

INFLUENCE DE LA CONVECTION LIBRE SUR LA CONDUCTIVITE D'UNE COUCHE VERTICALE D'ISOLANT POREUX

J. BETBEDER* et P. JOLAS†

Electricité de France. Direction des Etudes et Recherches, 6, quai Watier, 78 Chatou, France

(Reçu le 12 Juillet 1971)

Résumé—Un calorifuge poreux, dans un gaz sous pression, voit ses propriétés d'isolant thermique se dégrader lorsque la pression du gaz augmente: à la transmission de chaleur par conduction, se superpose celle par convection, qui prend une importance relative d'autant plus grande que la pression du gaz est plus élevée.

L'influence de la convection sur les performances du calorifuge est mise en évidence dans un cas simple: celui du transfert de chaleur entre les parois verticales d'une cellule parallélépipédique contenant un milieu poreux saturé par un gaz sous pression, les parois de la cellule étant supposées imperméables.

L'étude est faite par le calcul numérique et par des essais thermiques sur un matelas de toiles d'acier inoxydable saturé par du gaz carbonique.

Les résultats du calcul numérique concordent avec les résultats expérimentaux et permettent de mettre en évidence, pour une cellule d'allongement donné, un nombre de Rayleigh, à partir duquel les effets de la convection libre sont sensibles.

Deux paramètres importants intervenant dans le calcul du nombre de Rayleigh caractérisent le matériau calorifuge: sa conductivité thermique en l'absence de mouvement de convection et sa perméabilité.

NOTATIONS

A , allongement de la cellule $A = H/E$;
 B , perméabilité [m^2];
 B_x, B_y , perméabilités suivant ox et oy respectivement [m^2];
 $C(p, T)$, chaleur spécifique à pression constante du gaz;
 d , diamètre des fibres de la toile métallique [m];
 E , épaisseur de la cellule [m];
 g , accélération de la pesanteur [m/s^2];
 H , hauteur de la cellule [m];
 K , conductivité thermique du milieu poreux saturé par le gaz sous pression au repos [$\text{W/m}^\circ\text{C}$];
 K_{app} , conductivité thermique apparente du milieu poreux [$\text{W/m}^\circ\text{C}$];

K_x, K_y , conductivité thermique du milieu poreux saturé par le gaz sous pression au repos suivant les directions ox et oy respectivement [$\text{W/m}^\circ\text{C}$];
 m , maille du tissage de la toile d'acier inoxydable [m];
 n , taux de compactage du matelas de toile d'acier inoxydable (nombre de toiles/ m);
 Nu , nombre de Nusselt $Nu = K_{\text{app}}/K$;
 ox, oy , axes de coordonnées;
 p , pression du gaz (bar);
 $\rho(T, p)$, fonction d'état du gaz;
 Ra , nombre de Rayleigh $Ra = gB \Delta T E \rho^2 C \beta / \mu K$;
 Re , nombre de Reynolds $Re = \rho V d / \mu$;
 T , température du gaz [$^\circ\text{C}$];
 T_2 , température de la face chaude [$^\circ\text{C}$];
 T_1 , température de la face froide [$^\circ\text{C}$];
 T_m , température moyenne de la cellule [$^\circ\text{C}$];

* Service Informatique et Mathématiques Appliquées.

† Service Générateurs et Echangeurs de Chaleur Thermiques et Nucléaires.

$u, v,$	composantes de la vitesse apparente du gaz [m/s];
$V,$	vitesse apparente du gaz (calculée en supposant la porosité $\varepsilon = 1$) [m/s];
$\beta,$	coefficient de dilatation cubique du gaz;
$\Delta T,$	$T_2 - T_1$;
$\varepsilon,$	porosité de la matrice solide du milieu poreux;
$\phi,$	flux de chaleur recueilli sur la face froide [W/m^2];
$\lambda_g,$	conductivité thermique du gaz [$\text{W/m}^\circ\text{C}$];
$\lambda_s,$	conductivité thermique de l'acier inoxydable [$\text{W/m}^\circ\text{C}$];
$\mu,$	viscosité dynamique du gaz [dapoise];
$\nu,$	viscosité cinématique du gaz;
$\rho,$	masse spécifique du gaz [kg/m^3].

I. INTRODUCTION

LA CONVECTION libre est un phénomène qui peut augmenter sensiblement la conductivité thermique apparente d'un calorifuge fibreux ou granulaire dans les conditions d'utilisation industrielles classiques [1]. Par exemple, dans le cas de l'isolation thermique d'un caisson en béton précontraint, d'un réacteur nucléaire refroidi au gaz, le calorifuge est dans le gaz sous pression: l'effet de convection libre est alors très sensible [2] (voir Fig. 1).

Le calorifuge doit être suffisamment poreux pour avoir une faible conductivité thermique, car le milieu ambiant est un gaz: il doit être suffisamment perméable pour pouvoir subir sans détérioration, de brusques variations de pression. Par contre il doit être suffisamment peu perméable pour freiner les mouvements de convection du gaz.

Nous nous limiterons au problème de la convection libre.

