.

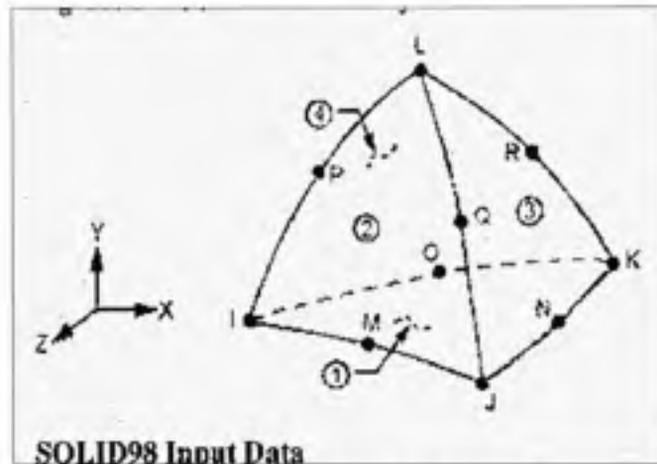
Puisque la température de l'assemblage boulonné change selon la circonférence, la modélisation 3D devient inévitable. Celle-ci peut non seulement permettre une représentation réelle du comportement de l'assemblage, mais aussi déterminer les déplacements et distorsions thermiques de chaque élément d'assemblage pour validation. Sachant qu'il existe une symétrie dans le chargement thermique, seule la moitié de l'assemblage boulonné est modélisé, soit un secteur de 180°.

Deux modèles d'assemblage boulonné ont été développés avec l'aide de programme ANSYS 11.0 : l'un est le *modèle avec les boulons* et l'autre est le *modèle avec les éléments de l'assemblage détachés*. La description de chaque modèle est présentée ci-dessous. Tout comme dans le modèle analytique, seul le chargement thermique a été appliqué.

#### 5.2 Description des types d'éléments utilisés

Dans la création de chaque modèle, différents types d'éléments solides ont été utilisés. Le modèle avec les boulons a été créé avec des éléments SOLID 98 tandis que le modèle avec éléments de l'assemblage détachés a été créé en utilisant des éléments SOLID 95.

L'élément SOLID 98 a été utilisé pour modéliser un segment de 180° de l'assemblage boulonné. C'est une version tétraédrique à dix nœuds de l'élément SOLID 45 qui lui a huit nœuds. Il possède une fonction quadratique de déplacement et est utilisé pour les maillages irréguliers. Chaque nœud possède six degrés de liberté et convient parfaitement pour une analyse thermique et structurale d'une étude en 3D. Les degrés de liberté utilisés sont les déplacements structuraux et la température.



**Figure 5.1 Éléments SOLID 98.**  
Tirée de ANSYS 10.0.

Dans la création du modèle avec éléments de l'assemblage détachés, l'élément SOLID 95 a été utilisé. Avec l'aide de cet élément, les anneaux, les collerettes, les parties cylindriques, les joints d'étanchéité et la plaque ont été modélisés.

L'élément SOLID95 est une version avancée de l'élément solide à 8 nœuds 3-D SOLID45. Il peut tolérer des formes irrégulières du modèle sans perdre de précision. L'élément SOLID95 a des formes de déplacement compatibles et conviennent bien aux modèles avec des formes courbées.

L'élément SOLID 95 est défini par 20 nœuds ayant trois degrés de liberté par nœud ; c'est à dire les déplacements dans les directions x, y et z. L'élément peut avoir n'importe quelle

orientation spatiale. Les emplacements des nœuds ainsi que le système de coordonnées des différentes versions de cet élément sont montrés sur la Figure 5.2.. Un élément en forme de tétraèdre et un élément en forme de pyramide peuvent aussi être formés. L'élément SOLID 95 ressemble à l'élément SOLID92 qui est un élément tétraédrique à 10 nœuds.

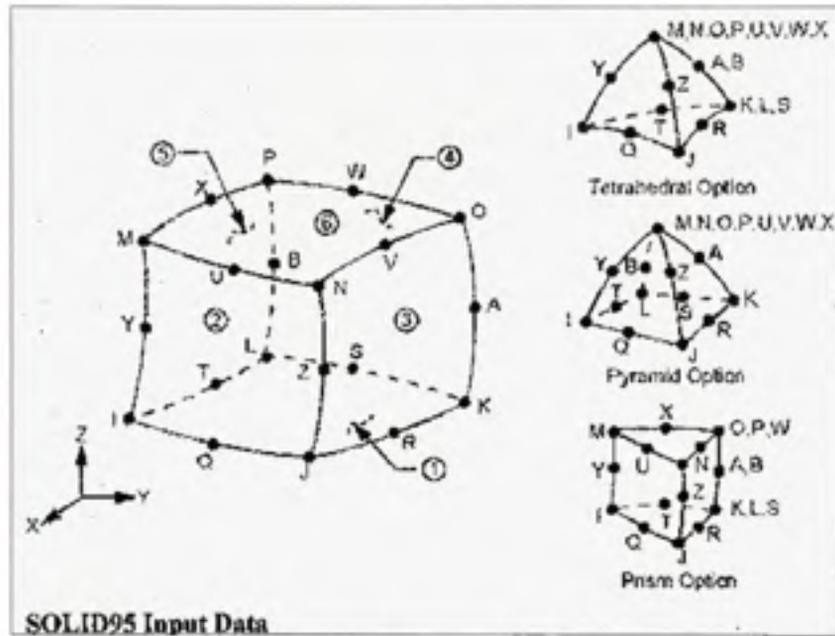


Figure 5.2 Éléments SOLID 95.  
Tirée de ANSYS 11.0.

Les joints d'étanchéité ont été modélisés à l'aide d'éléments INTER 194. Le comportement mécanique du joint est représenté par une courbe de contrainte-écrasement du joint. Le comportement non-linéaire du joint est pris en considération par Nechache (2003).

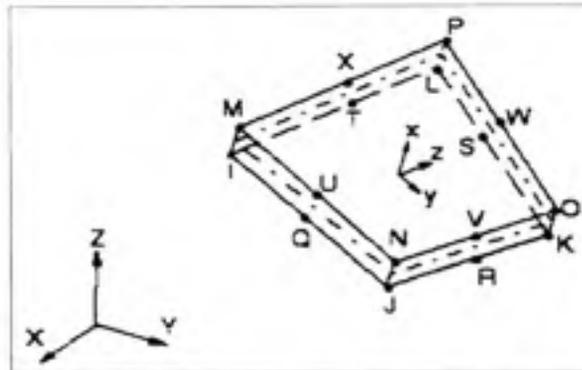


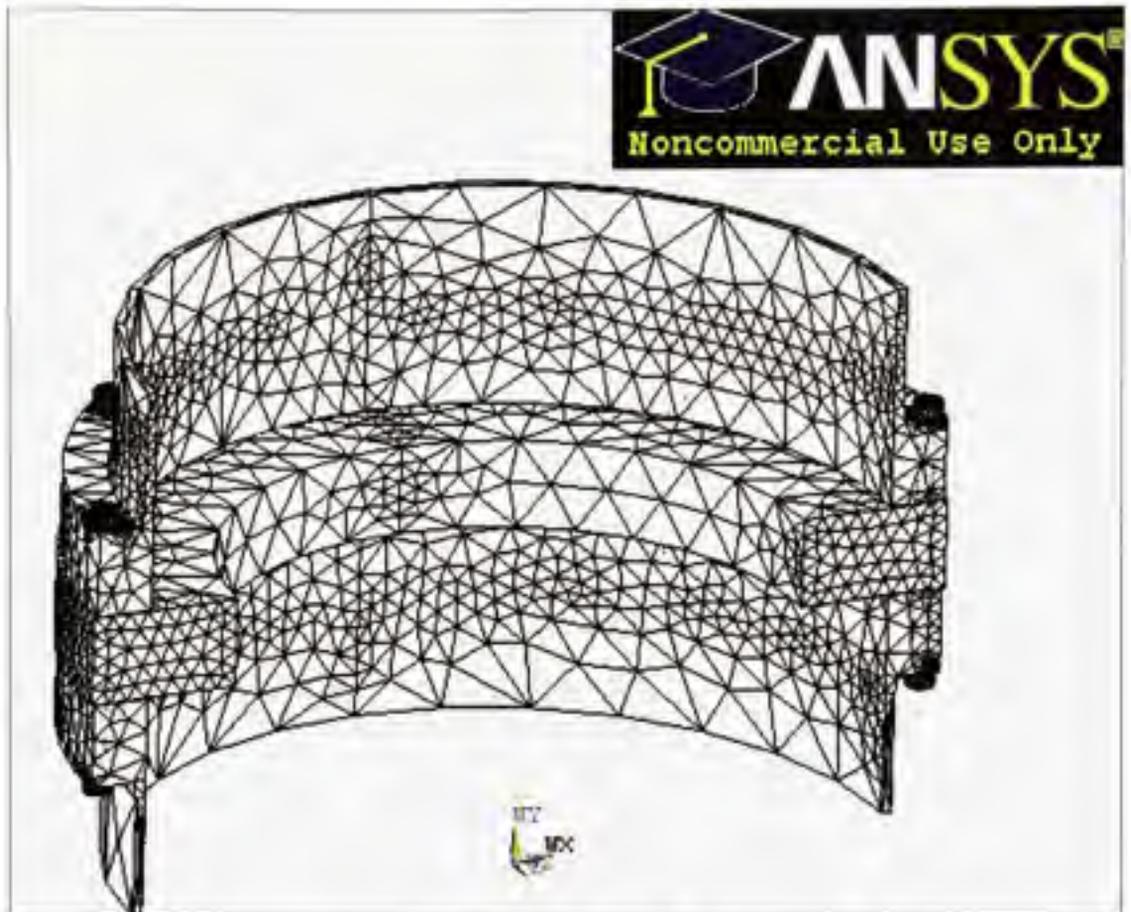
Figure 5.3 Élément d'interface INTER 194.  
Tirée d'ANSYS 11.0.

### 5.3 Description du modèle de l'assemblage avec boulons

Le modèle avec boulons est constitué d'un segment de 180 degrés de l'assemblage boulonné. Il contient la calandre et le couvercle, la plaque tubulaire équivalente, les deux joints d'étanchéité et les boulons. Le modèle permet d'obtenir la distribution de la température dans les boulons.

La symétrie de la charge thermique par rapport à un axe a été utilisée pour créer un secteur de 180° de l'assemblage boulonné. Au cours de l'élaboration du modèle, deux parties cylindriques de la calandre et de la chambre de distribution, deux collerettes, deux anneaux, une plaque tubulaire équivalente, deux joints d'étanchéité et les boulons ont été modélisés. Pour simplifier le modèle, la plaque tubulaire a été représentée par une plaque circulaire possédant un trou central ayant un diamètre intérieur équivalent à un diamètre d'une surface circulaire formée par l'ensemble des trous de la plaque réelle. Puisque le modèle de l'assemblage n'a été utilisé que pour l'analyse thermique, cette simplification a permis de réduire le temps de modélisation et de gérer l'espace virtuel ainsi que la mémoire disponible du programme ANSYS 11.0.

L'aspect général du modèle avec boulons est présenté sur la figure 5.4.



**Figure 5.4** L'aspect général du modèle maillé de l'assemblage avec boulons ,

La présentation des boulons et des écrous a été simplifiée. Pour réduire le temps de calcul et simplifier l'analyse, les boulons et les écrous ont été modélisés ensemble comme une pièce métallique. De plus, un boulon à chaque 45° a été modélisé. L'hypothèse est que la présence des boulons n'affecte pas le transfert de chaleur d'assemblage de façon significative; le comportement thermique du modèle avec boulons est donc proche de la réalité.

Le modèle avec boulons a permis d'effectuer la modélisation du transfert de chaleur dans la boulonnerie entre les éléments suivants :

- Les brides, la plaque équivalente et l'air ambiant;
- L'air ambiant et les boulons;

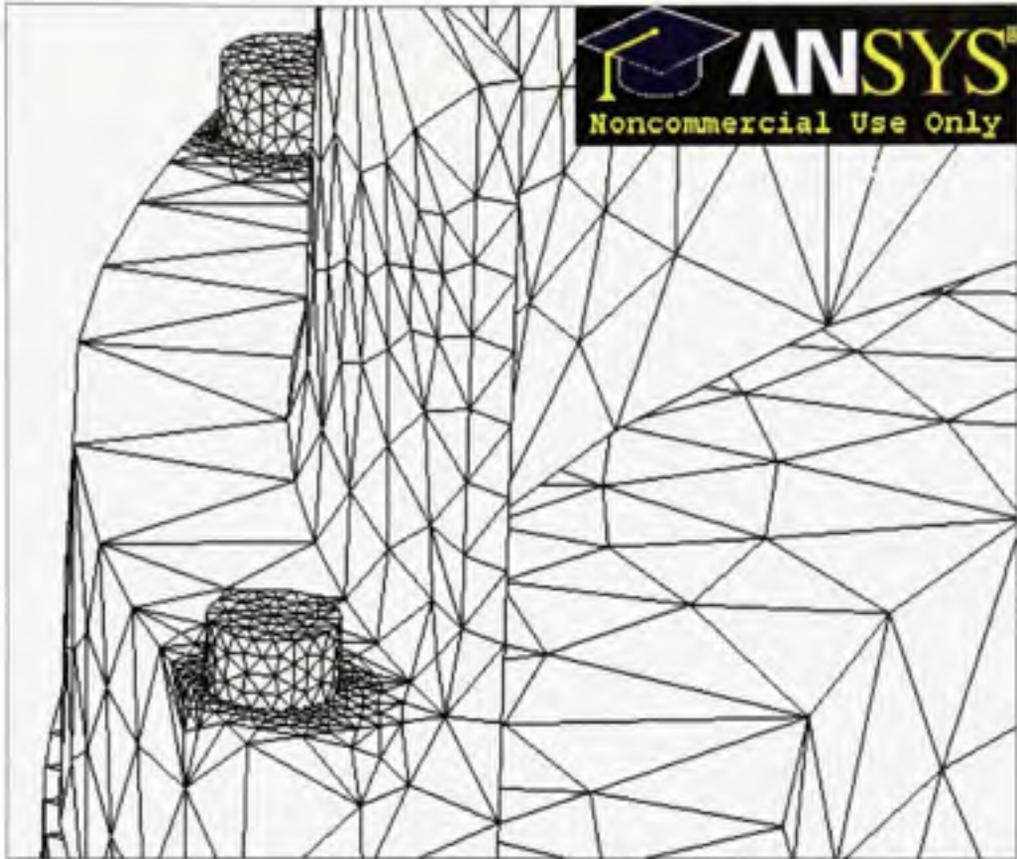
- Les têtes des boulons et les anneaux.

De plus, la perte de chaleur par convection à l'air ambiant (20 °C) a été considérée à travers les têtes des boulons et les écrous. La figure 5.5 montre que les espaces autour des trous a été raffiné pour permettre un couplage adéquat entre les surfaces des boulons et les surfaces des anneaux.



**Figure 5.5** Le raffinement de maillage des anneaux autour des trous des boulons.

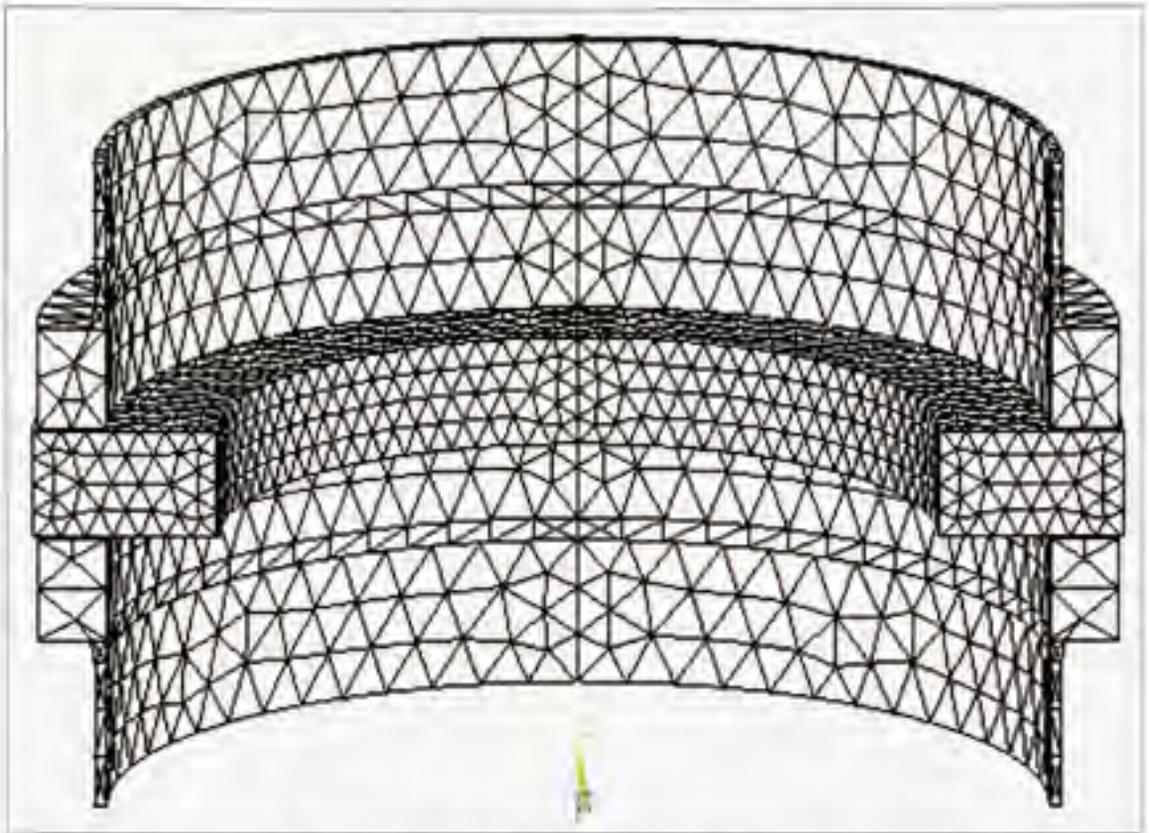
La taille des éléments et le raffinement du maillage ont été établis après convergence de la distribution de température obtenue sur un des modèles. Aussi les extrémités des parties cylindriques de la calandre et de la chambre de distribution ont-elles été maillées avec des éléments plus grands que ceux des collerettes et des anneaux pour économiser l'espace virtuel. Par contre, les boulons et l'air autour de ceux-ci ont été maillés avec de petits éléments comme on peut voir sur la figure 5.6.



**Figure 5.6 Les têtes des boulons maillés  
(Fragment du modèle fait avec ANSYS)**

#### **5.4 Description du modèle avec éléments de l'assemblage détachés**

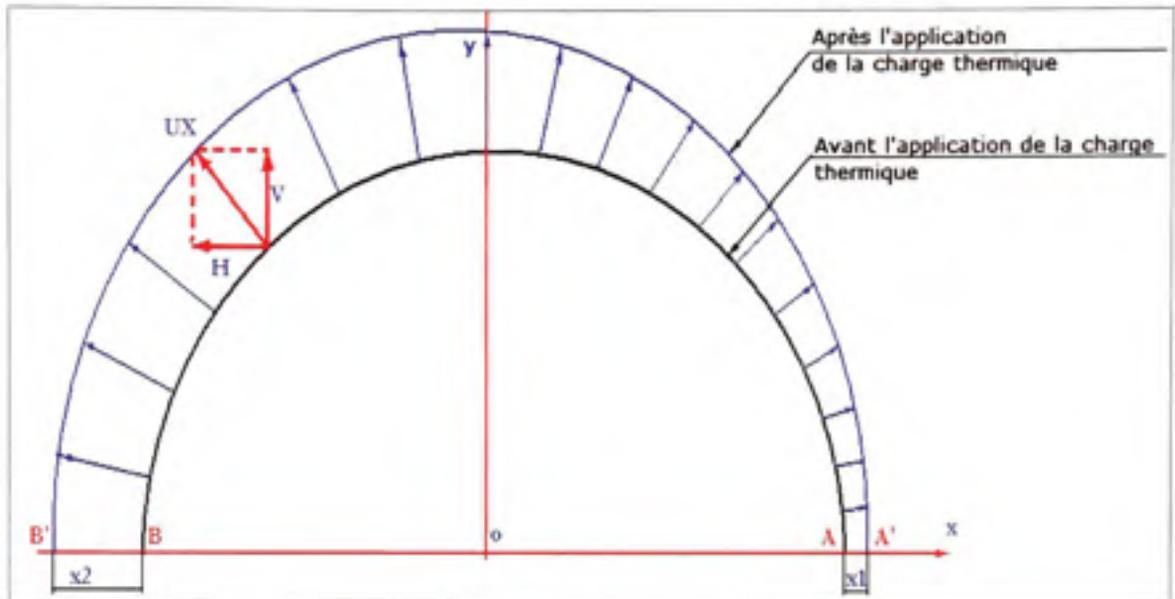
Le deuxième modèle avec éléments de l'assemblage détachés a été élaboré pour évaluer les déflexions de chaque élément dues au chargement thermique. Dans ce modèle, les coques cylindriques, les collerettes et les anneaux ne sont pas connectés mais plutôt libres de se déplacer sous l'effet de la température. Ce modèle est montré sur la figure 5.7 sans les boulons.



**Figure 5.7 Le modèle libre d'assemblage sans boulons (ANSYS).**

Cette étude permet de trouver les déflexions dues au chargement thermique des éléments de l'assemblage libérés des efforts de discontinuité. Les efforts de discontinuité sont les forces et les moments présents aux jonctions entre les différents éléments de l'assemblage. Comme dans le premier modèle, le serrage initial des boulons et la pression interne n'ont été pas appliquées au modèle. Les déflexions trouvées sont celles dues seulement au chargement thermique. Ce dernier est le même que celui appliqué dans le modèle avec boulons.

L'application de la charge thermique sur le modèle libre de l'assemblage provoque des déplacements et distorsion différents dans chaque élément de l'assemblage selon la température, la dimension, la forme et le matériau. La figure 5.8 montre le déplacement radial de la calandre soumise au gradient de la température circonférentiel.

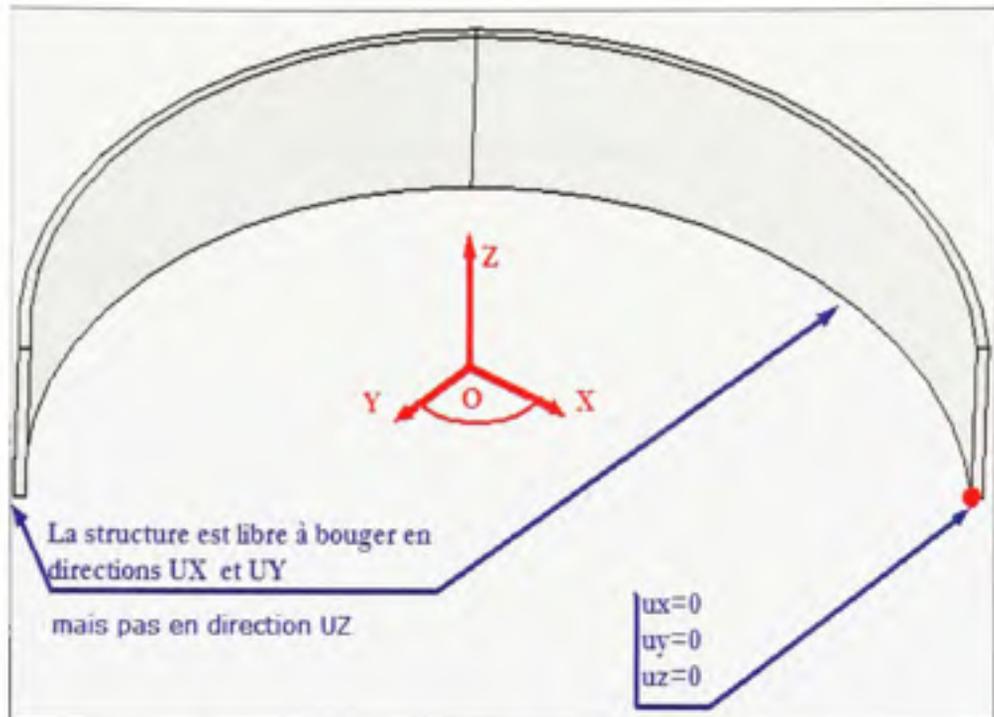


**Figure 5.8 Déplacement radiale de la calandre du au gradient de température circonférentielle.**

Après chauffage, les points A et B sur la figure 5.8 de l'élément cylindrique se déplacent vers les positions A' et B' respectivement. Ici, UX représente la dilatation radiale dû au chargement thermique et possède deux composantes H (horizontale) et V (verticale).

#### 5.4.1 Méthode de fixation des éléments de l'assemblage

Les déplacements de la calandre sont montrés sur la figure 5.8. Dans ce modèle, les déplacements axiaux des nœuds de la calandre en contact avec la collerette ont été bloqués suivant l'axe z; donc, la structure n'est libre de se déplacer que dans les directions UX et UY. De plus, un seul nœud (comme c'est montré sur la figure 5.9) a été bloqué dans les trois directions pour éviter la singularité.



**Figure 5.9** Le schème de blocage de la calandre.

### 5.5 Charge due à la température appliquée sur les modèles

La charge due à la température a été appliquée sur les éléments de l'assemblage en introduisant les températures des surfaces internes obtenues précédemment avec la méthode développée dans le chapitre 2. Il est à noter que ces températures des parois internes dépendent de la position circonférentielle de l'assemblage.

La convection à l'air ambiant a été modélisée sur toutes les surfaces externes de l'assemblage incluant les têtes des boulons et les écrous. La convection du fluide interne a été considérée pour transférer la chaleur aux éléments de l'assemblage de l'échangeur de chaleur à quatre passes. Les résultats obtenus avec la méthode des éléments finis sont discutés dans le chapitre 6.

## CHAPITRE 6

### DISCUSSION DES RÉSULTATS

#### 6.1 Températures des fluides côtés calandre et tubes

Dans le chapitre 2, la méthode de Roetzel et Xuan a été adaptée pour déterminer les températures des fluides à l'intérieur de l'échangeur de chaleur à plusieurs passes. La distribution de la température des fluides a pu être déterminée dans chaque passe de l'échangeur de chaleur. Par la suite, les températures des fluides ont été obtenues proche des parois internes de l'assemblage boulonné.

Les expressions mathématiques utilisées afin d'obtenir la distribution des températures dans chaque passe de l'échangeur de chaleur et dans la calandre ont été discutées dans le chapitre 2. Pour la validation du modèle, un échangeur de chaleur à 4 passes avec écoulements en parallèle ou en cocourant a été choisi. Les dessins et les données techniques ainsi que les caractéristiques physiques des fluides utilisés pour cet appareil ont été fournis par la compagnie américaine Chevron El-Segundo.

Plusieurs données, telles que les caractéristiques des matériaux des différents composants de l'appareil thermique, ont été utilisées dans les expressions mathématiques développées dans le chapitre 2.

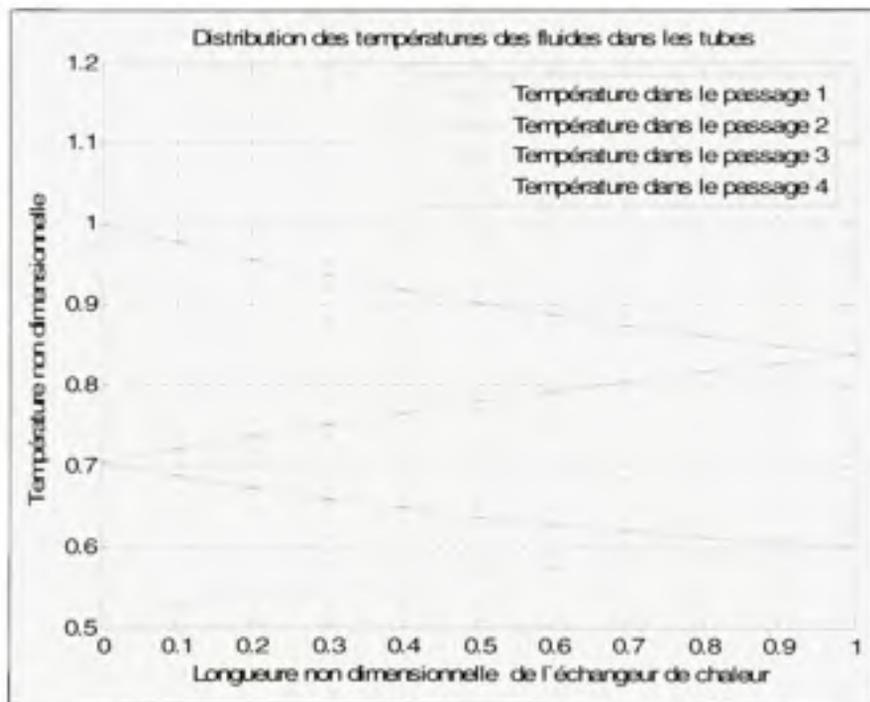
La corrélation générale donnée par Kandliker (1991) a été utilisée pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur de chaque fluide. Cette corrélation est valide pour les cas de l'écoulement vertical et horizontal. Kandliker a développé cette corrélation pour l'écoulement dans les tubes avec la présence de deux états : liquide et gazeuse.

Les paramètres des fluides côtés calandre et tubes ainsi que les données de la géométrie de l'échangeur de chaleur utilisés dans les calculs sont énumérés plus bas.

rov=1.8;	Densité de vapeur, $\text{kg/m}^3$
rol=925;	Densité du liquide, $\text{kg/m}^3$
x=0.3;	Fraction de vapeur d'eau (qualité de vapeur)
q=1.113E7;	Flux de chaleur, $\text{W/m}^2$
ilg=2259E3 ;	Chaleur latente d'évaporation, $\text{J/kg}$
kl=683.3E-3;	Conductivité thermique du liquide, $\text{W/mK}$
mus=0.207E-3;	Viscosité du liquide, $\text{Ns/m}^2$
Cp=4.273E3;	Chaleur spécifique, $\text{J/kgK}$
Pt=0.0254 ;	Distance entre les tubes, $\text{m} \times 90 \text{ deg.}$
do=0.01905;	Diamètre extérieure d'un tube, $\text{m}$
di=0.016;	Diamètre intérieur d'un tube, $\text{m}$
ID=1.2954	Diamètre intérieur de la calandre, $\text{m}$
dg=1.32398	Diamètre minimal du joint d'étanchéité, $\text{m}$
OD=1.4827	Diamètre extérieur de la bride, $\text{m}$
Lb=0.4 ;	Distance entre les chicanes transversales, $\text{m}$
ms=187.1;	Débit massique du fluide côté calandre, $\text{kg/s}$
mt=250;	Débit massique du fluide côté tubes, $\text{kg/s}$
L=6.096 ;	Longueur d'un tube, $\text{m}$
rop=800;	Densité du produit, $\text{kg/m}^3$
kp=0.457;	Conductivité à l'état liquide, $\text{W/mK}$
mup=450E-6;	Viscosité moyenne, $\text{Ns/m}^2$
Cpp=2503.7;	Chaleur spécifique, $\text{J/kgK}$
Nt1=370;	Nombre de tubes dans la première passe
Nt4=390;	Nombre de tubes dans la deuxième passe
Nt2=380;	Nombre de tubes dans la troisième passe
Nt3=388;	Nombre de tubes dans la quatrième passe
Nt=1528 ;	Nombre total de tubes
do=0.01905;	Diamètre extérieur d'un tube, $\text{m}$
Sf=1. 5;	Aire de la section transversale de l'échangeur de chaleur exposée à la partie liquide du fluide, $\text{m}^2$

Pour modéliser le transfert de chaleur entre les fluides côté calandre et tubes, le système de 5 équations a été élaboré avec l'aide du programme Matlab. La résolution de ce système d'équations a été possible en appliquant les conditions intermédiaires et aux rives tel qu'il a été discuté dans le chapitre 2.

Après calcul, le programme trace les graphiques illustrant la température des fluides à l'intérieur de l'échangeur de chaleur à quatre passes. D'après le diagramme de la figure 6.1 montrant la distribution de température du fluide côté tubes, la température du fluide dans chaque passe est différente sauf aux points de jonctions entre deux passes voisines.

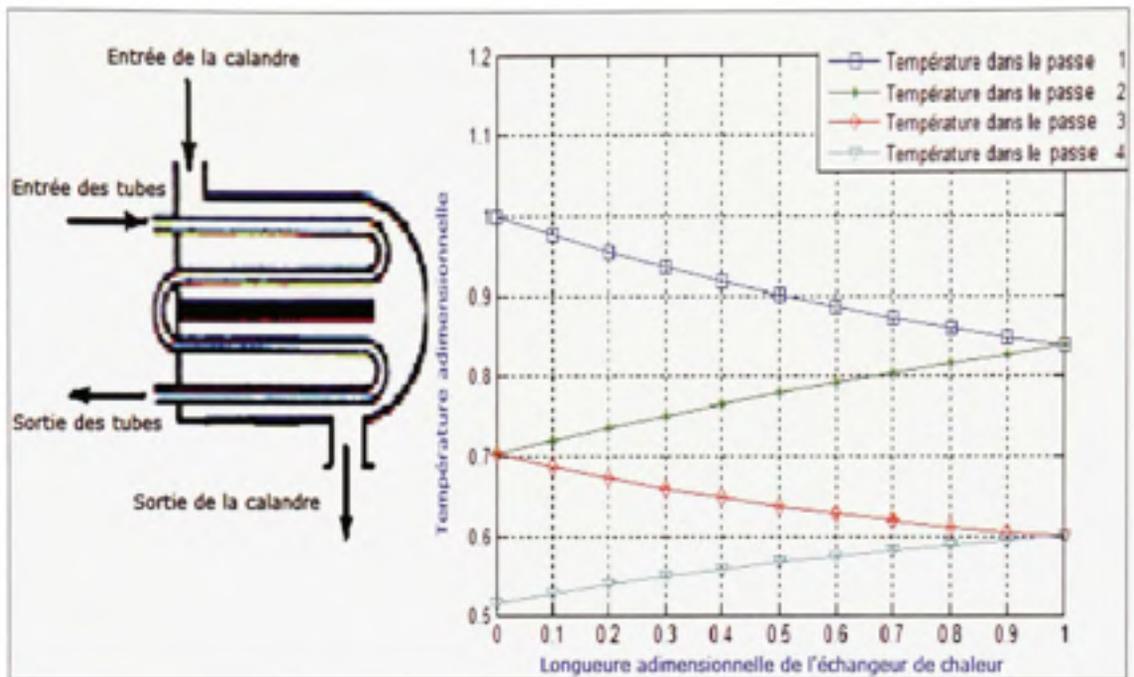


**Figure 6.1 Comportement du fluide côté tubes à l'intérieur d'un échangeur de chaleur à 4 passes.**

La distribution de la température du fluide côté tubes n'est pas linéaire comme l'indique la figure 6.1. Cette distribution a été utilisée pour obtenir la température des parois internes de l'assemblage à brides boulonnées de l'échangeur.

