

STUDIES NEEDED TO PREVENT THE USE OF EXPANSION BENDS IN LMFBR INTERMEDIATE HEAT EXCHANGERS

G. KAYSER

DRNR/CEN-Cadarache, F-13115 St-Paul-Les-Durance, France

SUMMARY

The LMFBR IHX built in France consist in a vertical tube bundle welded on 2 tube sheets. The secondary sodium flows down a central pipe to the lower collector then up through the tube bundle where it is heated.

The main stresses, in these exchangers, are due to the pressure of the secondary sodium flow (from 4 to 8 bars), and to the temperature differences inside the structure (about 200°C between the hottest and coldest points).

In the first facility (Rapsodie), the tubes in the bundle had expansion bends, and the tube sheets were thick (80 mm for 0,7 m diameter and a 4 bars effective pressure), because they were not stiffened by the tube bundle. On the other hand, the thermal stresses induced by the temperature difference between the tube bundle and the central pipe welded to the upper and lower tube sheets on one side, and between the tubes of the bundle on the other side were decreased by the presence of the bends.

During the preliminary studies for the PHENIX reactor, it was soon evident that, due to the increase in dimensions and pressure, a structure with expansion bends on tubes would lead to prohibitive sheet-thickness. Moreover, the presence of bends increased the total length, made vibration problems more complicated, and, finally made the structure more expensive. Therefore, a solution with straight tubes was studied, and, despite the pressure and diameter increase, the Phenix sheets had the same thickness as Rapsodie's ones.

Evidently, the solution of the problems raised by the presence of thermal stresses needed thorough studies and led to the following theoretical and experimental developments:

1. A computer code was written for structural analysis. The structure was divided in annular elements that could be studied by means of the elementary theory of shells and plates; and reduced elastic coefficients were given to the tube sheets to account for the presence of drilled holes.
2. An experimental study was undertaken to determine the reduced elastic coefficients of the tube sheets.
3. A computer code was written to study the primary sodium flow around the tube bundle, and experimental studies were made on a mockup, the fluid being water.
4. The results of the previous code were used to determine, by means of a code for thermal analysis, the temperature field in the bundle both in steady state and transient regimes.

Up to now, many transients were performed and the Phenix heat exchangers have been operating quite satisfactorily; this seems to prove the design assumptions were correct.

1. Introduction

La fonction des échangeurs intermédiaires dans un réacteur rapide consiste à transférer la puissance thermique du sodium primaire, rendu actif par son passage dans le coeur, au sodium secondaire inactif destiné à produire la vapeur.

Les échangeurs réalisés pour les différents réacteurs de la filière rapide en France sont tous du même type ; ils sont constitués d'un faisceau vertical de tubes soudés à deux plaques annulaires. Le centre de l'appareil est traversé par une tuyauterie qui alimente le collecteur inférieur en sodium secondaire froid, qui, ensuite, est réchauffé pendant sa remontée à l'intérieur des tubes (Fig. 1).

Les principales causes de contraintes dans ces appareils sont la pression du sodium secondaire, de l'ordre de 4 à 8 bars, et les forts écarts de température entre les différentes parties de la structure ($\sim 200^\circ\text{C}$ entre le point le plus chaud et le plus froid).

La pression secondaire agit directement sur les plaques, mais son action la plus importante consiste en la réaction du fond qui agit au bord extérieur de la plaque inférieure (Fig. 1). Si les tubes sont souples, c'est-à-dire munis de lyres de dilatation, comme dans le cas de la première réalisation, (Rapsodie) le faisceau tubulaire ne participe pas à la reprise de cette réaction du fond et la flexion importante dans les plaques conduit à une épaisseur élevée (80 mm pour un diamètre de 0,7 m et une pression effective de 4 bars).

