

Analyse des contraintes thermiques dans les plaques tubulaires de réchauffeurs haute pression par la méthode des éléments finis

par B. MICHOTTE (Ir. U. Lg)

Ingénieur de Projet du Service des Ventes, Département Sobelco, Hamon-Sobelco S.A., Bruxelles

et J.F. DEBONGNIE (Ir. U. Lg)

Maître de Conférence, Laboratoire d'Aéronautique, Université de Liège

RESUME

Les auteurs se penchent sur le problème délicat de la détermination des contraintes thermiques dans les plaques tubulaires des réchauffeurs haute pression, particulièrement en régime transitoire.

Tout d'abord la méthode des éléments finis est mise en œuvre avec des modèles tridimensionnels constitués d'éléments isoparamétriques à 20 nœuds. Les résultats sont confrontés à des mesures relevées sur un réchauffeur en service. Ensuite une analyse est réalisée à l'aide d'éléments axisymétriques et sa limite de validité définie.

Enfin, sur cette base, une méthode analytique simple est développée, permettant une approche valable au stade de l'avant-projet.

SAMENVATTING

In dit artikel wordt het probleem van de berekening van de thermische spanningen in een pijpenplaat van een hoge druk voorverwarmer behandeld, in 't bijzonder tijdens overgangsregimes.

Vooreerst wordt de berekening volgens de methode der eindige elementen toegelicht, gebaseerd op tridimensionele modellen samengesteld uit isoparametrische elementen met 20 knopen. De aldus bekomen resultaten worden getoetst aan de resultaten van metingen op een voorverwarmer in dienst. Vervolgens is een analyse uitgewerkt met behulp van axisymmetrische elementen en haar toepassingsdomein omschreven.

Tenslotte wordt een eenvoudige analytische methode voorgesteld, die een voldoende benadering toelaat tijdens de voorstudie van een project.

SUMMARY

The authors investigate the intricate problem of thermal stresses in the tube-sheets of high pressure heaters, with emphasis to transient conditions.

First, the finite elements method is used with tridimensional models made of isoparametric elements with 20 nodes. The results are compared with measures provided by tests on a HP heater in operation. Then, analysis with axisymmetric elements is investigated and its limitation is defined.

A simple analytical method is developed on this basis, which permits a valuable approach for preliminary design.

1. INTRODUCTION

Le développement d'unités de production d'électricité dont les puissances ne cessent de croître conduit naturellement à concevoir des équipements de grandes dimensions. Pour ceux-ci, la simple extrapolation des principes classiques de conception peut être dangereuse.

Un tel problème se pose pour les réchauffeurs haute pression à plaque tubulaire (Fig. 1) dont les épaisseurs des parois et de la plaque croissent avec le diamètre intérieur, lui-même fonction du débit d'eau alimentaire. Dans

de tels échangeurs, une étude détaillée des contraintes d'origine thermique et de l'effet de la pression peut devenir indispensable, notamment pour la vérification du comportement en régime transitoire [1]. L'utilisation de la méthode des éléments finis semble alors particulièrement indiquée.

Dans cette optique, la Société HAMON-SOBELCO (Bruxelles), spécialisée dans la conception et la réalisation de postes d'eau et de condensation pour centrales électriques (ainsi que de tours de réfrigération et installations de distillation et dessalement) a mené une série d'études

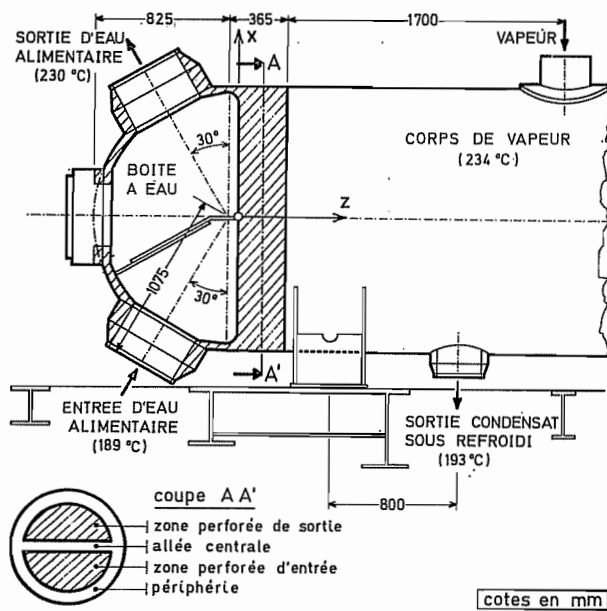


Fig. 1. — Réchauffeur haute pression à plaque tubulaire.

afin de vérifier le domaine de validité d'une modélisation par éléments finis axisymétriques et d'établir une méthode analytique approchée de détermination des champs thermiques et de contraintes, en régime transitoire, dans les plaques tubulaires de réchauffeurs.

Le présent article est issu d'une collaboration technique de près d'une année entre la Société HAMON-SOBELCO et le LABORATOIRE DE TECHNIQUES AERONAUTIQUES ET SPATIALES DE L'UNIVERSITE DE LIEGE. Il résume la campagne d'étude évoquée ci-dessus.