Sur la figure 6.1, on peut voir que le refroidissement du fluide côté tubes se produit plus intensivement dans les premières deux passes. Cependant dans les passes 3 et 4, le refroidissement du fluide ralentit. Ce phénomène se produit parce que les entrées des deux fluides dans l'échangeur de chaleur sont proches l'une de l'autre. Puisque la différence entre les températures des deux fluides est maximale à l'entrée, le transfert de chaleur entre les deux fluides est donc plus important dans les premières passes. Par la suite, le fluide côté calandre se réchauffe en traversant les premières deux passes de l'échangeur. Ainsi, la différence entre les températures des deux fluides diminue. Par conséquent, la quantité de transfert de chaleur entre les fluides diminue aussi. Ce phénomène doit être plus prononcé dans les échangeurs de chaleur à 6 passes et plus

La figure 6.2 présente le diagramme simplifié d'un échangeur de chaleur à 4 passes avec un écoulement des fluides en parallèle. La distribution de température à l'intérieur de chaque passe est ajoutée pour clarté de la démonstration. L'axe des abscisses représente la position du fluide côté tubes à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. L'axe des ordonnées représente la température adimensionnelle du fluide. L'origine de l'axe des abscisses ( $x=0$ ) représente la position de la chambre de distribution et l'expression  $x=1$  représente la position de la chambre de retour. Le fluide côté tubes circule à travers 4 passes consécutifs. La température initiale du fluide est égale à 1 sur l'échelle des températures adimensionnelles.



**Figure 6.2 Distribution de la température du fluide côté tubes.**

La distribution de la température moyenne du fluide côté calandre est présentée à la figure 6.3.

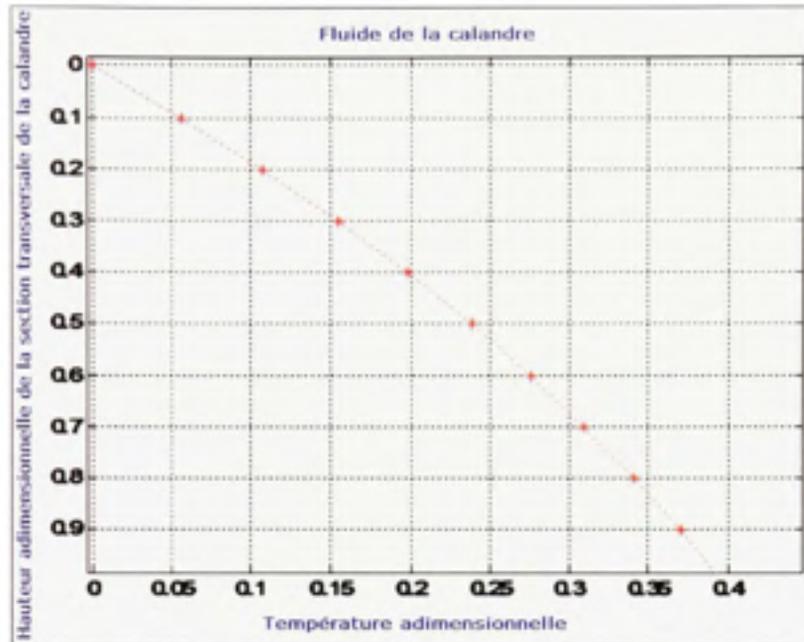
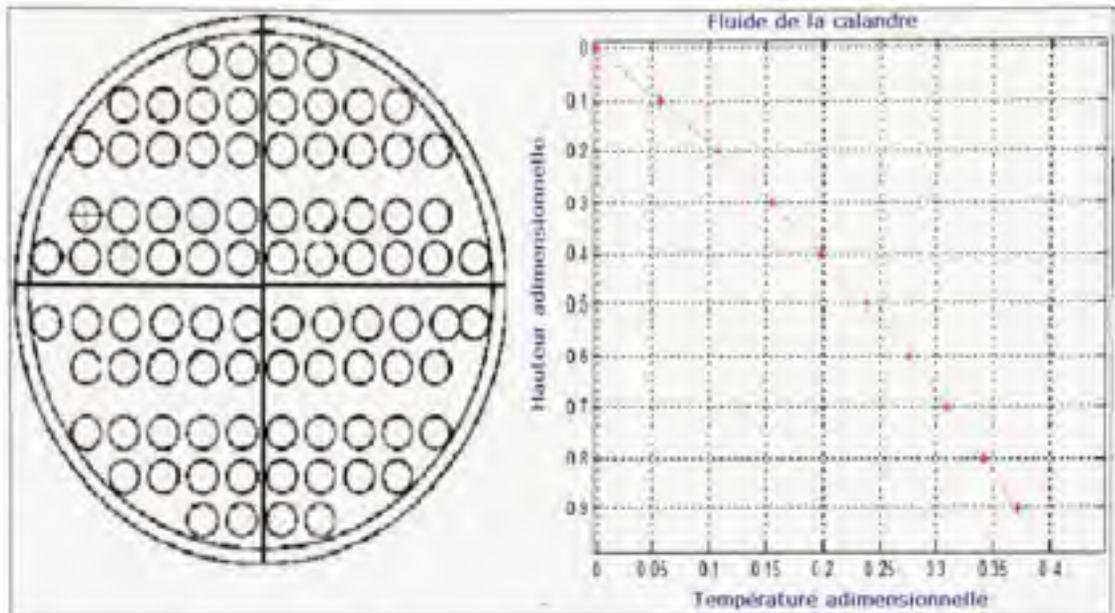


Figure 6.3 Courbe de la température du fluide côté calandre.

L'axe vertical représente la position du fluide dans la calandre tandis que l'axe horizontal montre la température adimensionnelle du fluide. La température adimensionnelle initiale du fluide côté calandre est présentée par zéro sur l'axe vertical. Selon la figure 6.4, la température du fluide côté calandre augmente au fur et à mesure que le fluide avance vers la sortie de la calandre.



**Figure 6.4** Distribution de la température du fluide de la calandre.

## 6.2 Comparaison des températures des fluides côtés calandre et tubes

Le calcul de la distribution des températures des fluides côtés tubes et calandre a été fait en se basant sur la méthode proposée par Roetzel (1992). Au cours de ce travail de recherche, sachant que le laboratoire ne dispose pas d'échangeurs de chaleur pour valider la distribution des températures obtenue par la méthode analytique, la compagnie Chevron d'El-Segundo de la Californie a pu nous fournir quelques données et, en particulier, les températures des entrées et des sorties des fluides. La température du fluide côté tubes diminue de  $211^{\circ}\text{C}$  à  $167^{\circ}\text{C}$ . La température côté calandre augmente de  $121^{\circ}\text{C}$  jusqu'à  $154^{\circ}\text{C}$ .

La température obtenue par la méthode analytique à la sortie de l'échangeur a pu être comparée avec celle de l'échangeur réel. Sachant que ces deux températures sont assez proches l'une de l'autre, la distribution analytique est considérée relativement proche de la réalité. En effet, selon les données de la compagnie Chevron El-Segundo, la température à la sortie du fluide côté tubes est de  $167^{\circ}\text{C}$ , ce qui correspond à 0.51 de la température adimensionnelle reporté sur la figure 6.5. La différence est de 0.2 %.

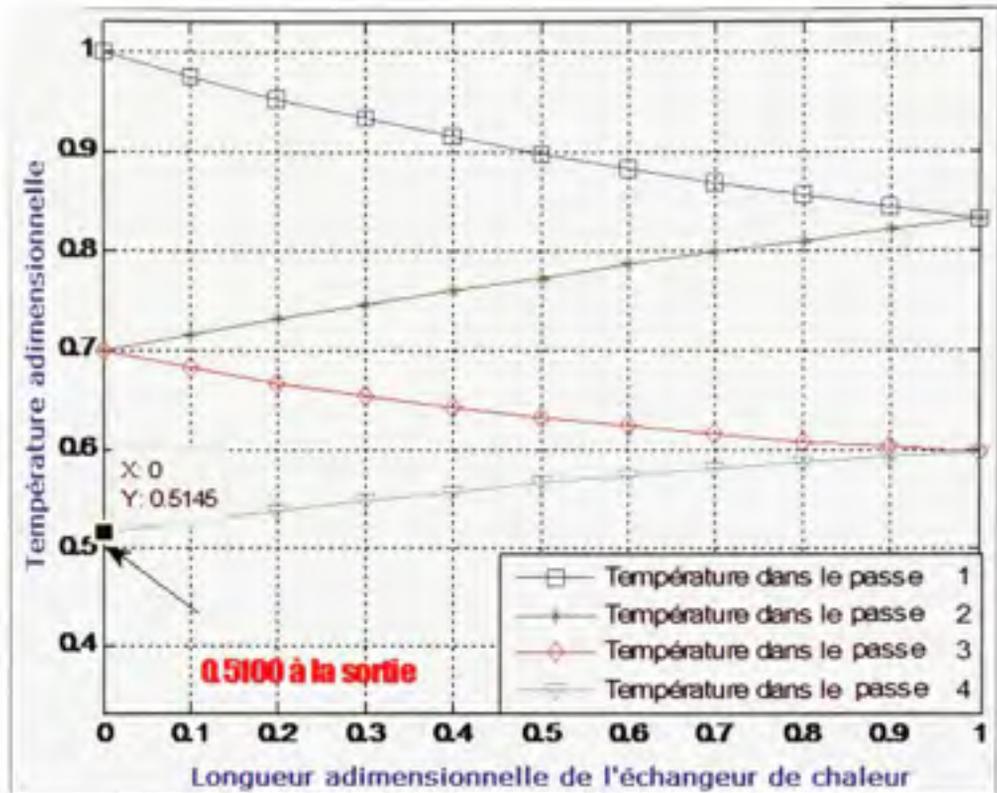


Figure 6.5 Comparaison de la température analytique du fluide côté tubes avec celle de l'échangeur réel.

La température du fluide à la sortie de la calandre a été aussi comparée avec celle de l'échangeur réel. Une différence de 2.74% a été trouvée puisque la température de 153.3 °C du fluide est enregistrée à la sortie de l'échangeur réel alors que cette dernière est de 157.5 °C obtenue par le modèle. Sur l'échelle des températures adimensionnelles, 153.3 °C correspond à 0.36 tandis que 157.5 °C est équivalent à 0.41.

Puisque les températures analytiques des fluides à la sortie de la calandre et de la chambre de distribution sont proches aux températures réelles, la distribution de température à l'intérieur de l'échangeur obtenue analytiquement peut être considérée proche à celle dans l'échangeur de chaleur, ce qui valide le modèle analytique.

### 6.3 Modélisation par la méthode des éléments finis

Les deux modèles de l'assemblage boulonné ont été développés avec l'aide du programme ANSYS 11.0. Le premier modèle est le *modèle avec boulons*. Le deuxième modèle est le *modèle avec éléments de l'assemblage détachés*. La description de chaque modèle a été présentée dans le chapitre 5.

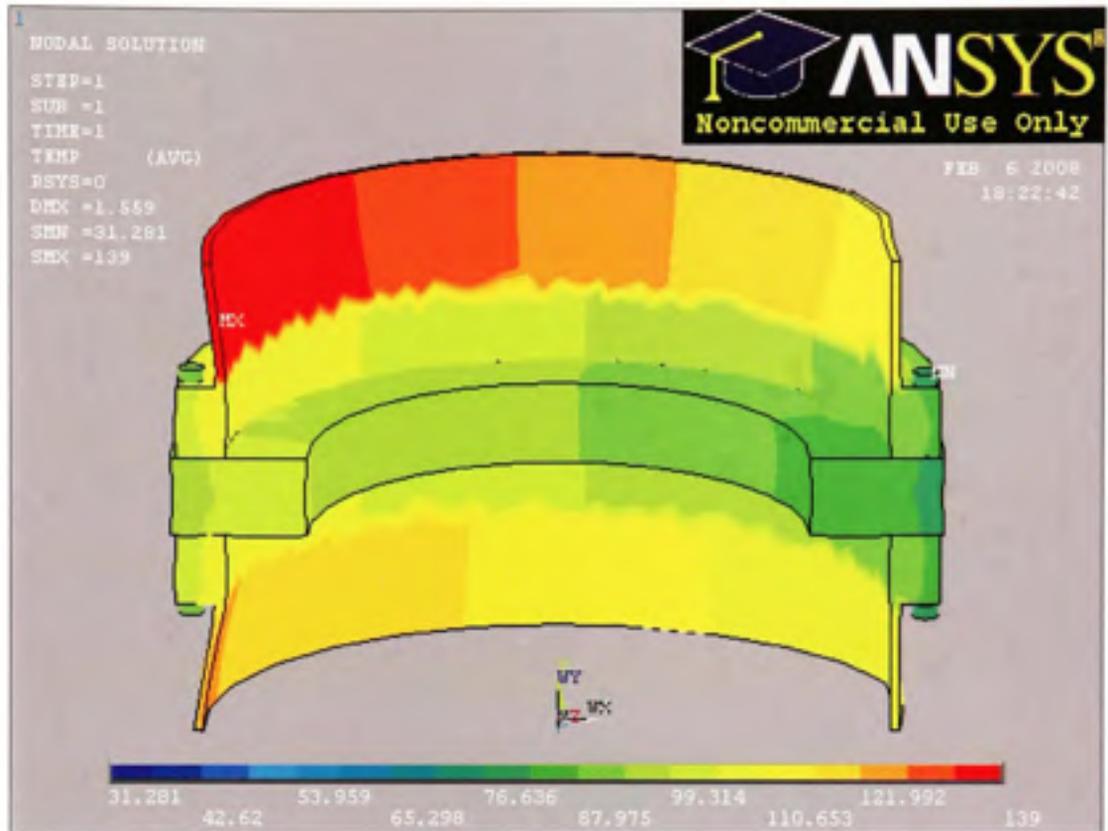
#### 6.3.1 Modèle avec boulons

Le modèle avec boulons a permis de visualiser la distribution de la température dans les différents éléments de l'assemblage ainsi que de voir l'influence des boulons sur cette distribution.

La convection à l'air ambiant a été modélisée sur toutes les surfaces externes de l'assemblage incluant les têtes des boulons et les écrous. La valeur de la conductivité thermique de l'air est de  $0.05\text{W/m/K}$  Nechache (2002).

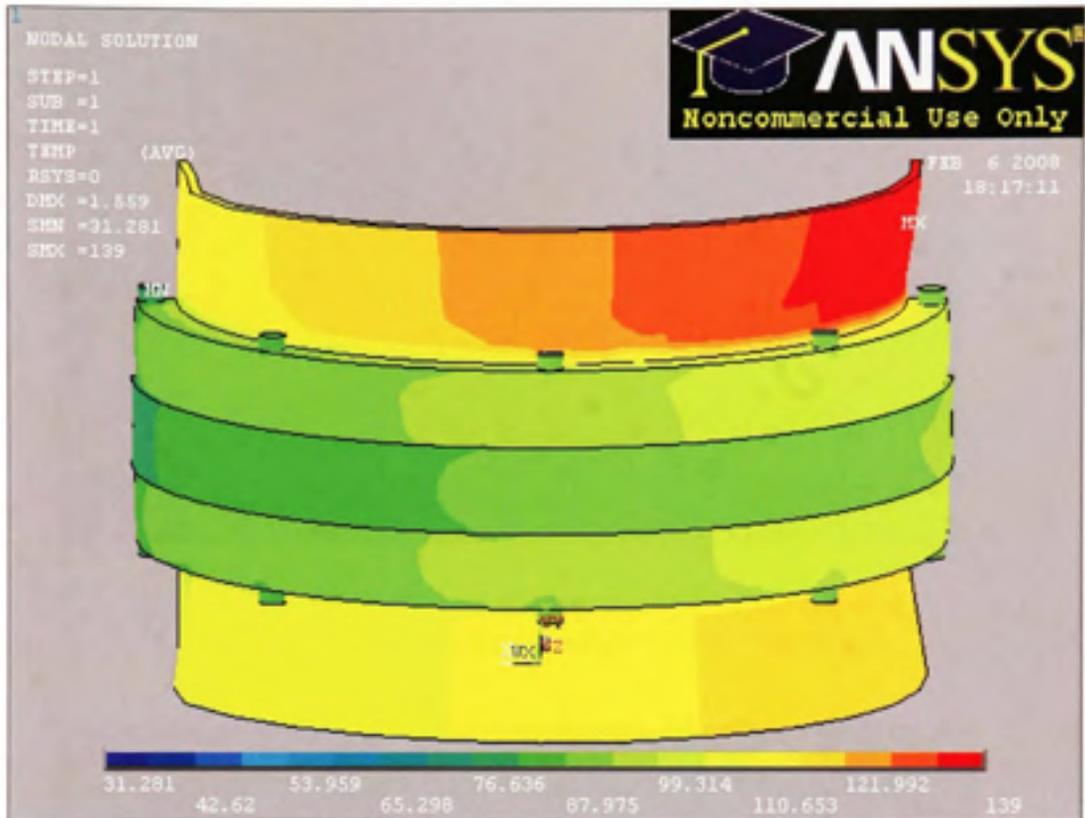
Sur la surface du trou central de la plaque, la convection du fluide ayant un coefficient de transfert de chaleur de  $120.17\text{W/m}^2/\text{K}$  et une température de  $172.3^\circ\text{C}$  a été appliquée. Cette température a été obtenue à partir du graphique de la distribution de température dans les passes de l'échangeur de chaleur. Dans la chambre de distribution, la température du fluide proche du centre de la plaque tubulaire est égale à la température  $T_{c2}=T_{13}$  du fluide côté tubes entre les passes 2 et 3 de l'échangeur. Cette température a été utilisée pour appliquer sur les parois internes du trou centrale de la plaque équivalente.

Les figures 6.6 à 6.9 présentent les images de la distribution de température du modèle avec boulons. Les images ont été prises à différents angles pour faciliter la compréhension.

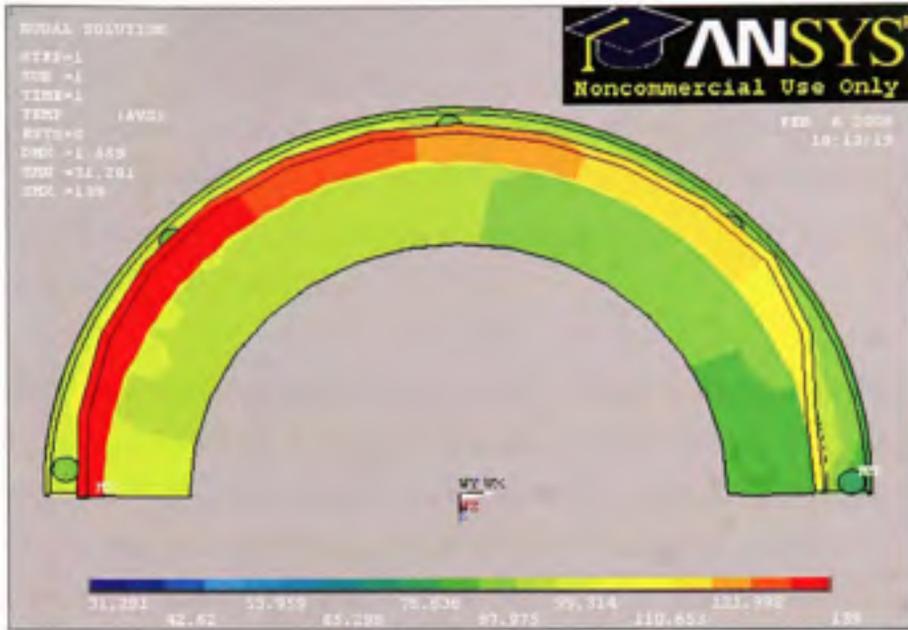


**Figure 6.6** Distribution des températures dans l'assemblage boulonné (ANSYS).

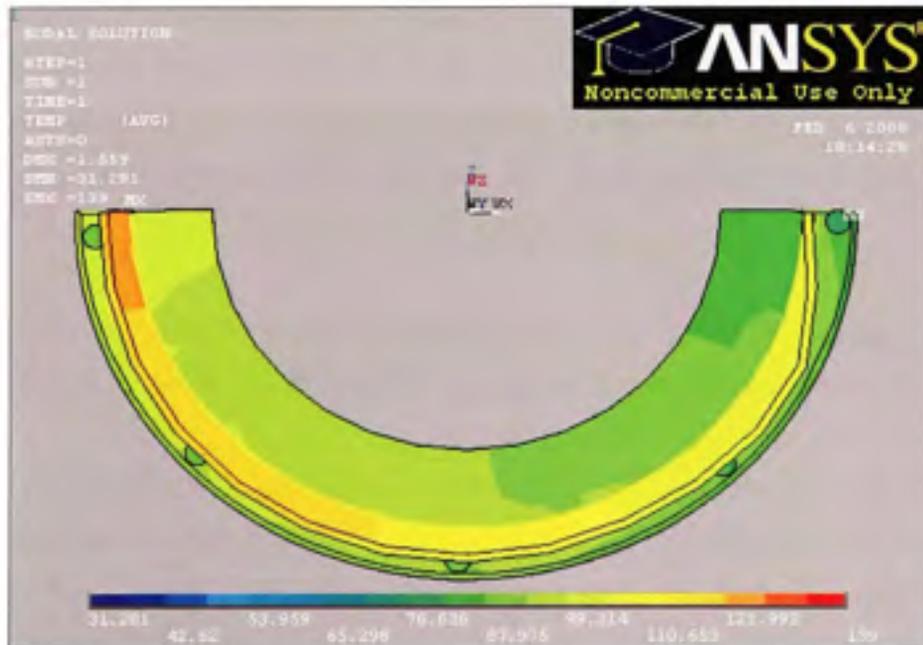
La distribution de la température dans l'assemblage boulonné est tridimensionnelle comme le montrent les figures 6.6 – 6.9. De plus, à cause de la présence des boulons, la distribution de la température de l'assemblage est rendue encore plus complexe.



**Figure 6.7** Distribution des températures (vu arrière) dans l'assemblage boulonné (ANSYS).



**Figure 6.8** Distribution des températures (côté chambre de distribution) dans l'assemblage boulonné (ANSYS).



**Figure 6.9** Distribution des températures (de côté de la calandre) dans l'assemblage boulonné (ANSYS).

La figure 6.10 présente les courbes des températures obtenues pour les deux modèles des éléments finis. Puisque les mêmes températures des fluides ont été appliquées sur les surfaces internes des anneaux de l'assemblage, les courbes de température des surfaces internes coïncident pour les deux modèles.

La figure 6.10 présente les distributions circonférentielles de température dans les éléments de l'assemblage boulonné. La température aux surfaces internes des anneaux suit une tendance sinusoïdale. La distribution des températures sur les autres rayons des anneaux est complexe à cause de la présence des boulons. Pour économiser l'espace virtuel et faciliter la modélisation, le modèle numérique a été fait avec 10 boulons seulement, tandis que l'assemblage boulonné réel possède 78 boulons. Donc, il est difficile de conclure si cette distribution correspond au profil thermique réel de l'assemblage.

En revanche, la comparaison des températures sur les rayons des anneaux montre que le modèle avec les boulons prédit des températures plus basses. En effet, la présence des boulons contribue au refroidissement de la partie extérieure de l'assemblage. Si le modèle a été fait avec plus de boulons, la température de la partie extérieure pourra être encore plus basse.

La température des boulons augmente avec le changement de la position angulaire. En effet, la position du boulon le plus froid est à  $0^\circ$  alors que le boulon le plus chaud se situe à  $180^\circ$ .

La figure 6.10 présente la comparaison entre les résultats de deux modélisations en se servant de la méthode des éléments finis. Le même chargement de température a été appliqué aux deux modèles comme il a été indiqué par la superposition des courbes de température sur le rayon intérieur de deux modèles. Cependant, la partie extérieure du modèle avec les boulons se trouve à une température moins élevée. De plus, la présence des boulons semble perturber les courbes de distribution de la température dans la partie extérieure de l'assemblage.

En général, la différence entre les valeurs des températures de deux modèles est de 5 à 11%.

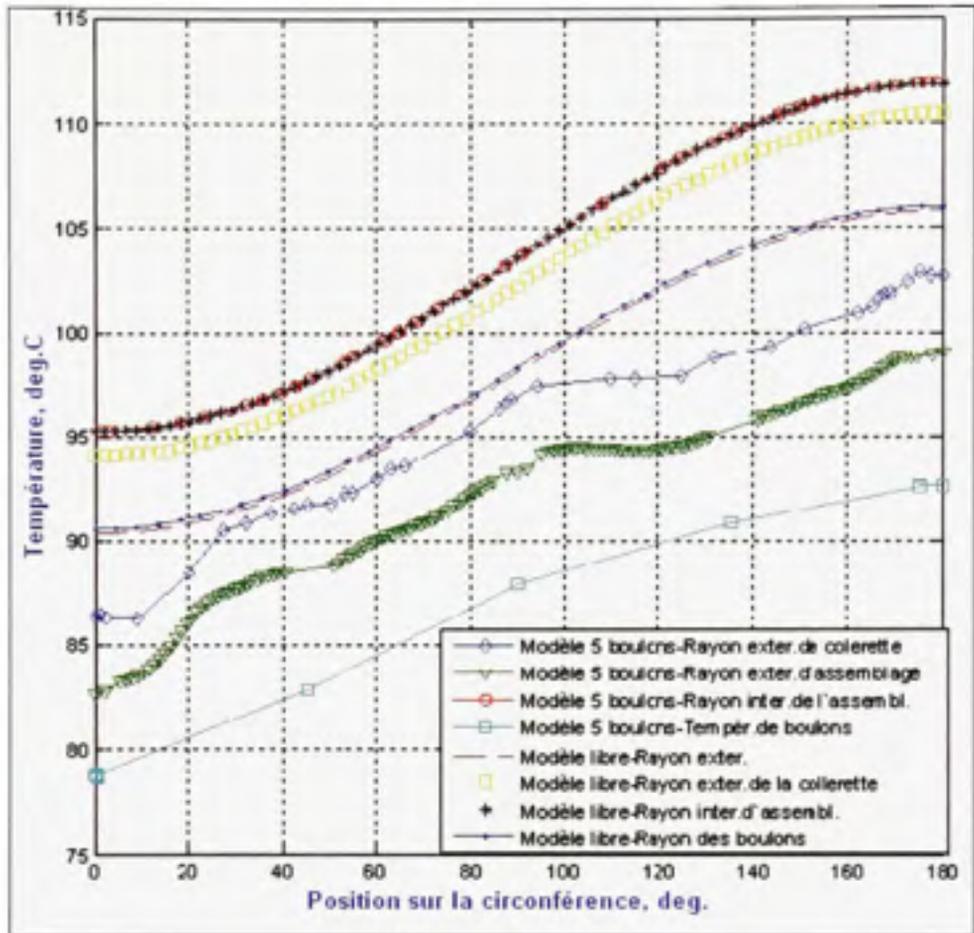


Figure 6.10 Comparaison de deux modèles d'ANSYS : le modèle avec les boulons et le modèle libre.

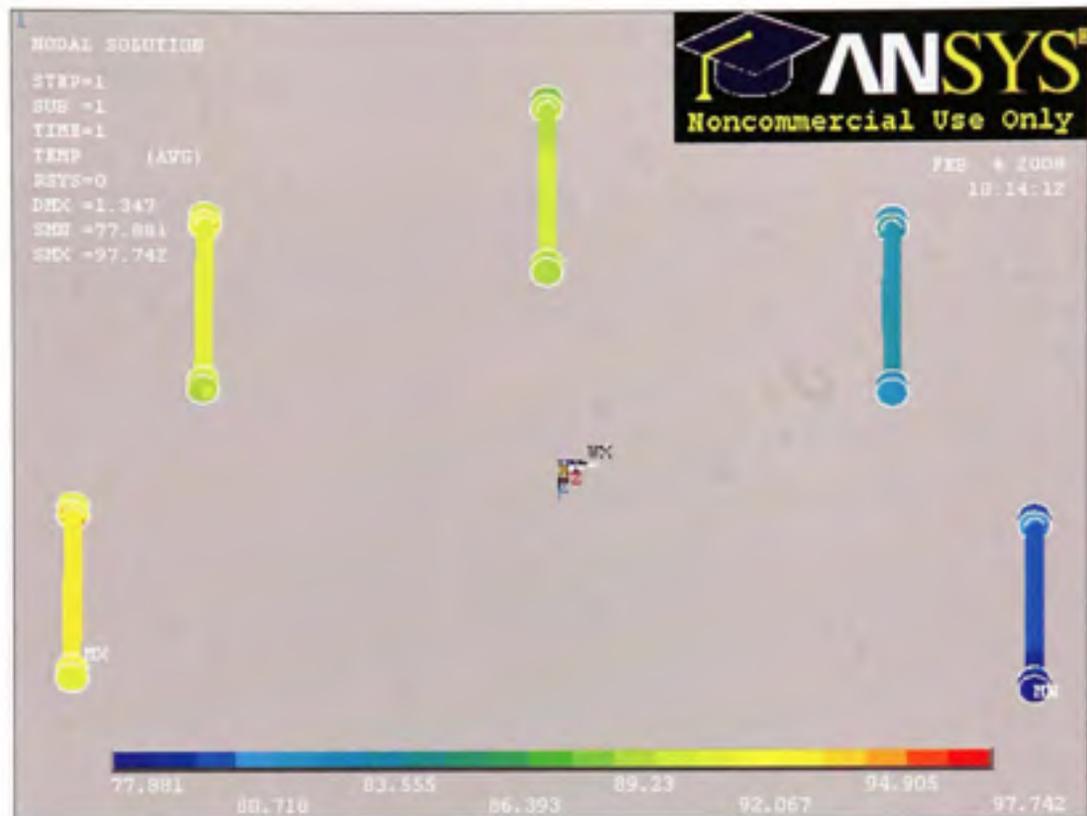
Le modèle avec éléments de l'assemblage détachés ne comprend pas de boulons et ne prend pas en considération la contribution des boulons au refroidissement. Les températures prédites par ce modèle sont donc surestimées.

Le modèle avec boulons est plus réaliste et montre la tendance générale de la distribution de température dans l'assemblage. Cependant, pour plus de précision, la modélisation de l'assemblage avec la quantité réelle des boulons est nécessaire.

La figure 6.11 montre les distributions de température des boulons. Vu la quantité limitée (256 000 éléments) du nombre d'éléments disponibles pour la modélisation avec la version disponible du programme ANSYS 11.0, seulement dix boulons sur la circonférence de la bride ont été modélisés pour présenter la boulonnerie de l'assemblage.

Les écrous des tiges appartenant à la bride de la calandre sont à une température plus basse (3-5%) par rapport à ceux appartenant à la bride de la chambre de distribution. Cela peut s'expliquer par la différence de température entre la calandre et celle de la chambre de distribution. La température du fluide dans la calandre étant plus basse, la coque cylindrique de la calandre, la collerette, l'anneau et les têtes des boulons sont moins chauds que du côté de la chambre de distribution.

Un certain gradient thermique existe donc à travers la longueur des boulons. Celui-ci peut être plus prononcé si la différence de températures des fluides dans la calandre et dans la chambre de distribution est plus élevée selon la conception de l'échangeur de chaleur.



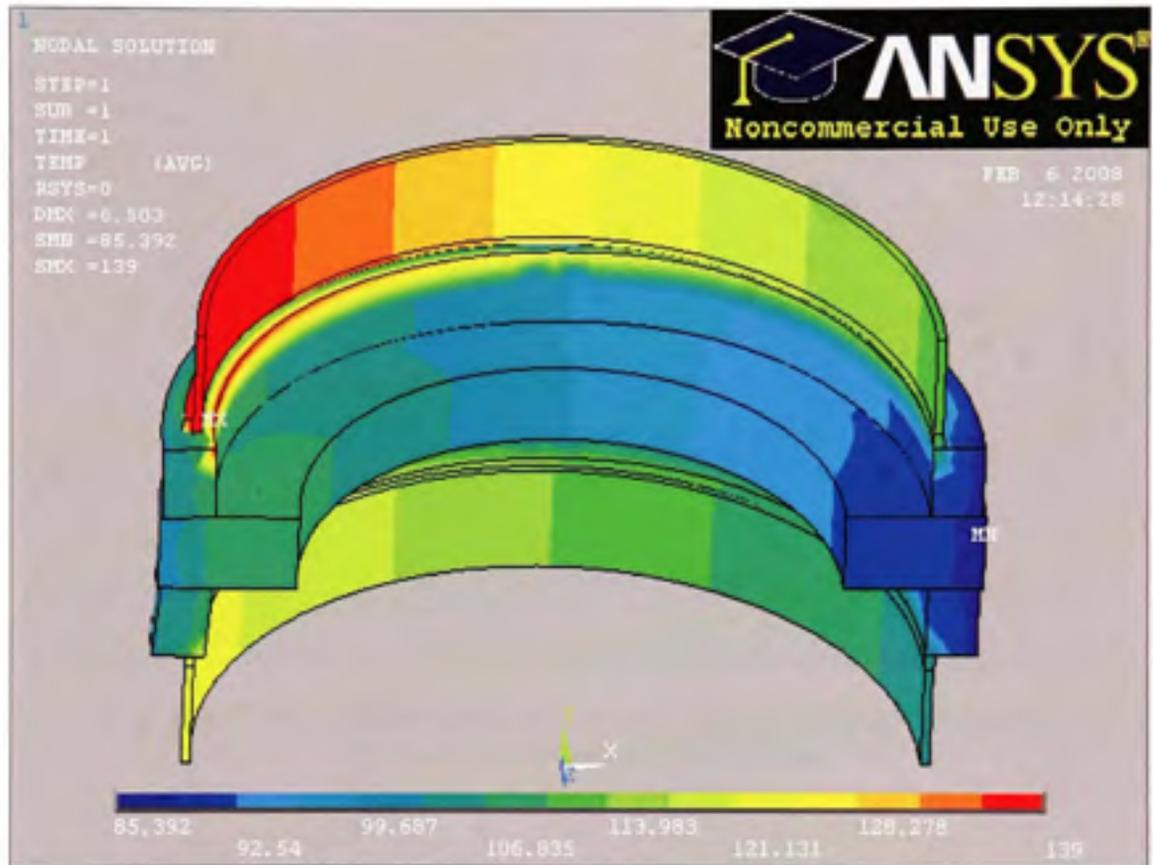
**Figure 6.11 La distribution de température dans les boulons d'assemblage avec brides boulonnées (ANSYS).**

La courbe de distribution de température des boulons selon la circonférence est fondée sur la température moyenne de chaque boulon. Ces températures sont comparées avec celles qui ont été obtenues par la méthode analytique.