Wilkes [1] attire l'attention sur le fait que la convection libre est un des phénomènes qui peuvent modifier la conductivité des isolants thermiques mais il n'a pas fait d'analyse du

phénomène. Ce sont les géophysiciens qui, les premiers, ont abordé le problème de la convection libre dans un milieu poreux et dans un cas particulier: celui d'une couche de matériaux poreux horizontale dont la face inférieure est chaude et la face supérieure froide. Ils ont traité le problème soit par une théorie linéaire et des essais [3-7] soit par le calcul [8]. Récemment Katto et Masuoka [9], par des essais, et Elder [10], par le calcul numérique et par des essais ont montré qu'il est possible de définir un nombre de Rayleigh critique $Ra = 40$ au delà duquel les échanges de chaleur entre la face chaude et la face froide se font par convection. Ce résultat n'est cependant obtenu qu'au prix d'hypothèses simplificatrices: la différence de température entre face froide et face chaude est suffisamment faible pour supposer les propriétés du fluide constantes: on fait l'approximation de Boussinesq.

Dans le cas d'une couche de matériaux poreux, verticale, des résultats expérimentaux sont

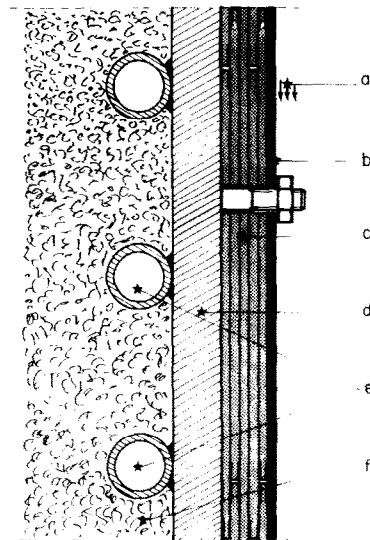


FIG. 1. Système utilisé pour protéger thermiquement le béton.

- a: gaz caloporteur
- b: casing
- c: calorifuge
- d: plan d'étanchéité
- f: système de refroidissement
- g: béton de structure.

donnés dans [11], mais sans que l'on puisse en tirer de conclusion générale.

Récemment Combarous [12] et Bories [13] par la comparaison de résultats expérimentaux et de calculs numériques ont confirmé le critère d'apparition de la convection libre dans le cas de couches horizontales. Klarsfeld [14] par des essais optiques et par le calcul a mis en évidence l'apparition de la convection libre dans le cas de couches verticales.

Pour préciser dans quelles conditions la convection libre a une influence sur les performances thermiques d'un calorifuge nous avons été amenés à faire une étude par le calcul numérique et par des essais thermiques dans un cas simple: celui d'une couche verticale de matériaux poreux limitée par quatre parois. Les parois verticales sont isothermes et imperméables, l'une est chaude, l'autre froide (Fig. 2). Les parois horizontales sont

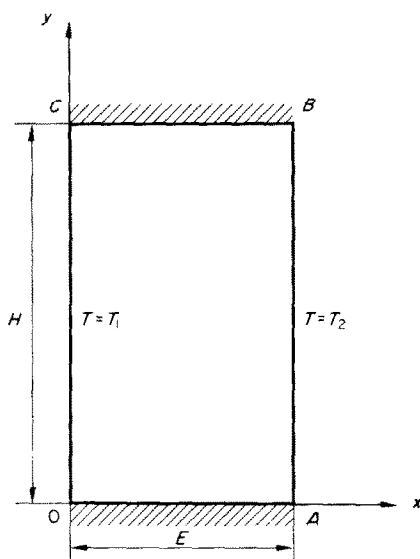


FIG. 2. Coupe du domaine à étudier.

adiabatiques et imperméables. Le milieu poreux est à pores ouverts, homogène et anisotrope. Il est saturé par un gaz sous pression dont les

grandeurs caractéristiques dépendent de la pression et de la température.

Il s'agit de déterminer en fonction des caractéristiques du milieu poreux et du gaz qui le sature, la quantité de chaleur échangée entre les parois chaude et froide. Nous supposons, et nous le vérifierons par la suite, que les vitesses de gaz dans le milieu poreux sont suffisamment faibles pour que l'écoulement se fasse selon la loi de Darcy.

II. MISE EN EQUATIONS

Les équations sont les équations habituelles de conservation de la masse et de la chaleur en régime permanent; l'équation de conservation de l'impulsion est remplacée, conformément aux hypothèses énoncées ci-dessus, par la loi de Darcy. On a donc le système:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho C \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(K_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2)$$

$$u = - \frac{B_x}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3)$$

$$v = - \frac{B_y}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g \right). \quad (4)$$

Les effets de la dissipation visqueuse et des variations de pression ont été négligés dans l'équation (2).

Ce système doit être complété par l'équation d'état du fluide:

$$p = \varphi(T, \rho) \quad (5)$$

et par les lois qui expriment les variations des quantités C , μ , K_x , K_y en fonction de p et de T . Il est alors possible de réduire le système (1)–(5) à un système de deux équations où les seules fonctions inconnues sont la pression et la température.

L'équation (1) s'écrit en effet :

$$\frac{1}{\rho} \left(u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} \right) = - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y}$$

soit encore, en introduisant la dérivée particulaire :

$$\frac{d}{dt} = u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y}$$

en tenant compte de (3)–(5).

$$\frac{\partial \phi}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial \phi}{\partial p} \frac{dp}{dt} = \rho(T, p) \left[g \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{B_y}{\mu} \rho(T, p) \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{B_x}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{B_y}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \right] \quad (6)$$

C'est le système constitué par cette équation (6) et par l'équation (2), écrite sous la forme :

$$\phi(T, p) C \frac{dT}{dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left(K_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (7)$$

qui a fait l'objet de la résolution numérique. Les conditions aux limites correspondantes sont : température imposée sur les faces chaude et froide ; flux thermique nul sur les faces isolées. vitesse normale nulle sur toutes les faces.