2. DESCRIPTION ET MODELISATION DU RECHAUFFEUR

2.1. Les réchauffeurs à plaque peuvent être décomposés en trois zones principales (Fig. 1) :

- la *boîte à eau*, elle-même généralement subdivisée en deux chambres assurant l'entrée et la sortie de l'eau alimentaire circulant dans les tubes en épingle ;
- le *corps*, renfermant les tubes ; c'est là que s'effectue la condensation de la vapeur de soutirage ;
- la *plaque tubulaire*, séparant la boîte du corps ; elle est divisée en deux zones perforées où sont fixées les extrémités des tubes en U (voir coupe AA' de la figure 1).

2.2. En régime normal, l'eau peut s'échauffer d'environ 15 à 50 °C. Un écart thermique de même importance existe entre la température de la vapeur saturée et la température d'entrée de l'eau. Ces écarts peuvent être accrues lors :

- de contournement des réchauffeurs en amont,

- de régimes transitoires tels que le déclenchement de la turbine où l'on peut assister à des vitesses d'évolution thermique de l'eau alimentaire de 1,5 °C par seconde,
- de remise en service de réchauffeurs contournés.

2.3. Bien que de forme relativement axisymétrique, les réchauffeurs présentent généralement un certain nombre d'irrégularités qui semblent interdire a priori l'analyse axisymétrique. Ce sont essentiellement la forme dissymétrique de la plaque (irrégularité de contour des zones perforées et présence de l'allée centrale de séparation) et, pour les réchauffeurs horizontaux, le décentrement éventuel du corps par rapport à la boîte à eau. De plus, une réelle dissymétrie existe au niveau des excitations thermiques.

Nous avons opté pour l'utilisation d'éléments de volume isoparamétriques à 20 nœuds disponibles, tant en thermique qu'en calcul des contraintes, dans le logiciel SAMCEF du Laboratoire de Techniques Aéronautiques et Spatiales de l'Université de Liège.

La décomposition d'une plaque est représentée en coupe à la figure 2. Sur l'épaisseur de la plaque, il y a plusieurs (par exemple 4) couches d'éléments. La zone perforée est prise en compte d'une manière différente pour le calcul thermique et le calcul élastique. Dans ce dernier, on utilise la notion de *plaque continue équivalente* recommandée entre autre par le code ASME [1] [2] [3]. Cette zone, plus souple, est le siège d'un champ de contraintes thermiques relativement uniforme, ce qui justifie un maillage assez grossier. Pour le calcul thermique, on admet que la zone perforée est soumise à une température quasiment uniforme, ce qui permet de la remplacer par une condition équivalente de convection à sa frontière. Ceci se justifie par le fait que les coefficients de convection sont grands et les ligaments entre tubes, très minces : le temps de réponse thermique de cette zone est en général de l'ordre de 0,3 seconde.

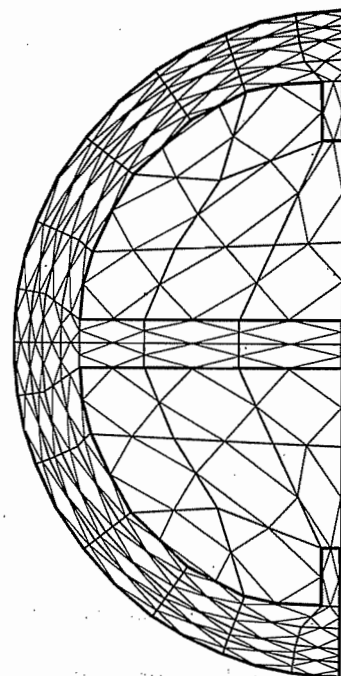


Fig. 2. — Décomposition en éléments finis d'une demi-plaque tubulaire. Coupe dans le plan de la plaque.

La modélisation de la boîte à eau et du corps est indispensable pour représenter correctement les conditions d'appui de la plaque ainsi que les efforts de jonction boîte-plaque et corps-plaque. Pour le corps cependant, il n'est pas nécessaire de prolonger la modélisation au-delà d'une certaine longueur d'influence que la théorie des coques permet de prévoir. Pour le reste, on prolonge le maillage par des éléments relativement grands, de manière à situer la coupure au centre de masse thermique de l'appareil. Le maillage de la figure 3 est basé sur ces principes et représente un secteur de 90° d'un réchauffeur.

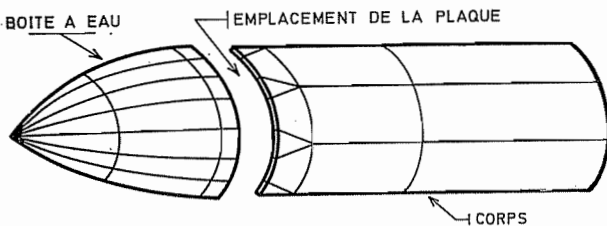


Fig. 3. — Modélisation tridimensionnelle d'un réchauffeur HP. Vue en perspective d'un secteur de 90°.

Ainsi, nous avons obtenu, lors d'études de réchauffeurs haute pression conçus par HAMON-SOBELCO, des maillages comptant :

- 300 à 400 éléments isoparamétriques à 20 nœuds,
- 200 éléments de convection thermique,
- environ 2000 d.d.l. en thermique, 6000 d.d.l. en élastique.

La résolution de tels systèmes élastiques nécessite une taille mémoire de l'ordre de 2000 kbytes. Il va de soi que l'optimisation de la largeur de bande doit être particulièrement soignée.