Les contraintes thermiques du faisceau sont dues d'abord à la différence de température entre le faisceau de tubes d'une part, et la virole centrale reliant les deux plaques d'autre part ; cette dernière étant uniquement au contact du sodium primaire est plus chaude que les tubes qui sont traversés par du sodium secondaire plus froid. La différence de température entre les tubes des couches externes du faisceau plus chaudes et les couches internes plus froides induit également des contraintes. Toutes ces contraintes sont minimisées du fait de la présence des lyres de dilatation.

D'autres contraintes thermiques dues aux différences de température de part et d'autre des plaques et des viroles des collecteurs peuvent être minimisées par l'utilisation d'écrans thermiques.

Lors des études d'avant-projet de Phénix, où la taille et la pression étaient augmentées, on s'est vite rendu compte qu'une structure souple à lyres

conduirait à des épaisseurs de plaques prohibitives. De plus, la présence de lyres avait d'autres inconvénients : voir figure 1.a.

- Augmentation de la longueur du faisceau, les lyres n'étant pas souhaitables dans la partie active du faisceau où s'écoule le sodium primaire, à cause de l'augmentation des vitesses entraînant une perte de charge et un risque de vibrations supplémentaires.
- Complication de la fabrication

Tout cela résultait finalement en une augmentation de prix des échangeurs.

On s'est donc tourné vers une solution à tubes droits ; la réaction du fond de l'échangeur étant transmise directement à travers les tubes des rangées externes à la partie supérieure, la flexion dans les plaques est restée plus faible ; ainsi, les plaques de Phénix sont restées à la même épaisseur que celles de Rapsodie (80 mm) malgré l'augmentation de la pression (8 bars) et du diamètre (1,2 m) (voir fig. 1 b).

Ceci a évidemment accentué les problèmes posés par les contraintes thermiques et souligné la nécessité de connaître les températures des différentes rangées de tubes avec plus de précision, aussi bien en régime permanent qu'en régime transitoire. On a donc été conduits aux développements théoriques et expérimentaux exposés ci-après.

2. Développement des études mécaniques

2.1 - Code de calcul des contraintes

Un code spécifique "CONTREC" a été réalisé, par découpage de la structure en éléments de révolution calculables par la théorie élémentaire des plaques et des coques (voir fig. 2).

Ce code prend en considération :

- La pression effective du sodium secondaire, variable pour tenir compte des pertes de charge.
- L'effort introduit par le tuyau d'arrivée du sodium secondaire.
- Les dilatations différentielles entre les différentes rangées de tubes et la virole centrale reliant les deux plaques.
- Le poids propre (effet très faible).

Dans le calcul, les plaques trouées interviennent avec des coefficients élastiques réduits.

Le code ne tient pas compte de la flexion des tubes à leur jonction à la plaque ; la validité de cette hypothèse est vérifiée à posteriori par le calcul du moment de flexion induit dans les tubes par la rotation de la plaque, et comparaison de ce moment avec ceux existants dans la plaque.

Evidemment, cette hypothèse pourrait ne plus être valable si on adaptait des tubes de diamètre plus élevé (tubes actuels $\varnothing 12/14$).

A cause des simplifications aux jonctions plaques-viroles, on peut s'attendre qu'en ces endroits, les contraintes données par le code soient surestimées dans les viroles et sous-estimées dans les plaques ; ceci a effectivement été constaté par un essai sur modèle (voir § 2.2) ainsi que lors d'une analyse détaillée d'une jonction par un code à éléments finis, dans le cadre des études pour Super-Phénix (voir ROUMAILHAC [1]).

Les déformées et contraintes dans la plaque inférieure des E.I de Phénix calculées par CONTREC pour deux cas de sollicitation sont données à la figure 5.