Pour préciser : le domaine à étudier est le rectangle OABC ($0 \leq x \leq a$, $0 \leq y \leq b$) (Fig. 2) où les faces horizontales OA et CB sont isolées et les faces verticales OC et AB maintenues à des températures constantes T_1 et T_2 ; les conditions aux limites s'écrivent (8) : sur OA et sur CB

$$\left. \begin{array}{ll} \frac{\partial T}{\partial y} = 0 & \frac{\partial p}{\partial y} = -g\phi(T, p) \\ \text{sur OC} & \\ T = T_1 & \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \\ \text{sur AB} & \\ T = T_2 & \frac{\partial p}{\partial x} = 0. \end{array} \right\} \quad (8)$$

III. METHODE DE RESOLUTION NUMERIQUE

Les équations (6) et (7), associées aux conditions aux limites (8), constituent un système non linéaire dans lequel les inconnues p et T sont couplées. La méthode de résolution numérique est donc nécessairement itérative : celle qui a été choisie consiste à résoudre les équations d'un "régime transitoire fictif" à partir d'une solution initiale donnée, choisie aussi voisine que possible de la solution exacte : ainsi, c'est le "temps fictif" t qui joue le rôle du niveau d'itération des autres méthodes.

Les équations du "régime transitoire fictif" sont les équations (6) et (7) dans lesquelles on a remplacé la dérivée particulaire par son expression en régime transitoire, c'est à dire :

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y}.$$

Cette modification ne suffit pas pour que (6) et (7) représentent les équations du véritable régime transitoire : il faudrait pour cela modifier le terme d'accumulation de la chaleur dans l'équation (7) de manière à prendre en compte l'influence du solide poreux. Le temps t qui intervient dans les équations sera donc un temps fictif. La propriété importante, qui est classique pour ce type d'équations, est que la limite, lorsque t augmente indéfiniment, de la solution du régime transitoire fictif, est bien la solution du régime permanent.

Les équations (6) et (7) sont toutes deux des équations de diffusion-convection. Il est facile de voir que les temps caractéristiques de diffusion sont d'un ordre de grandeur très différent dans les deux cas.

Si l'on forme en effet le rapport de ces temps (définis comme le quotient du carré d'une longueur caractéristique du domaine par le coefficient de diffusivité), on trouve :

$$\frac{\tau_p}{\tau_T} = \frac{1}{\phi^2} \frac{\partial \phi}{\partial p} \frac{\mu K}{CB}$$

τ_p et τ_T étant les temps caractéristiques pour

l'équation de pression et pour l'équation de la chaleur respectivement.

Dans le cas d'un gaz parfait, on a $\varphi(T, p) = Mp/RT$ (M = mass moléculaire; R = constante des gaz parfaits) et il vient

$$\frac{\tau_p}{\tau_T} = \frac{RT}{Mp^2} \frac{\mu K}{CB}$$

ce qui vaut environ 10^{-2} pour du gaz carbonique dans les conditions normales ($p = 10^5$ Pascal, $T = 300^\circ\text{K}$) et pour un matériau poreux de très faible perméabilité (10^{-12} m^2) et environ 10^{-7} dans les conditions industrielles (pression et perméabilité plus élevées).

Il résulte de cette disproportion entre τ_p et τ_T qu'il faut, pour la résolution numérique, introduire deux échelles de temps différentes. L'équation des pressions devra être traitée avec un pas de temps beaucoup plus petit que celui utilisé pour l'équation des températures. Soient Δt_p et Δt_T ces valeurs des pas de temps.

Le schéma du calcul est donc le suivant:

Partant d'une solution initiale bien choisie, correspondant à $t = 0$, on calcule de proche en proche les solutions aux instants Δt_T , $2\Delta t_T$, $3\Delta t_T$, etc., jusqu'à ce que la solution stationnaire soit obtenue, c'est à dire jusqu'à ce que la solution ne varie pratiquement plus entre deux instants consécutifs.

Pour passer de l'instant t à l'instant $t + \Delta t_T$ deux étapes sont nécessaires:

(1) Déterminer le champ des pressions connaissant le champ des températures à l'instant t : cela se fait en calculant la solution de l'équation (6) aux instants $t + \Delta t_p$, $t + 2\Delta t_p$, $t + 3\Delta t_p$, ... etc. jusqu'à obtention d'une solution en p stationnaire.

(2) Les vitesses ayant été calculées à partir de ce champ de pression, on avance de Δt_T dans l'équation (7).

L'opération élémentaire de ce calcul, c'est à dire le passage du temps t au temps $t + \Delta t$ pour une équation de diffusion-convection, (opération qui sert pour l'équation (6) comme pour l'équation (7), a été traitée par la méthode de Barakat et

Clark [15] qui est; parmi les méthodes stables, l'une des plus économiques.