### 6.3.2 Modèle avec les éléments de l'assemblage détachés

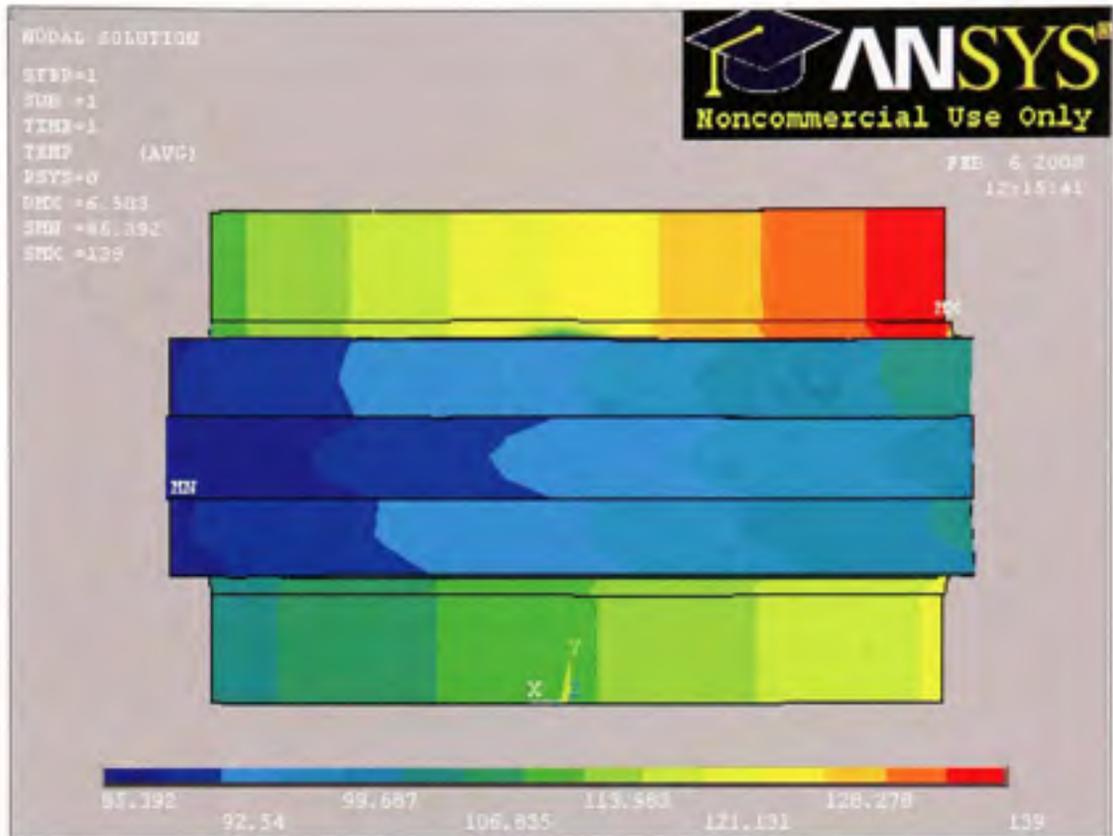
Le modèle libre avec les éléments de l'assemblage détachés a été créé pour valider les distributions de température dans les différents éléments de l'assemblage boulonné; celles-ci sont obtenues par le modèle analytique. De plus, cette modélisation a permis de déterminer les déformations dans chaque élément de l'assemblage dues à la température.

Les résultats obtenus par éléments finis sont présentés sur les trois figures 6.12, 6.13 et 6.14 prises à différents angles.



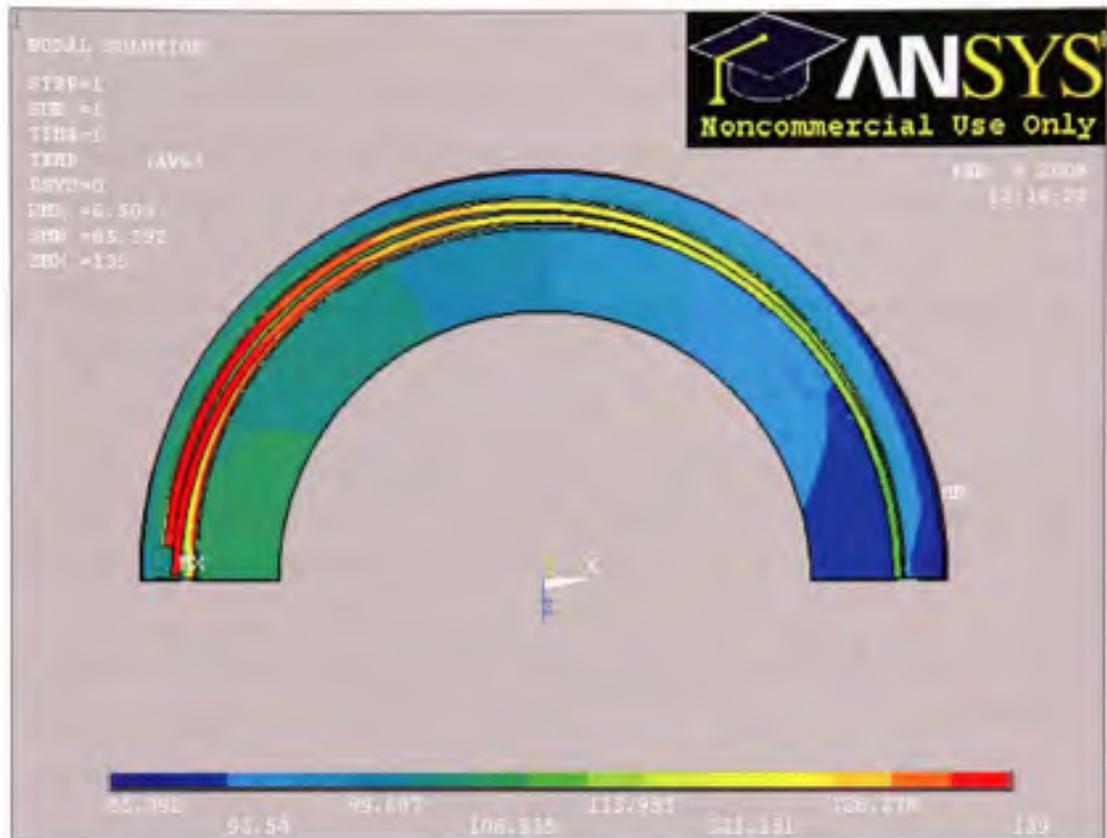
**Figure 6.12** Distribution des températures (vu de l'intérieur) du modèle avec les éléments détachés (ANSYS).

Ces résultats montrent que la température de l'assemblage varie selon les trois directions : radiale, axiale et circumférentielle.



**Figure 6.13** Distribution des températures (vu de l'extérieur) du modèle avec les éléments détachés (ANSYS).

Après comparaison des résultats des deux modèles éléments finis, il est clair que la présence des boulons contribue davantage au refroidissement de l'assemblage à brides boulonnées. En effet, la plaque équivalente et les anneaux du modèle avec éléments détachés ont une température plus élevée que ceux du modèle avec boulons. De plus, la plaque et les anneaux du modèle avec boulons ont une distribution de température plus complexe, principalement dans la partie extérieure des anneaux. Par contre, les profils de température des coques cylindriques de la calandre et de la chambre de distribution ne sont pas affectés. Il semble que la présence des boulons affecte principalement la partie extérieure de la plaque, les anneaux et les collerettes.



**Figure 6.14** Distribution des températures du modèle avec les éléments détachés (ANSYS).

Les deux modèles d'éléments finis ont des températures identiques sur le rayon interne de l'assemblage puisque les mêmes conditions de chargement thermique ont été appliquées sur les deux modèles. Cependant, la différence dans le comportement des modèles est plus remarquable dans la partie extérieure de l'assemblage. En effet, les températures obtenues sur le modèle avec éléments détachés suivent parfaitement une fonction sinusoïdale. Dans l'autre modèle, la présence des boulons semble affecter cette distribution.

Le modèle avec éléments détachés est relativement simple et n'exige pas un grand espace virtuel. En effet, la comparaison des résultats montre que ce modèle donne les températures proches à celles qui ont été obtenues par la méthode analytique à 10% près. De plus, ce modèle a permis d'obtenir les déplacements et les rotations de chaque élément de l'assemblage.

Cependant, il faut rappeler que le nombre de boulons modélisés ne correspond pas à la réalité. En effet, les boulons devraient être plus proches l'un à l'autre dans l'assemblage réel, ce qui laisse supposer que les températures dans les anneaux devraient être plus basses.

#### **6.4 Distribution des températures proche aux surfaces internes des éléments de l'assemblage boulonné**

Après avoir déterminé les températures des fluides côtés tubes et calandre, les fonctions décrivant les températures des fluides près des surfaces internes des coques cylindriques dans la direction circonférentielle ont une forme sinusoïdale.

La température du fluide proche à la paroi interne de la calandre loin de la jonction avec la collerette est formulée par l'expression suivante:

$$T_{ins} = 9.44 \cdot \sin(0.018 \cdot T) + 154.1$$

La température du fluide proche à la paroi interne de la chambre de distribution loin de la jonction avec la collerette se présente en tenant compte de l'équation suivante:

$$T_{inc} = 22.02 \cdot \sin(0.018 \cdot T) + 187.3$$

Ces fonctions ont été utilisées pour obtenir les températures des surfaces internes des collerettes, des anneaux et des boulons.

#### **6.5 Température des différents éléments de l'assemblage boulonné**

La température d'un élément de l'assemblage dépend de la température des fluides passant près des parois internes et externes de cet élément ainsi que de la température des autres éléments de l'assemblage. Dans le chapitre 3, le modèle thermique de l'assemblage boulonné et la méthode de calcul des températures de chaque élément ont été présentés.

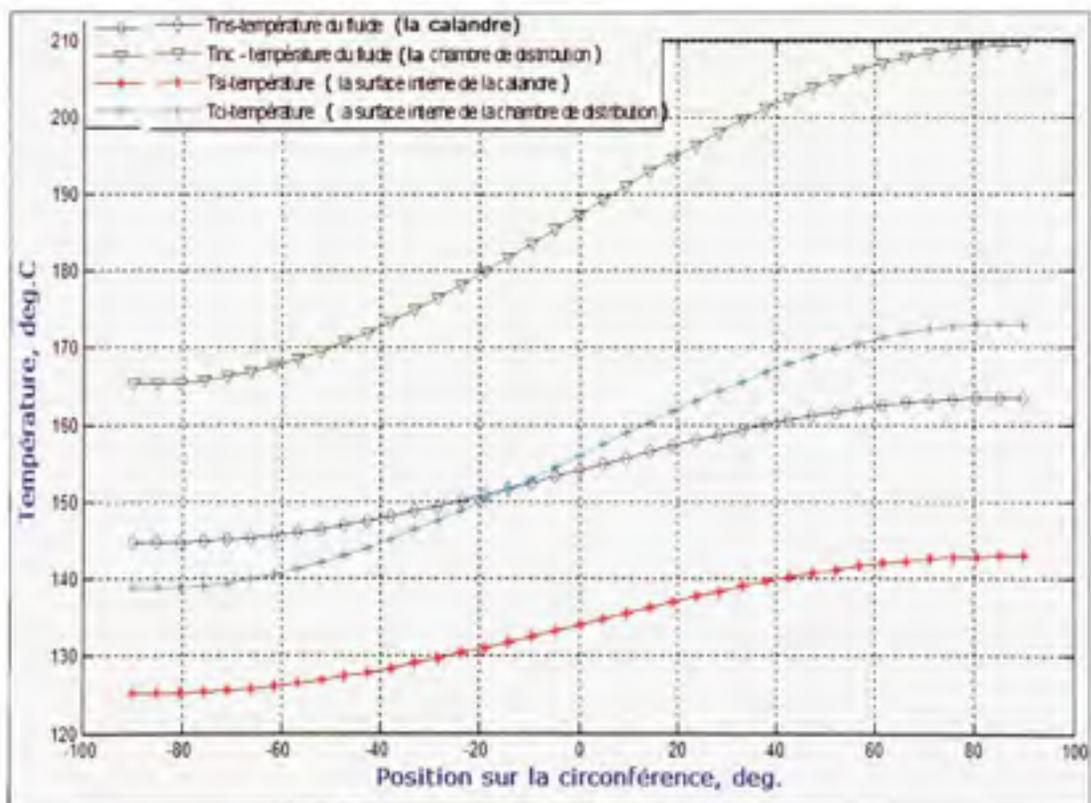
La géométrie et les caractéristiques thermomécaniques des matériaux des éléments de l'assemblage sont présentées ci-après :

$t_s=0.0159;$	Épaisseur de la paroi de la calandre, m
$t_c=0.0159;$	Épaisseur de la paroi de la chambre de distribution, m
$t_h=0.021;$	Épaisseur maximale de la collerette, m
$t_{he}=0.5*(t_h+t_s)$	Épaisseur équivalente de la collerette, m
$t_f=0.142875 ;$	Épaisseur de la bride, m
$t_g=0.0016;$	Épaisseur du joint d'étanchéité, m
$t_p=0.150;$	Épaisseur de la plaque tubulaire, m
$d=0.0254$	Diamètre nominal des boulons, m
$d_g=1.323975 ;$	Diamètre intérieur du joint d'étanchéité, m
$D_g=1.349375;$	Diamètre extérieur du joint d'étanchéité, m
$OD=1.4827;$	Diamètre extérieur de l'anneau de la bride, m
$ID= 1.2954;$	Diamètre intérieur des coques cylindriques et des collerettes, m
$D_t= 0.0254;$	Diamètre intérieur des tubes, m
$D_s=ID+2*t_s;$	Diamètre extérieur des coques cylindriques, m
$r_{pl}=OD/2+0.005;$	Rayon extérieur de la plaque tubulaire, m
$r_i=ID/2;$	Rayon intérieur des coques cylindres et des collerettes, m
$r_o=OD/2;$	Rayon extérieur de l'anneau de la bride, m
$G=0.5*(d_g+D_g);$	Diamètre moyen du joint d'étanchéité, m
$C=1.42875;$	Diamètre du cercle des boulons, m
$l_s=0.3;$	Longueur équivalente de la calandre, m
$l_c=0.3;$	Longueur équivalente de la chambre de distribution, m

lh=0.03175;	Hauteur de la collerette, m
kp= 47;	Conductivité thermique de la plaque tubulaire, W/m/K
ks=47.0;	Conductivité thermique de la calandre, W/m/K
kc=47.0;	Conductivité thermique de la chambre de distribution, W/m/K
kh=47.0;	Conductivité thermique de la collerette, W/m/K
kr=47.0;	Conductivité thermique de l'anneau, W/m/K
k_air=0.025 ;	Conductivité thermique de l'air à 20°C à la pression atmosphérique, W/m/K
kfl=0.457;	Coefficient de conductivité thermique du fluide, W/m/K (Sarit K. Das, Process Heat Transfer)
Nu=3.64;	Numéro de Nusselt (S.Kakaç, Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design)
Tcp=445.3;	Température du fluide dans le centre de la plaque fictif, K
To=293;	Température de l'air ambiant, K
hcb=2400.85;	Coefficient de convection à l'interface du boulon et de la bride, W/m <sup>2</sup> /K
hfb=70.47;	Coefficient de convection à l'interface de la bride et du boulon, W/m <sup>2</sup> /K
alfaf=12.5x10 <sup>-6</sup> ;	Coefficient de dilatation thermique du matériau de la bride, /K
alfas=12.5x10 <sup>-6</sup> ;	Coefficient de dilatation thermique du matériau du cylindre, /K
alfac=12.5x10 <sup>-6</sup> ;	Coefficient de dilatation thermique du matériau du couvercle, /K
vf=0.3;	Coefficient de Poisson du matériau de la bride
vs=0.3;	Coefficient de Poisson du matériau de la calandre
vc=0.3;	Coefficient de Poisson du matériau de la chambre de distribution
vg=0.3;	Coefficient de Poisson du matériau du joint

Après avoir obtenu les températures sur les parois internes des parties cylindriques loin des jonctions, ces températures et celle de l'air ambiant ( 20°C) ont été utilisées comme conditions aux frontières pour le modèle analytique.

La figure 6.15 présente les courbes des températures des fluides de la calandre et de la chambre de distribution ainsi que celles des surfaces internes des coques cylindriques de l'échangeur de chaleur. Il est à noter que les températures des éléments de l'assemblage suivent la même tendance sinusoïdale tout comme les températures des fluides.

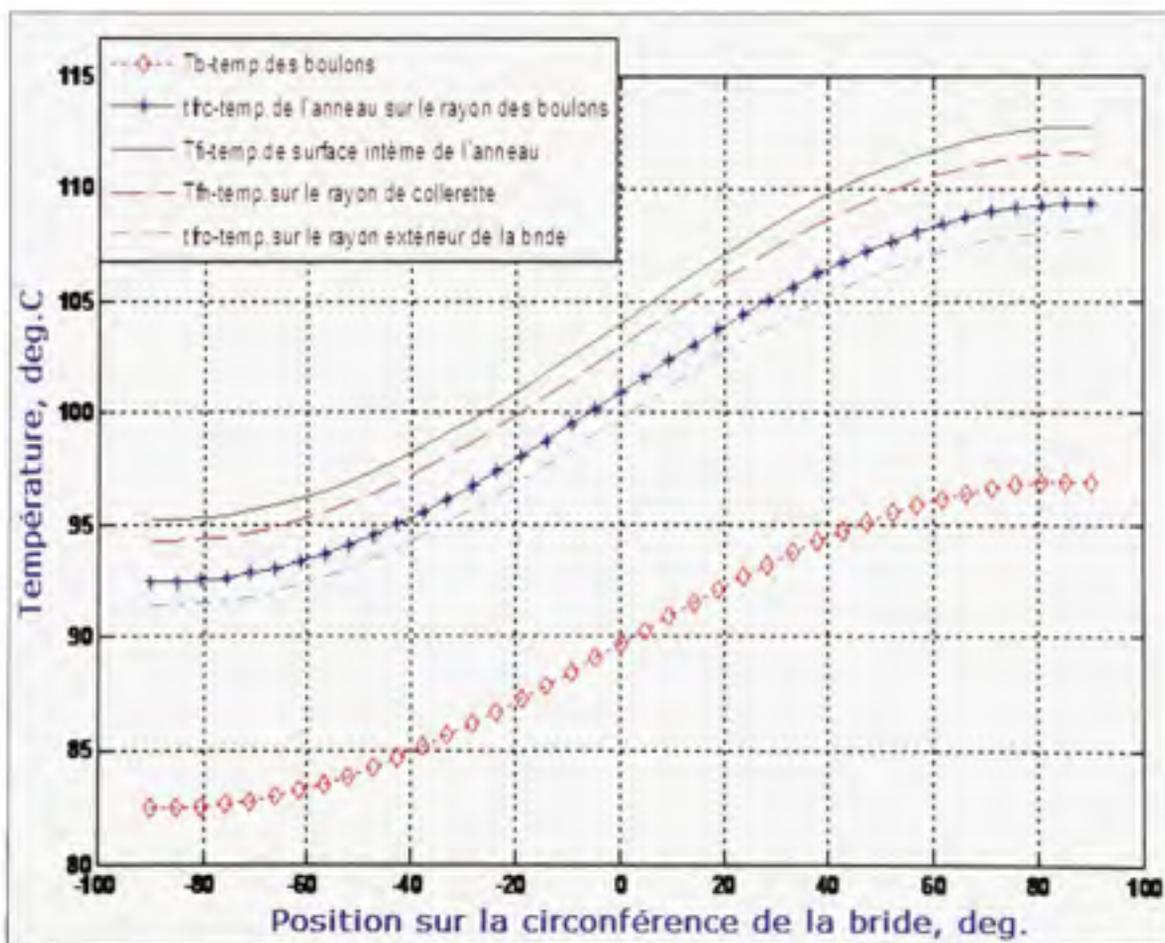


**Figure 6.15 : Températures des surfaces et des fluides dans l'échangeur de chaleur. Solution analytique en utilisant le programme MATLAB.**

La différence des températures du fluide entre les deux modèles varie de 13,8% à 27,3%. La différence entre la température du fluide passant par la chambre de distribution et celle de la

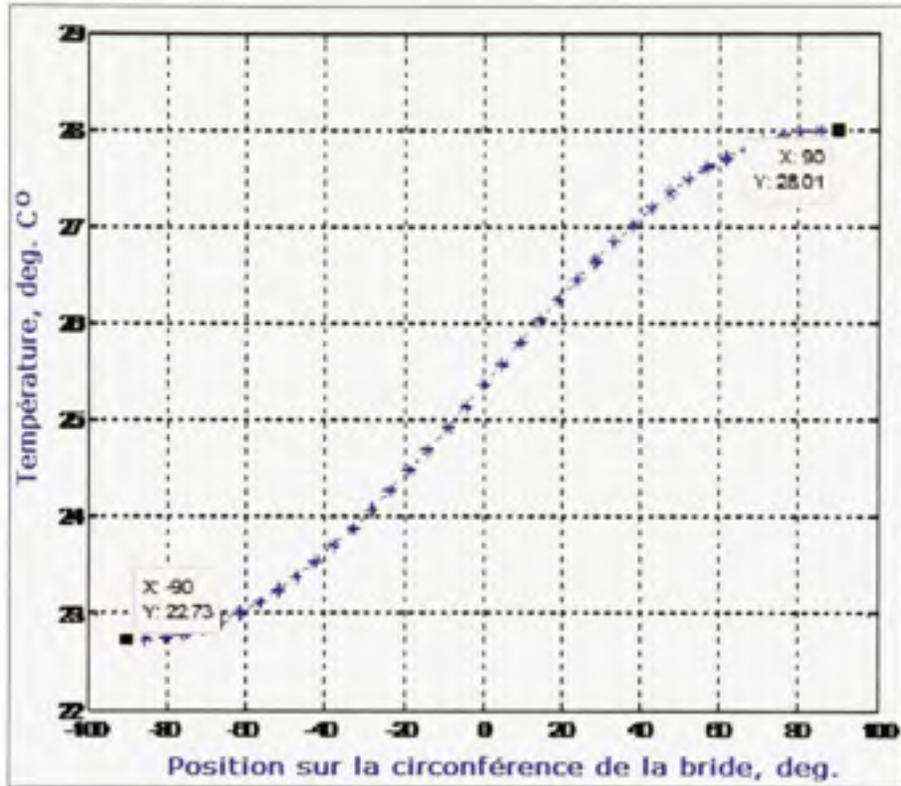
surface interne de la chambre est entre 17,5% et 21,4%. La différence entre la température de la surface interne de la calandre et celle du fluide côté calandre varie de 16% à 17%.

La figure 6.16 présente les courbes de distribution des températures dans l'assemblage boulonné. Dans le chapitre 3, les parties extérieures des deux anneaux et de la plaque ont été considérées comme une seule pièce pour faciliter les calculs. Dans cette partie de l'assemblage, le gradient thermique axial a été négligé, par conséquent la température de l'anneau à un rayon donné est constante à travers l'épaisseur.



**Figure 6.16** Distribution de la température dans l'assemblage boulonné. Solution analytique en utilisant le programme MATLAB.

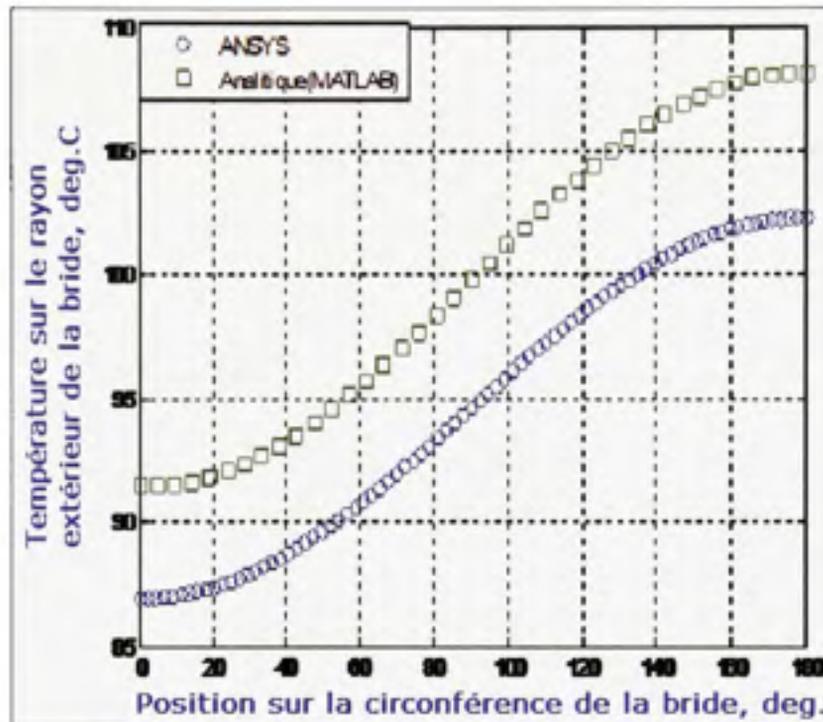
La différence entre la température moyenne des boulons et celle de la bride sur le rayon des boulons est présentée sur la figure 6.17. La différence entre ces deux températures n'est pas constante et change, elles aussi, en fonction de la position sur la circonférence de la bride.



**Figure 6.17** Différence de température entre la bride et les boulons.  
Résultats analytiques avec MATLAB.

La distribution de température de l'anneau de la bride boulonnée est présentée aux différents rayons. Les résultats analytiques obtenus ont été comparés avec ceux qui ont été obtenus par la méthode des éléments finis. Les figures 6.18 à 6.22 présentent les comparaisons à différentes positions sur l'assemblage boulonné.

Il est à noter, cependant, que les températures obtenues par la méthode des éléments finis sont ceux du modèle numérique avec éléments détachés. Seulement les températures des boulons ont été obtenues avec le modèle incluant les boulons.



**Figure 6.18** Comparaison des températures sur le rayon extérieur de l'anneau équivalent.

Selon les résultats de la figure 6.18, la différence entre les températures sur le rayon extérieur de l'anneau qui ont été trouvées analytiquement et numériquement est de 4,5 à 5%.

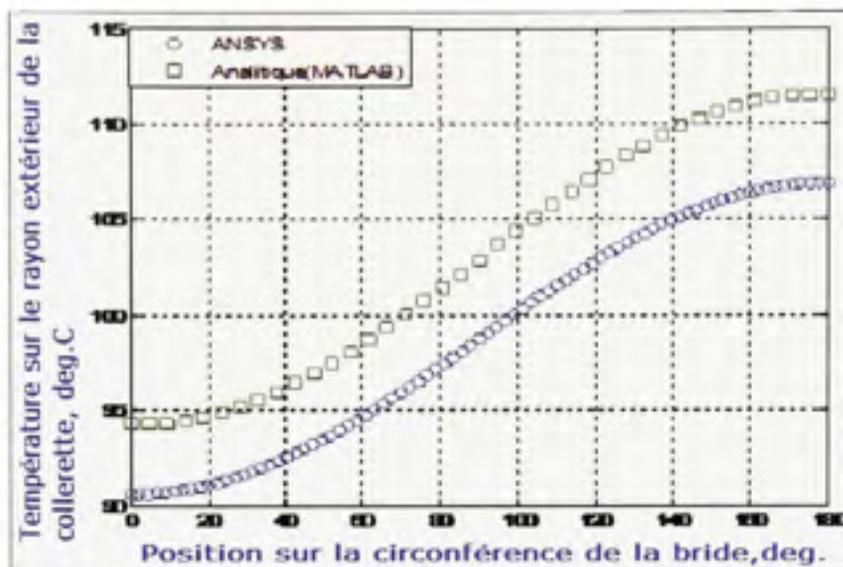


Figure 6.19 Comparaison des températures sur le rayon extérieur de la collerette.

Selon les résultats présentés sur la figure 6.19, la différence entre les températures qui ont été obtenues analytiquement et numériquement est de 3,5 à 4%.

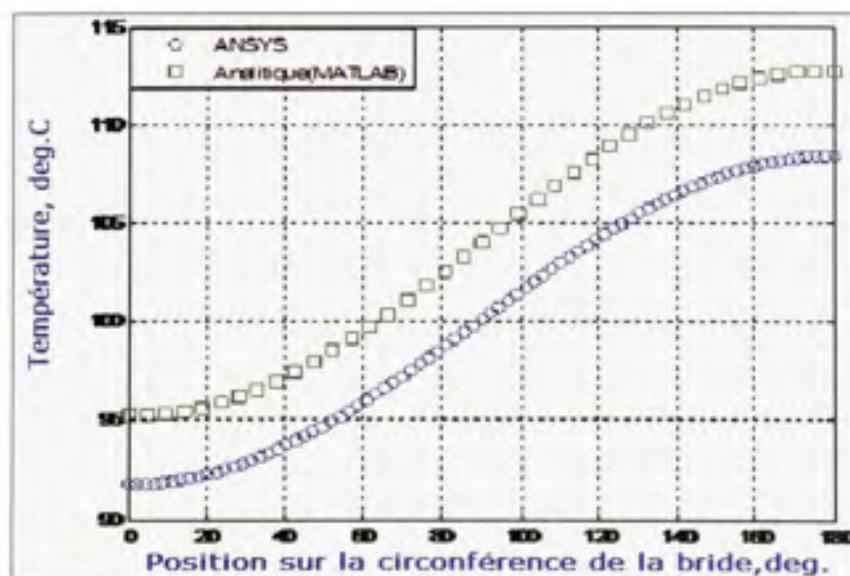
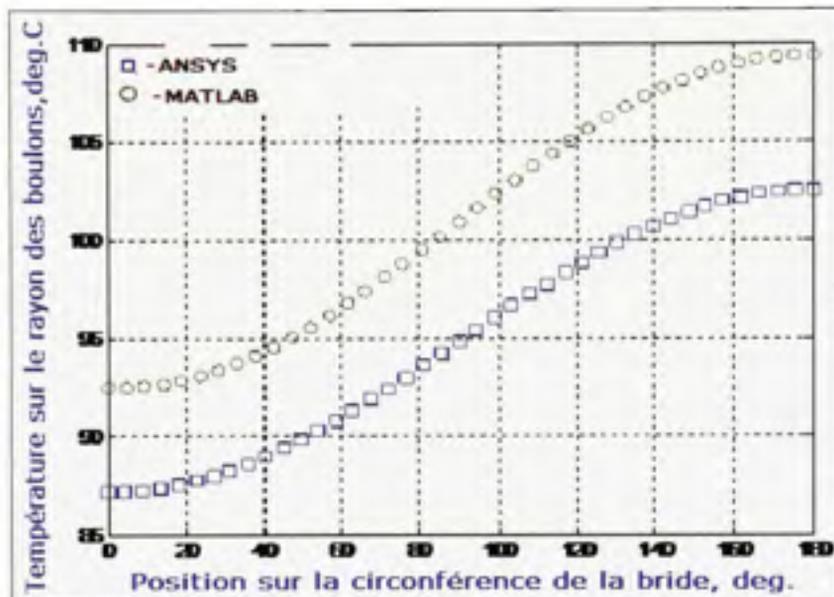


Figure 6.20 Comparaison des températures sur le rayon intérieur de l'anneau.

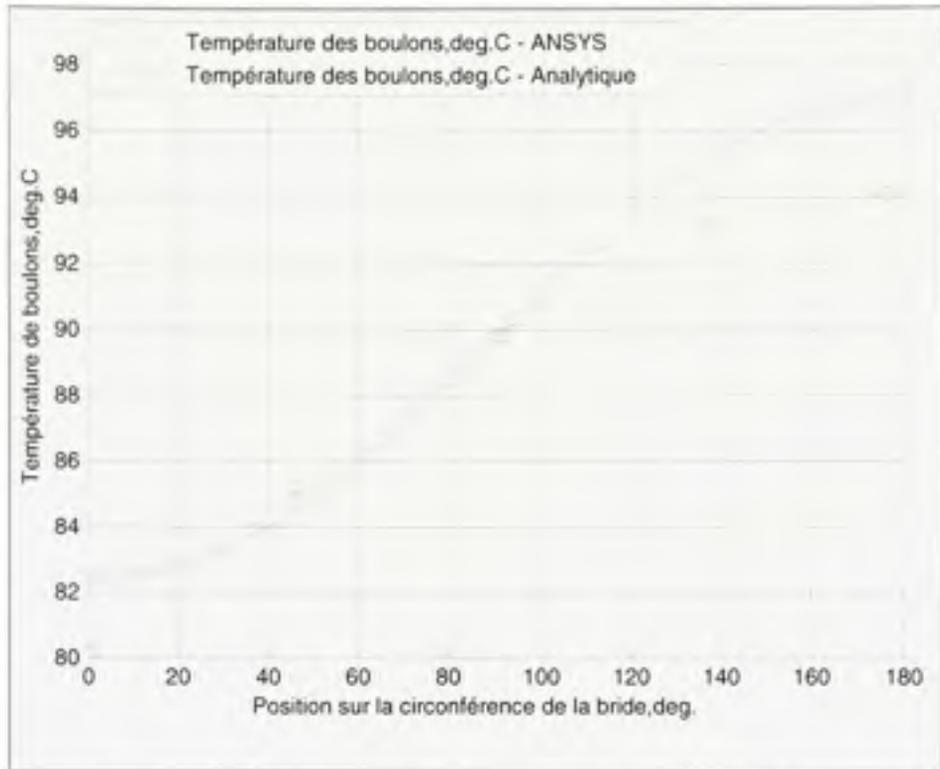
Selon la figure 6.20, la différence entre les températures qui ont été trouvées analytiquement et numériquement varie entre 3.5% et 4.5%.



**Figure 6.21** Comparaison des températures de l'anneau sur le rayon des boulons.

Selon les résultats montrés sur la figure 6.21, la différence entre les températures qui ont été obtenues analytiquement et numériquement varie de 6.5% à 6.9%.

La figure 6.22 présente deux courbes de la distribution des températures dans les boulons. Il est difficile de comparer ces résultats puisque la quantité des boulons dans chaque modèle est différente. Pour valider les températures des boulons obtenues par le modèle analytique, il est nécessaire de comparer ces résultats avec ceux qui ont été obtenus expérimentalement sur les échangeurs de chaleur.

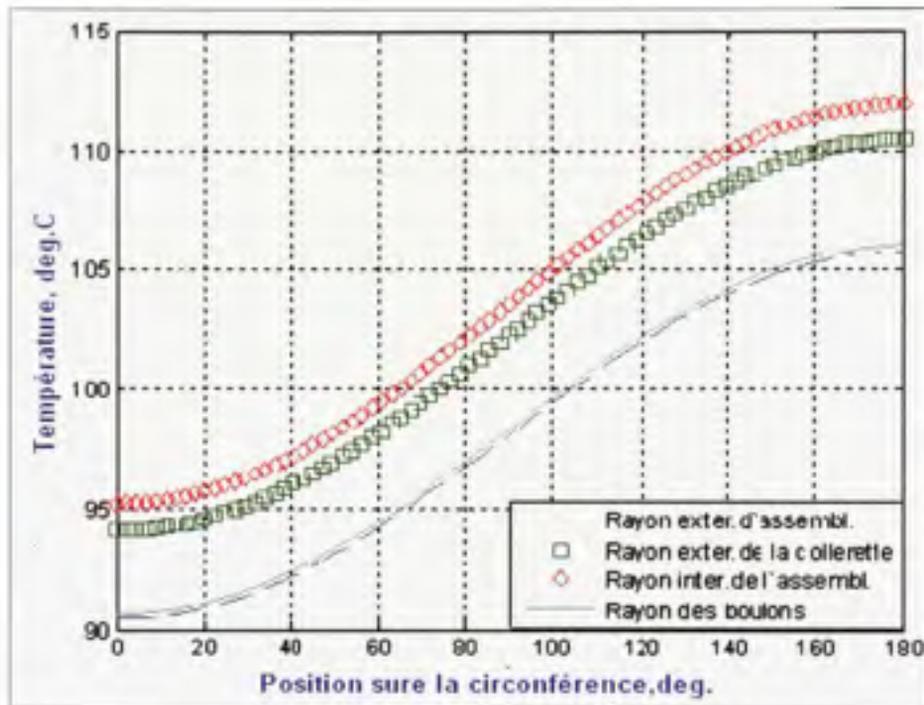


**Figure 6.22 Comparaison des températures des boulons.**

La figure 6.22 présente les températures des boulons obtenues par deux méthodes : l'une analytique et l'autre numérique. La différence maximale trouvée entre les deux courbes des températures est de 3,2%. Il est difficile à comparer les deux courbes puisque la quantité des boulons dans chaque modèle est différente : 78 boulons pour le modèle analytique et 10 boulons pour le modèle d'ANSYS. Les températures des boulons obtenues analytiquement sont, en général, plus élevées que celles obtenues par la simulation numérique.

Le modèle d'ANSYS avec éléments de l'assemblage détachés ne donne pas les températures des boulons. Les températures des boulons présentées sur la figure 6.22 ont été prises du modèle numérique avec boulons. Vu le nombre limitée d'éléments (256 000) disponibles pour la modélisation dans la version ANSYS 11.0, seulement 10 boulons ont pu être modélisés pour présenter la boulonnerie de l'assemblage. Le nombre de boulons réel est de 78.