2.4. Les conditions aux limites sont, en thermique :

- des conditions de symétrie dans le plan médian, ce qui permet de n'étudier que la moitié de la structure ;
- la nullité du flux sur les faces calorifugées ;
- à l'extrémité de la partie représentée de la virole, flux nul, ce qui se justifie lorsque la coupure est suffisamment éloignée de la plaque (voir ci-avant) ;
- enfin, des conditions de convection ; si q_f est le vecteur des températures de fluide, elles peuvent être prises en compte à l'aide de flux thermiques de la forme Aq_f , A étant une matrice convenable, contenant certains termes non diagonaux de la matrice de raideur des éléments de convection.

Pour le problème élastique, on a :

- des conditions de symétrie dans le plan médian ;
- l'extrémité de la partie représentée de la virole est supposée libre, ce qui est admissible si la longueur minimum renseignée ci-dessus est respectée ;
- des conditions de fixations hyperstatiques éventuelles ;
- une mise en charge thermique (charges de volume) définie par les températures calculées dans l'étude thermique ;
- éventuellement des charges de pression.

2.5. La modélisation à l'aide d'éléments isoparamétriques à 20 nœuds n'est possible qu'en ayant recours à des programmes générateurs de maillages. Celui du Laboratoire d'Aéronautique de l'Université de Liège est basé sur une décomposition préalable de la structure en quelques blocs tels que coques de révolution, « volumes réglés » et « volumes courbes », et assure le découpage et la connexion automatique de ceux-ci. Cette décomposition dépend déjà de la finesse désirée dans certaines régions pour le maillage final.

Mais même dans le cadre d'une telle automatisation, des erreurs de modélisation sont inévitables, et une vérification minutieuse du modèle est nécessaire et doit comprendre au moins :

- des visualisations de morceaux de la structure ; ainsi, la figure 4 est une visualisation de la modélisation d'une demi-plaque sans les parties perforées ; le dessin ne reproduit que les arêtes (comparer avec la figure 2) ;

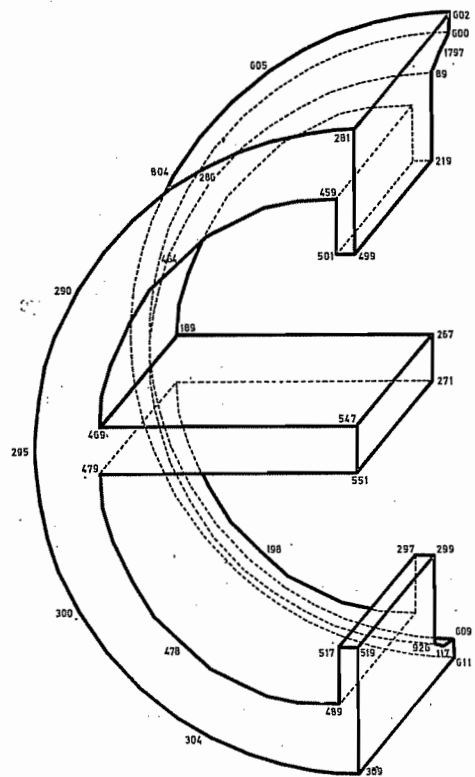


Fig. 4. — Modélisation d'une demi-plaque tubulaire (220 éléments tridimensionnels). Vue du contour extérieur après suppression des zones perforées.

- le test systématique de la constance du signe du Jacobien au voisinage des huit sommets de chaque élément ; ce test très précieux permet de détecter des distorsions anormales des éléments.

3. ETUDE DU REGIME PERMANENT

3.1. L'étude du problème stationnaire permet d'obtenir le comportement du réchauffeur en régime. Comme, de plus, le coût de cette analyse est relativement plus faible

que celui de l'étude du transitoire, elle peut encore servir d'ultime qualification du maillage, sur base de la plausibilité de ses résultats.

3.2. La figure 5 représente les isothermes que nous avons obtenues pour une plaque de réchauffeur horizontal. On remarquera le décentrement du corps par rapport à la boîte à eau. Dans ce cas, la face du côté corps de la plaque est en contact avec de la vapeur saturée qui s'y

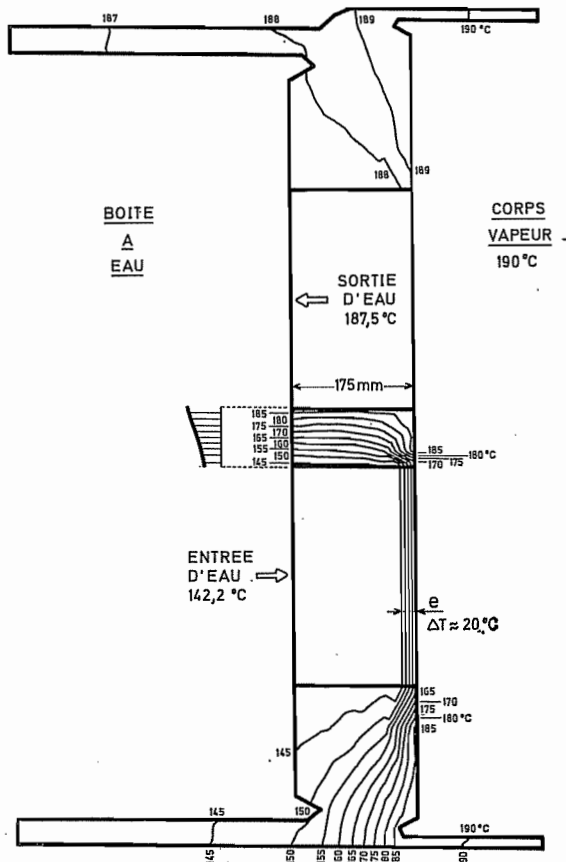


Fig. 5. — Isothermes en régime permanent dans une coupe transversale d'une plaque tubulaire et ses jonctions.