2.2 - Etude expérimentale des contraintes et déformations dans une plaque trouée

Diverses études traitent de la détermination de la raideur réduite d'une plaque trouée, mais l'utilisation de ces informations dans notre cas était délicate du fait de la configuration particulière du réseau de perçage des plaques. En effet, les études connues concernent des réseaux triangulaires réguliers ; or, pour des raisons thermiques aux bords du faisceau ainsi que de réalisation des ceintures antivibratoires, on a préféré un réseau circonferentiel avec un pas radial de 19 mm et un pas circonferentiel de 20 mm. D'autre part, les tubes traversant les plaques et étant soudés sur les faces extérieures de celles-ci (côté sodium secondaire), on pouvait se demander si le trou à prendre en considération était le trou intérieur du tube ou le trou de perçage dans la plaque. Ainsi suivant qu'on prenait les hypothèses les plus optimistes ou plus pessimistes, les coefficients de réduction de la raideur E^*/E étaient de 0,44 ou 0,20.

On a donc effectué des essais de déformation sur une plaque du type de Rapsodie (voir fig.3). De façon à généraliser un peu l'expérience, on a appliqué deux cas de charge différents, en agissant par des vérins sur deux circonférences différentes de la maquette. Les résultats expérimentaux ont été comparés aux résultats des calculs effectués par le code CONTREC, avec des raideurs des plaques variables ; ainsi, on a déterminé le meilleur coefficient de réduction de la raideur : E^*/E expérimental = 0,3, ainsi que le coefficient de majoration des contraintes = 3.

De plus, dans le cas particulier de la structure partielle qui a été examinée, on a pu vérifier le bon accord de CONTREC avec l'expérience, sauf en ce qui concerne les contraintes de pointe à la jonction des viroles avec

la plaque ou les valeurs expérimentales sont plus faibles que les valeurs théoriques.

3. Développement des études hydrauliques et thermiques

La connaissance fine des températures dans le faisceau, aussi bien en régime permanent que transitoire, est indispensable pour calculer les contraintes thermiques. Les études décrites ci-après fournissent cette connaissance, mais leur intérêt va bien au-delà ; ainsi, les études hydrauliques sont également nécessaires pour déterminer les pertes de charge et les risques de vibration ; les études thermiques servent à connaître l'efficacité thermique de l'appareil ainsi que les temps de réponse en transitoires. Ici, on ne traitera que de l'aspect de ces études qui concerne les contraintes.

Un code d'analyse hydraulique en calcul numérique (ECOULEC) permet de déterminer les lignes de courant du sodium primaire dans le faisceau tubulaire (voir fig. 4 a). Il est réalisé par découpage du faisceau en secteurs annulaires, dans lesquels les vitesses horizontales et verticales sont les inconnues ; celles-ci sont déterminées par les équations de conservation des débits et d'égalité des pertes de charge suivant des chemins différents. Les coefficients de perte de charge élémentaires pour les écoulements parallèles et perpendiculaires aux tubes sont obtenus par des essais sur maquettes ; on a également réalisé une maquette complète afin de vérifier la validité globale du code.

Un code d'analyse thermique en calcul numérique (CHATERMEC) basé sur les résultats du calcul hydraulique précédent, détermine le champ des températures en régime permanent. Il reprend le même découpage que le code hydraulique, en considérant chacun des secteurs annulaires comme un échangeur élémentaire dont on connaît les débits et dont les températures sont obtenues par les bilans thermiques. Les coefficients d'échange sont variables dans chaque secteur en fonction des vitesses horizontales et verticales du sodium primaire, ainsi que de la température.

Les isothermes du sodium primaire dans le faisceau de Phénix au régime permanent sont données à la figure 4b. Le résultat qui intéresse directement le calcul des contraintes est la température moyenne des tubes en fonction du rayon d'implantation dans le faisceau, et la température moyenne de la virole centrale (fig. 5b).

La confrontation de ces études avec l'expérience directe sur les échangeurs de Phénix a été assez difficile car l'instrumentation de ceux-ci n'a

pas été prévue pour les besoins de la recherche. En effet, la seule possibilité de mesure consiste en un doigt de gant qui remplace un tube d'échange de la couche externe de tubes, et dans lequel on peut faire coulisser un thermocouple. Ainsi, on a pu relever à différents régimes permanents la courbe des températures le long de cette génératrice du faisceau (voir fig. 6 \textcircled{D}). Mais les mesures ainsi relevées sont d'interprétation difficile. D'abord, le doigt de gant remplaçant un tube d'échange crée une zone plus chaude, ensuite, les mesures faites dans la dernière couche de tubes sont très influencées par les conditions réelles du bord qui sont assez mal connues. Ainsi, une imprécision constructive de 1 mm sur le diamètre de la virole externe peut entraîner un surdébit du sodium primaire de 10% autour des tubes de cette couche.