La figure 6.23 présente les résultats du modèle éléments finis. Cette figure montre les températures obtenues sur le modèle avec éléments détachés. La température de la bride est effectivement un peu plus élevée que celle du modèle avec boulons comme il a déjà été constaté précédemment.



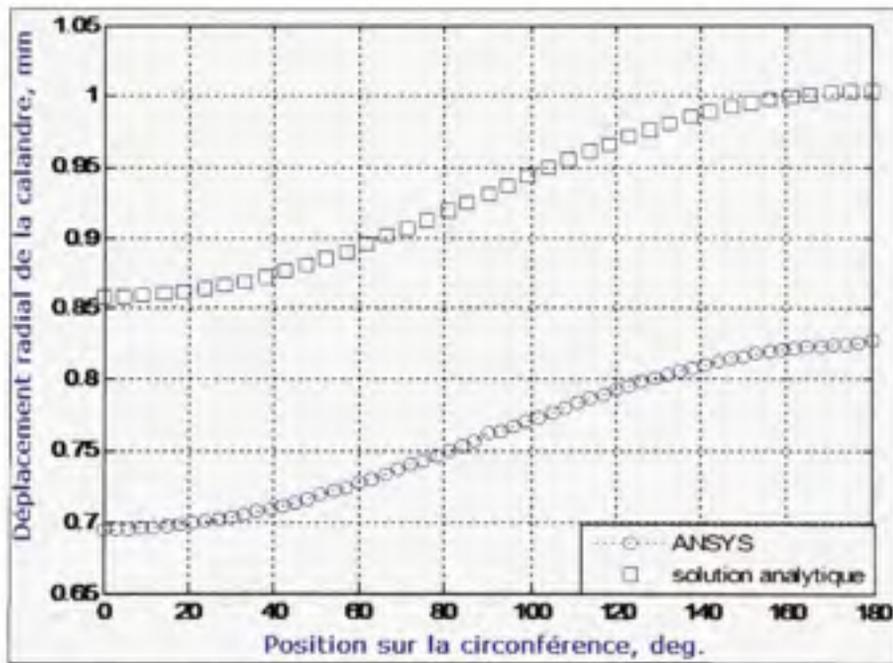
**Figure 6.23** Distribution de la température dans l'assemblage boulonné. Modèle avec éléments détachés de l'assemblage boulonné (ANSYS).

## 6.6 Déformations dues à la température des éléments d'assemblage

Les profils de températures des éléments de l'assemblage boulonné permettent de déterminer les déformations des éléments induites par la charge thermique. Un code a été élaboré avec l'aide de programme Matlab pour automatiser le calcul analytique des déplacements et des rotations des éléments de l'assemblage boulonné.

Les résultats des calculs analytiques ont été comparés avec ceux qui ont été obtenus par éléments finis. Le modèle avec éléments détachés a permis de déterminer les déplacements et les rotations de chaque élément à l'aide des températures obtenues précédemment avec le modèle dont les éléments ne sont pas détachés.

Les figures 6.24 à 6.28 permettent la comparaison des résultats. Les déplacements de la calandre dus à la température sont présentés sur la figure 6.24. Ces déplacements sont donnés en fonction de la température et de la position sur la circonférence. Plus la température augmente, plus le déplacement augmente. Selon la figure 6.25, la différence entre les deux approches varie de 22 à 23%.



**Figure 6.24** Comparaison des déplacements radiaux de la calandre près de la collerette dus à la température.

Les déplacements radiaux de la chambre de distribution dus à la température sont présentés sur la figure 6.25. La différence entre les résultats de deux méthodes varie de 32 à 35%.

Un grand écart entre les résultats analytiques et numériques a été observé pour les deux coques cylindriques. En fait, les coques cylindriques ont été modélisées comme les cylindres en tenant compte d'une longueur équivalente. Il est probable qu'une telle approche a mené à des résultats divergents pour les deux méthodes.

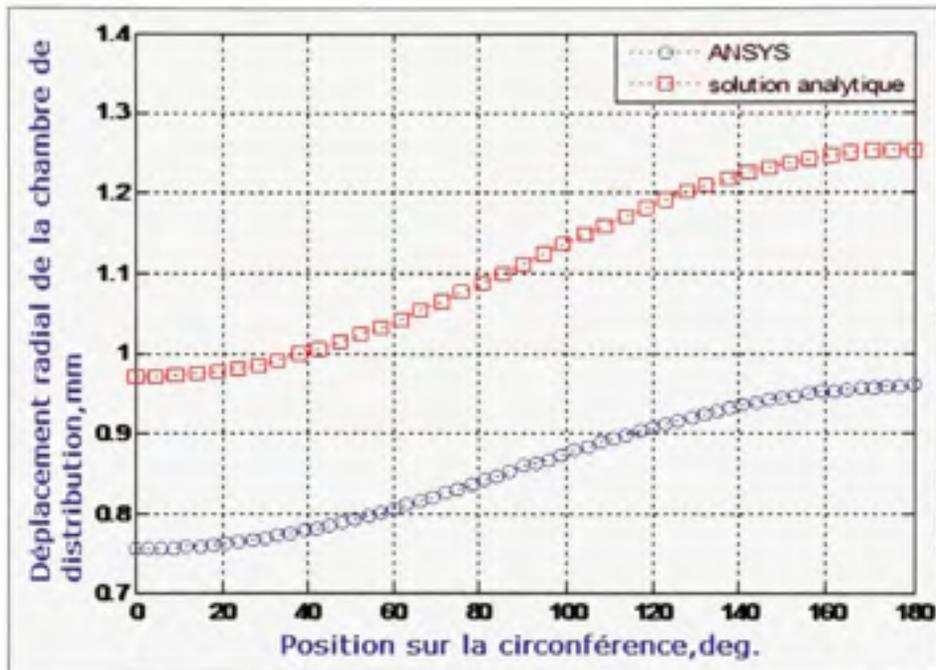


Figure 6.25 Comparaison des déplacements radiaux de la chambre de distribution près de la collerette.

La figure 6.26 présente les déplacements de la collerette de la bride de la calandre causés par la température. Les résultats varient entre 5.5 et 7.2%.

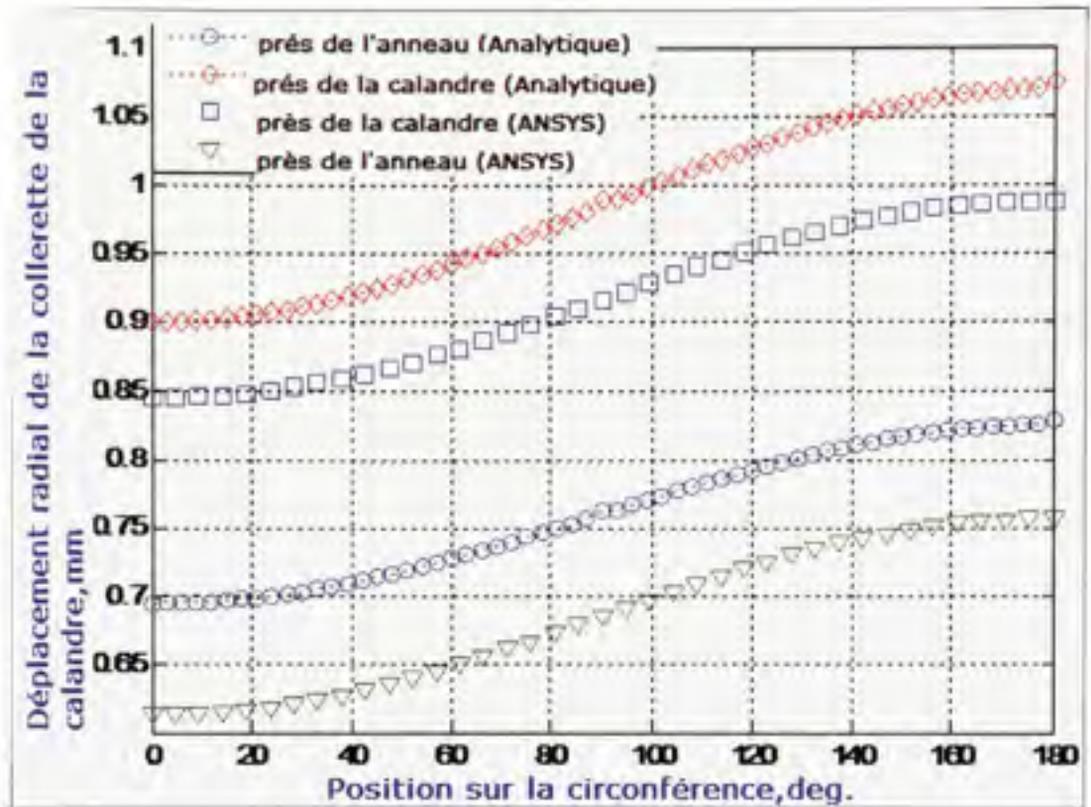
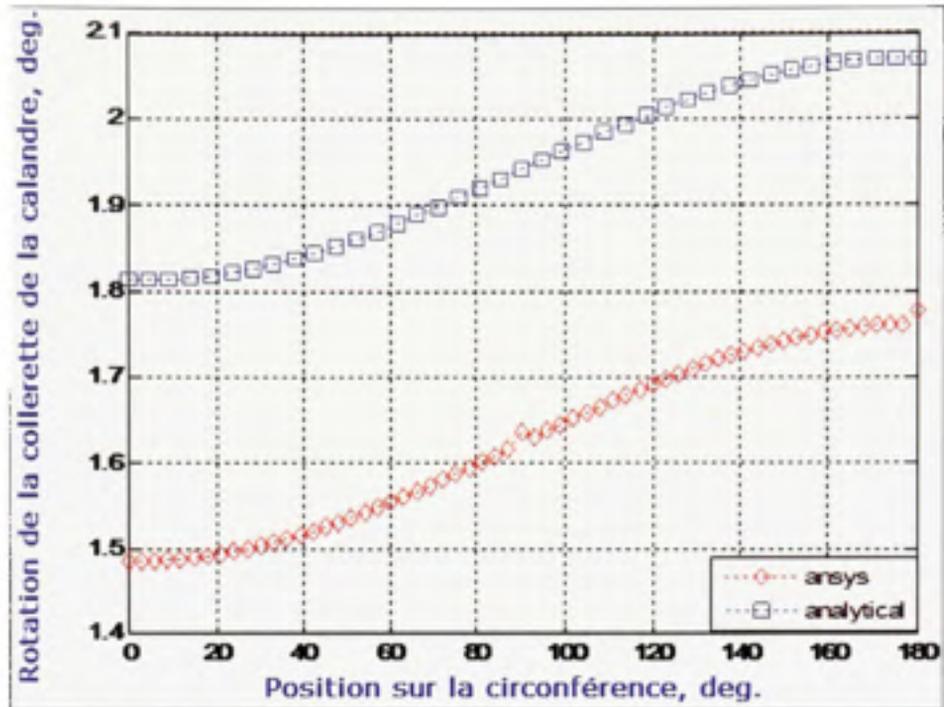


Figure 6.26 Comparaison des déplacements radiaux de la collerette de la calandre dus à la température.

La figure 6.27 présente la rotation de la collerette faisant partie de la bride de la calandre. Ces rotations dépendent des gradients de température dans les directions radiale, tangentielle et longitudinale.

Il a été démontré que les deux méthodes (analytique et numérique) présentent des températures pour des éléments de l'assemblage avec une différence maximale de 10%. Sachant que la différence des déplacements entre les résultats des deux méthodes est plus importante, la différence des rotations des éléments entre les deux méthodes est encore plus prononcée. Celle-ci varie entre 18% et 20% selon la figure 6.27. Ce grand écart dans les résultats peut être attribué au comportement tridimensionnel de l'assemblage qui est mieux capté par la méthode des éléments finis.



**Figure 6.27** Comparaison des rotations de la collerette appartenant à la bride de la calandre.

La figure 6.28 présente les courbes des déplacements radiaux de la collerette de la chambre de distribution obtenus analytiquement ainsi que par la méthode des éléments finis. L'écart entre les solutions varie de 2 à 14,5%.

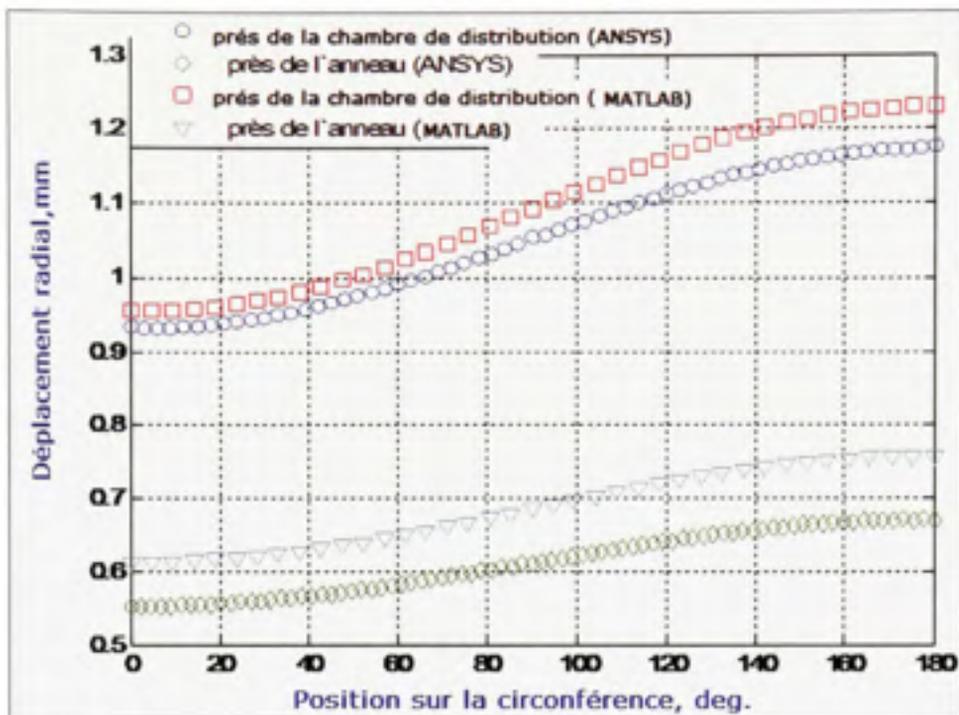
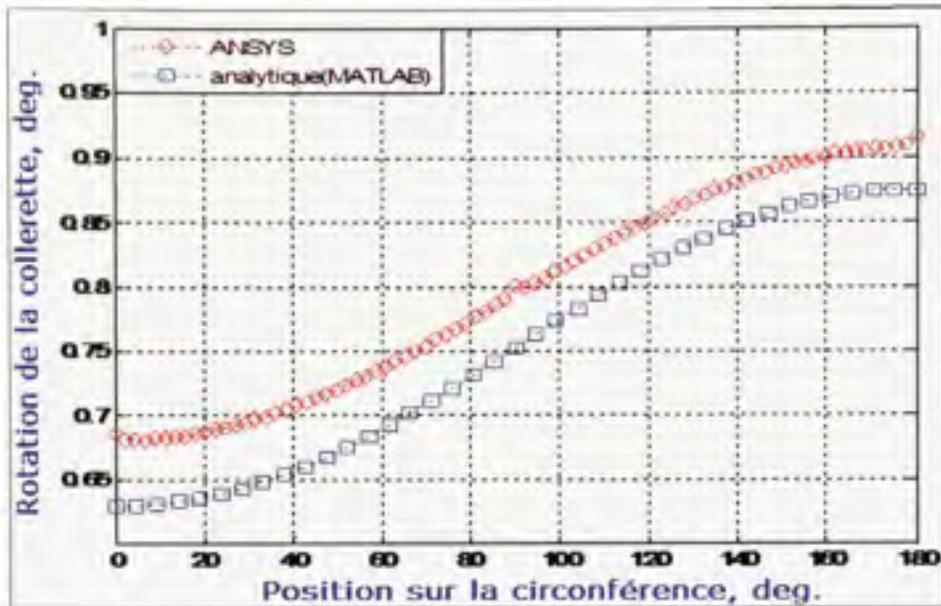


Figure 6.28 Comparaison des déplacements radiaux de la collerette de la chambre de distribution.

La figure 6.29 présente les deux courbes comparatives de la rotation de la collerette appartenant à la bride de la chambre de distribution. La différence entre les solutions varie entre 5,5 et 6,5%.



**Figure 6.29** Comparaison des rotations de la collerette de la chambre de distribution.

Les déplacements radiaux de chaque anneau ont été déterminés avec la méthode des éléments finis près de la collerette adjointe à l'anneau et près de la plaque. Les quatre figures suivantes présentent les déplacements radiaux des anneaux de la calandre et de la chambre de distribution.

La méthode analytique donne les déplacements radiaux au milieu de l'épaisseur de l'anneau. En revanche, la méthode numérique permet de trouver les déplacements de l'anneau proche de la plaque et de la collerette. Les figures 6.30 et 6.32, comparent les déplacements obtenus par les deux méthodes. La différence des déplacements au niveau des deux surfaces de l'anneau est due à la rotation. La collerette plus mince que l'anneau étant à une température plus élevée a tendance à se déplacer plus que l'anneau. Sachant que ces deux éléments sont solidaires, une rotation est alors apparue due à cette différence de dilatations thermiques. Sur les figures 6.31 et 6.33, les déplacements numériques moyens ont été utilisés afin d'être comparés avec les résultats analytiques.

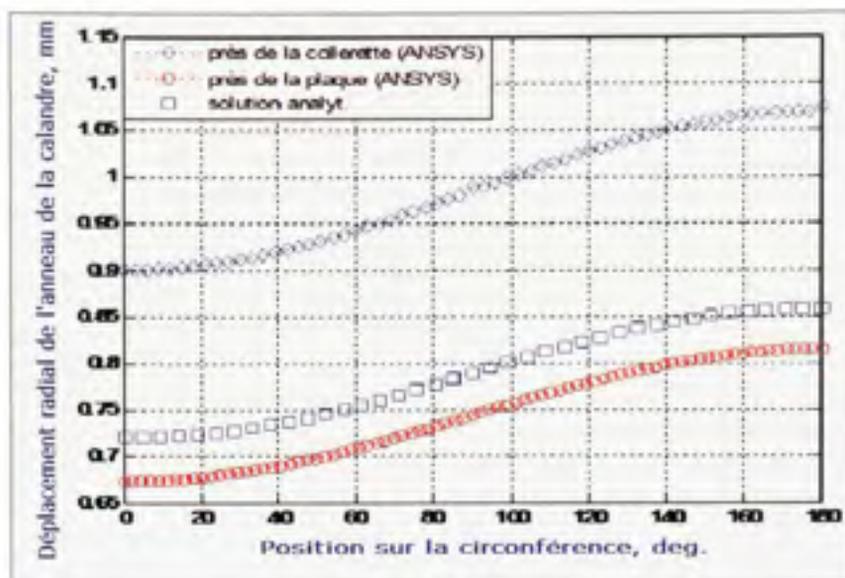


Figure 6.30 Comparaison des déplacements radiaux de l'anneau appartenant à la calandre.

La figure 6.31 présente les déplacements de l'anneau de la calandre obtenus par la méthode des éléments finis et ceux qui ont été calculés par le modèle proposé. La différence entre les résultats varie entre 4,5 et 10%.

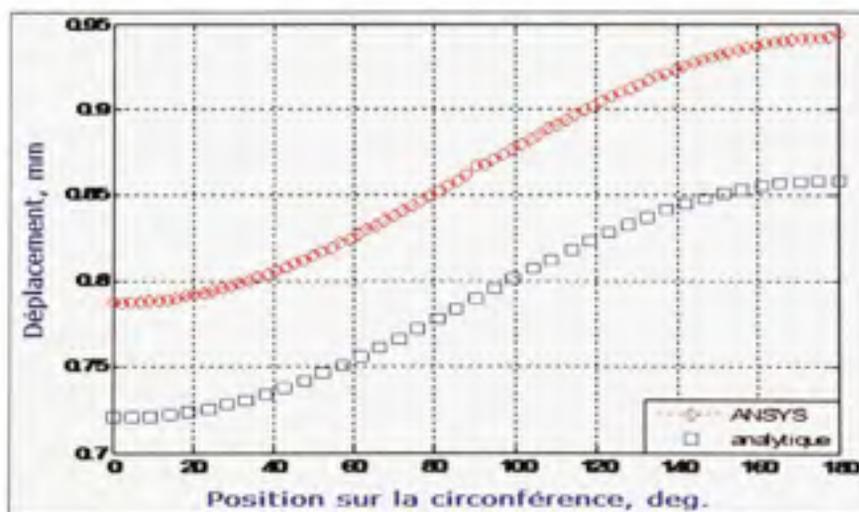
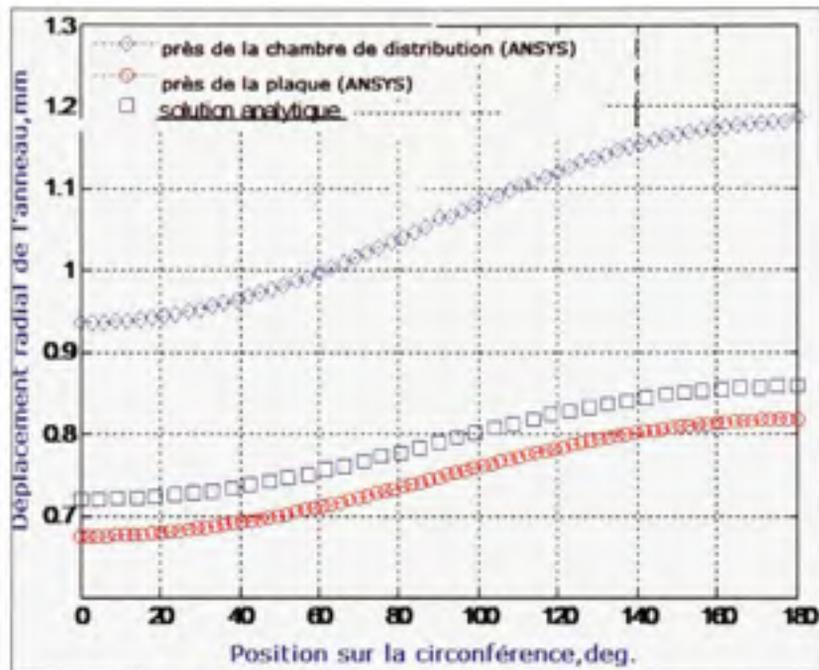


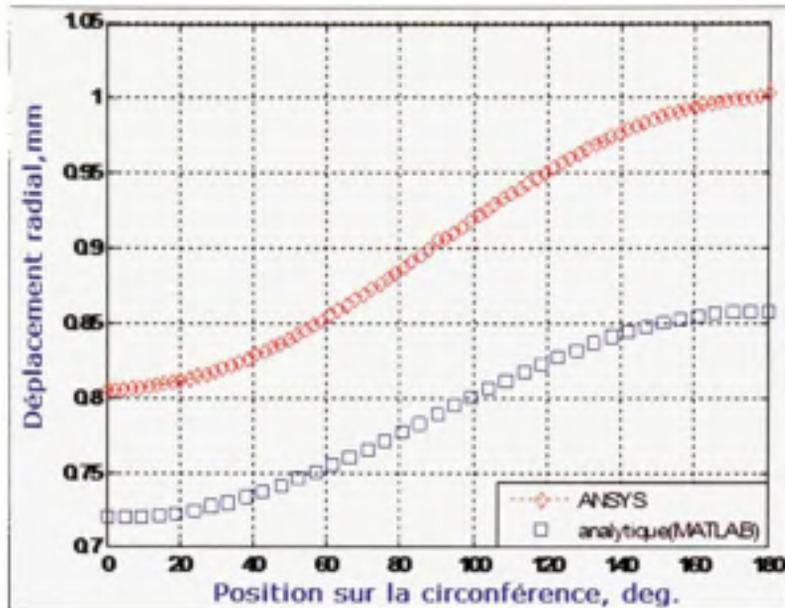
Figure 6.31 Comparaison des déplacements radiaux dus à la température au milieu de l'épaisseur de l'anneau de la calandre.

La figure 6.32 présente les déplacements de l'anneau de la bride de la chambre de distribution. En utilisant la méthode analytique, les déplacements ont été calculés au milieu de l'épaisseur de l'anneau. Par contre, la méthode des éléments finis a permis de trouver les déplacements aux deux extrémités : l'une proche de la collerette, l'autre proche de la plaque tubulaire.



**Figure 6.32 Comparaison des déplacements radiaux de l'anneau de la chambre de distribution dus à la température.**

La figure 6.33 présente deux courbes de déplacements radiaux de l'anneau de la bride attachée à la chambre de distribution. Les déplacements ont été évalués au milieu de l'épaisseur de l'anneau. La différence entre les résultats des deux méthodes varie de 9,5 à 17,5%.



**Figure 6.33** Déplacement radial de l'anneau de la chambre de distribution. Solutions analytique et celle par les éléments finis.

En général, la méthode analytique donne des températures de 5 à 8% plus élevées que la méthode des éléments finis dans tous les éléments à l'exception des anneaux. Par conséquent, les déplacements sont aussi plus élevés. Les différences entre les résultats des deux méthodes en ce qui concerne les différents éléments de l'assemblage boulonné sont résumées au tableau 1.

Tableau 6.1. Différence entre les deux méthodes de calcul

Données	Position sur l'élément de l'assemblage	% Différence entre EF et analytique
<b>Températures</b>	au rayon extérieur de la bride	4,5 - 5
	au rayon extérieur de la collerette	3,5 - 4 ainsi que le reste du tableau.
	au rayon intérieur de l'anneau équivalent de la bride	3.5% et 4.5%.
	sur le cercle des boulons	6.5% à 6.9%.
	moyenne sur boulons	14.2% et 14.8%.
<b>Déplacements</b>	de la calandre près de la collerette	22% à 23%.
	de la chambre de distribution près de la collerette	32 à 35%.
	de la collerette de la calandre	5.5% à 7.2%
	de la collerette de la chambre de distribution	2% à 14.5%.
	de l'anneau de la calandre	4.5 et 10%.
	de l'anneau de la chambre de distribution	9.5% à 17.5%.

Les températures des éléments de l'assemblage boulonné ont été calculées par la méthode analytique sur l'environnement MATLAB. Les résultats analytiques ont été comparés à ceux qui ont été obtenus par la méthode des éléments finis. Le modèle numérique avec les éléments attachés de l'assemblage a été utilisé pour la comparaison. En général, la différence entre les températures estimées par deux méthodes ne dépasse pas 7%.

Dans le cas des déplacements et des rotations, la variation entre les deux méthodes est plus importante (jusqu'à 35%). Les déplacements calculés en se basant sur les valeurs des

températures des éléments de l'assemblage sont à leur tour, utilisés dans le calcul des rotations des éléments de l'assemblage. Le cumul d'erreurs n'est pas la seule raison. En effet, l'aspect tridimensionnel du comportement de l'assemblage est plus difficile à modéliser analytiquement. Ainsi, la méthode des éléments finis demeure un outil puissant pour ce genre d'analyse.

## CONCLUSION

Plusieurs travaux de recherches ont démontré que la haute température pouvait changer significativement les charges dans la boulonnerie des assemblages. Dans plusieurs cas, cela produit une diminution de la charge sur les joints d'étanchéité, provoquant une perte d'étanchéité et augmentant les fuites de façon significative.

Cette situation est d'autant plus problématique lorsque l'assemblage boulonné est soumis au gradient thermique circonférentiel. C'est le cas des grands échangeurs de chaleur à plusieurs passes. Ces appareils possèdent une grande géométrie et présentent une distribution complexe de température des fluides opérationnels.

En raison de la particularité de la construction des échangeurs de chaleur à plusieurs passes, la distribution des températures dans les brides boulonnées n'est pas axisymétrique. L'apparition du gradient thermique circonférentiel est provoquée par la différence des températures des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur. Le gradient thermique engendre les dilatations thermiques complexes dans les éléments de l'assemblage et une redistribution non-uniforme de la charge sur les boulons et les joints d'étanchéité, ce qui rend l'assemblage difficile à étancher.

Les codes ASME et TEMA ne prennent pas en considération l'influence du gradient thermique et, en général, de la haute température sur le comportement des assemblages boulonnés.

Les grandes dimensions des brides boulonnées et la complexité de la géométrie font des échangeurs de chaleur du type faisceau et calandre à plusieurs passes un exemple des appareils thermiques difficiles à rendre étanches. Le grand diamètre de la coque cylindrique et la différence importante entre les températures des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur augmentent le gradient thermique. Cependant, l'influence du gradient

thermique sur la redistribution de la charge boulonnée et les joints d'étanchéité est un sujet qui est très peu traité dans la littérature scientifique.

L'originalité du travail présenté réside dans le développement d'une méthodologie de calcul de la distribution des températures des différents éléments de l'assemblage boulonné en estimant le gradient thermique circonferentiel à partir des températures des fluides dans chaque passe. En utilisant les distributions de température, il a été possible de déterminer les déplacements et les rotations des éléments de l'assemblage boulonné.

Il a été démontré que la détermination du gradient thermique circonferentiel agissant sur l'assemblage boulonné est basée sur une fonction sinusoïdale. La connaissance de ce gradient permet la détermination des déformations qui altèrent la charge dans la boulonnerie.

Un échangeur de chaleur du type faisceau et calandre à 4 passes avec écoulement en parallèle et de diamètre intérieur des brides 51 po a été utilisé pour étudier l'influence du gradient thermique sur la redistribution de la charge dans l'assemblage boulonné. Cet échangeur de chaleur appartient à la compagnie Chevron El-Segundo. La température du fluide côté calandre augmente de 121°C à 154°C, tandis que celle du fluide côté tubes diminue de 211°C à 167°C. Ces températures ont été mesurées directement aux entrées et sorties de l'échangeur de chaleur. Le fluide côté calandre est l'eau déminéralisé alors que le fluide côté tubes est un produit dérivé du pétrole.

La méthode développée par les scientifiques allemands Roetzel et Xuan a été adaptée pour obtenir la distribution des températures des fluides côtés calandre et tubes. Les distributions de température des fluides ont été obtenues pour chaque passe du faisceau ainsi que pour la calandre de l'échangeur de chaleur.

Malheureusement, il n'y a pas de données sur la température du fluide dans chaque passe de l'échangeur de chaleur réel. Pour cette raison, la comparaison entre les résultats analytiques

et les données de Chevron El Segundo a été faite seulement pour les températures aux entrées et sorties de l'échangeur.

La température (167.33 °C) du fluide côté tubes à la sortie de l'échangeur a été obtenue avec le modèle analytique et comparée à celle donnée par la compagnie Chevron El-Segundo (167 °C). La différence est 0.2 %.

La température du fluide à la sortie de la calandre a été aussi comparée avec celle de l'échangeur réel. Une différence de 2.74% existe entre la température 153.3 °C du fluide à la sortie de l'échangeur réel et la température 157.5 °C obtenue par le modèle analytique.

Sachant que les températures des fluides obtenues analytiquement à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur coïncident avec ceux de l'échangeur de chaleur réel, cela donne une certaine confiance quant aux distributions analytiques des températures des fluides à l'intérieur de l'échangeur.

Le modèle analytique du comportement thermique de l'assemblage boulonné avec plaque tubulaire a été développé et validé avec des simulations sur des modèles numériques.

Connaissant les températures des fluides après chaque passe, les températures des éléments de l'assemblage boulonné ont pu être obtenues. La différence entre la température du fluide passant par la chambre de distribution et celle de la surface interne de la chambre varie de 17,5 à 21.4%. La différence entre la température de la surface interne de la calandre et celle du fluide côté calandre varie de 16 à 17%.

Dans tous les cas, les températures obtenues analytiquement sont plus élevées que celles qui ont été obtenues par modélisation numérique. La plus grande différence est sur le cercle des boulons (6,5-6.9%). Celle-ci peut être attribuée à la différence du nombre de boulons dans les deux modèles.

La température des boulons qui a été obtenue à partir du modèle des éléments finis avec boulons et comparée avec celle obtenue analytiquement. Une différence maximale de 3,19% est constatée. Cependant, la forme de la courbe provenant du modèle numérique diffère légèrement de la forme sinusoïdale à cause de la quantité réduite des boulons modélisés numériquement.

En général, le modèle analytique et celui avec éléments détachés donnent des températures proche l'un de l'autre. L'erreur maximale entre les deux est de 6,9%.

Le modèle avec boulons a permis de simuler le comportement thermique de l'assemblage de la façon la plus réaliste. La présence des boulons et des trous permet un refroidissement plus important. Plus il y a de boulons, plus la bride est refroidie. La présence des boulons introduit une certaine complexité dans la distribution de température dans la partie extérieure des brides.

En se basant sur les résultats de calcul des températures de chaque élément de l'assemblage, les déplacements et les rotations des éléments ont pu être obtenus. Les résultats analytiques ont été comparés à ceux qui ont été obtenus en utilisant le modèle avec éléments détachés.

Les déflexions des éléments de l'assemblage sont directement liées aux températures. En général, les températures obtenues par le modèle analytique sont en moyenne jusqu'à 7% plus élevées que celles obtenues par la méthode des éléments finis.

L'écart maximal entre les déplacements radiaux se trouve à la collerette de la chambre de distribution et est égal à 14,5%. Celui de la collerette de la calandre est de 7,2%.

De la même façon, la différence maximale entre les déplacements analytiques et numériques de l'anneau de la calandre est de 10%. Celle de l'anneau de la chambre de distribution est égale à 17,5%.

Une tendance générale a été remarquée : la différence entre les résultats analytiques et numériques est plus élevée pour les éléments de la bride adjoints à la chambre de distribution. En effet, l'erreur du calcul de déplacement de la collerette adjointe à la chambre de distribution est 7% plus élevée que celle pour la collerette de la calandre. De la même façon, le déplacement de l'anneau de la bride de la chambre de distribution est 7% plus élevé que celui de l'anneau de la bride de la calandre.

Il faut noter que la température du fluide dans la chambre de distribution est entre 13.8 à 27.3% plus élevée que celle du fluide dans la calandre. C'est-à-dire que les surfaces internes (des éléments de l'assemblage adjoints à la chambre de distribution) sont soumises à une température plus élevée. Cet écart de températures des fluides a été considéré comme la cause de la grande différence des déplacements analytiques et numériques des éléments de l'assemblage adjoints à la chambre de distribution et à la calandre.

Les rotations des éléments de l'assemblage boulonné dues à la température ont aussi été calculées. En effet, les rotations dépendent principalement des valeurs de températures qui les provoquent mais aussi des efforts aux niveaux des jonctions entre les différents éléments. L'écart maximal entre les valeurs analytiques et numériques des rotations est de 6.5% pour la collerette de la chambre de distribution et 20% pour la collerette de la calandre.

Au cours de ce travail de recherche, il a été trouvé que le modèle avec éléments détachés donne suffisamment d'informations pour déterminer les déplacements et les rotations des éléments de l'assemblage boulonné. De plus, ce modèle est plus simple que celui avec les boulons. Le modèle avec boulons peut effectivement fournir plus de détails pour des études plus profondes, mais il exige un investissement de temps et d'espace mémoire plus important.

La méthode analytique élaborée dans cette recherche peut être utilisée en conjonction avec les études de Bouzid et al (1994-2003) portant sur la redistribution de la charge sur les boulons d'un assemblage boulonné. Les déflexions dues au gradient thermique

circonférentiel, dont la méthode de calcul a été développée dans le cadre de ce travail, peuvent servir comme données pour le calcul de la perte de charge dans la boulonnerie.