Sans entrer dans des détails, pour lesquels on se reportera à l'article pré-cité, cette méthode consiste à parcourir le domaine d'intégration de telle façon que, dans la formule explicite, on puisse remplacer certains termes par leur valeur déjà calculée à l'instant $t + \Delta t$ ce qui confère un caractère implicite (et la stabilité) à la méthode. Pour le cas très simple de l'équation de diffusion avec condition de Dirichlet dans un rectangle, cette méthode se traduit par la formule:

$$\frac{\Psi_{i,j}^{n+1} - \Psi_{i,j}^n}{\Delta t} = \frac{\Psi_{i+1,j}^n - \Psi_{i,j}^n - \Psi_{ijj}^{n+1} + \Psi_{i-1,j}^{n+1}}{(\Delta x)^2} + \frac{\Psi_{i,j+1}^n - \Psi_{i,j}^n - \Psi_{i,j}^{n+1} + \Psi_{i,j-1}^{n+1}}{(\Delta y)^2} \quad (8)$$

où l'on a posé, suivant l'usage:

$$\Psi_{i,j}^n = \Psi(i\Delta x, j\Delta y, n\Delta t).$$

Les indices i et j sont parcourus dans le sens de leur croissance, en sorte que les Ψ^{n+1} qui figurent au second membre ont déjà été calculés au moment où l'on arrive au point (i, j) .

L'extension de (8) au cas d'une équation plus compliquée, avec termes de convection et de source, et des conditions aux limites du type de Neumann, ne présente pas de difficulté.

Le schéma de calcul, brièvement décrit ci-dessus, a été programmé sur ordinateur CDC 6600 et s'est avéré satisfaisant; les valeurs convenables des pas d'espace Δx , Δy et du pas de temps Δt ont été déterminés empiriquement.

IV. DESCRIPTION DU DISPOSITIF D'ESSAI

Le dispositif d'essai doit permettre de faire des mesures relatives de conductivité thermique du matériau calorifuge à différentes pressions de gaz. La méthode de mesure est celle de la plaque non gardée: on mesure la quantité de chaleur échangée entre une plaque chaude et une plaque froide séparées par le calorifuge, la température des plaques et l'épaisseur du

calorifuge; on en déduit la conductivité thermique. Cette valeur est rapportée à celle mesurée, dans les mêmes conditions de température, à pression atmosphérique. Le montage ne comporte pas d'anneau de garde et il est symétrique par rapport à la plaque chaude qui se trouve ainsi entre deux échantillons de calorifuge et deux plaques froides (Fig. 3).

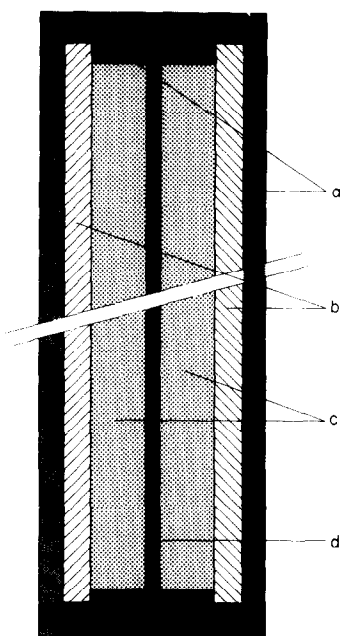


FIG. 3. Coupe schématique de la cellule d'essai.

- a: plaques isolantes
- b: plaques froides
- c: calorifuge
- d: plaque chaude.

L'installation d'essai comprend (Fig. 4)

- une maquette d'essai;
- un bidon permettant de faire des essais sous pression et sous vide;
- une boucle de refroidissement;
- l'appareillage pour l'alimentation électrique des plaques chauffantes;
- l'alimentation en gaz sous pression du bidon d'essai, la régulation et les mesures.

La maquette d'essai se compose d'une plaque

chaude, de deux plaques froides et de quatre parois latérales isolantes.

La plaque chaude est en AG5: elle est constituée de deux demi-plaques assemblées par rivetage. Des rainures permettent de loger le pyroténax chauffant. La plaque chaude est subdivisée en quatre éléments chauffants de 15Ω chacun, alimentés séparément. La puissance totale disponible est de 12 kW. Des thermocouples régulièrement répartis sur les deux faces de la plaque chauffante permettent de connaître la température de celle-ci. Les plaques froides sont constituées par des boîtes à eau en acier inoxydable entièrement soudées. Des thermocouples régulièrement répartis à leur surface du côté calorifuge (sertis dans des rainures) permettent de contrôler leur température. Deux sondes à résistance permettent de mesurer l'échauffement de l'eau de refroidissement traversant chaque plaque froide. Les parois latérales sont en Syndanio: elles assurent la rigidité de l'ensemble. Les dimensions utiles des cellules destinées à recevoir le calorifuge sont $1,20 \times 0,06 \times 0,40$ m. L'échantillon de calorifuge est composé de 170 toiles d'acier inoxydable n° 50.

Le bidon d'essai se compose d'une cloche et de deux socles construits pour une pression de 60 bars.

La cloche est munie d'un manomètre, d'une soupape de sécurité tarée à 60 bar et d'un disque de rupture. Les socles comportent trois orifices par lesquels passent les tubes d'eau de refroidissement, l'alimentation en gaz comprimé et la prise de pression du régulateur, les alimentations électriques des plaques chauffantes, les fils des thermocouples et des sondes à résistances.