La courbe 2 de la figure 6 donne les températures dans la zone externe obtenues par un calcul à 6 découpages verticaux avec des conditions uniformes dans tous les secteurs ; la courbe 3 est obtenue par un découpage voisin du nombre réel de couches (18 découpages pour 19 couches), et avec une simulation d'un surdébit du sodium primaire dans la dernière couche de 10 %. On voit que cette dernière courbe se rapproche assez bien de la courbe expérimentale si on tient compte des imprécisions inhérentes aux mesures. De ceci, on peut déduire que le mélange du sodium primaire entre les différents canaux semble être très faible. Ce qui souligne la nécessité de ces calculs ainsi que l'importance du soin à apporter aux conditions qui règnent au bord du faisceau.

Pour le calcul thermique en transitoire, on a réalisé un code de calcul hybride (TRANSITEC, voir DIFALCO [2]). Les vitesses de sodium utilisées sont celles données par un calcul ECOULEC, variant toutes dans le même rapport quand le débit global varie. Les coefficients d'échange sont pris constants en tous les points de l'appareil, mais variant globalement en fonction du débit total. Moyennant ces hypothèses simplificatrices, le calcul est conduit en découpant l'échangeur en 6 bandes longitudinales annulaires, en prenant comme variable indépendante l'abscisse suivant la longueur de l'appareil et en discrétisant suivant le rayon des bandes et le temps. Le calcul donne d'abord comme le code CHATERMEC la distribution des températures pour un régime permanent, ensuite, on applique une perturbation consistant en la variation en fonction du temps des températures d'entrée et débits des sodium primaire et secondaire ; on obtient la distribution des températures à chaque pas de temps. Un résultat qui nous intéresse ici est la température moyenne des tubes et de la virole centrale en fonction du temps. Ces températures sont représentées à la figure 7 b pour le régime transitoire consécutif à la disjonction d'une pompe primaire, suivie peu de temps après d'un arrêt d'urgence (fig. 7 a). Les conditions les plus défavorables pour les

tubes sont réalisées lorsque les écarts de température sont les plus élevés, ce qui se passe dans la période quasi stationnaire entre 60 et 120 s. La distribution des températures des tubes en fonction du rayon a la même allure que celle de la figure 5 b avec un écart global plus élevé (30° C au lieu de 20°C) conduisant à des contraintes maximales de ~ 8 h bar.

Ici non plus, l'expérience directe de Phénix n'a pu apporter de confrontation intéressante, car les mesures de température effectuées pendant les transitoires sont affectées d'une constante de temps très importante (~ 30 s) et mal connue (± 10 s) devant la rapidité des phénomènes en cause (transitoire complet en 60 s).