Un résumé des principaux résultats de cette recherche est présenté ci-dessous :

- Une adaptation de la méthode de Roetzel a été élaborée pour le calcul des températures des fluides dans un échangeur de chaleur à plusieurs passes. Cette méthode a permis d'estimer une distribution sinusoïdale de la température des fluides proches des parois internes de l'assemblage boulonné.
- Un modèle analytique de l'assemblage boulonné d'un échangeur de chaleur a été développé avec l'aide du programme MATLAB. Le modèle a permis d'estimer les températures, les déplacements et les rotations des éléments de l'assemblage boulonné. Ces résultats peuvent être utilisés dans le calcul de la redistribution de charge dans la boulonnerie.
- La validation du modèle analytique a été effectuée par comparaison avec une modélisation numérique par éléments finis plus précise. Deux modèles ont été élaborés : le modèle avec boulons et le modèle avec éléments de l'assemblage détachés.
- La comparaison entre les résultats de la méthode analytique et ceux qui ont été obtenus par la méthode des éléments finis a permis de développer les recommandations pour l'exploitation des échangeurs de chaleur à plusieurs passes.

Il est possible de prédire, à partir de ces constatations, une tendance générale dans la conception des échangeurs de chaleur pour les années à venir. L'industrie moderne requiert des échangeurs de chaleur plus efficaces, c'est-à-dire des appareils qui permettent une différence de la température logarithmique moyenne (LMTD) plus élevée. La concurrence accrue entre les compagnies industrielles et les exigences des environnementalistes forceront les concepteurs à améliorer ces appareils. Par conséquent, il faut s'attendre à ce que les gradients thermiques dans les brides des échangeurs soient de plus en plus importants. Et

pour s'assurer de l'étanchéité de ces appareils, il faudra prendre en considération le gradient thermique circonférentiel lors du serrage initial.

## RECOMMANDATIONS

La méthode de calcul de la distribution de température et des déflexions des éléments de l'assemblage boulonné a été développée au cours de ce travail de recherche. Elle peut être utilisée en conjonction avec la méthode de calcul de la redistribution des charges sur les boulons développée pour un assemblage boulonné avec charge axisymétrique par Bouzid et Nechache (1994-2003).

La validation du modèle analytique par des essais sur un ou plusieurs échangeurs de chaleur réels est souhaitable. Les mesures expérimentales pourraient valider davantage le modèle analytique développé.

Certaines améliorations peuvent être apportées afin d'améliorer le modèle analytique servant à déterminer la distribution de température des fluides à l'intérieur de l'échangeur de chaleur suivant le nombre de passes. En effet, la résistance thermique des tubes de l'échangeur de chaleur n'a pas été prise en considération dans les calculs. Le modèle ne prend pas en considération le changement de la température du fluide côté calandre selon la longueur de la calandre. Les données, pouvant aider à apprécier l'erreur introduite sont difficiles à évaluer.

De plus, le modèle de calcul des températures des fluides à l'intérieur de l'échangeur de chaleur a été élaboré pour le cas de régime permanent. Le régime transitoire pourrait faire l'objet d'une étude séparée puisque dans certains cas, cette étape est plus critique. En effet, pour diminuer les fuites lors des arrêts et les démarrages des procédures spéciales doivent être suivies pour contrer la perte de charge due aux gradients thermique en régime transitoire.

Le modèle analytique de calcul de la distribution des températures et des déflexions des éléments de l'assemblage boulonné peut aussi être amélioré. La modélisation de la plaque à tubes peut être grandement améliorée. La présence des tubes dans les trous doit être prise en considération et sa résistance dans la direction axiale peut être rajoutée,

Les modèle éléments fins peuvent être grandement améliorés en considérant :

- La modélisation de tout l'échangeur incluant les passes;
- La modélisation du caloporteur et du réfrigérant par des éléments fluides;
- La modélisation du nombre approprié de boulons.

## ANNEXE I

### DISTRIBUTION DES TEMPÉRATURES DANS L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR (MATLAB)

```
%Programme du calcul de la distribution des températures des fluides
% dans un échangeur de chaleur de grand diamètre à plusieurs passes

%Les paramètres des fluides et la géométrie de l'échangeur de chaleur
%Les paramètres des fluides et la géométrie de l'échangeur de chaleur
pi=3.1415;
g=9.81 ; %m/s^2
rov=1.8; %Densité de vapeur (kg/m^3)
rol=925; %Densité de liquide (kg/m^2)
x=0.7; %Fraction de vapeur
xp=0.9;
q=1.113E7; %Flux de chaleur, W/m^2
ilg=2259E3 ; %Chaleur latent d'évaporation, J/kg
kl=683.3E-3; %Conductivité de l'eau liquide, W/mK
mus=0.207E-3; %Viscosité de l'eau liquide, Ns/m^2
Cp=4.275E3; %Chaleur spécifique de l'eau, J/kgK
Pt=0.0254 ; %Distance entre les tubes, m(90deg.)
do=0.01905; %Diamètre extérieur de tube, m
ID=1.2954; %Diamètre intérieur de calandre, m
dg=1.323975 ; %Diamètre min de joint, m
Dg=1.349375; %Diamètre max de joint, m
OD=1.4827; %Diamètre extérieur de l'anneau, m
ts=0.0159; %Épaisseur des parois de calandre, m
Ds=ID+2*ts; %Diamètre extérieur du cylindre, m
Lb=0.4 ; %Espace entre les chicanes, m
ms=187.1; %Fluide de calandre, kg/s
L=6.096 ; %Longueur des tubes, m
rop=800; %Densité de produit (kg/m^3)
kp=0.457; %Conductivité de produit, W/mK
mup=450E-6; %Viscosité de produit, Ns/m^2
Cpp=2503.7; %Chaleur spécifique de produit, J/kgK
Nt1=370; % Nombre de tubes (passe 1)
Nt4=390; % Nombre de tubes (passe 2)
Nt2=380; % Nombre de tubes (passe 3)
Nt3=388; % Nombre de tubes (passe 4)
Nt=1528 ; % Nombre total de tubes
Sf=1.5; % Section de la partie submergée de
% la calandre, m^2
mt=250; % Fluide côté tubes, kg/s

Tsh=153 %Températures des fluides (entrée/sortie)
Tsc=121
Tth=211
Ttc=167
```

%.....

```

%*****
format compact
format short
As=(Pt-do)*ID*Lb/Pt ;           %Section de la calandre à travers
                                %laquelle le fluide passe,m^2
Gs=ms/As                       %Vitesse massique d'écoulement
                                %(calandre),kg/(s*m2)

Ws=ms*Cp                       %Taux de transfert de
                                %chaleur (calandre),W/K
De=(4*(Pt^2-pi*do^2/4))/(pi*do); %Diamètre hydraulique de calandre,m
Res=Gs*(1-x)*De/mus;          %Nombre de Reynolds pour liquide de
                                %la calandre (méthode de Kern)

Co=((1-x)/x)^0.8*(rov/rol)^0.5; %Numéro de la convection
qs=ms*Cp*(Tsh-Tsc)
qt=mt*Cp*(Tth-Ttc)
Bo=qs/(Ws*ilg)                 %Numéro d'ébullition
Pr=mus*Cp/kl                   %Numéro de Prandtl
hl=0.023*Res^(0.8)*Pr^(0.4)*kl/De %Coefficient de transfert de
                                %chaleur pour la condition «zéro de
                                %vapeur» (Dittus-Boelter).

Frl=Gs^2/(rol^2*ga*De);       %Numéro de Froude (effet de
                                %stratification)

%Constants C1-C5
C1=1.136;
C2=-0.9;
C3=667.2;
C4=0.7;
C5=0.3;
%Coefficient de transfert de chaleur pour ébullition avec 2 phases par
Kandlikar :
%htp=C1*(Co)^C2*(25*Frl)^C5*hl+C3*(Bo)^C4*Ffl*hl
%Ffl=1 pour l'eau. Après simplification,

htp=hl*(C1*(Co)^C2*(25*Frl)^C5+C3*(Bo)^C4)

% Coefficient de transfert de chaleur du fluide côté tubes pour ébullition
par Kandlikar (1991) pour les cas de flux verticale et horizontale avec 2
phases

%Côté tubes
%
Wt=mt*Cp

At=pi*Dt*L                     %Section d'un tube, m^2

A1=Nt1*At                       % Passe 1,m^2
A4=Nt4*At
A2=Nt2*At
A3=Nt3*At

```

```

G1=mt/A1; %Vitesse massique, kg/m^2s
G4=mt/A4;
G2=mt/A2;
G3=mt/A3;

u1=G1/rop ; %Vitesse (passe 1), m/s
u4=G4/rop ;
u2=G2/rop ;
u3=G3/rop ;

Re1=rop*u1*Dt/mup %Numéro de Reynolds ( Kern methode )
Re4=rop*u4*Dt/mup
Re2=rop*u2*Dt/mup
Re3=rop*u3*Dt/mup

%Numéro de convection
Cot=((1-xp)/xp)^0.8*(rov/rop)^0.5
Bot=qt/(Wt*ilgp) %Nombre d'ébullition

Prp=mup*Cpp/kp; %Numéro de Prandtl

Frp1=G1^2/(rop^2*ga*Dt);
Frp2=G2^2/(rop^2*ga*Dt);
Frp3=G3^2/(rop^2*ga*Dt);
Frp4=G4^2/(rop^2*ga*Dt);

h11=0.023*Re1^0.8*Prp^0.4*kl/Dt %Coefficient de transfert de chaleur
% (Dittus-Boelter), passe 1
h14=0.023*Re4^0.8*Prp^0.4*kl/Dt
h12=0.023*Re2^0.8*Prp^0.4*kl/Dt
h13=0.023*Re3^0.8*Prp^0.4*kl/Dt

Ffp=3.5

h1=h11*Ffp*(C1*(Cot)^C2*(25*Frp1)^C5+C3*(Bot)^C4)
h2=h12*Ffp*(C1*(Cot)^C2*(25*Frp2)^C5+C3*(Bot)^C4)
h3=h13*Ffp*(C1*(Cot)^C2*(25*Frp3)^C5+C3*(Bot)^C4)
h4=h14*Ffp*(C1*(Cot)^C2*(25*Frp4)^C5+C3*(Bot)^C4)
%.....
%Calcul du temps du passage du fluide à travers la calandre :

Vf=pi*ID*L %Volume de calandre,m^3
Vt=(pi*do^2/4)*L*Nt ; %Volume de tubes,m^3
Vs=Vf-Vt ; %Volume de liquide dans la calandre,m^3
masshell =Vs*rol ; %Masse de liquide dans la calandre,kg
Cs=masshell*Cp; %Capacité thermique de fluide dans la
%calandre, J/K
ts=Cs/Ws ; %Temps de la présence du fluide dans la
%calandre, s

%.....
% Calcul du temps de passage du fluide à travers les tubes :
massprod1=(pi*Dt*L*Nt1)*rop % Masse totale de liquide (passe 1),kg

```

```

massprod4=(pi*Dt*L*Nt4)*rop
massprod2=(pi*Dt*L*Nt2)*rop
massprod3=(pi*Dt*L*Nt3)*rop

Ct1=massprod1*Cpp           %Capacité thermique du fluide dans le passé 1, J/K
Ct4=massprod4*Cpp
Ct2=massprod2*Cpp
Ct3=massprod3*Cpp

tt1=Ct1/Wt                  %Temps de la présence du fluide dans les
                             %tubes de passe 1, s

tt4=Ct4/Wt
tt2=Ct2/Wt
tt3=Ct3/Wt
%*****
% Calcul des coefficients non-dimensionnels
Ao=pi*do*L*Nt;              %Surface externe des tubes, m^2
At1=pi*do*L*Nt1;           %Surface externe des tubes de passe 1,m^2
At2=pi*do*L*Nt2 ;
At3=pi*do*L*Nt3 ;
At4=pi*do*L*Nt4 ;

Us1=htp*At1/Ws              %(Roetzel, Xuan (1996))
Us2=htp*At2/Ws
Us3=htp*At3/Ws
Us4=htp*At4/Ws

Ut1=h1*A1/Wt
Ut4=h4*A4/Wt
Ut2=h2*A2/Wt
Ut3=h3*A3/Wt

Rs=Ws/Wt;

Rt1=tt1/ts                  %Residence time ratio (pass 1 )
Rt4=tt4/ts
Rt2=tt2/ts
Rt3=tt3/ts

Rcs1=Cs/Ct1                 %Ratio des temps de passage de deux fluides
                             %(passe 1) (côté calandre)
Rcs4=Cs/Ct4
Rcs2=Cs/Ct2
Rcs3=Cs/Ct3

Rct1=1/Rcs1                 %Côté tubes
Rct4=1/Rcs4
Rct2=1/Rcs2
Rct3=1/Rcs3

Alphas1=Us1/(1+Rct1);      %Côté calandre

```

```

Alphas2=Us2/(1+Rct2);
Alphas3=Us3/(1+Rct3);
Alphas4=Us4/(1+Rct4);

Alphat1=Ut1/(Rt1*(1+Rcs1)); %Côté tubes, passé 1
Alphat4=Ut4/(Rt4*(1+Rcs4));
Alphat2=Ut2/(Rt2*(1+Rcs2));
Alphat3=Ut3/(Rt3*(1+Rcs3));
%*****
%Matrices des coefficients
%*****
A=[-
Ut1*Alphas1/(Alphas1+Alphat1),0,0,0,Ut1*Alphas1/(Alphas1+Alphat1);0,Ut2*Alphas2/(Alphas2+Alphat2),0,0,-Ut2*Alphas2/(Alphas2+Alphat2);0,0,-
Ut3*Alphas3/(Alphas3+Alphat3),0,Ut3*Alphas3/(Alphas3+Alphat3);0,0,0,Ut4*Alphas4/(Alphas4+Alphat4),-
Ut4*Alphas4/(Alphas4+Alphat4);Us1*Alphat1/(Alphas1+Alphat1),Us2*Alphat2/(Alphas2+Alphat2),Us3*Alphat3/(Alphas3+Alphat3),Us4*Alphat4/(Alphas4+Alphat4),
-
[Us1*Alphat1/(Alphas1+Alphat1)+Us2*Alphat2/(Alphas2+Alphat2)+Us3*Alphat3/(Alphas3+Alphat3)+Us4*Alphat4/(Alphas4+Alphat4)]]
%*****
%Les valeurs et les vecteurs propres
[V,D]=eig(A) %Matrice des valeurs propres de A1

EV1=D(1,1);
EV2=D(2,2);
EV3=D(3,3);
EV4=D(4,4);
EV5=D(5,5);

VC1=V(:,1);
VC2=V(:,2);
VC3=V(:,3);
VC4=V(:,4);
VC5=V(:,5);
%*****
%Les expressions pour distribution des températures du fluide dans chaque
passe :

syms c1 c2 c3 c4 c5 c6 c7 c8 ;
%g=sym('0');
g=0;
%
Temp=c1*VC1*exp(EV1*g)+c2*VC2*exp(EV2*g)+c3*VC3*exp(EV3*g)+c4*VC4*exp(EV4*g)
+c5*VC5*exp(EV5*g);
%
Tubel=Temp(1,:); %Première passe
Tube2=Temp(2,:); %Deuxième passe
Tube3=Temp(3,:);
Tube4=Temp(4,:);
Shell=Temp(5,:);
digits(7)

```

```

Tubel=vpa(Tubel);
Tube2=vpa(Tube2);
Tube3=vpa(Tube3);
Tube4=vpa(Tube4);
Shell=vpa(Shell);
%
f=1
%
Temper=c1*VC1*exp(EV1*f)+c2*VC2*exp(EV2*f)+c3*VC3*exp(EV3*f)+c4*VC4*exp(EV4
*f)+c5*VC5*exp(EV5*f);
%
Tb1=Temper(1,:);           %Première passe de tubes
Tb2=Temper(2,:);           %Deuxième passe de tubes
Tb3=Temper(3,:);
Tb4=Temper(4,:);
S=Temper(5,:);
    digits(7)
Tb1=vpa(Tb1);
Tb2=vpa(Tb2);
Tb3=vpa(Tb3);
Tb4=vpa(Tb4);
S=vpa(S);

%Conditions:
%g=0;
cond1=Tubel-1;
cond2=Tube2-Tube3;
cond3=Shell-0;
%f=1;
cond4=Tb1-Tb2;
cond5=Tb3-Tb4;

cond1=vpa(cond1);
cond2=vpa(cond2);
cond3=vpa(cond3);
cond4=vpa(cond4);
cond5=vpa(cond5);
format short e;
[c1,c2,c3,c4,c5]=solve(cond1,cond2,cond3,cond4,cond5,c1,c2,c3,c4,c5)

z=0:0.1:1;
Pass_temperature=c1*VC1*exp(EV1*z)+c2*VC2*exp(EV2*z)+c3*VC3*exp(EV3*z)+c4*V
C4*exp(EV4*z)+c5*VC5*exp(EV5*z);

t1=Pass_temperature(1,:);           %Première passe de tubes
t2=Pass_temperature(2,:);           %Deuxième passe de tube
t3=Pass_temperature(3,:);
t4=Pass_temperature(4,:);
s=Pass_temperature(5,:);

```

```
plot(z,double(t1),'s-',z,double(t2),'*- ',z,double(t3),'d-',z,double(t4),'v-
')
grid on
box on
xlabel(' Longueur non dimensionnelle  de l'échangeur de chaleur')
ylabel('Température non dimensionnelle ')
legend('Température dans le passe 1','Température dans le passe
2','Température dans le passe 3','Température dans le passe 4')
title('Distribution des températures des fluides dans les tubes ')

% plot(double(s),z,'r:*')
% axis ij
% grid on
% box on
% xlabel('Température non dimensionnelle')
% ylabel('Hauteur de la section non dimensionnelle de l'échangeur de
chaleur')
% title('Température du fluide de calandre')
```

## ANNEXE 2

### TEMPÉRATURES ET INTERACTIONS ÉLASTIQUES DANS L'ASSEMBLAGE (MATLAB)

```
%Calcule des températures et des résistances thermiques des éléments de
l'assemblage boulonné.
%.....
% Pour faciliter les calculs, la plaque tubulaire a été présentée comme
% la plaque équivalente en forme de cylindre creux. Le rayon de trou
% central est équivalent à la somme des rayons de tous les trous de la
% plaque réelle.
%.....
% Entrée des données
%.....
Géométrie
%.....
pi=3.1415;
ts=0.0159; %Épaisseur des parois du cylindre, m
tc=0.0159; %Épaisseur des parois de la chambre de
% distribution, m
th=0.021; %Épaisseur max de la collerette, m
the=0.5*(th+ts) %Épaisseur équivalente de la collerette, m
tf=0.142875 ; %Épaisseur de la bride, m
tg=0.0016; %Épaisseur du joint d'étanchéité, m
tp=0.150; %Épaisseur de la plaque tubulaire, m
te=2*(tf-tg)+tp; %épaisseur équivalente de la partie intérieure de
%l'anneau de la bride
dg=1.323975 ; %Diamètre min du joint, m
Dg=1.349375; %Diamètre max du joint, m
OD=1.4827; %Diamètre extérieur de l'anneau de la bride, m
ID=1.2954; %Diamètre intérieur du cylindre et de la collerette
do=0.01905; %Diamètre extérieur d'une tube, m
Dt=0.0165; %Diamètre intérieur d'une tube, m
Ds=ID+2*ts; %Diam extérieur du cylindre, m
rpl=OD/2+0.005; %Rayon extérieur de la plaque tubulaire, m
b=rpl;
ri=ID/2; %Rayon intérieur du cylindre et de la collerette, m
ro=OD/2; %Rayon extérieur de l'anneau de la bride, m
rhe=ri+the ; %Rayon équivalent de la collerette, m
re=ID/2+th; %Le rayon extérieur de la collerette, m
G=0.5*(dg+Dg); %Diamètre moyen du joint d'étanchéité, m
C=1.42875; %Diamètre de cercle des boulons, m
ls=.3; %Longueur du cylindre prise en considération pour les
%calculs, m
lc=.3; %Longueur de la chambre de distribution prise en
% considération pour les calculs, m
lh=0.03175; %Hauteur de la collerette, m
d=0.0254 %Diamètre du boulon nominal, m
%.....
%Valeurs thermiques :
```

```

kp= 47;           %Conductivité de la plaque tubulaire, W/m/deg.K
ks=47;           %Conductivité du cylindre, W/m/deg.K
kc=47;           %Conductivité de la chambre de distribution,
%               W/m/deg.K
kh=47;           %Conductivité des collerettes, /m/deg.K
kr=47;           %Conductivité de l'anneau de la bride, W/m/deg.K (en
%               deg.C ,47)
k_air=0.05;      %Conductivité de l'aire à 20deg.C et pression
%               atmosphérique, W/m/K
kfl=0.457;       %Coefficient de conductivité du fluide, W/m/K (Sarit
%               K. Das, Process Heat Transfer)
Nt=1528;         %Quantité des tubes dans la plaque tubulaire
Nu=3.64;         %Nombre de Nusselt (S.Kakaç, Heat % Exchangers:
%               Selection, Rating and Thermal Design)
Tsp=172.333;     %Température du fluide dans le centre de la plaque
%               fictif, deg.K
%               {(cette température est obtenue après calculs
%               de la distribution des températures dans
%               l'échangeur)}.

To=20;           %Température de l'air ambiant, deg.K
hcb=2400.85;     %Coefficient de convection
%               à l'interface de boulon - bride, W/m^2/deg.K
hfb=70.47;       %Coefficient de convection à l'interface
%               de bride -boulon, W/m^2/deg.K

alfaf=12.5E-6;   %Coefficient de dilatation thermique du matériau de
%               la bride,
alfas=12.5E-6;   %Coefficient de dilatation thermique du matériau du
%               cylindre,
alfac=12.5E-6;   %Coefficient de dilatation thermique du matériau de
%               la chambre de distribution,
vf=0.3;          %Coefficient de Poisson du matériau de la bride
vs=0.3;          %Coefficient de Poisson du matériau du cylindre
vc=0.3;          %Coefficient de Poisson du matériau de la chambre de
%               distribution
vg=0.3;          %Coefficient de Poisson du matériau du joint

%.....
%Résistance du fluide (air) sur les parois externes du cylindre

c=0.675;         %Les constantes pour calculs de
%               Numéro de Nusselt
n=0.058;         %sont pris de Sarit K.Das, Process
%               Heat Transfer

Ra=10000;        %Numéro de Raleigh
Nu_air=c*Ra^n    %Numéro de Nusselt pour la convection
%               naturelle (l'air) (Sarit K.Das,
%               Process Heat Transfer)
hos=24.03

```

```

%Coefficient de transfert de chaleur
%par convection de l'air à 20deg.C à
%la surface externe du cylindre
Rso=1/(2*pi*(ri+ts)*hoc*ls);
%.....
%Résistance du fluide (air) sur les parois externes de la chambre de
%distribution :
hoc=hoc;

%Coefficient de transfert de chaleur
%par convection du fluide (l'air à
%20deg.C)
%à la surface externe de la chambre
%de distribution

Rco=1/(2*pi*(ri+ts)*hoc*lc);
%.....
%Calcule de rayon intérieur de la plaque tubulaire équivalente (fictif)
Rt=Dt/2;
Atot=Nt*pi*(Rt*Rt); %L'aire totale de tous les trous de la plaque
tubulaire
a=sqrt(Atot/pi) %Rayon intérieur de trou fictif dans la plaque
tubulaire

%.....
% Résistance du fluide à la surface intérieur (rayon a) de la plaque
% tubulaire équivalente

hf=Nu*kfl/(2*a) %Coefficient de transfert de chaleur par
%convection
%du fluide au rayon interne de la plaque
%équivalente

Rpi=1/(2*pi*a*hf*tp)

%.....
%Résistance intérieur de la plaque tubulaire en direction radial
Rpl=log(b/a)/(2*pi*(b-a)*kp)

%.....
%Résistance du fluide à la surface intérieure du cylindre et de la
%collerette adjointe
his=120.17;

%Coefficient de transfert de chaleur par
%convection du fluide au niveau de rayon interne
%du cylindre

Rshi=1/(2*pi*ri*his*(ls+lh))
%.....
%Résistance du fluide à la surface intérieur de la chambre de distribution
et de la collerette adjointe
hic=his;

%Coefficient de transfert de chaleur par
%convection du fluide au niveau de rayon interne
%du cylindre

```

```

Rchi=1/(2*pi*ri*hic*(lc+lh))
%*****
%Résistance interne du cylindre
Rs=log((ri+ts)/ri)/(2*pi*ks*ls)
%*****
%Résistance thermique interne du matériau de la chambre de distribution
Rc=log((ri+ts)/ri)/(2*pi*kc*lc)
%*****
%Résistance du fluide (l'air) à la surface externe de la collerette de côté
du cylindre (calandre).

hah=Nu_air*k_air/(2*rhe) %Coefficient de transfert de chaleur
%par convection du fluide (l'air à 20deg.C)à la surface externe de la
%collerette

Rho=1/(2*pi*rhe*hah*lh)
%*****
%Résistance du fluide (l'air) à la surface externe de la collerette de côté
de la chambre de distribution.

hahc=Nu_air*k_air/(2*rhe) %Coefficient de transfert de chaleur
%par convection du fluide (l'air à 20deg.C) à la %surface externe de la
%collerette

Rhoc=1/(2*pi*rhe*hahc*lh)
%*****
%Résistance interne de la collerette de côté du cylindre (calandre)

Rh=lh/(2*pi*(re^2-ri^2)*kh)
%*****
%Résistance interne de la collerette de côté de la chambre de
%distribution:
Rhc=lh/(2*pi*((ri+th)^2-ri^2)*kh)
%*****
%Résistance du fluide à la surface interne de l'anneau de la bride de côté
%de calandre (cylindre):
hi=120.17; %Coefficient de transfert de chaleur
%par convection à la surface intérieur %de
l'anneau de la bride

Rfhs=1/(2*pi*ri*hi*tf)
%*****
%Résistance du fluide à la surface interne d'anneau de la bride du côté de
la chambre de distribution (épaisseur du joint est négligée):
Rfhc=1/(2*pi*ri*hi*tf)
%*****
%Résistance de la section interne de l'anneau de la bride (partie de la
%plaque tubulaire est incluse)
Rfi=log((ri+th)/ri)/(2*pi*kr*te)
%*****
%Calcule de la résistance thermique de partie extérieure de bride
%{ A. Nechache [2003]}.

```

```

%*****
ho=hos/kr;
rim=ri;
rom=ro;
rem=re;
%-----
per=pi/te;
i=1;
critere=1e-6;
toll=1e-3;
%-----
perl=per/2;
epsi=0.01*perl;
if ho<perl-epsi
    xi=perl-epsi/100;
else
    xi=perl;
end
k=0;

n=10;          % nombre de solution pour phi

phin(1:n)=0;
%-----
% Programme de calcul des phin par la méthode de NEWTON
%-----
for m=1:n
    perl=per/2;

    if ho<perl

        phin(m)=a_newton(xi,te,ho,toll,m);
    else
        phin(m)=a_newton1(xi,te,ho,toll,m);
    end
    xi=xi+per;
end
somme=0;
for m=1:n

    R1=rom*phin(m);
    [I0,I1,K0,K1]=modbessel_function(R1);
    Ioro = I0;
    Koro = K0;
    Ilro = I1;
    Klro = K1;

    R2=rem*phin(m);
    [I0,I1,K0,K1]=modbessel_function(R2);
    Iore = I0;
    Kore = K0;
    Ilre = I1;
    Klre = K1;
end

```

```

    phiren=phin(m)*(Ilre*(phin(m)*Klro-ho*Koro)-
Klre*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro));
    phiren=Iore*(phin(m)*Klro-ho*Koro)+Kore*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);
    inphirero=((rom/phin(m))*Ilro-(rem/phin(m))*Ilre)*(phin(m)*Klro-
ho*Koro)-((rom/phin(m))*Klro-(rem/phin(m))*Klre)*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);

res=(phin(m)*cos(phin(m)*te/2)+ho*sin(phin(m)*te/2))/phin(m)*(ho*cos(phin(m)
)*te)-ho-phin(m)*sin(phin(m)*te))*phiren;
    res=res/((phin(m)^2+ho^2)*te+2*ho)/phiren;
    somme=somme+res;
    betanew=2*kr*somme;

end

%Calcul de la résistance thermique de partie extérieure de bride
Rfo=te/(2*pi*re*betanew)

%Fin du programme de Nechache
%
%.....
%Matrice générale du flux de chaleur dans les éléments de la bride
boulonnée.
%.....
A1=1/(Rs+Rso)+1/Rh+1/Rshi
A2=0
A3=-1/Rh
A4=0
A5=1/(Rc+Rco)+1/Rhc+1/Rchi
A6=-1/Rh
A7=-1/Rh
A8=-1/Rhc
A9=1/Rfhs+1/Rfhc+1/Rh+1/Rhc+1/(Rpi+Rpl)+1/(Rfi+Rfo)+1/Rho+1/Rhoc
A=[A1,A2,A3;A4,A5,A6;A7,A8,A9]
%.....
%La position sur la circonférence de la bride
%(le demi-cercle de la bride est divisé en 39 morceaux,
% par quantité des boulonnes).

theta=-90:180/38:90

%.....
%L'équation de distribution des températures du fluide à la surface
intérieure de la chambre de distribution
Tinc=22.0266579*sin(0.018*theta) + 187.3333333
%.....
%L'équation de distribution de température du fluide à la surface
intérieure du cylindre
Tins=9.436420489*sin(0.018*theta) + 154.0833333
%.....
B1=Tins/Rshi+To/(Rs+Rso)
B2=Tinc/Rchi+To/(Rc+Rco)
B3=Tsp/(Rpi+Rpl)+Tins/Rfhs+Tinc/Rfhc+To/(Rfi+Rfo)+To/Rho+To/Rhoc

```

```

B=[B1;B2;B3]
%*****
%Calcule des températures des parois internes du cylindre Tsi, de la
chambre de distribution Tci et de la bride Tfi
T=inv(A)*B
Tintern=[Tins;Tinc]
Tsi=T(1,:)
Tci=T(2,:)
Tfi=T(3,:)
[theta;Tsi;Tci;Tfi];
plot(theta,Tins,theta,Tinc,theta,T)
grid on
box on
xlabel('Angle de rotation, theta')
ylabel('Température, K')
legend('Tins-température à l'intérieure du cylindre','Tinc- à l'intérieur
de la chambre de distribution','Tsi- des parois internes du cylindre','Tci-
des parois internes de la chambre de distribution','Tfi- des parois
internes de l'anneau')
%*****
xs=0:(ls+lh)/3:(ls+lh)
Xs=[xs/(ls+lh)]';
Tfsi_matrix=[Tfi;Tfi;Tfi;Tfi];
MX=Xs*(Tsi-Tfi);
Tsyl_intern=Tfsi_matrix+MX;
Shell_intern_surf_temp_along_of_wall_and_in_function_of_theta=[theta;Tsyl_i
ntern]

xc=0:(lc+lh)/3:(lc+lh)
Xc=[xc/(lc+lh)]';
Tfci_matrix=[Tfi;Tfi;Tfi;Tfi];
MX=Xc*(Tci-Tfi);
Tcov_intern=Tfci_matrix+MX;
Channel_intern_surf_temp_along_of_wall_and_in_function_of_theta=[theta;Tcov
_intern]

%*****
%Épaisseur équivalent de l'anneau de la bride
per=pi/te;
i=1;
critere=1e-6;
tol=1e-3;
toll=tol;
%hfb=1/(2/hos+0.06); %Coefficient de convection approximatif entre
%la bride et le boulon dans la région du trou
%du boulon, (W/m^2/deg. C)

ho=hos/kr;
%*****
perl=per/2;
epsi=0.01*perl;
if ho<perl-epsi
    xi=perl-epsi/100;
else
    xi=perl;
end

```

```

k=0;

n=10 ;% nombre de solution pour phi

phin(1:n)=0;

%
%*****
% Basé sur la méthode de calcul des phin par la méthode de NEWTON
% (Nechache, 2003).
%
%*****
for m=1:n
    perl=per/2;

    if ho<perl

        phin(m)=a_newton(xi,te,ho,toll,m);
    else
        phin(m)=a_newtonl(xi,te,ho,toll,m);
    end
    xi=xi+per;
end

somme=0;
som2=0;

for m=1:n

    R1=ro*phin(m);
    [I0,I1,K0,K1]=modbessel_function(R1);
    Ioro = I0;
    Koro = K0;
    Ilro = I1;
    Klro = K1;

    R2=re*phin(m);
    [I0,I1,K0,K1]=modbessel_function(R2);
    Iore = I0;
    Kore = K0;
    Ilre = I1;
    Klre = K1;

    phiren=phin(m)*(Ilre*(phin(m)*Klro-ho*Koro)-
    Klre*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro));
    phiren=Iore*(phin(m)*Klro-ho*Koro)+Kore*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);
    inphirero=((ro/phin(m))*Ilro-(re/phin(m))*Ilre)*(phin(m)*Klro-ho*Koro)-
    ((ro/phin(m))*Klro-(re/phin(m))*Klre)*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);

```

```

res=(phin(m)*cos(phin(m)*te/2)+ho*sin(phin(m)*te/2))/phin(m)*(ho*cos(phin(m)
)*te)-ho-phin(m)*sin(phin(m)*te))*phiren;
res=res/((phin(m)^2+ho^2)*te+2*ho)/phiren;
somme=somme+res;
betanew=2*kr*somme;

som2=som2+(((phin(m)*cos(phin(m)*te/2)+ho*sin(phin(m)*te/2))/phin(m)*(ho*cos
(phin(m)*te)-ho-
phin(m)*sin(phin(m)*te)))*inphirero)/(((phin(m)^2+ho^2)*te+2*ho)*phiren);

end

%.....
beta=betanew;
%.....
%Résistance des boulonnes
%.....
ln=0.0254;          %L'épaisseur de l'écrou, m
ll=te;
phib=0.0254;       %Diamètre nominal de boulon, m
phind=1.5*phib;    %Diamètre de l'écrou, m
tfm=te;
%hfb=1/(2/hos+0.06); %Conversion en unités impériales
%
Rab=1/(hcb*pi/4*(phind^2-phib^2))
Rbb=1/(hfb*pi*phib^2*tfm)
Rcb=1/(hos*pi*phib*(d+ll))
Rdb=1/(hos*pi*(phind^2*ln+0.5*phib^2))
%
%.....
%Résistance de l'anneau de la bride
raf=1/(2*pi*ri*hi);
rbf=log(re/ri)/(2*pi*kr);
rcf=1/(2*pi*re*beta);

% L'anneau de la bride (température sur le rayon intérieur de la partie
% extérieure de la bride)
Tfh=To+((Tfi-To)*rcf/(rbf+rcf))
%
%.....

rad1=ri
rad2=G/2
rad3=C/2
rad4=ro;
%
intrire=1/2*re^2*(Tfh-To+(Tfi-Tfh)*(log(re/re)+1/2)/log(re/ri))-
1/2*ri^2*(Tfh-To+(Tfi-Tfh)*(log(re/ri)+1/2)/log(re/ri));
intrero=1/2*To*(ro^2-re^2)-2*(Tfh-To)*som2;

%Températures dans l'anneau
j=1:39;