condense. Comme le coefficient de transfert correspondant est élevé, on pourrait s'attendre à des gradients thermiques importants sur l'épaisseur de la plaque. En fait, les plus forts gradients ont lieu dans l'allée centrale (environ 4 °C/cm) et également dans une couche de faible épaisseur adjacente à la face du côté corps de la zone perforée d'entrée de l'eau (environ 10 °C/cm). Dans cette couche, il apparaîtra donc des variations locales importantes de tensions, dites « thermal skin effect » [4].

Enfin, on remarquera que la distribution des températures dans l'allée centrale est pratiquement linéaire.

3.3. Le calcul des contraintes thermiques, éventuellement corrigées à proximité des perforations par l'application de facteurs de concentration [1] [2], a montré que la région la plus sollicitée est en général l'allée centrale de séparation des zones perforées. Cette dernière se comporte comme une poutre partiellement bridée en flexion par la

présence des zones perforées et soumise à un gradient thermique transversal. Dans le cas particulier d'une plaque caractérisée par :

- ligament divisé par le pas = 0,34
- diamètre des perforations = 16,5 mm
- dimension radiale de la périphérie non perforée = 150 mm
- largeur de l'allée centrale = 80 mm,

les tensions de pointe ne dépassaient pas 8 daN/mm^2 pour un échauffement de 45 °C de l'eau alimentaire.

4. ETUDE DU REGIME TRANSITOIRE

4.1. Le principe de l'étude du régime transitoire est le suivant : dans une première étape, on calcule la réponse transitoire thermique, ensuite, en un certain nombre d'instantanés donnés, on effectue une analyse élastique statique. Ceci suppose, évidemment, que les phénomènes thermiques sont suffisamment lents pour ne pas exciter fortement l'inertie de la structure (thermoélasticité quasi-statique découplée).

L'étude de la réponse transitoire thermique par éléments finis mène à un système matriciel de la forme :

$$Kq + C\dot{q} = g$$

où q est le vecteur des températures nodales, g celui des flux imposés, y compris les flux de convection, et K et C , les matrices de conductibilité et de capacité thermique. Dans le logiciel SAMCEF, on a la possibilité d'utiliser deux méthodes, à savoir la *superposition modale* et l'*intégration directe* [5].

La première consiste à travailler dans la base des modes propres thermiques du problème homogène. Il s'agit de modes dont l'évolution naturelle est exponentiellement décroissante, avec un temps de relaxation $\tau_n = 1/(w_n)^2$, où $(w_n)^2$ est la valeur propre associée au mode considéré. La seconde est une méthode d'intégration pas à pas, par le schéma de CRANK-NICHOLSON, le plus exact des schémas inconditionnellement stables à un pas.

Dans le cas des réchauffeurs, on constate que le spectre propre thermique est *très serré*, ce qui rend la méthode de superposition modale impraticable, car elle nécessite l'utilisation d'un grand nombre de modes propres et, de plus, la recherche de ces modes par les méthodes itératives est d'autant plus coûteuse que le spectre est plus serré.

C'est donc la méthode d'intégration directe qui a été utilisée. Pour celle-ci, la question qui se pose est le choix du pas de temps. Sur une base théorique, nous avons établi un couple de relations liant le pas de temps Δt , de façon à obtenir une précision raisonnable :

$$\Delta t \leq 0,38 \frac{\rho c}{\lambda} (\Delta L)^2$$

$$\Delta t \leq 0,02 (T/\dot{T})_{\min}$$

où ρc est la capacité calorifique par unité de volume, λ la conductibilité, ΔL une dimension caractéristique, et T et \dot{T} , la température de convection et sa dérivée. Ces relations autorisent un pas de temps plus grand que pour une réponse mécanique.

Enfin, un algorithme performant de résolution *sans condensation* a été développé afin de supprimer toute erreur due à l'omission de certains termes de flux capacitif.

4.2. L'analyse du transitoire thermique est réalisée en tenant compte des variations des coefficients de transfert aux parois au cours du temps et conduit à des cartes de températures telles que celles de la figure 6. Cette figure se rapporte au cas d'un transitoire lent (chute de température : $10\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$). Les noyaux chauds à la périphérie et au centre de la plaque sont typiques de ce genre de transitoire. On constate par ailleurs une certaine uniformisation circumférentielle du champ thermique, ce qui pourrait suggérer une approche axisymétrique du problème.

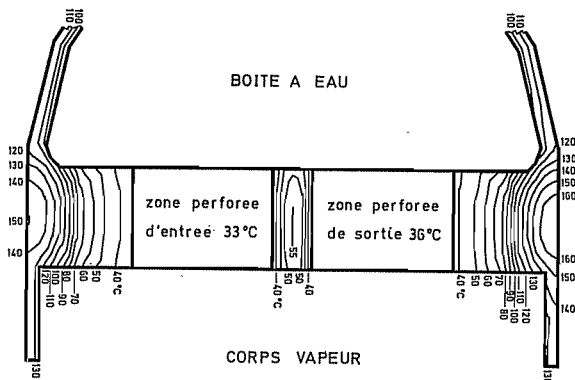


Fig. 6. — Isothermes à l'instant critique d'un régime transitoire non brutal (coupe transversale).