L'alimentation en gaz se fait par l'intermédiaire d'un réchauffeur et d'un régulateur à poids Desgranges et Huot à partir de bouteilles de CO_2 . Il est possible d'admettre des gaz sous pression sans passer par la bouteille de vaporisation (hélium-argon). La mise sous vide de l'enceinte est possible grâce à une pompe à palettes munie d'un dispositif d'injection d'air

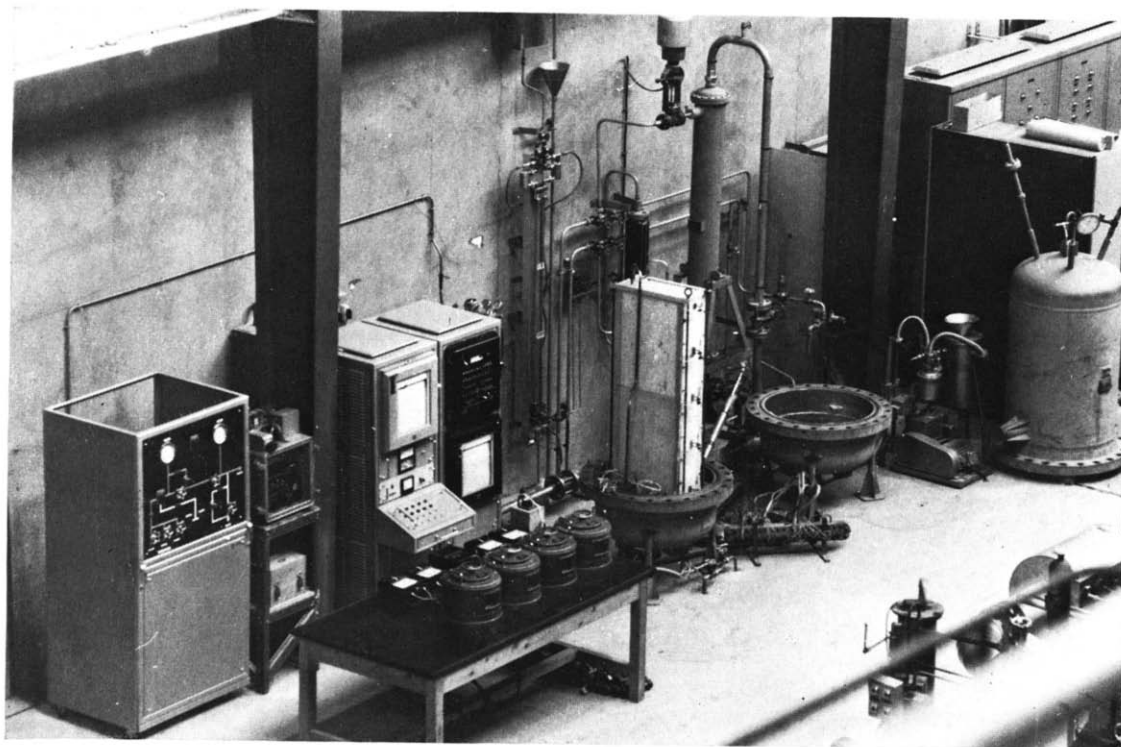


FIG. 4. Dispositif d'essai de calorifuges (voir négatif photographie ci-jointe).

permettant d'aspirer des vapeurs condensables (eau, benzine). Un piège à azote liquide protège la pompe au cas où le débit de vapeur d'eau dépasserait 900 g/h.

La boucle de refroidissement assure à la maquette une alimentation en eau à température constante et à pression constante. La boucle primaire comporte une pompe, un échangeur, la maquette et un diaphragme de mesure de débit, la boucle secondaire, une vanne de régulation asservie à la température d'entrée dans la maquette de l'eau de la boucle primaire et un rotamètre. L'eau de refroidissement reste à une pression inférieure à 6 bars dans chacune des boucles.

Les plaques chauffantes sont alimentées en courant alternatif—la tension d'alimentation est contrôlée par alternostat. La mesure de la puissance dissipée dans les plaques chaudes se fait par ampèremètre et voltmètre. Les mesures des températures des plaques chauffantes, des plaques de refroidissement et du calorifuge sont faites par thermocouple chromel-alumel type pyroténax $\phi = 0,5$ mm dont on mesure la force électromotrice par un potentiomètre à tambour MECI. L'échauffement de l'eau à la traversée des plaques froides est mesurée par sonde à résistance. La mesure de résistance différentielle se fait à l'aide d'un pont de mesure MECI. Le contrôle de la stabilisation des températures après chaque changement de régime thermique est fait par enregistreur.

V. COMPARAISON ENTRE LES RESULTATS DU CALCUL NUMERIQUE ET LES RESULTATS DES ESSAIS

La comparaison entre les résultats du calcul numérique et les résultats d'essais est faite dans le cas suivant: cellule d'allongement $A = 20$ (hauteur 1,20 m et épaisseur 0,060 m) dont les parois verticales sont imperméables et isothermes (la paroi chaude étant à 250°C, la paroi froide à 50°C) et les parois horizontales, imperméables et adiabatiques. Le matériau de

remplissage de cette cellule est un empilement de toiles d'acier inoxydable. Le gaz saturant le matériau de remplissage est du gaz carbonique sous pression. La comparaison entre résultats de calcul et résultats d'essais porte sur la quantité de chaleur échangée entre face chaude et face froide de la cellule pour différentes pressions de CO_2 .