```

```

theta(j)=-90:180/38:90;
somlg=0;
somlc=0;
somlo=0;

som3g=0;
som3c=0;
som3o=0;

% for r<=re (ri et re);
intriri=(1/2*ri^2)*(Tfh-To+(Tfi-Tfh)*(log(re/ri)+1/2)/log(re/ri))-
(1/2)*(ri^2)*(Tfh-To+(Tfi-Tfh)*(log(re/ri)+1/2)/log(re/ri));
intre=(1/2*re^2)*(Tfh-To+(Tfi-Tfh)*(log(re/re)+1/2)/log(re/ri))-
(1/2)*(ri^2)*(Tfh-To+(Tfi-Tfh)*(log(re/ri)+1/2)/log(re/ri));
tfri=Tfh+(Tfi-Tfh)*(log(re/ri)/log(re/ri))
tfre=Tfh+(Tfi-Tfh)*(log(re/re)/log(re/ri))
ufri=(alfaf/ri)*(((1+vf)*intriri)+(((1-
vf)*(ri^2)))+(1+vf)*ri^2)/(ro^2-ri^2))* (intrire+intrero)); %Déplacement
ufre=(alfaf/re)*(((1+vf)*intre)+(((1-vf)*(re^2)))+(1+vf)*ri^2)/(ro^2-
ri^2))* (intrire+intrero)); %Déplacement

%for r>=re (G,C,ro)
for m=1:n

RG=(G/2)*phin(m);
[I0,I1,K0,K1]=modbessel_function(RG);
Iog = I0;
Kog = K0;
Ilg = I1;
Klg = K1;

RC=(C/2)*phin(m);
[I0,I1,K0,K1]=modbessel_function(RC);
Ioc = I0;
Koc = K0;
Ilc = I1;
Klc = K1;

R2=ro*phin(m);
[I0,I1,K0,K1]=modbessel_function(R2);
Ioro = I0;
Koro = K0;
Ilro = I1;
Klro = K1;

R3=re*phin(m);
[I0,I1,K0,K1]=modbessel_function(R3);
Iore = I0;
Kore = K0;
Ilre = I1;
Klre = K1;

```

```

phirng=log*(phin(m)*Klro-ho*Koro)+Kog*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);
phirnc=loc*(phin(m)*Klro-ho*Koro)+Koc*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);
phirno=Ioro*(phin(m)*Klro-ho*Koro)+Koro*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);

inphirerg=((G/2)/phin(m))*Ilg-(re/phin(m))*Ilre)*(phin(m)*Klro-
ho*Koro)-(((G/2)/phin(m))*Klg-(re/phin(m))*Klre)*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);
inphirerc=((C/2)/phin(m))*Ilc-(re/phin(m))*Ilre)*(phin(m)*Klro-
ho*Koro)-(((C/2)/phin(m))*Klc-(re/phin(m))*Klre)*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);
inphirero=((ro)/phin(m))*Ilro-(re/phin(m))*Ilre)*(phin(m)*Klro-
ho*Koro)-(((ro)/phin(m))*Klro-(re/phin(m))*Klre)*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);

phiren=Iore*(phin(m)*Klro-ho*Koro)+Kore*(phin(m)*Ilro+ho*Ioro);

somlg=somlg+(((phin(m)*cos(phin(m)*te/2)+ho*sin(phin(m)*te/2))/phin(m)*(ho*
cos(phin(m)*te)-ho-
phin(m)*sin(phin(m)*te)))*phirng)/(((phin(m)^2+ho^2)*te+2*ho)*phiren);
somlc=somlc+(((phin(m)*cos(phin(m)*te/2)+ho*sin(phin(m)*te/2))/phin(m)*(ho*
cos(phin(m)*te)-ho-
phin(m)*sin(phin(m)*te)))*phirnc)/(((phin(m)^2+ho^2)*te+2*ho)*phiren);
somlo=somlo+(((phin(m)*cos(phin(m)*te/2)+ho*sin(phin(m)*te/2))/phin(m)*(ho*
cos(phin(m)*te)-ho-
phin(m)*sin(phin(m)*te)))*phirno)/(((phin(m)^2+ho^2)*te+2*ho)*phiren);

som3g=som3g+(((phin(m)*cos(phin(m)*te/2)+ho*sin(phin(m)*te/2))/phin(m)*(ho*
cos(phin(m)*te)-ho-
phin(m)*sin(phin(m)*te)))*inphirerg)/(((phin(m)^2+ho^2)*te+2*ho)*phiren);
som3c=som3c+(((phin(m)*cos(phin(m)*te/2)+ho*sin(phin(m)*te/2))/phin(m)*(ho*
cos(phin(m)*te)-ho-
phin(m)*sin(phin(m)*te)))*inphirerc)/(((phin(m)^2+ho^2)*te+2*ho)*phiren);
som3o=som3o+(((phin(m)*cos(phin(m)*te/2)+ho*sin(phin(m)*te/2))/phin(m)*(ho*
cos(phin(m)*te)-ho-
phin(m)*sin(phin(m)*te)))*inphirero)/(((phin(m)^2+ho^2)*te+2*ho)*phiren);
end

tfring=((1/2)*To*((G/2)^2-re^2))-2*(Tfh-To)*som3g;
tfrinc=((1/2)*To*((C/2)^2-re^2))-2*(Tfh-To)*som3c;
tfrino=((1/2)*To*((ro)^2-re^2))-2*(Tfh-To)*som3o;

tfrg=To-2*(Tfh-To)*somlg
tfrc=To-2*(Tfh-To)*somlc
tfro=To-2*(Tfh-To)*somlo

ufrg=(alfaf/(G/2))*((1+vf)*(intrire+tfring))+((1-
vf)*(G/2)^2+(1+vf)*ri^2)/(ro^2-ri^2))*((intrire+intrero))
ufrc=(alfaf/(C/2))*((1+vf)*(intrire+tfrinc))+((1-
vf)*(C/2)^2+(1+vf)*ri^2)/(ro^2-ri^2))*((intrire+intrero))

```

```

        ufro=(alfaf/(ro))*{(1+vf)*(intrire+tfrino)+((1-
vf)*(ro)^2+(1+vf)*ri^2)/(ro^2-ri^2)}*(intrire+intrero)}

% Températures dans les boulons:
coeff1=(1/Rcb+1/Rdb)
coeff2=1/Rab+1/Rbb
coeff3=(1/Rab+1/Rbb+1/Rcb+1/Rdb)
Tb=((1/Rab+1/Rbb)*tfr+((1/Rcb+1/Rdb)*To)/(1/Rab+1/Rbb+1/Rcb+1/Rdb);
Thermal_profile=[tfri;tfre;tfr;Tb;tfro]
%.....
% Graphiques des résultats
%.....
% plot(theta,Tb,'*',theta,tfr,'s')
% legend('Tb-temp.des boulons','tfr- température sur le rayon des boulons')
%.....
plot(theta,Tb,'r:d',theta,tfr,'- ',theta,Tfi,theta,Tfh,'-- ',theta,tfro,'-
.')
grid on
box on
xlabel('Position sur la circonférence de la bride,theta')
ylabel('Température, deg.Celsius')
legend('Tb-température des boulons','tfr- de l'anneau sur le rayon des
boulons','Tfi- de surface interne de l'anneau','Tfh- sur le rayon de
collerette','tfro- sur le rayon extérieur de la bride')
%
%.....
plot(theta,Tins,'d-',theta,Tinc,'v-',theta,Tfi,'- ')
grid on
box on
xlabel('Position sur la circonférence de la bride,theta')
ylabel('Température, deg.Celsius')
legend('Tins- du fluide de calandre','Tinc - du fluide du couvercle','Tfi-
moyenne des surfaces internes des anneaux')

plot(theta,tfr-Tb,'b:')
grid on
box on
xlabel('Position sur la circonférence de la bride, theta')
ylabel('Température, deg. C')
%.....
%Déplacements et rotations
%.....
%Cylindre (calandre)
ras=1/(2*pi*ri*hi);
rbs=(1/(2*pi*ks))*log((ri+ts)/ri);
rcs=1/(2*pi*(ri+ts)*hos);

Tso=To+(Tsi-To)*(rcs)/(rbs+rcs);
Tsif=To+(Tins-To)*(rbs+rcs)/(ras+rbs+rcs);
Tsof=To+(Tsif-To)*rcs/(rbs+rcs);
deltaTs=-(Tsof-Tsif+Tso-Tsi)/2;
Bs=(3*(1-vs^2)/ri^2/ts^2)^0.25;

rd_s=(1+vs)*alfas*deltaTs*(1/(2*Bb^2*ts))+alfas*ri*(Tso-To);

```

```

rot_s=- (1+vc)*alfas*deltaTs/(Bs*ts)+alfas*ri*(Tsof-Tso)/ls;

RDS=[rd_s*10^3;theta+90]' %Pour faire sortir les résultats en mm
plot(theta+90,rd_s*10^3,'d-')
grid on
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Déplacement radial de la calandre, mm')

plot(theta,(rot_s)*(180/pi),'d-')
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Rotation de la calandre, deg.')
grid on
%*****
%Chambre de distribution
rac=1/(2*pi*ri*hi);
rbc(1)=(1/(2*pi*ks))*log((ri+the)/ri);
rcc=1/(2*pi*(ri+the)*hos);
Tco=To+(Tci-To)*(rcc)/(rbc+rcc);
Tcif=To+(Tinc-To)*(rbc+rcc)/(rac+rbc+rcc);
Tcof=To+(Tcif-To)*rcc/(rbc+rcc);
deltaTc=- (Tcof-Tcif+Tco-Tci)/2;
Bc=(3*(1-vc^2)/ri^2/the^2)^0.25;
rd_c=(1+vc)*alfac*deltaTc/(2*Bc^2*the)+alfac*ri*(Tco-To);
rot_c=- (1+vc)*alfac*deltaTc/(Bc*the)+alfac*ri*(Tcof-Tco)/lc;

RDC=[rd_c*10^3;theta+90]'
plot(theta+90,rd_c*10^3,'r:v')
grid on
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Déplacement radial de la chambre de distribution , mm')

plot(theta,(rot_c)*(180/pi),'b:**')
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Rotation de la chambre de distribution, deg.')
grid on

plot(theta,rd_c-rd_s,'r:**')
grid on
box on
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Différence entre les déplacements, m')

plot(theta,rot_c-rot_s,'b:**')
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('La différence entre les rotations ,rad')
title('La différence entre les rotations de la chambre de distribution et
de calandre')
grid on
% %
%*****
%Collerette de côté de cylindre
deltaThst=Tsi-Tso;

```

```

    rhs=(ri+re)/2;
    Bhs=(3*(1-vf^2)/ri^2/(ts)^2)^0.25;
    rd_hst=(1+vf)*alfaf*deltaThst*exp(-Bhs*lh)*(cos(Bhs*lh)-
sin(Bhs*lh))/(2*Bhs^2*ts)+alfaf*ri*(Tso-To); % (for h used lh)

rd_Temp(1,2)=(1+vf(1))*alfaf(1)*deltaTh/(2*Bh(1)^2*g0(1))+alfaf(1)*ri(1)*(T
so(1)-ta);
    rot_hst=-(1+vf)*alfaf*deltaThst*exp(-
Bhs*lh)*cos(Bhs*lh)/(Bhs*ts)+alfaf*ri*(Tso-Tfh)/lh;

rot_Temp(1,2)=(1+vf(1))*alfaf(1)*deltaTh/(Bh(1)*g0(1))+alfaf(1)*ri(1)*(Tso(
1)-Tfh)/h(1);
    deltaThsb=Tfi-Tfh;
    rd_hsb=(1+vf)*alfaf*deltaThsb/(2*Bhs^2*the)+alfaf*rhs*(Tfh-To);
    rot_hsb=-(1+vf)*alfaf*deltaThsb/(Bhs*the)+alfaf*rhs*(Tso-Tfh)/lh;

SH=[rd_hst*10^3;rd_hsb*10^3;theta+90]';
%Pour faire sortir les résultats en mm

plot(theta+90,rd_hst*10^3,'- ',theta+90,rd_hsb*10^3,'v-')
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Déplacement de la collerette de calandre ,mm')
legend('Déplacement de côté de calandre','Déplacement de côté de l'anneau')
grid on

plot(theta+90,(rot_hst)*(180/pi),'s:r',theta+90,(rot_hsb)*(180/pi),'v:b')
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Rotation de collerette de calandre, deg.')
legend('Rotation de côté de calandre','Rotation de côté de l'anneau')
grid on

plot(theta,rd_hst-rd_hsb,'b:*)
xlabel('Position sur la circonférence, theta')
ylabel('Différence des déplacements ,m')
%title('Différence entre les déplacements de deux côtés de la collerette
adjointe au calandre')
grid on

plot(theta,(rot_hsb-rot_hst)*(180/pi),'b:*)
xlabel('Position sur la circonférence, theta')
ylabel('Différence des rotations, deg.')
%title('Différence entre les rotations de deux côtés de la collerette
adjointe au calandre')
grid on
% *****
%Collerette de côté de la chambre de distribution
deltaThct=Tci-Tco;
rhc=(ri+re)/2;
Bhc=(3*(1-vf^2)/ri^2/(tc)^2)^0.25;
rd_hct=(1+vf)*alfaf*deltaThct*exp(-Bhc*lh)*(cos(Bhc*lh)-
sin(Bhc*lh))/(2*Bhc^2*tc)+alfaf*ri*(Tco-To);
rot_hct=-(1+vf)*alfaf*deltaThct*exp(-
Bhc*lh)*cos(Bhc*lh)/(Bhc*ts)+alfaf*ri*(Tco-Tfh)/lh;

```

```

deltaThcb=Tfi-Tfh;
rd_hcb=(1+vf)*alfaf*deltaThcb/(2*Bhc^2*the)+alfaf*rhc*(Tfh-To);
rot_hcb=-(1+vf)*alfaf*deltaThcb/(Bhc*the)+alfaf*rhc*(Iso-Tfh)/lh;

CR=[rd_hct*10^3;rd_hcb*10^3;theta+90]';

plot(theta+90,rd_hct*10^3,'d-',theta+90,rd_hcb*10^3,'v-')
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Déplacement radial de la collerette de la chambre de distribution, mm')
%title('Déplacement de la collerette adjointe à la chambre de distribution')
legend('Déplacement de côté de la chambre de distribution','Déplacement de côté de l'anneau')
grid on

plot(theta+90,(rot_hct)*(180/pi),'d:r',theta+90,(rot_hcb)*(180/pi),'v:b')
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Rotation de collerette de la chambre de distribution, deg.')
%title('Rotation de la collerette adjointe à la chambre de distribution')
legend('Rotation de côté de la chambre de distribution','Rotation de côté de l'anneau')
grid on

plot(theta,(rd_hct-rd_hcb),'*-')
xlabel('Position sur la circonférence, theta')
ylabel('Différence des déplacements ,m')
%title('Différence entre les déplacements de deux côtés de la collerette adjointe à la chambre de distribution')
grid on

plot(theta,(rot_hct-rot_hcb)*(180/pi),'*-')
xlabel('Position sur la circonférence, theta')
ylabel('Différence des rotations ,deg.')
%title('Différence entre les rotations de deux côtés de la collerette adjointe à la chambre de distribution')
grid on
%.....
%L'anneau de calandre
rd_fs=ufri;
logrr=1/(2*log(ro/ri))-log(ro/(C/2))/log(ro/ri)-ri^2/(ro^2-ri^2);
adfb1=alfaf*tf*(tfrc-To)-alfaf*vf*tf*(tfri-tfro)/(1-vf)*logrr;
logrr=1/(2*log(ro/ri))-log(ro/(G/2))/log(ro/ri)-ri^2/(ro^2-ri^2);
ad_fs=alfaf*tf*(tfrg-To)-alfaf*vf*tf*(tfri-tfro)/(1-vf)*logrr;
rot_fs=(ad_fs-adfb1)/(C-G);

SROT=[rot_fs*(180/pi);theta+90]';
CR=[rd_fs*10^3;theta+90]';
plot(theta+90,rd_fs*10^3,'d-')
xlabel('Position sur la circonférence, theta')
ylabel('Déplacement radial de calandre, mm')
%title('Déplacement radiale de l'anneau de calandre')
grid on

```

```

plot(theta+90,ad_fs*10^3,'s-')
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Déplacement axial de l`anneau de la calandre, mm')
%title('Déplacement axiale de l`anneau de la calandre')
grid on

plot(theta+90,(rot_fs)*(180/pi),'*-')
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Rotation de l`anneau de calandre, deg.')
%title('Rotation de l`anneau de la bride adjoint à la calandre')
grid on
%.....
%L`anneau de la chambre de distribution
rd_fc=ufri;
adfb2=alfaf*tf*(tfrc-To)-alfaf*vf*tf*(tfri-tfro)/(1-vf)*logrr;
ad_fc=alfaf*tf*(tfrc-To)-alfaf*vf*tf*(tfri-tfro)/(1-vf)*logrr;
rot_fc=(ad_fc-adfb2)/(C-G);

CROT=[rot_fc*(180/pi); theta+90]'
CHR=[rd_fc*10^3;theta+90]'

plot(theta+90,rd_fc*10^3,'d-')
xlabel('Position sur la circonférence, theta')
ylabel('Déplacement radial de l`anneau de la chambre de distribution, mm')
%title('Déplacement radiale de l`anneau de la bride adjointe à la chambre de distribution ')
grid on

plot(theta+90,ad_fc*10^3,'d-')
xlabel('Position sur la circonférence, theta')
ylabel('Déplacement axial de l`anneau de la chambre de distribution, mm')
%title('Déplacement axiale de l`anneau de la bride adjoint à la chambre de distribution ')
grid on

plot(theta+90,(rot_fc)*(180/pi),'d-')
xlabel('Position sur la circonférence, deg.')
ylabel('Rotation de l`anneau de la chambre de distribution, deg.')
%title('Rotation de l`anneau de la bride adjoint à la chambre de distribution ')
grid on

plot(theta,rd_fs-rd_fc,'d-')
xlabel('Position sur la circonférence, theta')
ylabel('Différence des déplacements radiaux, m')
grid on
%title('Différence des déplacements radiaux de deux anneaux ')

plot(theta,ad_fs-ad_fc,'*-')
xlabel('Position sur la circonférence, theta')
ylabel('Différence des déplacements axiaux, m')
%title('Différence des déplacements axiaux de deux anneaux ')
grid on

```

```
plot(theta,(rot_fs-rot_fc)*(180/pi),'d-')
xlabel('Position sur la circonférence, theta')
ylabel('Différence des rotations,deg.')
%title('Différence des rotations de deux anneaux ')
grid on
```

```
.....
%Sortie des résultats sur l'écran
Cylind=[rd_s;rot_s]

Channel=[rd_c;rot_c]

Hub_shell=[rd_hst;rot_hst;rd_hsb;rot_hsb]

Hub_channel=[rd_hct;rot_hct;rd_hcb;rot_hcb]

Flange_shell=[rd_fs;ad_fs;rot_fs]

Flange_channel=[rd_fc;ad_fc;rot_fc]
```

### ANNEXE 3

#### MODÈLE AVEC ÉLÉMENTS DÉTACHÉS DE L'ASSEMBLAGE BOULONNÉ (ANSYS)

```
finish
/clear
/prep7
*afun,deg                !pour fonction trigo en degre

!parametres
!*****
pi=3.1415926535897932384626433832795
Ris=1295.4/2 $ ts=15.9 $ Ros=Ris+ts $ Hs=300      ! Coque cylindrique
Rbc=Ris+21 $ Rtc=Ros SHcon=31.75                 ! Collerette
Rfl=1482.7/2 $ Tfl=142.875                       ! Anneau de la bride
Tpl=150 $ Rpl=Rfl+5                               ! Plaque
a=496.4                ! Rayon du trou fictif dans la plaque équivalente

Tg=1.6 SRgi=1323.975/2 SRgo=1349.375/2          ! Joint d'étanchéité
Rbolt=25.4/2                                           ! Rayon du boulon
Rtrou=Rbolt+2                                           ! Rayon de trou du boulon
! Épaisseur de l'air entre le boulon et les parois intérieurs du trou
Tvide=Rtrou-Rbolt
Rnut=1.5*Rbolt                                           ! Rayon de noix
Tnut=25.4                                           ! Épaisseur de noix
Rb=1428.8/2                                           ! Rayon de cercle des boulons
tol=0.00001*Rfl
n=4                                                    ! Quantité des éléments à travers épaisseur
!*****
```

suprfin=10 \$ sfin=30\$ sgros=300 ! Paramètres de taille des éléments

! Matériau de la bride

uimp,1,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6

mp,kxx,1,0.047

ET,1,SOLID95

!Matériau des boulons

uimp,2,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,14e-6

mp,kxx,2,0.047

ET,1,SOLID95

!Matériau de la plaque tubulaire

uimp,3,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6

mp,kxx,3,0.047

ET,1,SOLID95

!Materiau du vide (l'air)

uimp,5,ex,nuxy,alpx,50,0.3,12.5e-12

mp,kxx,5,0.047

ET,1,SOLID95

! Matériau du joint d'étanchéité

uimp,4,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,11e-6

mp,kxx,4,0.037

ET,2,INTER194 !Élément du joint

!\* Define Initial Gap, Stable Stiffness, Stress Cap (Nechache, 2002)

!\*\*\*\*\*

delta0 = 0.00e-3

stiff0 = 0.0e7

```
scap = 1.0e-5  
tb,gasket,4,..,para  
tbdata, 1,delta0,stiff0,scap
```

```
!* Define Gasket Compression Curve
```

```
!*****
```

```
tb,gask,4,1,8,comp
```

```
! CMS LAMONS
```

```
!LOADING
```

```
tbpt,,0.0000, 0
```

```
tbpt,,0.0054, 1047
```

```
tbpt,,0.0095, 2500
```

```
tbpt,,0.0119, 4550
```

```
tbpt,,0.0137, 8061
```

```
tbpt,,0.0156, 13360
```

```
tbpt,,0.0180, 24732
```

```
tbpt,,0.0199, 40000
```

```
!*Define Gasket Non-Linear Unloading Curve
```

```
!*****
```

```
tb,gask,4,1,7,Nunl
```

```
!UNLOADING #0
```

```
tbpt,,0.0054, 1047
```

```
tbpt,,0.0050, 900
```

```
tbpt,,0.0045, 700
```

```
tbpt,,0.0040, 500
```

```
tbpt,,0.0033, 290
```

```
tbpt,,0.0026, 180
```

```
tbpt,,0.0019, 0
```

!UNLOADING #1

tb,gask,4,1,7,Nunl

tbpt,,0.0095, 2500

tbpt,,0.0094, 1500

tbpt,,0.0093, 1000

tbpt,,0.0088, 500

tbpt,,0.0082, 300

tbpt,,0.0075, 200

tbpt,,0.0055, 0

!UNLOADING #2

tb,gask,4,1,7,Nunl

tbpt,,0.01190, 4550

tbpt,,0.01144, 3000

tbpt,,0.01108, 2000

tbpt,,0.01039, 1000

tbpt,,0.00953, 500

tbpt,,0.0084634, 200

tbpt,,0.0070, 0

!UNLOADING #3

tb,gask,4,1,7,Nunl

tbpt,,0.0137, 8061

tbpt,,0.0134, 5000

tbpt,,0.0128, 3000

tbpt,,0.0125, 2000

tbpt,,0.0121, 1000

tbpt,,0.0114, 500

tbpt,,0.0090, 0

!UNLOADING #4

tb,gask,4,1,7,Nunl

tbpt,,0.01560, 13360

tbpt,,0.01526, 10000

tbpt,,0.01481, 6000

tbpt,,0.01410, 3200

tbpt,,0.01340, 1502

tbpt,,0.01270, 950

tbpt,,0.01150, 0

!UNLOADING #5

tb,gask,4,1,7,Nunl

tbpt,,0.0180, 24732

tbpt,,0.0171, 15000

tbpt,,0.0164, 8000

tbpt,,0.0157, 4000

tbpt,,0.0152, 2000

tbpt,,0.0147, 1074

tbpt,,0.0131, 0

!UNLOADING #6

tb,gask,4,1,7,Nunl

tbpt,,0.01990, 40000

tbpt,,0.01866, 20600

tbpt,,0.01788, 10000

tbpt,,0.01724, 5360

tbpt,,0.01687, 3000

tbpt,,0.01650, 1300

tbpt,,0.01462, 0

!\* List Gasket Material Model

!\*\*\*\*\*

tblist,gask,all

!tbplot,gask,4

!Fin de fragment du programme de Nechache

!\*\*\*\*\*

! Modélisation

!\*\*\*\*\*

k,1,0,0,0 \$ k,2,Ris,0,0 \$ k,3,Ros,0,0

! Calandre

k,4,Ros,Hs,0 \$ k,5,Ris,Hs,0

a,2,3,4,5

k,6,Ris,Hs,0 \$ k,7,Ros,Hs,0

k,8,Rbc,Hs+Hcon,0 \$ k,9,Ris,Hs+Hcon,0

! Colerette de la calandre

a,6,7,8,9

k,10,Ris,Hs+Hcon,0

! Anneau de la calandre

k,12,Rfl,Hs+Hcon,0

k,13,Rfl,Hs+Hcon+Tfl,0

k,16,Ris,Hs+Hcon+Tfl,0

a,10,12,13,16

k,17,Rgi,Hs+Hcon+Tfl,0 \$ k,18,Rgo,Hs+Hcon+Tfl,0

! Joint de la bride de la

calandre

k,19,Rgo,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0 \$ k,20,Rgi,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0

a,17,18,19,20

k,21,0,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0

! Plaque tubulaire

k,24,Rpl,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0

k,25,Rpl,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0

k,28,0,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0

a,21,24,25,28

! Joint de la bride de la chambre de distribution

k,29,Rgi,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0 S k,30,Rgo,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0

k,31,Rgo,Hs+Hcon+Tfl+2\*Tg+Tpl,0 S k,32,Rgi,Hs+Hcon+Tfl+2\*Tg+Tpl,0

a,29,30,31,32

k,33,Ris,Hs+Hcon+Tfl+2\*Tg+Tpl,0 !Anneau de la bride de la chambre de distribution

k,36,Rfl,Hs+Hcon+Tfl+2\*Tg+Tpl,0

k,37,Rfl,Hs+Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl,0

k,39,Ris,Hs+Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl,0

a,33,36,37,39

k,40,Ris,Hs+Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl,0 !Collerette de la chambre de distribution

k,41,Rbc,Hs+Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl,0

k,42,Ros,Hs+2\*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,0

k,43,Ris,Hs+2\*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,0

a,40,41,42,43

k,44,Ris,Hs+2\*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,0 ! Chambre de distribution

k,45,Ros,Hs+2\*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,0

k,46,Ros,2\*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,0

k,47,Ris,2\*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,0

a,44,45,46,47

k,48,0,2\*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,0

!\*\*\*\*\*

! Création des volumes \*

!\*\*\*\*\*

```

asel,none
nset,none
asel,s,area,,1
VROTAT,1,,,,,1,48,180      !Coque cylindrique (calandre) ( volume3 )
VADD,1,2
vsel,s,volu,,3
cm,shell,volu

vsel,none
asel,none
nset,none
asel,s,area,,2
VROTAT,2,,,,,1,48,180      !Collerette adjointe à la coque cylindrique (en bas, volume 4)
vadd,2,1
vsel,s,volu,,4
cm,shlhub,volu

vsel,none
asel,none
nset,none
asel,s,area,,3
VROTAT,3,,,,,1,48,180      !Anneau adjoint à la collerette de la coque cylindrique (en bas
!volume 5)
vadd,2,1
vsel,s,volu,,5
cm,shring,volu

vsel,none
asel,none

```

```

nset,none
aset,s,area,,4
VROTAT,4,,,,,1,48,180    !Joint (volume 6)
vadd,2,1
vsel,s,volu,,6
cm,sjoint,volu

vsel,none
aset,none
nset,none
aset,s,area,,5
VROTAT,5,,,,,1,48,180    !Plaque tubulaire (volume 7)
vadd,2,1
vsel,s,volu,,7

vsel,none
aset,none
nset,none
aset,s,area,,6
VROTAT,6,,,,,1,48,180    !Joint (volume 8)
VADD,1,2
vsel,s,volu,,8
cm,cjoint,volu

vsel,none
aset,none
nset,none
aset,s,area,,7
VROTAT,7,,,,,1,48,180    !Anneau adjoint à la collerette de la chambre de distribution
!(volume 9)

```

vadd,1,2  
 vsel,s,volu,,9  
 cm,cring,volu

vsel,none  
 asel,none  
 nsel,none  
 asel,s,area,,8

VROTAT,8,,,,,1,48,180 !Collerette de la chambre de distribution (volume 10)

vadd,1,2  
 vsel,s,volu,,10  
 cm,chub,volu

vsel,none  
 asel,none  
 nsel,none  
 asel,s,area,,9

VROTAT,9,,,,,1,48,180 !Chambre de distribution (volume 11)

vadd,2,1  
 vsel,s,volu,,11  
 cm,channel,volu  
 alls

vsel,none  
 asel,none

k,3000,0,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0 \$ k,3001,a,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0  
 k,3002,0,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0 \$ k,3003,a,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0  
 a,3000,3001,3003,3002 \$ cm,centr,area  
 VROTAT,centr,,,,,1,48,180 !volume cylindrique à enlever

vadd,1,2  
 cm,cyl,volu

vsel,all  
 asel,all  
 vsbv,all,cyl

vsel,none  
 asel,none  
 vsel,s,volu,,1 \$ cm,plate,volu  
 ALLS

!\*\*\*\*\*

! Diviser la circonférence avant appliquer la concaténation\*

!\*\*\*\*\*

!!anneau de couvercle

lesize,139,,,10 \$ lesize,140,,,10 !division de la circonférence

lesize,141,,,10 \$ lesize,142,,,10

lesize,131,,,10 \$ lesize,132,,,10 !division de la circonférence

lesize,133,,,10 \$ lesize,134,,,10

!!anneau de calandre

lesize,81,,,10 \$ lesize,82,,,10 !division de la circonférence

lesize,83,,,10 \$ lesize,84,,,10

lesize,73,,,10 \$ lesize,74,,,10 !division de la circonférence

lesize,75,,,10 \$ lesize,76,,,10

!plaque

lesize,187,,,10 \$ lesize,110,,,10 !division de la circonférence

lesize,188,,,10 \$ lesize,109,,,10

lesize,182,,,10 \$ lesize,105,,,10 !division de la circonférence

lesize,183,,,10 \$ lesize,104,,,10

!\*\*\*\*\*

! Concaténation\*

!\*\*\*\*\*

!calandre

accat,13,18 \$ accat,12,17

accat,10,15 \$ accat,11,16

! Chambre de distribution

accat,83,88 \$ accat,87,82

accat,85,75 \$ accat,81,86

!collerette de la chambre de distribution

accat,79,74 \$ accat,77,72

accat,78,73 \$ accat,76,66

!collerette de la calandre

accat,20,25 \$ accat,14,24

accat,21,26 \$ accat,22,27

!plaque

accat,95,91 \$ accat,47,51

accat,101,98 \$ accat,102,99

! anneau de calandre

accat,23,33 \$ accat,29,34

accat,31,36 \$ accat,35,30

!l'anneau de la chambre de distribution

accat,69,64 \$ accat,65,70

accat,67,57 \$ accat,63,68

!joint de la chambre de distribution

accat,59,54 \$ accat,55,60

accat,58,49 \$ accat,56,61

!joint de calandre

accat,39,44 \$ accat,38,43

accat,42,32 \$ accat,40,45

!\*\*\*\*\*

! Créer n éléments à travers les épaisseurs\*

!\*\*\*\*\*

!calandre

lesize,1,n \$ lesize,3,n

lesize,47,n \$ lesize,45,n

!couvercle

lesize,35,n \$ lesize,33,n

lesize,167,n \$ lesize,169,n

!l'anneau de couvercle

lesize,25,20 \$ lesize,27,20   !division horizontale

lesize,135,20 \$ lesize,137,20

lesize,26,20 \$ lesize,28,20   !division verticale

lesize,136,20 \$ lesize,138,20

! anneau de calandre                      !division horizontale

lesize,9,20 \$ lesize,11,20

lesize,77,20 \$ lesize,79,20

lesize,10,20 \$ lesize,12,20              !division verticale

lesize,78,20 \$ lesize,80,20

!plaque

lesize,189,20 \$ lesize,190,20          !division horizontale

lesize,193,20 \$ lesize,194,20

lesize,107,20 \$ lesize,185,20          !division verticale

lesize,176,20 \$ lesize,18,20

!jointe de la chambre de distribution

lesize,21,n \$ lesize,23,n

lesize,121,n \$ lesize,119,n

!jointe de la calandre

lesize,13,n \$ lesize,15,n

lesize,93,n \$ lesize,95,n

alls

!\*\*\*\*\*

!\* Maillage \*

!\*\*\*\*\*

mshkey,1

mshape,0,3d

```

et,1,solid226,11

vsel,all
!ksize,all,sfin
!KESIZE,21,sgros $ KESIZE,28,sgros
KESIZE,6,SUPRFIN $ KESIZE,9,SUPRFIN
KESIZE,40,SUPRFIN $ KESIZE,43,SUPRFIN
vmesh,all
vsel,none
vsel,all
!*****
! Nommer les régions d'intérêt*
!*****
csys,5
/com,*****
/com,Nommer les régions d'intérêt
/com,*****
vsel,none
nsel,none
nsel,s,loc,x,Rpl-1,Rpl
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2
cm,rad_ext_ring,node      ! Rayon extérieur de l'anneau

vsel,all
nsel,all
vsel,none
nsel,none
nsel,s,loc,x,Rb-3,Rb+3
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-5,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+5
cm,rad_bolts,node      ! Rayon des boulonnes

```

```

vsel,all
nset,all
vsel,none
nset,none
nset,s,loc,x,Rbc-3,Rbc+3
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-5,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+5
cm,rad_ext_hub,node      ! Rayon extérieur de la colerette

vsel,all
nset,all
vsel,none
nset,none
nset,s,loc,x,Rbc,Rbc+2
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+0.01,Hs+Hcon+5
cm,rad_ext_hub_shell,node  ! Rayon extérieur de la collerette de la calandre

vsel,all
nset,all
vsel,none
nset,none
nset,s,loc,x,Rbc,Rbc+2
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl+0.01,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl+5
cm,rad_ext_hub_channel,node !Rayon extérieur de la colerette de la chambre de distribution

vsel,all
nset,all
vsel,none
nset,none
nset,s,loc,x,Ris,Ris+0.01

```

```

nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl
cm,rad_inter_ring,node      ! Rayon intérieur de l'anneau

vsel,all
nset,all
vsel,none
nset,none
nset,s,loc,x,Ris,Ris+0.01
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl/2
cm,rad_inter_ring_shell,node ! Rayon intérieur de l'anneau de côté de la calandre

vsel,all
nset,all
vsel,none
nset,none
nset,s,loc,x,Ris,Ris+0.01
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tfl/2+Tpl
cm,rad_inter_ring_channel,node ! Rayon intérieur de l'anneau de côté de la chambre de
!distribution

vsel,all
nset,all
vsel,none
nset,none
nset,s,loc,x,Ris
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl+0.1
cm,channel_ring_plate_side,node !Anneau près de la chambre de distribution (côté de la
!plaque

vsel,all