4.3. La détermination de l'instant critique se fait par analyse de l'évolution temporelle des gradients thermiques locaux et des écarts absolus de températures entre zones adjacentes. A cet instant, le calcul des tensions thermiques est réalisé à l'aide du modèle élastique. Les résultats peuvent être traduits en contraintes équivalentes de TRESCA ou VON MISES, dont on peut établir des cartes (Fig. 7).

Excepté dans le cas de transitoires à grande variation de température et très rapides (période inférieure au temps de réponse de la plaque), les zones fortement sollicitées sont la périphérie extérieure, à proximité du calorifuge, et la jonction plaque-virole (Fig. 7). En ces points, il peut arriver que les contraintes soient très élevées, conduisant même parfois à des plastifications locales [6].

La compréhension des phénomènes et mécanismes responsables des valeurs parfois élevées des contraintes est fortement facilitée par l'examen du champ des contraintes principales. C'est ainsi qu'il apparaît que des tensions de flexion importantes sont produites dans les jonctions de la plaque aux viroles par une différence de dilatation radiale entre ces parties du réchauffeur.

Les figures 8 et 9 donnent une idée de la répartition de certaines tensions à l'instant critique.

4.4. L'analyse des tensions à l'instant critique a permis de dégager les constatations suivantes, relatives au cas d'une chute de température des zones perforées.

— La contraction de l'allée centrale est partiellement empêchée par la périphérie, à température plus élevée et de raideur plus importante.

— La zone de raccordement de l'allée à la périphérie est fortement sollicitée à proximité des coins des zones perforées. Cependant, les trois contraintes principales y sont du même ordre de grandeur et de même signe : la contrainte de comparaison (TRESCA) reste modérée et donc de peu d'intérêt en fatigue. Pour le cas particulier cité au paragraphe 3.3, et pour une chute thermique de $10\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$, cette contrainte ne dépasse pas $6,9\text{ daN}/\text{mm}^2$.

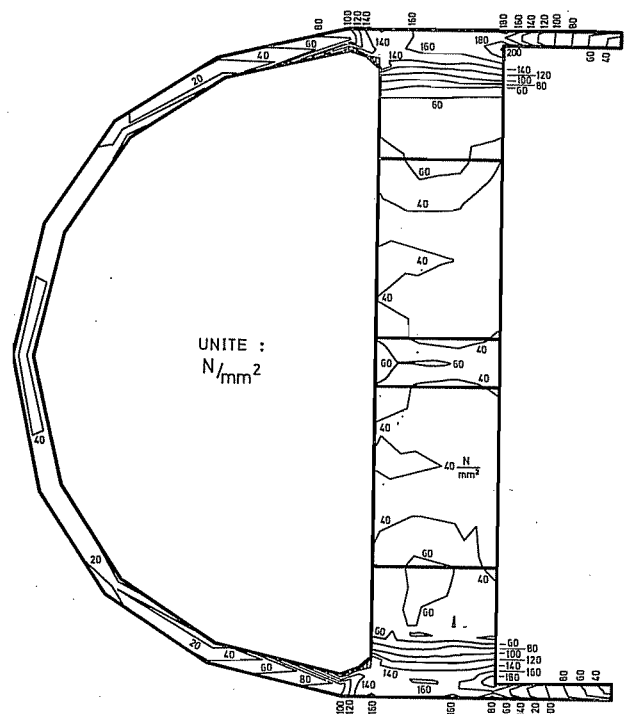


Fig. 7. — Tensions thermiques (Von Mises) correspondant au champ de température de la figure 6.

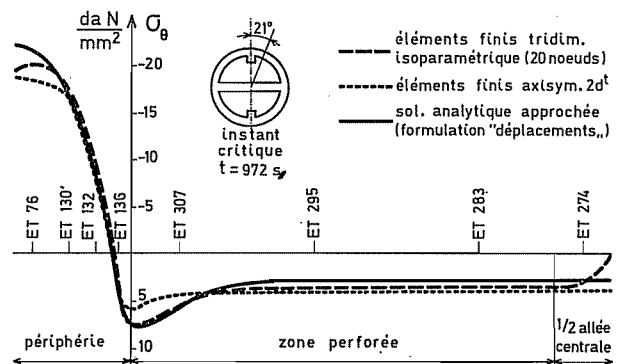


Fig. 8. — Répartition radiale de la contrainte tangentielle dans la section méridienne d'orientation $\alpha = 21^{\circ}$.