Le calcul numérique utilise comme conditions aux limites géométriques et thermiques, les données ci-dessus, le matériau étant caractérisé par sa conductivité thermique (voir annexel) et par sa perméabilité (voir annexe 2), le gaz carbonique ayant les caractéristiques données dans les tables citées en référence [19].

Il est exécuté sur un réseau de 121 points par calculateur CDC 6600 et, aux fortes pressions sur un réseau de 841 points.

Il donne la répartition des températures dans la cellule, la répartition des vitesses de gaz et la répartition du flux de chaleur le long de la face froide. La figure 6 montre un exemple de répartition des températures obtenu, dans le cas considéré, pour une pression de CO_2 de 1 bar et pour une pression de CO_2 de 20 bar.

La figure 7 donne un exemple de profil de flux de chaleur recueilli le long de la face froide.

Les essais sont réalisés sur la maquette décrite au paragraphe 4.2 en respectant les conditions aux limites précisées au paragraphe 5.1.

Les résultats finaux sont donnés sous formes adimensionnelles pour le calcul comme pour les essais: nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh: $Nu(Ra)$. Le nombre de Nusselt est défini comme le rapport de la quantité de chaleur recueillie sur la face froide à celle qui le serait en l'absence de mouvement de convection. Le nombre de Rayleigh est défini par la relation

$$Ra = g\Delta T B_y E \left(\frac{\beta \rho^2 C}{\mu K_x} \right)_{T_m}$$

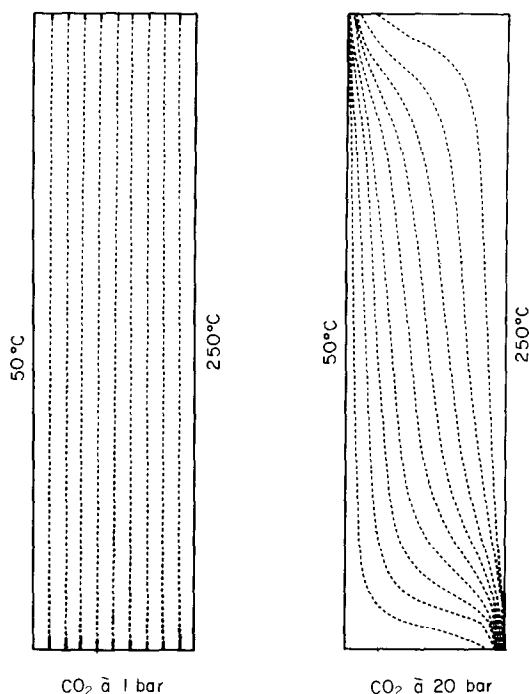


FIG. 5. Forme des isothermes dans le calorifuge saturé par du gaz carbonique à 1 bar et à 20 bar.

Les résultats, pour différentes pressions de CO_2 , sont donnés Fig. 8.

La dispersion des points expérimentaux est due aux difficultés rencontrées lors des essais :

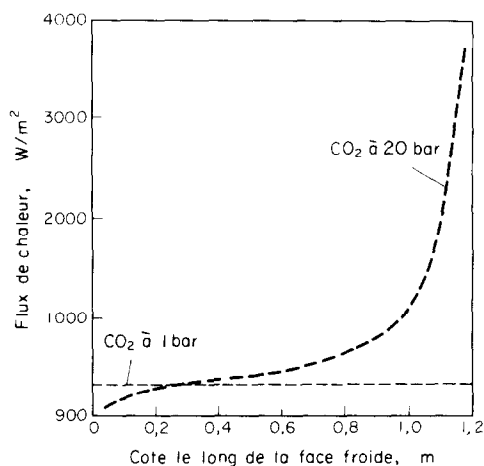


FIG. 6. Profil des flux de chaleur recueillis le long de la face froide à 1 bar et à 20 bar.

difficulté, malgré le partage en quatre zones indépendantes, dans le sens vertical, des plaques chaudes, d'avoir ces plaques isothermes, diffi-

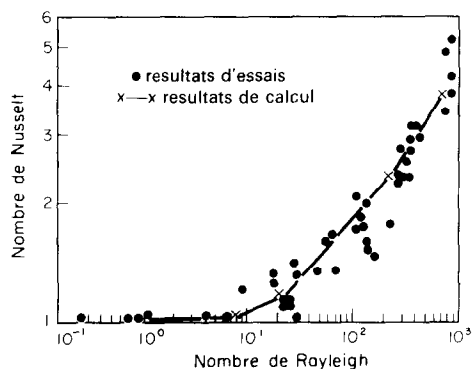


FIG. 7. Comparaison des résultats du calcul numérique et des essais.

culté d'obtenir un régime permanent (temps de stabilisation très long), difficulté de mesurer de faibles flux de chaleur.

Remarquons que les vitesses de gaz données par le calcul sont en général inférieures à 0,001 m/s et ne dépassent pas 0,01 m/s: la condition $Re < 10$ est bien respectée (voir annexe 2).

La comparaison entre les résultats du calcul numérique et les résultats des essais montre une bonne concordance: en particulier, la gamme de nombres de Rayleigh pour lesquels l'effet de la convection libre est sensible, est la même.

Par ailleurs, nous avons retrouvé par le calcul un certain nombre de résultats (voir annexe 3).