```

```
nset,all
vset,none
nset,none
nset,s,loc,x,Ris
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl-0.1
cm,channel_ring_hub_side,node ! Anneau proche de la chambre de distribution (côté de la
!collerette
```

```
vset,all
nset,all
vset,none
nset,none
nset,s,loc,x,Ris
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+0.5
cm,shell_ring_hub_side,node ! Anneau proche de la calandre (côté de la collerette).
```

```
vset,all
nset,all
vset,none
nset,none
nset,s,loc,x,Ris
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl-0.1
cm,shell_ring_plate_side,node !Anneau proche de la calandre (côté de la plaque)
```

```
vset,all
nset,all
vset,none
```

```
nsel,none
nsel,s,loc,x,Ris
nsel,r,loc,z,Hs-0.01
cm,shell_near_hub,node !Calandre proche de la collerette

vsel,all
nsel,all
vsel,none
nsel,none
nsel,s,loc,x,Ris
nsel,r,loc,z,2*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl-20,2*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl-0.01
cm,channel_end,node !Chambre de distribution

vsel,all
nsel,all
vsel,none
nsel,none
nsel,s,loc,x,Ris
nsel,r,loc,z,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl+0.1
cm,channel_near_hub,node !Chambre de distribution proche de la collerette

vsel,all
nsel,all
vsel,none
nsel,none
nsel,s,loc,x,Ris
nsel,r,loc,z,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl-0.5
cm,channel_hub_near_channel,node ! Collerette de côté de la chambre de distribution

vsel,all
```

```
nsel,all
vsel,none
nsel,none
nsel,s,loc,x,Ris
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl+0.5
cm,channel_hub_near_ring,node ! Colerette de côté de la chambre de distribution
! près de l'anneau
```

```
vsel,all
nsel,all
vsel,none
nsel,none
nsel,s,loc,x,Ris
nsel,r,loc,z,Hs+0.5
cm,shell_hub_near_shell,node ! Colerette de côté de la calandre
```

```
vsel,all
nsel,all
vsel,none
nsel,none
nsel,s,loc,x,Ris
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon-0.5
cm,shell_hub_near_ring,node ! Colerette de côté de la calandre
!près de l'anneau
```

```
vsel,all
nsel,all
vsel,none
nsel,none
nsel,s,loc,x,Ris
```

```

nset,r,loc,z,0.01,20
cm,shell_end,node      ! Calandre

vsel,all
nset,all
vsel,none
nset,none
csys,5
nset,s,loc,x,Rfl
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl-0.1
cm,ring_shell_plate,node      !Anneau de côté de la calandre
!près de la plaque

!*****
! Interactions thermiques entre les joints, les anneaux et la plaque*
!*****

nset,none
esel,none
vsel,none

cmsel,s,plate,elem
cmsel,a,cring,elem
cmsel,s,cjoint,node
ceintf,,temp

cmsel,s,plate,elem
cmsel,a,shring,elem
cmsel,s,sjoint,node
ceintf,,temp
!*****

```

```

!Application des charges *
!ESEL,S,MAT,,4 $ NSLE ! Interaction thermique entre les noedes des joints et des brides
!CM,ngasket,NODE
!csys,5
!nsel,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl-0.1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+0.1
!nsel,a,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl-0.1,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl+0.1
!nsel,u,loc,x,0,Ris
!esln,s,0
!esel,u,mat,,4
!NSEL,NONE
!CMSEL,S,ngasket
!CEINTF,,TEMP
!cpintf,temp,0.1
ALLS
finish
!*****
/solu !module de la solution *
!*****
antype,static !type d'analyse
!NROPT,AUTO !Newton-Raphson auto - option

!*****
! Fixer les éléments d'assemblage *
!*****
csys,0
nsel,s,loc,z,0
d,all,uz,0
!*****
!Fixer la plaque
!*****

```

```

csys,5
nsl,s,loc,x,a,Rpl
nsl,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-0.01,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+0.01
d,all,ux,0
d,all,uy,0
d,all,uz,0

!*****
!Fixer la coque cylindrique
!*****
!csys,0
!nsl,s,loc,x,Ris,Ros
!nsl,r,loc,y,0,Hs
!d,all,uz,0

!csys,0
!nsl,s,loc,x,-Ris,-Ros
!nsl,r,loc,y,0,Hs
!d,all,uz,0

csys,0                                !Un point (à droite) est bloqué
ksl,s,kp,,5
nslk,s
d,all,ux,0

csys,5
nsl,s,loc,x,Ris-0.01,Ros+0.01
nsl,r,loc,z,Hs-0.01,Hs
d,all,uy,0

```

```
!*****
```

```
! Fixer la collerette
```

```
!*****
```

```
!csys,0
```

```
!nsel,s,loc,x,Ris,Rbc
```

```
!d,all,uz,0
```

```
!csys,0
```

```
!nsel,s,loc,x,-Ris,-Rbc
```

```
!nsel,r,loc,y,Hs,Hs+Hcon
```

```
!d,all,uz,0
```

```
csys,0
```

```
!Un point (à droite) est bloqué
```

```
ksel,s,kp,,9
```

```
nslk,s
```

```
d,all,ux,0
```

```
csys,5
```

```
nsel,s,loc,x,Ris-0.01,Rbc+0.01
```

```
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon-0.01,Hs+Hcon
```

```
d,all,uy,0
```

```
!*****
```

```
!Fixer l'anneau
```

```
!*****
```

```
!csys,0
```

```
!nsel,s,loc,x,Ris,Rfl
```

```
!nsel,r,loc,y,Hs+Hcon,Hs+Hcon+Tfl
```

```
!d,all,uz,0
```

```
!csys,0
```

```
!nsel,s,loc,x,-Ris,-Rfl
```

```
!nsel,r,loc,y,Hs+Hcon,Hs+Hcon+Tfl
```

```
!d,all,uz,0
```

```
csys,0          !Un point (à droite) est bloqué
```

```
ksel,s,kp,,16
```

```
nslk,s
```

```
d,all,ux,0
```

```
csys,5
```

```
nsel,s,loc,x,Ris-0.01,Rfl+0.01
```

```
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl-0.01,Hs+Hcon+Tfl
```

```
d,all,uy,0
```

```
!*****
```

```
! Fixer le joint
```

```
!*****
```

```
csys,5
```

```
nsel,s,loc,x,Rgi,Rgo
```

```
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+0.01,Hs+Hcon+Tfl+Tg-0.01
```

```
d,all,ux,0
```

```
d,all,uy,0
```

```
d,all,uz,0
```

```
!*****
```

```
!Fixer le joint
```

```

!*****
nset,s,loc,x,Rgi,Rgo
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl+0.01,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl-0.01
d,all,ux,0
d,all,uy,0
d,all,uz,0
!*****
!Fixer l'anneau
!*****
!csys,0
!nset,s,loc,x,Ris,Rfl
!nset,r,loc,y,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl+0.01,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl
!d,all,uz,0

!csys,0
!nset,s,loc,x,-Ris,-Rfl
!nset,r,loc,y,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl+0.01,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl
!d,all,uz,0

csys,0
kset,s,kp,,33
nslk,s
d,all,ux,0

csys,5
nset,s,loc,x,Ris-0.01,Rfl+0.01
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl+0.01
d,all,uy,0

!*****

```

```

!Fixer la collerette
!*****

!csys,0
!nsel,s,loc,x,Ris,Rbc
!nsel,r,loc,y,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl+0.01,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl-0.01
!d,all,uz,0

!csys,0
!nsel,s,loc,x,-Ris,-Rbc
!nsel,r,loc,y,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl+0.01,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl-0.01
!d,all,uz,0

csys,0
ksel,s,kp,,40
nslk,s
d,all,ux,0

csys,5
nsel,s,loc,x,Ris-0.01,Rbc+0.01
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl+0.01
d,all,uy,0

!*****
! Fixer la chambre de distribution
!*****

!csys,0
!nsel,s,loc,x,Ris,Ros
!nsel,r,loc,y,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl+0.01,2*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl
!d,all,uz,0

```

```
!csys,0
!nsel,s,loc,x,-Ris,-Ros
!nsel,r,loc,y,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl+0.01,2*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl
!d,all,uz,0
```

```
csys,0
ksel,s,kp,,44
nslk,s
d,all,ux,0
```

```
csys,5
nsel,s,loc,x,Ris-0.01,Ros+0.01
nsel,r,loc,z,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl+0.01
d,all,uy,0
alls
```

```
!*****
! Convection sur la plaque tubulaire*
!*****
```

```
nsel,s,loc,x,a
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl
eplot
```

```
!sf,all,conv,0.00012017,172.33
```

```
sf,all,conv,0.0000025,172.33
```

```
!*****
! Application des températures*
!*****
```

! Les conditions thermiques issues des résultats du programme (Matlab) modélisant la distribution des températures des fluides à l'intérieure de l'échangeur de chaleur

! Température des parois de la calandre.

!\*\*\*\*\*

csys,5

nsel,s,loc,x,Ris

nsel,r,loc,z,Hs+Hcon,Hs+Hcon+Tfl

\*GET,nn,NODE,,COUNT

\*DO,i,1,nn

j = NODE(ris,0,0)

teta = NY(j) \$ T=8.33\*SIN(teta-90) + 100.086 !Température de l'anneau de la calandre

D,j,TEMP,T

NSEL,U,NODE,,j

\*ENDDO

NSEL,ALL

csys,5

nsel,s,loc,x,Rgi

nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl,Hs+Hcon+Tfl+Tg

\*GET,nn,NODE,,COUNT

\*DO,i,1,nn

j = NODE(ris,0,0)

teta = NY(j) \$ T=8.33\*SIN(teta-90) + 100.086

D,j,TEMP,T

NSEL,U,NODE,,j

\*ENDDO

NSEL,ALL

nsel,s,loc,x,Ris

nsel,r,loc,z,0,Hs+Hcon

\*GET,nn,NODE,,COUNT

\*DO,i,1,nn

```

j = NODE(ris,0,0)
teta = NY(j) $ T=8.177*SIN(teta-90) + 114.274 !Température de la calandre à la
distance !xs=0.3317m de l'anneau
D,j,TEMP,T
NSEL,U,NODE,,j
*ENDDO
NSEL,ALL

!Température des parois de la chambre de distribution.
!*****
csys,5
nsl,s,loc,x,Ris
nsl,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,Hs+Hcon+2*Tfl+Tg+Tpl
*GET,nn,NODE,,COUNT
*DO,i,1,nn
j = NODE(ris,0,0)
teta = NY(j) $ T=8.33*SIN(teta-90) + 100.086 !Température de l'anneau de la
chambre de !distribution.
D,j,TEMP,T
NSEL,U,NODE,,j
*ENDDO
NSEL,ALL

csys,5
nsl,s,loc,x,Rgi
nsl,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl
*GET,nn,NODE,,COUNT
*DO,i,1,nn
j = NODE(ris,0,0)
teta = NY(j) $ T=8.33*SIN(teta-90) + 100.086
D,j,TEMP,T

```

```

NSEL,U,NODE,,j
*ENDDO
NSEL,ALL

nse1,s,loc,x,Ris
nse1,r,loc,z,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl,(Hs+Hcon+Tfl+Tg)*2+Tpl
*GET,nn,NODE,,COUNT
*DO,i,1,nn
j = NODE(ris,0,0)
teta = NY(j) $ T=12.72*SIN(teta-90) + 126.28 !Température de la chambre de
distribution
!à xc=0.3317m de l'anneau
D,j,TEMP,T
NSEL,U,NODE,,j
*ENDDO
NSEL,ALL
csys,5
nse1,s,loc,x,Ris
nse1,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl
*GET,nn,NODE,,COUNT
*DO,i,1,nn
j = NODE(ris,0,0)
teta = NY(j) $ T=8.33*SIN(teta-90) + 100.086 !Température de la plaque au rayon
Ris
D,j,TEMP,T
NSEL,U,NODE,,j
*ENDDO
NSEL,ALL

```

! Convection par l'air ambiant des surfaces externes

!\*\*\*\*\*

csys,5 !Convection par l'air ambiante (calandre et chambre de distribution)

nselect,s,loc,z,0,(Hs+Hcon+Tfl+Tg)\*2+Tpl

nselect,r,loc,x,Ros

eplot

sf,all,conv,0.00002403 ,20

csys,5 !Convection par l'air ambiante sur la bride (en bas)

nselect,s,loc,z,Hs+Hcon,Hs+Hcon+Tfl

nselect,r,loc,x,Rfl

eplot

sf,all,conv,0.00002403 ,20

csys,5 !Convection par l'air ambiante sur la bride (en haut)

nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+2\*Tg+Tpl,Hs+Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl

nselect,r,loc,x,Rfl

eplot

sf,all,conv,0.00002403 ,20

csys,5 !Convection par l'air ambiante (surface horizontale de la bride)

nselect,s,loc,z,Hs+Hcon

nselect,r,loc,x,Rbc,Rfl

eplot

sf,all,conv,0.00002403,20

csys,5 !Convection par l'air ambiante (surface horizontale de la bride)

nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl

nselect,r,loc,x,Rbc,Rfl

```

eplot
sf,all,conv,0.00002403,20

csys,5          !Convection par l'air ambiante de la surface verticale de la plaque
nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl
nselect,r,loc,x,Rpl
eplot
sf,all,conv,0.00002403 ,20

csys,5          !Convection par l'air ambiante (surface horizontale de la bride
!près du joint)
nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl
nselect,r,loc,x,Rgo,Rfl
eplot
sf,all,conv,0.00002403,20

csys,5          !Convection par l'air ambiante (surface horizontale de la bride près du
!joint)
nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl
nselect,r,loc,x,Rgo,Rfl
eplot
sf,all,conv,0.00002403,20

csys,5          !Convection par l'air ambiante de la surface verticale du joint de côté de la calandre
nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl,Hs+Hcon+Tfl+Tg
nselect,r,loc,x,Rgo
eplot
sf,all,conv,0.00002403 ,20

```

csys,5 !Convection par l'air ambiante de la surface verticale du joint de côté de la  
!chambre de distribution.

nsl,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,Hs+Hcon+Tfl+2\*Tg+Tpl

nsl,r,loc,x,Rgo

eplot

sf,all,conv,0.00002403 ,20

csys,5 !Convection par l'air ambiante de la surface horizontale de la plaque près du joint

nsl,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg

nsl,r,loc,x,Rgo,Rpl

eplot

sf,all,conv,0.00002403,20

csys,5 !Convection par l'air ambiante de la surface horizontale de la plaque près du joint

nsl,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl

nsl,r,loc,x,Rgo,Rpl

eplot

sf,all,conv,0.00002403,20

csys,5 !Convection par l'air ambiante de la surface externe de la collerette de côté de  
!calandre

nsl,s,loc,z,Hs,Hs+Hcon

nsl,r,loc,x,Rtc,Rbc

eplot

sf,all,conv,0.00002403 ,20

csys,5 !Convection par l'air ambiante de la surface externe de la collerette de côté de la  
!chambre de distribution.

nsl,s,loc,z,Hs+Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl,Hs+2\*Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl

nsl,r,loc,x,Rtc,Rbc

```

cplot
sf,all,conv,0.00002403 ,20

NSEL,ALL
ESEL,ALL
FLDATA1,SOLU,TEMP,1      ! Set solution option to thermal
nset,all $ esel,all
solve ! Solve model

!*****
! MODULE DE TRAITEMENT DES RÉSULTATS *
!*****

/POST1
set,last
/CLABEL,,1      ! LABEL CONTOUR LINES
/CONTOUR,,20    ! USE 20 CONTOUR LINES

/com,*****
/com,*****
/com,LES RÉSULTATS: TEMPÉRATURES, DÉPLACEMENTS,COORDONNAIES
/com,*****
/com,*****

/com,*****
/com,LA COLLERETTE DE LA CHAMBRE DE DISTRIBUTION
/com,*****
csys,5
nset,s,node,,channel_hub_near_channel
dsys,0
prnsol,temp

```

prnsol,u,x

prnsol,u,y

prnsol,u,z

dsys,5

nlist,...,coord,node,y

/com,\*\*\*\*\*

/com,LA COLLERETTE DE LA CHAMBRE DE DISTRIBUTION PRÈS DE L'ANNEAU

/com,\*\*\*\*\*

csys,5

nset,s,node,,channel\_hub\_near\_ring

dsys,0

prnsol,temp

prnsol,u,x

prnsol,u,y

prnsol,u,z

dsys,5

nlist,...,coord,node,y

/com,\*\*\*\*\*

/com,LA COLLERETTE DE LA CALANDRE PRÈS DE LA CALANDRE

/com,\*\*\*\*\*

csys,5

nset,s,node,,shell\_hub\_near\_shell

dsys,0

prnsol,temp

prnsol,u,x

prnsol,u,y

prnsol,u,z

dsys,5

```
nlist,...,coord,node,y
```

```
/com,*****
```

```
/com,LA COLLERETTE DE LA CALANDRE PRÈS DE L'ANNEAU
```

```
/com,*****
```

```
csys,5
```

```
nset,s,node,,shell_hub_near_ring
```

```
dsys,0
```

```
prmsol,temp
```

```
prmsol,u,x
```

```
prmsol,u,y
```

```
prmsol,u,z
```

```
dsys,5 !Déplacement radial de la collerette attachée à la bride de la calandre.
```

```
nlist,...,coord,node,y
```

```
/com,*****
```

```
/com,CALANDRE
```

```
/com,*****
```

```
csys,5
```

```
nset,s,node,,shell_end
```

```
dsys,0
```

```
prmsol,temp
```

```
prmsol,u,x
```

```
prmsol,u,y
```

```
prmsol,u,z
```

```
dsys,5
```

```
nlist,...,coord,node,y
```

```
/com,*****
```

```
/com,CALANDRE PRÈS DE LA COLLERETTE
```

```
/com,*****  
csys,5  
nset,s,node,,shell_near_hub  
dsys,0  
prnsol,temp  
prnsol,u,x  
prnsol,u,y  
prnsol,u,z  
dsys,5  
nlist,,,,coord,node,y
```

```
/com,*****  
/com, CHAMBRE DE DISTRIBUTION  
/com,*****  
csys,5  
nset,s,node,,channel_end  
dsys,0  
prnsol,temp  
prnsol,u,x  
prnsol,u,y  
prnsol,u,z  
dsys,5  
nlist,,,,coord,node,y
```

```
/com,*****  
/com,CHAMBRE DE DISTRIBUTION PRÈS DE LA COLLERETTE  
/com,*****  
csys,5  
nset,s,node,,channel_near_hub  
dsys,0
```

```
prnsol,temp
prnsol,u,x
prnsol,u,y
prnsol,u,z
dsys,5
nlist,...,coord,node,y

/com,*****
/com,L'ANNEAU DE LA CALANDRE DE CÔTÉ DE LA COLLERETTE
/com,*****
csys,5
nset,s,node,,shell_ring_hub_side
dsys,0
prnsol,temp
prnsol,u,x
prnsol,u,y
prnsol,u,z
dsys,5
nlist,...,coord,node,y

/com,*****
/com,L'ANNEAU DE LA CALANDRE DE CÔTÉ DE LA PLAQUE
/com,*****
csys,5
nset,s,node,,shell_ring_plate_side
dsys,0
prnsol,temp
prnsol,u,x
prnsol,u,y
prnsol,u,z
```

```
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,L'ANNEAU DE LA CHAMBRE DE DISTRIBUTION
/com, DE CÔTÉ DE LA COLLERETTE
/com,*****
csys,5
nset,s,node,,channel_ring_hub_side
dsys,0
pmsol,temp
pmsol,u,x
pmsol,u,y
pmsol,u,z
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,L'ANNEAU DE LA CHAMBRE DE DISTRIBUTION DE CÔTÉ DE LA PLAQUE
/com,*****
csys,5
nset,s,node,,channel_ring_plate_side
dsys,0
pmsol,temp
pmsol,u,x
pmsol,u,y
pmsol,u,z
dsys,5
nlist,,,coord,node,y
```

```

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LA SURFACE INTERNE DE L'ANNEAU
/com, DE CÔTÉ DE LA CHAMBRE DE DISTRIBUTION
/com,*****
csys,5
nset,s,node,,rad_inter_ring_channel
!nset,s,loc,x,Ris
!nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tfl/2+Tpl
prmsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LA SURFACE INTERNE DE L'ANNEAU
/com,DE CÔTÉ DE LA CALANDRE
/com,*****
csys,5
!nset,s,loc,x,Ris
!nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl/2
nset,s,node,,rad_inter_ring_shell
prmsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LE RAYON INTÉRIEUR DES ANNEAUX
/com, DE L'ASSEMBLAGE*
/com,*****
csys,5
!nset,s,loc,x,Ris

```

```

!nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2
nsel,s,node,,rad_inter_ring
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LE RAYON EXTÉRIEUR DE LA COLLERETTE*
/com,*****
csys,5
!nsel,s,loc,x,Rbc-5,Rbc+5
!nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-5,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+5
nsel,s,node,,rad_ext_hub
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LE RAYON DES BOULONS
/com,*****
csys,5
nsel,s,node,,rad_bolts
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LE RAYON EXTÉRIEUR DE LA BRIDE
/com,*****
!nsel,s,loc,x,Rpl-0.1

```

```
!nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2
nset,s,node,,rad_ext_ring
pmsol,temp
dsys,5
nlist,,,,coord,node,y

csys,5
dsys,0
nset,none
eset,none
nset,all
eset,all
plnsol,temp
/output,L:\r.dat
/eof
```

## ANNEXE 4

### MODÈLE DE L'ASSEMBLAGE AVEC BOULONS (ANSYS 11.0)

```
finish
/clear
/prep7
*afun,deg                ! Pour fonction trigo en degré

!parametres
!*****
pi=3.1415926535897932384626433832795
Ris=1295.4/2 $ ts=15.9 $ Ros=Ris+ts $ Hs=200    ! Coque cylindrique
Rbc=Ris+21 $ Rtc=Ros $ Hcon=31.75             ! Collerette
Rfl=1482.7/2 $ Tfl=142.875                    ! Anneau
Tpl=150 $ Rpl=Rfl+5                           ! Plaque
a=496
!Modelisation de collerette
Tg=1.6 $ Rgi=1323.975/2 $ Rgo=1349.375/2     ! Joint d'étanchéité
Rbolt=25.4/2                                  ! Rayon du boulon
Rtrou=Rbolt+2                                 ! Rayon du trou pour le boulon
Tvide=Rtrou-Rbolt !Épaisseur de l'air entre le boulon et les parois internes de trou
Rnut=1.5*Rbolt                                ! Rayon de noix
Tnut=25.4                                     ! Épaisseur de noix
Rb=1428.75/2                                  ! Rayon de cercle des boulons
tol=0.00001*Rfl

!*****
! Matériau de la bride
uimp,1,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6
```

```
mp,kxx,1,47
ET,1,SOLID98
```

```
!Matériau des boulons
uimp,2,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,14e-6
mp,kxx,2,47
ET,1,SOLID98
```

```
!Matériau de la plaque
uimp,3,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6
mp,kxx,3,47
ET,1,SOLID98
```

```
!Materiau pour modéliser l'air
uimp,5,ex,nuxy,alpx,20,0.3,12.5e-12
mp,kxx,5,0.05
ET,1,SOLID98
```

```
! Matériau du joint d'étanchéité
uimp,4,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,11e-6
mp,kxx,4,47
ET,2,INTER194                                !Élément du joint
```

```
!* Define Initial Gap, Stable Stiffness, Stress Cap (Nechache, 2002)
!*****
delta0 = 0.00e-3
stiff0 = 0.0e7
scap = 1.0e-5
tb,gasket,4,..,para
tbdata, 1,delta0,stiff0,scap
```

!\* Define Gasket Compression Curve

!\*\*\*\*\*

tb,gask,4,1,8,comp

! CMS LAMONS

!LOADING

tbpt,,0.0000, 0

tbpt,,0.0054, 1047

tbpt,,0.0095, 2500

tbpt,,0.0119, 4550

tbpt,,0.0137, 8061

tbpt,,0.0156, 13360

tbpt,,0.0180, 24732

tbpt,,0.0199, 40000

!\*Define Gasket Non-Linear Unloading Curve

!\*\*\*\*\*

tb,gask,4,1,7,Nunl

!UNLOADING #0

tbpt,,0.0054, 1047

tbpt,,0.0050, 900

tbpt,,0.0045, 700

tbpt,,0.0040, 500

tbpt,,0.0033, 290

tbpt,,0.0026, 180

tbpt,,0.0019, 0

!\*\*\*\*\*

!UNLOADING #1

tb,gask,4,1,7,Nunl

tbpt,,0.0095, 2500

tbpt,,0.0094, 1500  
tbpt,,0.0093, 1000  
tbpt,,0.0088, 500  
tbpt,,0.0082, 300  
tbpt,,0.0075, 200  
tbpt,,0.0055, 0

!\*\*\*\*\*

!UNLOADING #2  
tb,gask,4,1,7,Nunl  
tbpt,,0.01190, 4550  
tbpt,,0.01144, 3000  
tbpt,,0.01108, 2000  
tbpt,,0.01039, 1000  
tbpt,,0.00953, 500  
tbpt,,0.0084634, 200  
tbpt,,0.0070, 0

!\*\*\*\*\*

!UNLOADING #3  
tb,gask,4,1,7,Nunl  
tbpt,,0.0137, 8061  
tbpt,,0.0134, 5000  
tbpt,,0.0128, 3000  
tbpt,,0.0125, 2000  
tbpt,,0.0121, 1000  
tbpt,,0.0114, 500  
tbpt,,0.0090, 0

!\*\*\*\*\*

!UNLOADING #4

tb,gask,4,1,7,Nunl

tbpt,,0.01560, 13360

tbpt,,0.01526, 10000

tbpt,,0.01481, 6000

tbpt,,0.01410, 3200

tbpt,,0.01340, 1502

tbpt,,0.01270, 950

tbpt,,0.01150, 0

!\*\*\*\*\*

!UNLOADING #5

tb,gask,4,1,7,Nunl

tbpt,,0.0180, 24732

tbpt,,0.0171, 15000

tbpt,,0.0164, 8000

tbpt,,0.0157, 4000

tbpt,,0.0152, 2000

tbpt,,0.0147, 1074

tbpt,,0.0131, 0

!\*\*\*\*\*

!UNLOADING #6

tb,gask,4,1,7,Nunl

tbpt,,0.01990, 40000

tbpt,,0.01866, 20600

tbpt,,0.01788, 10000

tbpt,,0.01724, 5360

tbpt,,0.01687, 3000

tbpt,,0.01650, 1300

tbpt,,0.01462, 0

```

!*****
!* List Gasket Material Model
!*****

tblast,gask,all
!tplot,gask,4
! Fin de fragment du programme de Nechache
!*****
!modélisation
!*****
k,1,0,0,0 $ k,2,Ris,0,0 $ k,3,Ris+ts,0,0           !Bride
k,4,Ris+ts,Hs,0 $ k,5,Rbc,Hs+Hcon,0
k,10,Rfl,Hs+Hcon,0 $ k,11,Rfl,Hs+Hcon+Tfl,0
k,14,Ris,Hs+Hcon+Tfl,0
a,2,3,4,5,10,11,14

k,15,Rgi,Hs+Hcon+Tfl,0 $ k,16,Rgo,Hs+Hcon+Tfl,0   !Joint en bas
k,17,Rgo,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0 $ k,18,Rgi,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0
a,15,16,17,18

k,19,0,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0                           ! Plaque
k,22,Rpl,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0
k,23,Rpl,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0
k,26,0,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0
a,19,22,23,26
aatt,3,,1

k,27,Rgi,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0 $ k,28,Rgo,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0 !Joint
k,29,Rgo,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl,0 $ k,30,Rgi,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl,0
a,27,28,29,30

```

k,31,Ris,Hs+Hcon+Tfl+2\*Tg+Tpl,0 !Bride  
 k,34,Rfl,Hs+Hcon+Tfl+2\*Tg+Tpl,0  
 k,35,Rfl,Hs+Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl,0  
 k,40,Rbc,Hs+Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl,0  
 k,41,Ros,Hs+2\*Hcon+2\*Tfl+2\*Tg+Tpl,0 S k,42,Ros,2\*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,0  
 k,43,Ris,2\*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,0  
 a,31,34,35,40,41,42,43  
 k,44,0,2\*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,0

!\*\*\*\*\*

! Création des volumes \*

!\*\*\*\*\*

asel,none

nset,none

asel,s,area,,1

VROTAT,1,,,,,1,44,180 !Coque cylindrique (calandre)

VADD,1,2

vsel,none

asel,none

nset,none

asel,s,area,,5

VROTAT,5,,,,,1,44,180 !Chambre de distribution

vadd,2,1

vsel,none

asel,none

nset,none

asel,s,area,,3

VROTAT,3,,,,,1,44,180 !Plaque

VADD,1,2

vsel,none

asel,none

nset,none

asel,s,area,,2

VROTAT,2,,,,,1,44,180 !Joint d'étanchéité (côté calandre)

vadd,1,2

vsel,none

asel,none

nset,none

asel,s,area,,4

VROTAT,4,,,,,1,44,180 !Joint d'étanchéité (côté de la chambre de distribution)

vadd,1,2

vsel,none

asel,none

nset,none

vsel,none

!\*\*\*\*\*

!\* Modélisation des boulons \*

!\*\*\*\*\*

kwplan,1,1,2 !Changer le plan du travail

csys,4

k,2001,Rb,Hs+Hcon-20,-17 \$ k,2002,Rb+Rtrou,Hs+Hcon-20,-17

kwplan,1,2001,2002

!Aligner le plan du travail avec les points clés

```

csys,0
k,2004,Rb+Rtrou,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl+20,-17          $
k,2005,Rb,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl+20,-17
a,2001,2002,2004,2005 $ cm,strip,area

vrotat,strip,.....,2001,2005,360          ! Créer le cylindre pour modéliser le trou

asel,all
vsel,all
nsel,all

vadd,1,2,9,8
cm,cylindre1,volu

kwplan,1,1,2          !Changer le plan du travail
csys,5

vgen,2,10,....,45,..,0          !Trou à 45 deg.
vgen,2,10,....,90,..,0          !Trou à 90 deg.
vgen,2,10,....,135,..,0          !Trou à 135 deg.
vgen,2,10,....,175,..,0          !Trou à 175 deg.

vsbv,all,9 $ vsbv,all,1          !Créer les trous pour les boulons
vsbv,all,2 $ vsbv,all,10
vsbv,all,8

asel,none
vsel,none
nsel,none
csys,4

```

```

k,3001,Rb,Hs+Hcon-Tnut,-17
k,3002,Rb+Rnut,Hs+Hcon-Tnut,-17
k,3003,Rb+Rnut,Hs+Hcon,-17
k,3004,Rb+Rbolt ,Hs+Hcon,-17
k,3005,Rb+Rbolt,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl,-17
k,3006,Rb+Rnut,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl,-17
k,3007,Rb+Rnut,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl+Tnut,-17
k,3008,Rb,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl+Tnut,-17

kwplan,1,3001,3002                !Aligner le plan du travail avec les points clés

a,3001,3002,3003,3004,3005,3006,3007,3008
cm,strip1,area
vrotat,strip1,,,,,3001,3008,360    !Créer le premier boulon
vadd,2,4,3,8
cm,bolt1,volu

kwplan,1,1,2                      !Changer le plan de travail
csys,5

vgen,2,10,,,45,,,0               !Boulon à 45 deg.
vgen,2,10,,,90,,,0               !Boulon à 90 deg.
vgen,2,10,,,135,,,0             !Boulon à 135 deg.
vgen,2,10,,,175,,,0             !Boulon à 175 deg.

vsel,none
vsel,s,volu,,2
cm,bolt2,volu

```

```

vsel,none
vsel,s,volu,,3
cm,bolt3,volu

```

```

vsel,none
vsel,s,volu,,4
cm,bolt4,volu

```

```

vsel,none
vsel,s,volu,,8
cm,bolt5,volu

```

```

vsel,none
vsel,s,volu,,bolt1
vsel,none
asel,none
vsel,all
asel,all

```

```
!*****
```

```
! L'air autour des boulons *
```

```
!*****
```

```

asel,none
vsel,none
csys,4

```

```
!kwplan,1,3001,3002
```

```
!Aligner le plan du travail avec les points clés
```

```

k,5001,Rb+Rbolt,Hs+Hcon,-17
k,5002,Rb+Rbolt,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl,-17
k,5003,Rb+Rbolt+Tvide,Hs+Hcon,-17
k,5004,Rb+Rbolt+Tvide,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl,-17

```

```

a,5001,5003,5004,5002 $ cm,strip2,area
vrotat,strip2,.....3001,3008,360          ! Créer le vide
vadd,11,12,13,14 $ cm,air1,volu

kwplan,1,1,2                               ! Changer le plan du travail
esys,5

vgen,2,15,....,45,.,0                      !Vide à 45 deg.
vgen,2,15,....,90,.,0                      !Vide à 90 deg.
vgen,2,15,....,135,.,0                    !Vide à 135 deg.
vgen,2,15,....,175,.,0                    !Vide à 175 deg.

vsel,none
vsel,s,volu,,11
cm,air2,volu

vsel,none
vsel,s,volu,,12
cm,air3,volu

vsel,none
vsel,s,volu,,13
cm,air4,volu

vsel,none
vsel,s,volu,,14
cm,air5,volu

```

```
!*****
```

!Donner les noms aux éléments de l'assemblage \*

!\*\*\*\*\*

vsel,none

vsel,s,volu,,5

cm,shell,volu

vsel,none

vsel,s,volu,,9

cm,channel,volu

vsel,none

vsel,s,volu,,7

cm,cgasket,volu

vsel,none

vsel,s,volu,,6

cm,sgasket,volu

vsel,none

vsel,s,volu,,1

cm,plate,volu

!\*\*\*\*\*

! Appliquer les convections sur les surfaces des écrous\*

!\*\*\*\*\*

! Les écrous de la chambre de distribution

!\*\*\*\*\*

asel,s,area,,97,98           !Boulon à 0 deg.

asel,a,area,,105,106

asel,a,area,,143,144

asel,a,area,,151,152  
sfa,all,,conv,0.00002403 ,20  
sftran

asel,s,area,,161,162 !Boulon à 45 deg.  
asel,a,area,,154,155  
asel,a,area,,168,169  
asel,a,area,,175,176  
sfa,all,,conv,0.00002403 ,20  
sftran

asel,s,area,,182,183 !Boulon à 90 deg.  
asel,a,area,,189,190  
asel,a,area,,196,197  
asel,a,area,,203,204  
sfa,all,,conv,0.00002403 ,20  
sftran

asel,s,area,,210,211 !Boulon à 135 deg.  
asel,a,area,,217,218  
asel,a,area,,224,225  
asel,a,area,,231,232  
sfa,all,,conv,0.00002403 ,20  
sftran

asel,s,area,,238,239 !Boulon à 180 deg.  
asel,a,area,,245,246  
asel,a,area,,252,253  
asel,a,area,,259,260  
sfa,all,,conv,0.00002403 ,20

sftran

!Les écrous de la calandre

!\*\*\*\*\*

asel,s,area,,38           !Boulon à 0 deg.

asel,a,area,,77

asel,a,area,,100,101

asel,a,area,,108

asel,a,area,,139

asel,a,area,,146,147

sfa,all,,conv,0.00002403 ,20

sftran

asel,s,area,,28

asel,a,area,,99           !Boulon à 45 deg.

asel,a,area,,170,171

asel,a,area,,163,164

asel,a,area,,156,157

sfa,all,,conv,0.00002403 ,20

sftran

asel,s,area,,177,178       !Boulon à 90 deg.

asel,a,area,,184,185

asel,a,area,,191,192

asel,a,area,,198,199

sfa,all,,conv,0.00002403 ,20

sftran

asel,s,area,,205,206       !Boulon à 135 deg.