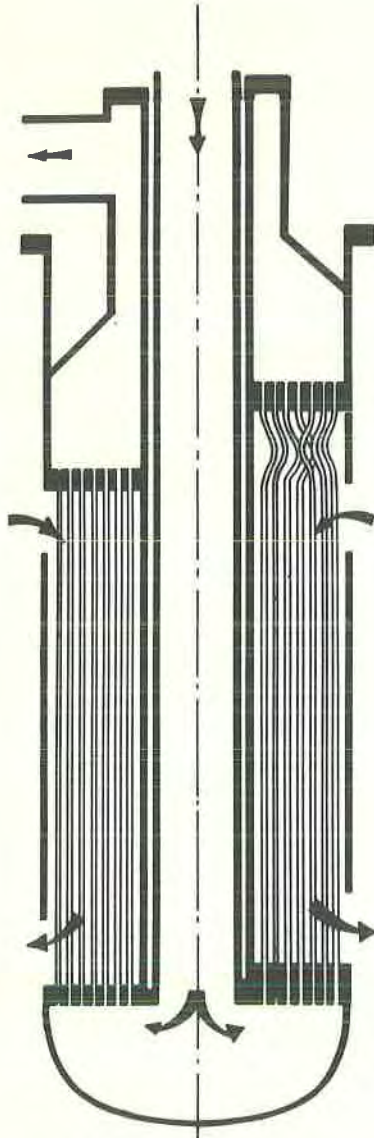
4. Conclusion

Les études hydrauliques, thermiques et mécaniques décrites plus haut constituent un ensemble permettant de calculer les contraintes dans les échangeurs intermédiaires dans presque tous les cas de fonctionnement. Cette connaissance facilite un choix plus économique de la structure, particulièrement la suppression des lyres de dilatation qui constituent toujours une solution compliquée et onéreuse.

Les échangeurs de Phénix ont ainsi été réalisés sans lyres et fonctionnent depuis deux ans. Leur faisceau tubulaire étant relativement élané (longueur/diamètre = 0,47), les difficultés posées par la suppression des lyres ont été facilement maîtrisées. Il n'en est plus de même des échangeurs de Super-Phénix, à cause de la forte augmentation de taille et de la diminution de l'élanement (0,33). Ici, les études précédentes acquièrent une importance accrue ; les calculs montrent qu'il est néanmoins encore possible de réaliser les appareils sans lyres (voir ROUMAILHAC [1]), ce qui est effectivement proposé pour Super-Phénix.

REFERENCES

- [1] J. ROUMAILHAC, D. DESIR,
"Etudes de projet des échangeurs intermédiaires de Super-Phénix",
Proc. the Third Intl. Conf. on Structural Mechanics in Reactor
Technology, London (75), (F 7/1)
- [2] DIFALCO, CUSSET
"Etudes de la dynamique d'un échangeur de chaleur à débit
longitudinal et transversal soumis à des perturbations de
températures et de débit".
Rapport C.I.S.I. Cadarache, 13115 SAINT-PAUL-LEZ-DURANCE



1 b VARIANTE A TUBES DROITS 1 a VARIANTE A LYRES DE DILATATION

FIG.1 - COUPE SCHEMATIQUE A TRAVERS UN ECHANGEUR

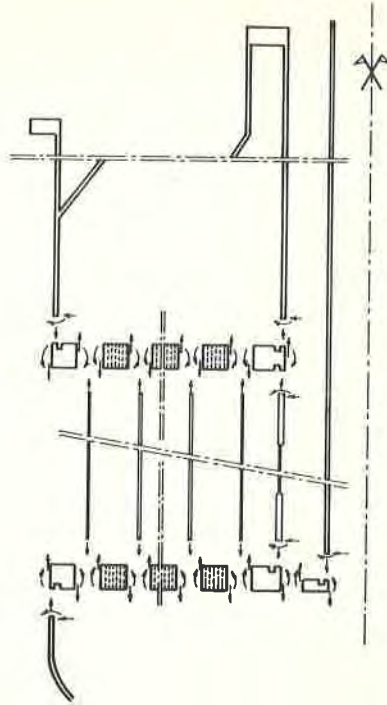


Fig. 2 - SCHEMA DE DECOUPAGE DE LA STRUCTURE POUR LE CODE CONTREC.