VI. CONCLUSION

Le fait de prendre le gaz carbonique sous pression comme milieu ambiant pour le carifuge, nous a conduit

—à abandonner les hypothèses simplificatrices utilisées antérieurement (propriété du fluide indépendantes de la pression et de la température sauf pour l'effet de dilatation) et à se servir des fonctions de calcul—température—pression, à la place des fonctions—température—fonction de courant. Le calcul numérique en est sensiblement alourdi mais offre plus de possibilités.

—à construire un dispositif de mesure de conductivité différent des conductimètres fonctionnant à pression atmosphérique.

Le choix de la toile d'acier inoxydable comme matériau de base du calorifuge nous a conduit à faire des mesures de conductivité thermique et de perméabilité de matelas de toiles, paramètres dont la valeur n'était pas connue.

Les résultats des calculs et des essais concordent et montrent que, pour un calorifuge constitué par un matelas de toiles d'acier inoxydable, plongé dans du gaz carbonique sous pression et limité par deux parois verticales imperméables et isothermes, l'une chaude, l'autre froide et par deux parois horizontales adiabatiques et imperméables, il est possible de définir un nombre de Rayleigh limite qu'il ne

faut pas dépasser si l'on ne veut pas voir, par exemple, le flux de chaleur transmis doubler par rapport à celui transmis en régime de conduction pure.

Connaissant les paramètres caractérisant le calorifuge (conductivité thermique en l'absence de mouvement de convection et perméabilité) et le gaz qui le sature, il est possible de donner, par le calcul, des indications utiles sur ses performances, dans d'autres cas que celui-traité ici. (convection forcée).

REFERENCES

1. G. B. WILKES. *Heat Insulation*, pp. 81–88. J. Wiley, New York (1950).
2. P. JOLAS, Mesure de la conductivité thermique de matériaux isolants, *Bulletin du Centre de Recherches et d'Essais de Chatou* n° 16, pp. 31–38 (1966).
3. C. W. HORTON and F. T. ROGERS, Convection currents in a porous medium, *J. Appl. Phys.* **16**, 367–369 (1945).
4. H. L. MORRISON, F. T. ROGERS and C. W. HORTON, Convection currents in a porous medium: II, observations of conditions at onset of convection, *J. Appl. Phys.* **20**, 1027–1030 (1949).
5. F. T. ROGERS and H. L. MORRISON, Convection currents in porous media: III, Extended theory of the critical gradient, *J. Appl. Phys.* **22**, 1177–1180 (1950).
6. F. T. ROGERS, L. E. SCHILBERG and H. L. MORRISON, Convection currents in a porous media: IV, Remarks on theory, *J. Appl. Phys.* **22**, 1476–1479 (1951).
7. E. R. LAPWOOD, Convection of a fluid in a porous medium, *Proc. Camb. Phil. Soc.* **44**, 508–521 (1948).
8. I. G. DONALDSON, Temperature gradients in the upper layers of the earth's crust due to convective water flows, *J. Geophys. Res.* **67**, 3449–3459 (1962).
9. Y. KATTO and T. MASUOKA, Criterion for the onset of convective flow in a fluid in a porous medium, *Int. J. Heat Mass Transfer* **10**, 297–309 (1967).
10. J. W. ELDER, Steady free convection in a porous medium heated from below, *J. Fluid Mech.* **27**, 29–48 (1967).
11. K. J. SCHNEIDER, Investigation of the influence of free thermal convection on heat transfer through granular material, *Congrès du froid Munich*, pp. 247–253 (1963).
12. M. COMBARNOUS, Convection naturelle et convection mixte dans une couche poreuse horizontale, *Revue Générale de Thermique*, pp. 1355–1375 (Décembre 1970).
13. S. BORIES, Sur les mécanismes fondamentaux de la convection naturelle en milieu poreux, *Revue Générale de Thermique*, pp. 1377–1401 (Décembre 1970).
14. S. M. KLARSFELD, Champs de température associés aux mouvements de convection naturelle dans un milieu poreux limité, *Revue Générale de Thermique*, pp. 1403–1423 (Décembre 1970).
15. H. Z. BARAKAT, On the solution of the diffusion equations by numerical methods, *J. Heat Transfer* **88**, 421–427 (1966).

16. P. JOLAS, Mesure de perméabilité des toiles d'acier inoxydable No. 20, 30, 50 et 100. Note EDF HF0216925.
17. P. JOLAS, Calorifuge en toile d'acier inoxydable. Résultats d'essais cellule isotherme. Note EDF C111 6843.
18. J. HAPPEL and H. BRENNER, *Low Reynolds Number Hydrodynamics*, pp. 40–43. Prentice Hall, Englewood Cliffs (1965).
19. Grandeurs caractéristiques du gaz carbonique. Note EDF HF20111.
20. G. MORDCHELLES-REIGNIER, M. BREUILLE, P. MICHEAU, A. PIROVANO, C. JUMENTIER, J. S. TERPSTRA, Y. LECOURT et P. CHAVE, Quelques recherches récentes effectuées en France sur l'isolation thermique des réacteurs nucléaires. *Proceedings of a Symposium on Advanced and High Temperature Gas Cooled Reactors*. IAEA, Jülich, pp. 529–544 (1968).
21. A. E. GILL, A proof that convection in a porous vertical slab is stable, *J. Fluid Mech.* **35**, 545–547 (1969).
22. P. JOLAS, Bugey 1, Mesure de perméabilité du calorifuge du caisson. Note EDF HFO216910.