asel,a,area,,212,213

```

asel,a,area,,219,220
asel,a,area,,226,227
sfa,all,,conv,0.00002403 ,20
sftran

asel,s,area,,233,234      !Boulon à 180 deg.
asel,a,area,,240,241
asel,a,area,,247,248
asel,a,area,,254,255
sfa,all,,conv,0.00002403 ,20
sftran

!*****
! Le trou central dans la plaque      *
!*****
vsel,none
asel,none
csys,0
k,7000,a,Hs+Hcon+Tfl+Tg,0
k,7001,a,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,0
a,19,7000,7001,26
vrotat,341,,,,,1,44,180
vadd,16,17

vsel,all
vsbv,plate,18,sepo,keep,delete
vsel,none
vsel,s,volu,,16
cm,plate,volu
vsel,all

```

```
vsel,none
vsel,all

!*****
!* Maillage *
!*****
mshkey,0
mshape,1,3d
vsel,s,volu,,shell           !Maillage des brides
KESIZE,ALL,sfin
mat,1
et,1,solid98
dof,temp,ux,uy,uz
vmesh,shell

vsel,s,volu,,channel
KESIZE,ALL,sfin
mat,1
et,1,solid98
dof,temp,ux,uy,uz
vmesh,channel

vsel,s,volu,,cgasket        !Maillage des joints
kesize,all,sfin
mat,1
et,1,solid98
dof,temp,ux,uy,uz
vmesh,cgasket
```

```
vsel,s,volu,,sgasket
ksize,all,sfin
mat,1
et,1,solid98
dof,temp,ux,uy,uz
vmesh,sgasket
```

```
!*****
```

```
vsel,s,volu,,plate           !Maillage de la plaque
ksize,all,sfin
!KESIZE,19,sgros $ KESIZE,26,sgros
mat,3
et,1,solid98
dof,temp,ux,uy,uz
vmesh,plate
```

```
!*****
```

```
! Maillage du vide
```

```
vsel,s,volu,,air1
KESIZE,ALL,5
mat,5
et,1,solid98
dof,temp,ux,uy,uz
vmesh,air1
```

```
vsel,s,volu,,air2
KESIZE,ALL,5
mat,5
et,1,solid98
dof,temp,ux,uy,uz
vmesh,air2
```

```
vsel,s,volu,,air3  
KESIZE,ALL,5  
mat,5  
et,1,solid98  
dof,temp,ux,uy,uz  
vmesh,air3
```

```
vsel,s,volu,,air4  
KESIZE,ALL,5  
mat,5  
et,1,solid98  
dof,temp,ux,uy,uz  
vmesh,air4
```

```
vsel,s,volu,,air5  
KESIZE,ALL,5  
mat,5  
et,1,solid98  
dof,temp,ux,uy,uz  
vmesh,air5
```

```
vsel,none  
asel,none
```

```
!*****
```

```
vsel,s,volu,,bolt1           !Maillage des boulons  
kesize,all,10  
mat,2  
et,1,solid98
```

dof,temp,ux,uy,uz  
vmesh,bolt1

vsel,s,volu,,bolt2  
kesize,all,10  
mat,2  
et,1,solid98  
dof,temp,ux,uy,uz  
vmesh,bolt2

vsel,s,volu,,bolt3  
kesize,all,10  
mat,2  
et,1,solid98  
dof,temp,ux,uy,uz  
vmesh,bolt3

vsel,s,volu,,bolt4  
kesize,all,10  
mat,2  
et,1,solid98  
dof,temp,ux,uy,uz  
vmesh,bolt4

vsel,s,volu,,bolt5  
kesize,all,10  
mat,2  
et,1,solid98  
dof,temp,ux,uy,uz  
vmesh,bolt5

```

!*****
*
! Coupler ensemble les DOF des boulons, de l'air et des éléments de l'assemblage*
!*****
*
cm,sel,s,air1      !Réunir les éléments "air"
cm,sel,a,air2
cm,sel,a,air3
cm,sel,a,air4
cm,sel,a,air5
cm,air,volu

cm,sel,s,bolt1    !Réunir les éléments "bolts"
cm,sel,a,bolt2
cm,sel,a,bolt3
cm,sel,a,bolt4
cm,sel,a,bolt5
cm,bolts,volu

!Boulon 1 à 0 deg.
!*****
csys,0
cm,sel,s,shell $ cm,sel,a,air
cm,sel,a,bolts
nsle
cpintf,uz
cpintf,ux
cpintf,uy
cpintf,temp

```

```

!*****
! Application des charges
!*****
!MODMSH,DETACH
!VDEL,ALL $ ADEL,ALL

ESEL,S,MAT,,4 $ NSLE !Interaction thermique entre les nœuds des joints et des brides
CM,ngasket,NODE
csys,5
nsel,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl-0.1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+0.1
nsel,a,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl-0.1,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl+0.1
nsel,u,loc,x,0,Ris
esln,s,0 $ esel,u,mat,,4
NSEL,NONE
CMSEL,S,ngasket
CEINTF,TEMP
ALLS

finish
!CHECK,ESEL,WARN

/solu !module de la solution
antype,static !type de l'analyse
NROPT,AUTO !Newton-Raphson auto - option

!*****
! Définir les contraintes *
!*****
csys,0

```

!les rotations zéro et les déplacements zéro ont été appliqués sur certains nœuds de chaque élément de l'assemblage

! Fixer la plaque

nselect,s,loc,x,a,Ris

nselect,r,loc,y,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2

d,all,uy,0

d,node(a,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2,0),uz,0

d,node(a,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2,0),ux,0

d,node(0,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2,a),uy,0

d,node(-a,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2,0),uy,0

!\*\*\*\*\*

nselect,s,loc,x,Ris !Fixer la coque cylindrique

nselect,r,loc,y,0,Hs

d,all,uz,0

d,all,ux,0

d,node(Ris,Hs-0.1,0),uy,0

d,node(0,Hs-0.1,Ris),uy,0

nselect,s,loc,x,-Ris,-Ris-2

nselect,r,loc,y,Hs-0.1

d,all,uy,0

nselect,s,loc,x,Ris !Fixer la collerette

nselect,r,loc,y,Hs,Hs+Hcon

d,all,uz,0

d,all,ux,0

```
d,node(Ris,Hs+Hcon-0.5,0),uy,0
```

```
d,node(0,Hs+Hcon-0.5,Ris),uy,0
```

```
nsel,s,loc,x,-Ris,-Ris-5
```

```
nsel,r,loc,y,Hs+Hcon-0.1
```

```
d,all,uy,0
```

```
!*****
```

```
! Fixer l'anneau
```

```
!*****
```

```
d,node(Ris,Hs+Hcon+Tfl-1,0),uy,0
```

```
nsel,s,loc,x,Ris,Ris+20
```

```
nsel,r,loc,y,Hs+Hcon,Hs+Hcon+Tfl
```

```
d,all,uz,0
```

```
d,all,ux,0
```

```
d,node(0,Hs+Hcon+Tfl-0.5,Ris),uy,0
```

```
nsel,s,loc,x,-Ris,-Ris-5
```

```
nsel,r,loc,y,Hs+Hcon+Tfl-1
```

```
d,all,uy,0
```

```
!*****
```

```
nsel,s,loc,x,Rgi,Rgi+2
```

```
nsel,r,loc,y,Hs+Hcon+Tfl+0.1
```

```
d,all,uz,0
```

```
d,all,ux,0
```

```
d,all,uy,0
```

```
!d,node(Rgi,Hs+Hcon+Tfl+0.1,0),uz,0
```

```
!Fixer le joint
```

```

!d,node(Rgi,Hs+Hcon+Tfl+0.1,0),uy,0
!d,node(Rgi,Hs+Hcon+Tfl+0.1,0),ux,0
d,node(0,Hs+Hcon+Tfl+0.1,Rgi),uy,0

nset,s,loc,x,-Rgi,-Rgo
nset,r,loc,y,Hs+Hcon+Tfl+0.1
d,all,uy,0
!*****
nset,s,loc,x,Rgi,Rgi+2
nset,r,loc,y,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl+0.1
d,all,uz,0
d,all,ux,0
d,all,uy,0

!d,node(Rgi,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl+1,0),uz,0      !Fixer le joint
!d,node(Rgi,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl+1,0),uy,0
!d,node(Rgi,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl+1,0),ux,0
d,node(0,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl+0.1,Rgi),uy,0

nset,s,loc,x,-Rgi,-Rgo
nset,r,loc,y,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl+0.1
d,all,uy,0
!*****
! Fixer l'anneau
!*****
d,node(Ris,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl+1,0),uy,0

nset,s,loc,x,Ris,Ris+20
nset,r,loc,y,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl
d,all,uz,0

```

```

d,all,ux,0

d,node(0,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl+1,Ris),uy,0

nset,s,loc,x,-Ris,-Ris-5
nset,r,loc,y,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl+1
d,all,uy,0
!*****
nset,s,loc,x,Ris                                !Fixer la collerette
nset,r,loc,y,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl
d,all,uz,0
d,all,ux,0

d,node(Ris,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl+0.5,0),uy,0
d,node(0,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl+1,Ris),uy,0

nset,s,loc,x,-Ris,-Ris-5
nset,r,loc,y,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl+0.1
d,all,uy,0

!*****
nset,s,loc,x,Ris                                !Fixer la chambre de distribution
nset,r,loc,y,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl,2*(Hs+Hcon+Tfl+Tg)+Tpl
d,all,uz,0
d,all,ux,0

d,node(Ris,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl+0.5,0),uy,0
d,node(0,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl+0.5,Ris),uy,0

```

```

nsl,s,loc,x,-Ris,-Ris-2
nsl,r,loc,y,Hs+2*(Hcon+Tfl+Tg)+Tpl+0.5
d,all,uy,0
!*****
! Convection sur la plaque *
!*****

csys,5
nsl,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl
nsl,r,loc,x,a,Ris
eplot
sf,all,conv,0.00012017,121
! Coefficient de transfert de chaleur par convection est donné en W/mm2/deg.C

nsl,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg
nsl,r,loc,x,a,Ris
eplot
sf,all,conv,0.00012017,121

nsl,s,loc,x,a
nsl,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl
eplot
!sf,all,conv,0.00012017,172.33
sf,all,conv,0.0000025,172.33
!*****
! Application des températures*
!*****

! Les conditions thermiques issues des résultats du programme MATLAB; les courbes ont été
obtenues par interpolation

```

! Température des parois de la calandre.

!\*\*\*\*\*

csys,5

nsel,s,loc,x,Ris

nsel,r,loc,z,Hs+Hcon,Hs+Hcon+Tfl

\*GET,nn,NODE,,COUNT

\*DO,i,1,nn

j = NODE(ris,0,0)

teta = NY(j) \$  $T=8.33*\text{SIN}(\text{teta}-90) + 100.086$  !Température de l'anneau de la calandre

D,j,TEMP,T

NSEL,U,NODE,,j

\*ENDDO

NSEL,ALL

csys,5

nsel,s,loc,x,Rgi

nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl,Hs+Hcon+Tfl+Tg

\*GET,nn,NODE,,COUNT

\*DO,i,1,nn

j = NODE(ris,0,0)

teta = NY(j) \$  $T=8.33*\text{SIN}(\text{teta}-90) + 100.086$  !Température de l'anneau de la calandre

D,j,TEMP,T

NSEL,U,NODE,,j

\*ENDDO

NSEL,ALL

nsel,s,loc,x,Ris

nsel,r,loc,z,0,Hs+Hcon

\*GET,nn,NODE,,COUNT

\*DO,i,1,nn

```

j = NODE(ris,0,0)
teta = NY(j) $ T=8.177*SIN(teta-90) + 114.274 !Température de la calandre à la distance
!xs=0.3317m de l'anneau
D,j,TEMP,T
NSEL,U,NODE,,j
*ENDDO
NSEL,ALL

!Température des parois de la chambre de distribution
!*****
csys,5
nsl,s,loc,x,Ris
nsl,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl
*GET,nn,NODE,,COUNT
*DO,i,1,nn
j = NODE(ris,0,0)
teta = NY(j) $ T=8.33*SIN(teta-90) + 100.086 !Température de l'anneau
D,j,TEMP,T
NSEL,U,NODE,,j
*ENDDO
NSEL,ALL
csys,5
nsl,s,loc,x,Rgi
nsl,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl
*GET,nn,NODE,,COUNT
*DO,i,1,nn
j = NODE(ris,0,0)
teta = NY(j) $ T=8.33*SIN(teta-90) + 100.086 !Température de l'anneau
D,j,TEMP,T
NSEL,U,NODE,,j

```

```

*ENDDO
NSEL,ALL

nsl,s,loc,x,Ris
nsl,r,loc,z,Hs+Hcon+2*(Tfl+Tg)+Tpl,(Hs+Hcon+Tfl+Tg)*2+Tpl
*GET,nn,NODE,,COUNT
*DO,i,1,nn
j = NODE(ris,0,0)
teta = NY(j) $ T=12.72*SIN(teta-90) + 126.28 !Température de la chambre de distribution
!à xc=0.3317m de l'anneau
D,j,TEMP,T
NSEL,U,NODE,,j
*ENDDO
NSEL,ALL

! Convection par l'air ambiant des surfaces externes
!*****
csys,5 ! Convection par l'air ambiant (cylindres)
nsl,s,loc,z,0,(Hs+Hcon+Tfl+Tg)*2+Tpl
nsl,r,loc,x,Ros
eplot
sf,all,conv,0.00002403 ,20

csys,5 !Convection par l'air ambiant (bride)
nsl,s,loc,z,Hs+Hcon,Hs+Hcon+Tfl
nsl,r,loc,x,Rfl
eplot
sf,all,conv,0.00002403 ,20

```

```

csys,5                ! Convection par l'air ambiant (bride)
nsl,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl
nsl,r,loc,x,Rfl
eplot
sf,all,conv,0.00002403 ,20

```

```

csys,5                !Convection par l'air ambiant (surface horizontale de la bride)
nsl,s,loc,z,Hs+Hcon
nsl,r,loc,x,Rbc,Rfl
eplot
sf,all,conv,0.00002403,20

```

```

csys,5                !Convection par l'air ambiant (surface horizontale de la bride)
nsl,s,loc,z,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl
nsl,r,loc,x,Rbc,Rfl
eplot
sf,all,conv,0.00002403,20

```

```

csys,5                !Convection par l'air ambiante de la surface verticale de la
!plaque
nsl,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl
nsl,r,loc,x,Rpl
eplot
sf,all,conv,0.00002403 ,20

```

```

csys,5                !Convection par l'air ambiant (surface horizontale de la bride
près du joint)
nsl,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl
nsl,r,loc,x,Rgo,Rfl
eplot

```

```
sf,all,conv,0.00002403,20
```

```
csys,5                                !Convection par l'air ambiante (surface horizontale de la
bride près du joint)
```

```
nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl
```

```
nselect,r,loc,x,Rgo,Rfl
```

```
eplot
```

```
sf,all,conv,0.00002403,20
```

```
csys,5                                !Convection par l'air ambiant de la surface verticale du joint
de côté de la calandre
```

```
nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl,Hs+Hcon+Tfl+Tg
```

```
nselect,r,loc,x,Rgo
```

```
eplot
```

```
sf,all,conv,0.00002403,20
```

```
csys,5                                !Convection par l'air ambiant de la surface verticale du joint
!près de la chambre de distribution
```

```
nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tpl
```

```
nselect,r,loc,x,Rgo
```

```
eplot
```

```
sf,all,conv,0.00002403,20
```

```
csys,5                                !Convection par l'air ambiant de la surface horizontale de la
!plaque près du joint
```

```
nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg
```

```
nselect,r,loc,x,Rgo,Rpl
```

```
eplot
```

```
sf,all,conv,0.00002403,20
```

```

csys,5                                !Convection par l'air ambiant de la surface horizontale de la
!plaque près du joint
nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl
nselect,r,loc,x,Rgo,Rpl
eplot
sf,all,conv,0.00002403,20

```

```

csys,5                                !Convection par l'air ambiant de la surface extérieure de la
!collerette de côté de la calandre
nselect,s,loc,z,Hs,Hs+Hcon
nselect,r,loc,x,Rtc,Rbc
eplot
sf,all,conv,0.00002403,20

```

```

csys,5                                !Convection par l'air ambiant de la surface extérieure de la
!collerette de côté de la chambre de distribution
nselect,s,loc,z,Hs+Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl,Hs+2*Hcon+2*Tfl+2*Tg+Tpl
nselect,r,loc,x,Rtc,Rbc
eplot
sf,all,conv,0.00002403,20

```

```
NSEL,ALL
```

```
ESEL,ALL
```

```
FLDATA1,SOLU,TEMP,1                ! Set solution option to thermal
```

```
nselect,all $ esel,all
```

```
solve ! Solve model
```

```
!*****
```

```
!MODULE DE TRAITEMENT DES RÉSULTATS *
```

```
!*****
```

```

/POST1
set,last

/CLABEL,,1          ! LABEL CONTOUR LINES
/CONTOUR,,20       ! USE 20 CONTOUR LINES
/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LA SURFACE INTERNE DE L'ANNEAU
/com,(chambre de distribution)
/com,*****
csys,5
nsel,s,loc,x,Ris
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+2*Tg+Tfl/2+Tpl
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LA SURFACE INTERNE DE L'ANNEAU
/com,(calandre)
/com,*****
csys,5
nsel,s,loc,x,Ris
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl/2
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LE RAYON INTÉRIEUR DES ANNEAUX
/com,*****

```

```

csys,5
nsel,s,loc,x,Ris
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LE RAYON EXTERNE DE LA COLLERETTE
/com,*****
csys,5
nsel,s,loc,x,Rbc-1,Rbc+1
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+1
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LE RAYON DES BOULONS (dia min)
/com,*****
csys,5
nsel,s,loc,x,Rb-Rtrou
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+1
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LE RAYON DES BOULONS (dia max)
/com,*****

```

```

csys,5
nsel,s,loc,x,Rb+Rtrou
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+1
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE DES BOULONS
/com,*****
csys,5
nsel,s,loc,x,Rb-1,Rb+1
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+1
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y
/com,*****
/com,TEMPÉRATURE DU BOULON À 175 deg.
/com,*****
csys,5
nsel,s,loc,x,Rb
nsel,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+1
nsel,r,loc,y,175
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y
/com,*****
/com,TEMPÉRATURE DU BOULON À 135 deg.
/com,*****
csys,5

```

```

nset,s,loc,x,Rb
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+1
nset,r,loc,y,135
prmsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y
/com,*****
/com,TEMPÉRATURE DU BOULON À 90 deg.
/com,*****
csys,5
nset,s,loc,x,Rb
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+1
nset,r,loc,y,90
prmsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y
/com,*****
/com,TEMPÉRATURE DU BOULON À 45 deg.
/com,*****
csys,5
nset,s,loc,x,Rb
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+1
nset,r,loc,y,45
prmsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y
/com,*****
/com,TEMPÉRATURE DU BOULON À 17 deg.
/com,*****
csys,5

```

```
nset,s,loc,x,Rb
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2-1,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2+1
nset,r,loc,y,17
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

/com,*****
/com,TEMPÉRATURE SUR LE RAYON EXTÉRIEUR DE LA PLAQUE
/com,*****
nset,s,loc,x,Rpl-0.1
nset,r,loc,z,Hs+Hcon+Tfl+Tg+Tpl/2
prnsol,temp
dsys,5
nlist,,,coord,node,y

csys,5
dsys,0
nset,none
nset,all
plnsol,temp
/output,L:\res.txt
/output,L:\res.dat
/eof
```



## BIBLIOGRAPHIE

- Abdulmalik, A. Alghamdi, Muhsen S. Al-Sannaa. 2002. «Two-Dimensional Finite Element Analysis for Large Diameter Steel Flanges», In *Journal of Pressure Vessel Technology*, PVP, pp. 111-115.
- Alexander, C. Jagodzinski, J. Biel, R. «Stress Analysis of a 46-Inch Reactor Feed/Effluent Exchanger». ASME, PVP, vol. 478, pages 67-80
- Al-Muhim, K. A. A. 2000. «Transient Temperature Distribution in a Tubesheet of a Fixed Tubesheet Exchanger». *Thèses de mémoire*, King Fahd University of Petroleum and Minerals, Dhahran, Saudi Arabia, 89 p.
- Aziz, A., Lunardini, V. J. 1995. «Multidimensional Steady Conduction in Convecting, Radiating, and Convecting-Radiating Fins and Fin Assemblies», In *Heat Transfer Engineering*, Vol. 16, No. 3.
- Barletta, A., Lazzari, S., Zanchini, E. 2003. «Non-axisymmetric forced and free flow in a vertical circular duct». In *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.46, pp.4499-4512
- Barrett, D. J., Soler, A., 1982. «A Finite Element Model for Thick-Walled Axisymmetric Shells» In *Journal of Pressure Vessel Technology*. ASME, pp. 213-216.
- Bartomiczek, J., Schaaf, M., Schoeckle, F. 2002. «On the Effect of Temperature on Tightening Characteristics of Gaskets», *ASME 2002 Pressure Vessels and Piping Conference (PVP2002)*, August 5-9, 2002, Vancouver, BC, Canada. Paper no. PVP2002-1080 pp. 35-43.
- Bathe, Klaus-Jurgen. 1996. «Finite Element Procedure», 1st ed. Prentice Hall, 1037 p. 1.
- Bejan, Adrian. 1993. «Heat Transfer». USA: John Willey & Sons Inc., 675 p.
- Bouزيد, A.H., Chaaban, A., Bazergui, A. 1995. «The Effect of Gasket Creep Relaxation on the Leakage Tightness of Bolted Flanged Joints», ASME, *Journal of Pressure Vessel Technology*, 117, pp.71-78.
- Bouزيد, A.H., Chaaban, A., Bazergui, A. 1997. «An Accurate Method of Evaluating Relaxation in Bolted Flanged Connections», ASME, *Journal of Pressure Vessel Technology*, 119, n.1, pp.10-17.

- Bouزيد, A.H., A. Nechache and W. Brown. 2002. «Effect of Steady State Thermal Loading on the Deflections of a Flanged Joint with a Cover Plate». *Analysis of Bolted Joints*, PVP, ASME, Vol. 433.
- Bouزيد A., Nechache A. 2004. «Creep Modeling in Bolted Flange Joints. ASME/JSME-PVP Conference» PVP-Vol. 478, Analysis of Bolted Joints, N° PVP2004-2621, San Diego, California, pp. 49-56.
- Bouزيد, A.H., Nechache, A. 2005a. «Thermally Induced Deflections in Bolted Flanged Connections», *Journal of Pressure Vessel Technology*, PVP, ASME, pp. 112-115.
- Bouزيد, A.H., Nechache A. 2005b. «An Analytical Solution for Evaluating Gasket Stress Change in Bolted Flange Connections Subjected to High Temperature Loading». *Journal of Pressure Vessel Technology*, PVP, ASME, pp. 223-226.
- Brown, W. 2000a. «Determination of the Steady State Operating Temperature of Pressure Vessel Flange Components: Part 1 – Analytic Methods», *Journal of Pressure Vessel Technology*, PVP, ASME, pp. 95-104.
- Brown, W. 2000b. «Determination of the Steady State Operating Temperature of Pressure Vessel Flange Components: Part 2 – Simplified Method», *Journal of Pressure Vessel Technology*, PVP, ASME, pp. 105-107.
- Brown, W. 2001. «Determination of Gasket Stress Level during High Temperature Flange Operation», *Journal of Pressure Vessel Technology*, PVP, ASME, pp. 185-192.
- Brown, W. 2004. «Efficient Assembly of Pressure Vessel Bolted Joints». ASME/JSME 2004 Pressure Vessels and Piping Conference, July 25–29, 2004 , San Diego, California, USA, pp.163-168.
- Brown, W., Brodzinski, R. 2005. «Case Study of Temperature Analysis Performed on a 45-inch Diameter Heat Exchanger Flange». ASME 2005 Pressure Vessels and Piping Conference, July 17–21, 2005 , Denver, Colorado, USA. Vol.2, pp. 67-76.
- Carslaw, H.S., J. C. Jaeger. 1959. «Conduction of Heat in Solids», 2nd ed. London: Oxford University Press, 510 p.
- Czernik, Daniel E. 1996. «Gaskets: Design, Selection and Testing», 1st edition. McGraw Hill Inc., USA, 335 p.

- Das, K. Sarit. 2005. «Process Heat Transfer». Harrow, UK: Alpha Science International Ltd., 732 p.
- Dusinberre, G.M. 1959. «Calculation of Transients in a Cross Flow Heat Exchanger». In *Journal of Heat Transfer*, n. 81, pp.61-67.
- Fukuoka, T. 2002. «Finite element simulation of the tightening process of bolted joint with a bolt heater». *Journal of Pressure Vessel Technology, Pressure Vessels and Piping Conference*, Seattle, Washington, USA, (23/07/2000), vol. 124, no4, pp. 457-464
- Fukuoka, T. 2003. «Finite Element Analysis of the Thermal and Mechanical Behaviours of a Bolted Joint», In *Journal of Pressure Vessel Technology, PVP*, pp. 315-318
- Fukuoka, T. 2005. «Finite Element Analysis of the Thermal and Mechanical Behaviour of a Bolted Joint». *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol.127. Issue 4, p.402.
- Gordon, J. Van Wylen. 1963. «Thermodynamics», 5th edition, John Wiley & Sons Inc., New-York, 601 p.
- Guillot, M. W., Findlay, M., Grimsley, C.T. 2005. «Heat Exchanger Bolt Stress Measurement», *Pressure Vessel and Piping Conference. ASME*, Vol.7, pp.161-167
- Hamid, R.Q., Roetzel, W.1997. «Application of code FLOW3D to simulate flow and temperature fields in shell and tube heat exchangers». In *Advances in Fluid Mechanics*, pp.255-264.
- Hamid, R.Q., Roetzel, W.1999. «Experimental Determination of Flow and Temperature Fields in a Shell and Tube Heat Exchanger». In *Advances in Fluid Mechanics III*, pp.355-364.
- Holman, J. P. 1997. «Heat Transfer». USA: MacGraw-Hill Inc., 696 p.
- Hüseyin, Yapıcı, Şenay Yalçın. 2004. «Transient Temperature and Thermally Induced Stress Distributions in a Partly-Circumferentially Heated Cylindrical Work Piece». In *Heat Mass Transfer*, Vol. 41:104-111.
- Kakac, S., Hongtan Liu. 2002. «Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design», 2nd ed. Boca Raton (New York): CRC Press, 501 p.

- Kakac, S., Yener, Y. 1995. «Convective Heat Transfer». 2nd ed., CRC Press, 422 p.
- Kent L. Lawrence. 2005. «Ansys Tutorial», Release 9.0, SDC Publications, Canonsburg, PA, USA.
- Kreiszig, Erwin. 2006. «Advanced Engineering Mathematics», 9th ed., John Wiley & Sons, 1 200 p.
- Krikkis, R., Razelos, P. 2002. «The Heat Transfer from a Rectangular Fin with Asymmetrical Boundary Conditions». *Int.Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 7, pp. 1015-1019.
- Kumano, H., Sawa, T., Hirose, T. 1994. «Mechanical behaviour of bolted joints under steady heat conduction». *Journal of pressure vessel technology*, vol. 116, no1, pp. 42-48.
- Lee, S., Song, S., Morgan, K.P., Yovanovich, M.M. 1993. «Analytical Modeling of Thermal Resistance in Bolted Joints». *ASME, Enhanced Cooling Techniques for Electronic Applications, HTD-Vol.263*, pp.115-122.
- Mayer, Ehrhard. 1972. «Garnitures mécaniques d'étanchéité», 1ère édition. Dunod, Paris, 293 p.
- Mattingly, P. A. Jr., Marine & Petroleum (M&P) Mfg. 2000. «Bringing Gasket Selection into Focus», Orange Inc., Texas.
- McCrum, N. G., C. P. Buckley, C. B. Bucknall. 1997. «Principles of Polymer Engineering», 1st edition. Oxford University Press, USA, 447p.
- Moran, M.J. 2006. «Fundamentals of Engineering Thermodynamics», 6th ed., John Wiley & Sons. 450 p.
- Mueller, R. T. 2006. «Flange Joint Assembly Considerations for Critical Service Connections». In *ASME, Pressure Vessels and Piping, Conference, July 23–27, 2006, Vancouver, BC, Canada. Vol.2*, pp.111-123.
- Nagata, S., Sawa, T. 2005. «Finite Element Analysis on Bolted Flange Connection Subjected to Bending Moment and Thermal Loads». *ASME 2005 Pressure Vessels and Piping Conference, July 17–21, 2005, Denver, Colorado, USA. Vol.2*, pp. 139-145.

- Nechache, Akli. 2002. «Effet de l'expansion thermique sur la redistribution de la charge de boulons dans les assemblages avec les brides boulonnées», thèse de mémoire, École de technologie supérieure, Montréal, Canada, 150 p.
- Nechache, Akli, A. H. Bouzid. 2002. «Redistribution of Load in Bolted Gasketed Joints Subjected to Steady State Thermal Loading», Proceedings of ICONE 10: 10th International Conference on Nuclear Engineering.
- Nechache, Akli, A. H. Bouzid. 2003. «The Determination of Load Changes in Bolted Gasketed Joints Subjected to Elevated Temperature», Analysis of Bolted Joints. PVP, Vol. 457.
- Ohmura, T., Hanashima, K., Nyumoura, J. 2006. «Measurements of Thermal Properties of Gaskets for the Design of Bolted Flange Joints Under Thermal Conduction Conditions», ASME, Pressure Vessels and Piping/ICPVT-11 Conference (PVP2006-ICPVT-11) July 23–27, 2006, Vancouver, BC, Canada. Vol.2, pp.183-191.
- Ozisik, M. Necati. 1985. «Heat Transfer: Basic Approach», 3rd ed., MacGraw-Hill, 675 p.
- Ozisik, M. Necati. 1993. «Heat Conduction», 2nd ed., John Willey & Sons Inc., 692 p.
- Palen, J. W. 1986. «Heat Exchanger Sourcebook». Hemisphere Publishing Corporation.
- Payne, J.R. 1985. «PVRC Flanged Joint User's Survey». Welding Research Counsel, n.306.
- Roetzel, W., Y. Xuan. 1992. «Transient Behaviour of Multipass Shell-and-Tube Heat Exchangers». In Heat Mass Transfer. Vol. 35, No. 3, pp. 703-710.
- Roetzel, W., Y. Xuan. 1993. «Transient Behaviour of Shell and Tubes Heat Exchangers». In Chem.Eng.Technol.16,pp.296-302.
- Saim, R., Abboudi, Benyoussef, B., Azziz, A. 2007. «Simulation numérique de la convection forcée turbulente dans les échangeurs de chaleurs à faisceau et calandre munis des chicanes transversales». Algerian Journal of Applied Fluid Mechanics. Vol.2, pp.16-21
- Sato, T., Kado, K. 2005. Inelastic Analysis of Dissimilar Material Flanges With Metal Ring Gaskets at Elevated Temperature. ASME 2005 Pressure Vessels and Piping Conference, July 17–21, 2005, Denver, Colorado, USA. Vol. 2, pp. 21-28.

- Sawa, T., Takagi, H., Hiroyuki, K. 1992. «The behaviour of Pipe Flange Connection in Transient Temperature Field». In ASME Pressure Vessels and Piping Conference New Orleans, Louisiana, June 21-25, Vol.236.
- Sawa, T., Takagi, H., Tatsuoka, T. 2005. «Thermal Stress Analysis and Evaluation of Sealing Performance in Pipe Flange Connections With Spiral Wound Gaskets Under Elevated Temperature and Internal Pressure». ASME, Pressure Vessels and Piping Conference, July 17-21, 2005, Denver, Colorado, USA. Vol.2, 115-121.
- Sawa, T., Takagi, Y., Yamada, K. 2006. «Evaluation of the Sealing Performance in Bolted Flange Connection Under Heat Condition and Internal Pressure: The Effect of Scatter in Bolt Preloads». In ASME 2006 Pressure Vessels and Piping/ICPVT-11 Conference (PVP2006-ICPVT-11), July 23-27, 2006, Vancouver, BC, Canada. Vol.2, pp.235-240.
- Sawa, T., Takagi, Y., Torii, H. 2007a. «Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection Under Elevated Temperatures». In ASME 2007 Pressure Vessels and Piping Conference, July 22-26, 2007, San Antonio, Texas, USA. Vol. 2, pp.191-199.
- Sawa, T., Kawasaki, N., Takagi, Y. 2007b. «The Sealing Performance of a Large Diameter Bolted Joint Under Elevated Temperature». ASME, Pressure Vessels and Piping Conference, July 22-26, San Antonio, Texas, USA. Vol 2, pp.201-208.
- Sawa, T., Kawasaki, N., Takagi, Y. 2008a. «Stress Characteristics of Large Diameter Pipe Flange Connection with Non-Asbestos Gasket under Elevated Temperature». Pressure Vessels and Piping Conference, July 27-31, Chicago, USA. ASME, Vol.2, pp.35-43.
- Sawa, T., Nagata, S. 2008b. «Effect of temperature change on Bolt Load and Gasket Load of Bolted Flange Connection with Ring Type Joint Gasket». In ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Vol.2, pp.69-74.
- Sawa, T., Ishimura, M., Shoji, Y. 2008c. «Mechanical Behavior of Rotational Screw Thread Loosening in Bolted Joints Under Repeated Temperature Changes». Pressure Vessels and Piping Conference, July 27-31, Chicago, USA. ASME, Vol.2, pp.245-252.
- Shah, M. M. 1976. «A New Correlation for Heat Transfer During Bowling Flow Through Pipes», ASHRAE Trans, pp. 66-82.

- Takagi, Y., Torii, H., Sawa, T. 2008. «Stress Analysis and Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection at Elevated Temperature». In Pressure Vessels and Piping Conference, July 27-31, Chicago, USA. ASME, Vol.2, pp.25-34.
- Université de technologie de Compiègne. «NIST guide to SI units». [En ligne] <http://physics.nist.gov/Pubs/SP811/appenB9.html>
- Yamaguchi, A., Tsuji, H. 2008. «Evaluation of Creep Properties of Non-Asbestos Joint Sheet Gaskets at Elevated Temperature by Three-Dimensional Viscoelasticity Model». ASME Pressure Vessels and Piping Conference, July 27–31, Chicago, Illinois, USA. Vol. 2, pp.75-80.
- Yang, X., Nassar, S.A., Wu, Z. 2008. «Thermo-Mechanical Behavior of a Stainless Steel Threaded Fitting With a Pre-Compressed Gasket». ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference, July 27–31, Chicago, Illinois, USA. Vol.2, pp.209-218.
- Yee, K.-C., Moon, T. J. 2002. «Plane Thermal Stress Analysis of an Orthotropic Cylinder Subjected to an Arbitrary Temperature Distribution», In Journal of Applied Mechanics, ASME, pp. 232-236.
- Winter, J.R. 1988. «Use Ultrasonic Extensometer to Determine the Variations in the Assembly Bolt Loads Problem Industrial Flange», In Experimental Techniques, 12, n.11, pp.6-11.
- Winter, J.R. 1990.«Gasket Selection Flowchart, Proceeding of the 2nd International Symposium on Fluid Sealing» La Baule, France, pp.267-310.
- Winter, J.R., Coppari, L.A. 1996. «Flange Thermal Parameter Study and Gasket Selection», International Conference on Pressure Vessel Technology, ASME, Vol.2, 141-165.
- Xuan, Y., Roetzel, W. 1993. «Stationary and Dynamic Simulation of Multipass Shell-and-Tube Heat Exchangers with the Dispersion Model for Both Fluids». In International Journal of Heat Mass Transfer. Vol. 36, No 17, pp. 4221-4231.
- Xuan, Yimin. 1996. «Transient Analysis of Multipass Crossflow Heat Exchangers». In Heat Mass Transfer, Springer-Verlag, Vol. 31, pp. 223-230.