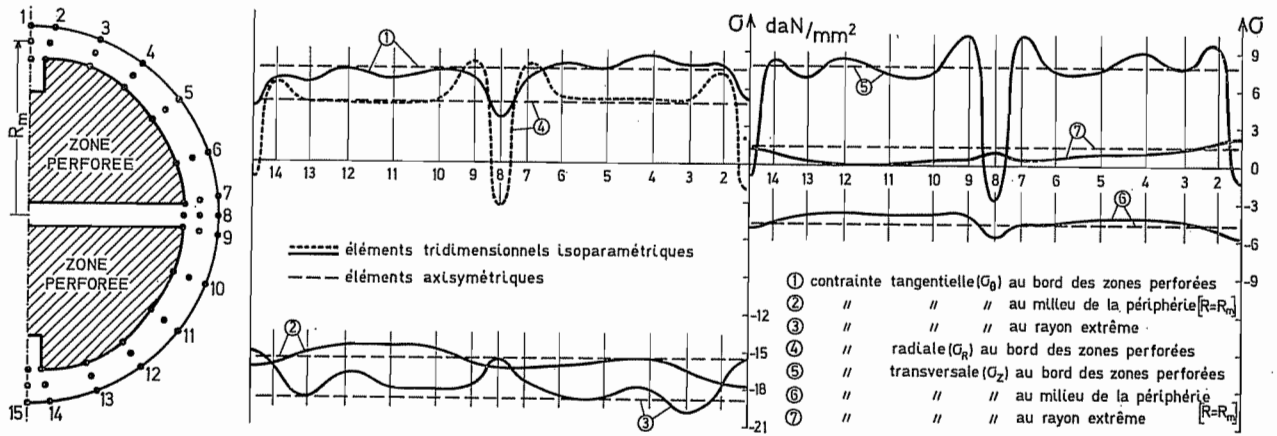


Fig. 9. — Répartition circconférentielle des contraintes σ_r , σ_θ et σ_z (à mi-épaisseur de la plaque) obtenues à l'aide d'une modélisation tridimensionnelle. Comparaison avec les résultats de l'étude axisymétrique.

— La périphérie est le siège de contraintes circconférentielles très importantes. L'orientation des contraintes principales est proche de celle des axes cylindriques locaux. Aux jonctions avec les viroles, il s'y ajoute un état de flexion comme décrit au paragraphe 4.3.

L'étude en fatigue devra se concentrer sur cette région [7] [8].

5. CONFRONTATION AVEC L'EXPERIENCE IN SITU

Des relevés de températures en régime transitoire ont été réalisés par HAMON-SOBELCO sur un de ses réchauffeurs en service dans la centrale nucléaire de DOEL. Une étude tridimensionnelle par éléments finis du comportement de la plaque tubulaire fut réalisée. Ces essais avaient pour but de vérifier la validité de la modélisation choisie ainsi que des hypothèses adoptées dans le calcul par éléments finis. Un régime transitoire de $45\text{ }^\circ\text{C}/\text{min}$ a été provoqué et la réponse de la plaque a été analysée par une série de 40 thermocouples répartis dans celle-ci. Malgré les difficultés rencontrées lors de ces essais (régime thermique non stabilisé en début d'essais, interférences réseau — signal des thermocouples), la confrontation calcul-expériences a pu être réalisée en certains points de la plaque (Fig. 10). Les temps de réponse et les vitesses d'évolution thermique concordent parfaitement, tandis qu'un écart, pratiquement constant, d'une dizaine de degrés, se manifeste. Cet écart est à attribuer au fait que la plaque n'avait pas atteint son état de régime en début d'essai.

6. COMPARAISON AVEC LES RESULTATS D'UNE ETUDE AXISYMETRIQUE

L'examen de la figure 9 montre que les tensions dans la périphérie sont indéniablement influencées par la présence de l'allée centrale et d'emplacements pour la fixation

de tirants, du moins au bord des zones perforées. Mais cette influence se manifeste comme une correction d'un terme fondamental axisymétrique. On est donc tenté d'utiliser une approche axisymétrique du problème (seul le plan méridien est divisé en éléments finis). Dans ce cadre, l'allée centrale est simplement ignorée, et la zone perforée est supposée parfaitement circulaire (avec un rayon moyen). Une étude des tensions a été réalisée à l'aide de ce modèle, sur base des températures issues de l'idéalisation tridimensionnelle, en une section méridienne éloignée de l'allée centrale.

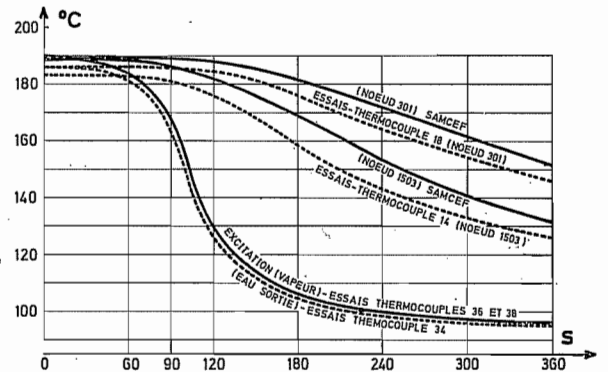


Fig. 10. Confrontation des résultats avec les mesures expérimentales.

La comparaison est donnée aux figures 8 et 9. Comme on s'y attend, des écarts relativement importants apparaissent aux abords des discontinuités géométriques. Ces écarts sont d'ailleurs nettement plus prononcés en bordure des zones perforées qu'à la périphérie extrême de la plaque. Le tableau 1 résume la situation pour un cas particulier étudié (S = contraintes) :

Tableau 1. — Ecart maxima par rapport aux résultats tridimensionnels

	Contre calorifuge		Milieu de la périphérie		Bord de zone perforée	
	Allée	Tirant	Allée	Tirant	Allée	Tirant
S_θ	+ 20 %	+ 23 %	— 4 %	— 10 %	+ 100 %	+ 56 %
S_z	—	—	— 16 %	— 16 %	change de signe	change de signe
S_R	—	—	—	—	change de signe	change de signe

Dans ce tableau un trait signifie que les tensions considérées sont trop petites pour considérer leur variation comme significative. Cependant, dans les zones régulières de la périphérie, les écarts restent assez faibles : 6 % pour S_θ , 8 % pour S_Z , 4 % pour S_R , et 8 % pour la contrainte de VON MISES.