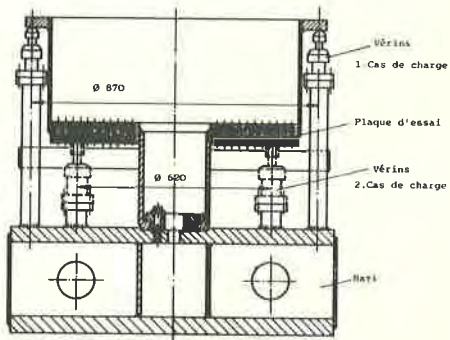


FIG. 3 - ESSAI MECANIQUE D'UNE PLAQUE PERFOREE

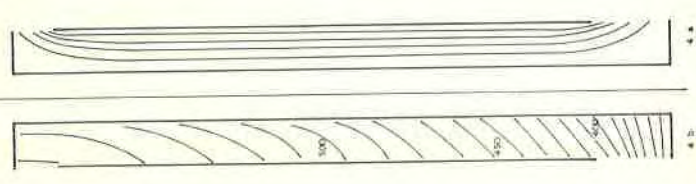


FIG. 4 - ECHANGEUR INTERMEDIAIRE DE PHENIX
SODIUM PRIMAIRE AU REGIME NOMINAL

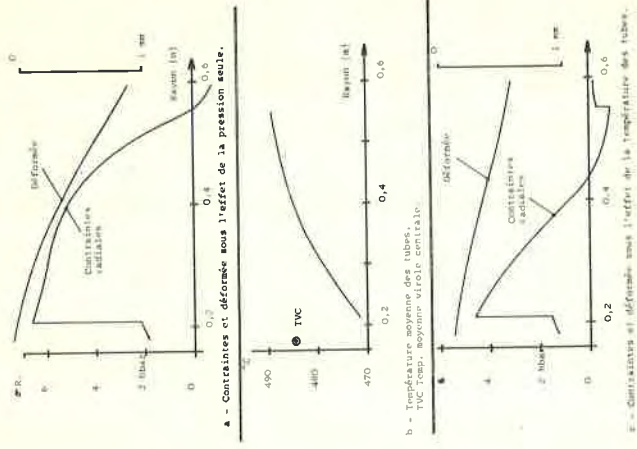


FIG. 5 - EL PHENIX - REGIME NOMINAL
ETUDE DE LA PLAQUE INFÉRIEURE

520

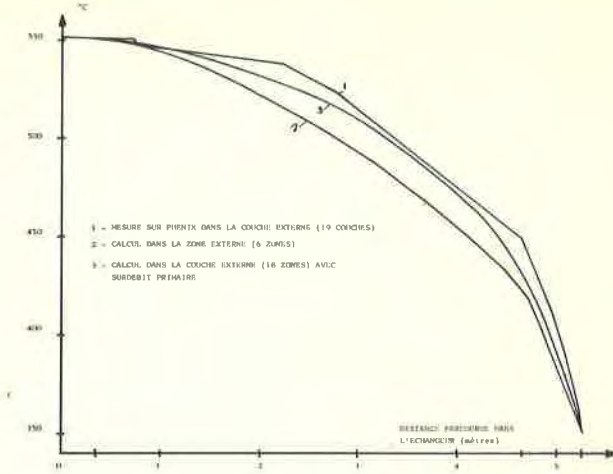


FIG. 6 - E1. PHENIX - REGIME NOMINAL
TEMPERATURE DU SODIUM PRIMAIRE.

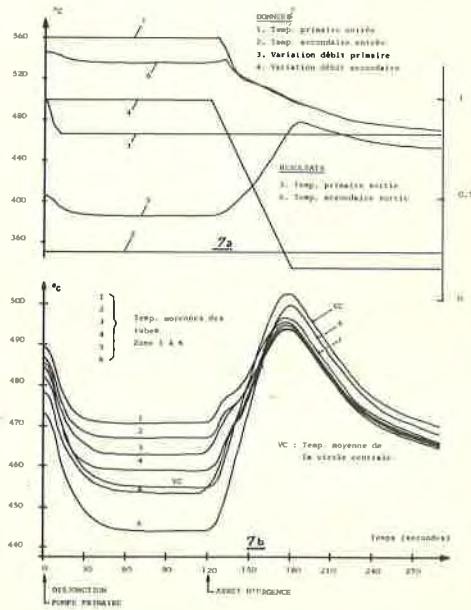


FIG. 7 - E1 PHENIX - Evolution de différents paramètres lors d'une disjonction d'une pompe primaire suivie d'un arrêt d'urgence.