En conclusion, on peut dire qu'une modélisation axisymétrique est une approche valable, dans la mesure où d'une part, les zones critiques de fatigue ne se localisent pas aux abords des discontinuités de forme (cfr. 4.4) et d'autre part, une certaine uniformisation du champ thermique se produit avant l'instant critique. Ces conditions seront vérifiées si :

- les températures d'entrée et de sortie de l'eau alimentaire évoluent dans le même sens et de façon semblable pour tendre vers une même valeur (importance de la durée du transitoire par rapport au temps de parcours de l'eau dans les tubes du réchauffeur) ;
- la durée du transitoire est supérieure au temps de réponse thermique de la plaque ;
- la largeur de l'allée centrale et des autres discontinuités est inférieure à la dimension radiale de la périphérie ;
- l'excitation sur la face « vapeur » de la plaque est quasiment uniforme.

7. METHODE ANALYTIQUE APPROCHEE DE CALCUL DES CONTRAINTES

Au niveau de l'avant-projet, il est intéressant de pouvoir calculer *rapidement* une bonne approximation des contraintes thermiques dans une plaque tubulaire, tant en régime permanent que pour un régime transitoire thermique donné.

En régime permanent, les contraintes peuvent facilement être estimées par les formulations classiques [1] [2] [4]. Le diagramme des tensions tangentielles (les plus importantes) dans le plan de symétrie et à mi-épaisseur de la plaque peut être approché par la solution théorique des contraintes dans un disque soumis à un saut de température dans une section diamétrale ou par une application de la méthode de Duhamel, si l'on connaît la répartition radiale de température existant dans ce plan.

Pour le régime transitoire, nous proposons ici une méthode que nous avons mise au point et vérifiée lors des calculs précédents. On y suppose, bien sûr, la structure axisymétrique.

7.1. Le premier point consiste à calculer, à différents instants, le champ thermique à la périphérie. Pour ce calcul, nous nous basons sur le fait que, généralement, lors du régime transitoire, le coefficient de transfert b_1 de l'eau dans les tubes est nettement plus élevé que les coefficients b_2 et b_3 des fluides en contact avec la plaque. Dans ce cas, on peut obtenir le champ de température en deux étapes, par une méthode de perturbation appliquée à la fonction de dissipation thermique. La première approximation T_0 est la solution de l'écoulement unidimensionnel de la chaleur sous l'influence de la variation de la température de la zone perforée, les deux faces de la plaque étant supposées isolées.

Le champ corrigé T_1 est obtenu en supposant la zone perforée isolée, la convection se faisant entre la plaque et les fluides au contact de ces faces. Pour ce faire, la plaque est subdivisée en tranches perpendiculaires à ses faces, chaque tranche étant supposée à une température uniforme, égale à la moyenne de T_0 dans celle-ci.

Cette méthode a été appliquée sur une plaque tubulaire pour trois transitoires de vitesses différentes (90 °C/min — 10 °C/min — 1,5 °C/min), les coefficients de transfert respectant la relation $b_1 = 50 b_2 = 50 b_3$. La solution analytique est en général très proche des résultats obtenus par éléments finis (Fig. 11).

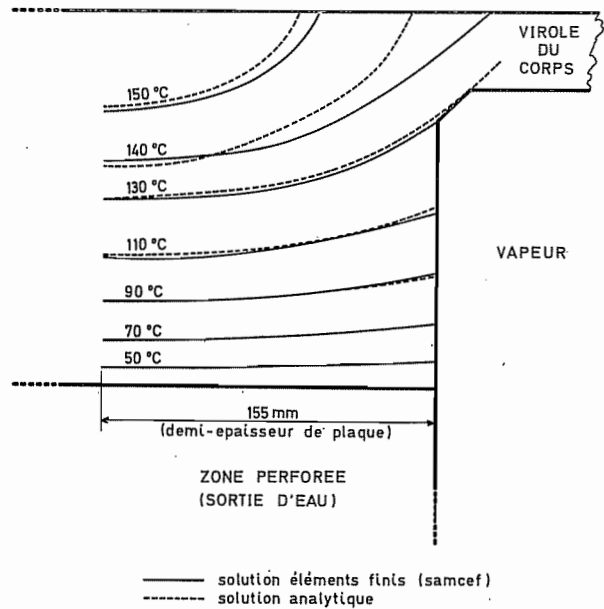


Fig. 11. — Champ thermique analytique comparé aux résultats obtenus par éléments finis dans la section méridienne d'orientation $\alpha = 21^\circ$, à l'instant critique (voir Fig. 6).

7.2. Le calcul des tensions thermiques peut alors être effectué sur base du diagramme du profil radial de température. La méthode de calcul est établie dans le cadre d'une théorie cinématiquement admissible basée sur les hypothèses suivantes :

$$\left. \begin{aligned} u_r &= u_1 = A_1 \cdot r && \text{dans la zone perforée (indice 1)} \\ u_r &= u_2 = A_2 + A_3/r && \text{dans la périphérie (indice 2)} \end{aligned} \right\}$$

les paramètres A_1 , A_2 , A_3 étant liés par la condition de continuité du déplacement u_r . Il subsiste alors deux paramètres, dont on détermine la valeur en minimisant l'énergie de déformation U , en tenant compte de la déformation thermique initiale :

$$U = 2\pi \left\{ \int_0^a W_1 r dr + \int_a^b W_2 r dr \right\}$$

$$\text{avec : } W_i = \frac{1}{2} D_i [e_{r,i}^2 + e_{\theta,i}^2 + 2\nu_i e_{r,i} e_{\theta,i}]$$

$$D_i = E_i / (1 - \nu_i^2) \quad \text{où } i = 1, 2$$

- a = rayon moyen de la zone perforée
 b = rayon de la plaque
 $\varepsilon_r, \varepsilon_\theta$ = déformations thermiques empêchées.

Ayant obtenu les valeurs de $A_1, A_2,$ et $A_3,$ on calcule les tensions par la loi de Hooke, soit :

$$\begin{aligned}\sigma_{\theta,1} &= \sigma_{r,1} = D_1 (A_1 - \alpha_1 T) (1 + \nu_1) \\ \sigma_{\theta,2} &= D_2 [(1 + \nu_2) A_2 + (1 - \nu_2) (A_1 - A_2) (a^2/r^2) \\ &\quad - (1 + \nu_2) \alpha_2 T] \\ \sigma_{r,2} &= D_2 [(1 + \nu_2) A_2 - (1 - \nu_2) (A_1 - A_2) (a^2/r^2) \\ &\quad - (1 + \nu_2) \alpha_2 T]\end{aligned}$$

La comparaison des résultats analytiques avec ceux du calcul par éléments finis est donnée à la figure 8 pour σ_θ .

Il s'agit du cas particulier de la plaque décrite au paragraphe 3.3 et soumise à une chute de température de l'eau alimentaire de 10 °C/min. On constate que la correspondance est très satisfaisante.

7.3. L'approche précédente doit enfin être corrigée dans les zones de jonctions de la plaque aux viroles. Il s'agit essentiellement d'évaluer la tension de flexion longitudinale dont question au paragraphe 4.3. Celle-ci peut être valablement estimée à partir de la théorie des coques :

$$S = \pm \frac{6 M_o}{e^2}$$

avec : $\left\{ \begin{array}{l} M_o = \text{moment d'encastrement induit par le} \\ \quad \text{gradient thermique longitudinal} \\ e = \text{épaisseur de la virole} \end{array} \right.$

8. CONCLUSIONS

Cette étude nous a permis de mettre au point et de tester l'application de diverses méthodes de calcul des contraintes thermiques dans les plaques de réchauffeurs H.P.

L'analyse tridimensionnelle basée sur l'utilisation d'éléments isoparamétriques a été particulièrement approfondie. Après en avoir vérifié les résultats par diverses méthodes, nous l'avons érigée en référence pour définir les limites de validité de l'analyse axisymétrique.

Nous avons en outre développé une méthode analytique très simple permettant dorénavant, au stade de l'avant-projet, une bonne estimation des contraintes prépondérantes.

De nos études il ressort enfin que s'il est certain qu'un meilleur comportement est obtenu en régime permanent

par simple minimisation de la largeur de l'allée centrale et de la dimension radiale de la périphérie (pour un diamètre et un pas de perforation donnés), il n'est pas moins certain qu'en régime transitoire cette minimisation peut être néfaste. Celle-ci devra être faite avec prudence en tenant compte de l'influence qu'elle peut avoir sur la valeur des tensions thermiques de flexion dans les zones de jonction au corps et à la boîte à eau. Ces tensions augmentent en général avec la diminution de largeur de la périphérie non perforée.

L'ensemble de ces techniques constitue, pour HAMON-SOBELCO, un outil particulièrement sûr et efficace pour la conception et la vérification des échangeurs à plaques tubulaires.

REFERENCES

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code-Section VIII Division 2.
1974 Edition — New York.
- [2] W.J. O'DONNELL and B.F. LANGER.
Design of Perforated Plates.
Journal of Engineering for Industry-Trans. ASME, B84, N° 3, Aug. 1962.
- [3] T. SLOT and W.J. O'DONNELL.
Effective Elastic Constants for Thick Perforated Plates with Square and Triangular Penetration Patterns.
Transact of ASME-Journal of Engineering for Industry, Nov. 1971.
- [4] N.M. LEVEN and R.L. JOHNSON.
Thermal Stresses on the Surface of Tube Sheet Plates of 10 and 33 1/3 Percent Ligament Efficiency.
Experimental Mechanics, Dec. 1964.
- [5] M. HOGGE.
Transfert de Chaleur et Contraintes Thermiques dans les Structures par la Méthode des Eléments Finis.
Thèse de Doctorat, Université de Liège, Belgique, 1975.
- [6] P.M. STUART.
Thermal Stress Analysis of Superheater Tube Sheet.
Structural Analysis Special Interest Group, Nov. 1975, Germany.
- [7] G. GUERLEMENT.
Application de la Théorie de la Stabilisation Plastique au Dimensionnement des Réservoirs.
Revue M, Vol. 20, n° 1, 1974.
- [8] R. ROCHE (CEN - Saclay).
La Déformation Progressive.
Deuxième Colloque National sur la Technologie des Appareils à Pression, Paris, Octobre 1977.