ANNEXE I

Conductivité Thermique

La conductivité thermique k_x d'un empilement de toiles d'acier inoxydable n° 50, prise dans la direction perpendiculaire au plan des toiles a été mesurée dans le CO_2 sous pression entre 50 et 150°C sur un enroulement de 0,01 m d'épaisseur. On a trouvé $k_x = 0,08 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ [17].

C'est une grandeur qu'il est nécessaire de mesurer étant donnée la difficulté de prévoir la résistance thermique de contact entre fils.

Cette résistance joue un rôle prépondérant dans la transmission de chaleur à travers l'empilement des toiles.

La conductivité thermique k_y (prise dans le sens des fils de tissage) (1) est évaluée par une formule schématisant la conduction dans les fils et le gaz intersticiel :

$$K_y = \lambda_g \left(1 - \frac{\pi d^2 n}{4 m} \right) + \lambda_s \frac{\pi d^2 n}{4 m}.$$

Nous avons vérifié que, dans les conditions de calcul que nous nous sommes fixées, et jusqu'à une anisotropie de $= K_y/K_x = 30$, le flux de chaleur recueilli sur la face froide différerait de moins de 1 pour cent du cas isotrope.

ANNEXE II

Perméabilité

La perméabilité B_y a été mesurée lors d'essais à l'air à la pression atmosphérique sur un enroulement de toiles d'acier inoxydable n° 50 (Fig. 5, [16]) : on a trouvé $B_y = 3 \cdot 10^9$. D'après la référence [18], la loi de Darcy est applicable si $Re = \rho V d / \mu \leq Re_c$ avec $Re_c = 10$. Nous avons pu le vérifier expérimentalement lors d'essais de perméabilité utilisant du CO_2 .

Nous n'avons pas fait de mesure de perméabilité dans le sens transversal B_x . Nous supposons, en première approximation que les perméabilités B_x et B_y sont égales.

Nous avons vérifié que, dans les conditions de calcul que nous nous sommes fixées, une anisotropie de $B_x/B_y = 3$ ne modifiait pas la quantité de chaleur transmise à la face froide par rapport au cas isotrope.

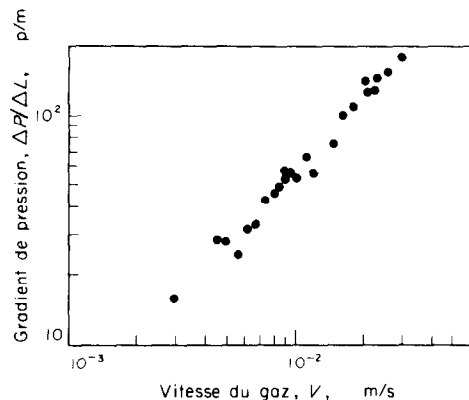


FIG. 8. Mesure de la perméabilité d'un empilement de toiles d'acier inoxydable No 50: gradient de pression $\Delta p/\Delta L$ mesure en fonction de la vitesse du gaz v .

ANNEXE III

Autres Résultats Obtenus

Nous avons vérifié par le calcul numérique que :

—dans le cas de convection libre de chlorobenzène ou de nitrobenzène dans une cellule remplie de laine de verre nous retrouvons bien les résultats des essais optiques publiés dans [20] et [21].

—lorsque l'allongement de la cellule augmente nous constatons, à nombre de Rayleigh constant, que le nombre de Nusselt diminue. (allongements compris entre 1 et 300). Ce résultat concorde avec le raisonnement de Gill [21] montrant que pour une cellule d'allongement infini, il n'y a pas de mouvement de convection.

—dans le cas de calorifuges "Multicellulaire", après une mesure de perméabilité de ce type de calorifuge, il est possible d'expliquer "l'effet de hauteur" constaté (variation du flux de chaleur recueilli le long de la face froide en fonction de la cote), par un effet de convection en masse dans l'isolant.

—en remplaçant le gaz carbonique par le l'hélium dans les mêmes conditions de pression et de température, l'effet de convection apparait négligeable: nous retrouvons par le calcul les résultats expérimentaux de [20].

—dans le cas du calorifuge Bugey, dont nous avons mesuré les perméabilités B_x et B_y [22], il n'y a pas de mouvement de convection libre.

Etant donné que de très faibles vitesses de gaz sont susceptibles de modifier considérablement la conductivité

du calorifuge, il est vraisemblable que le calcul peut donner d'utiles indications dans le cas de convection forcée engendrée par un gradient de pression le long de la face perméable du calorifuge.

THE EFFECT OF FREE CONVECTION ON THE CONDUCTIVITY OF A VERTICAL BED OF POROUS INSULATION

Abstract—The thermal properties of a porous insulation in a high pressure gas deteriorates when the pressure increases. The convective heat transfer adds to the conduction heat exchange playing an increasingly more important role as the pressure gets higher. +

The effect of convection on the behaviour of the insulation can be observed by examining a simple case: the heat transfer between two vertical walls of a parallelepiped cell containing a porous medium saturated with a high pressure gas. The walls of the cell are sealed.

The study is divided into two parts: numerical calculations and thermal tests using stainless steel wire gauze packs in carbon dioxide gas. + =

The numerical results agree with the tests and it is shown that for a cell of given aspect ratio the convection effects can be observed above a certain value of the Rayleigh number.

Two important parameters which appear in the Rayleigh number characterize the thermal insulation: the thermal conductivity without convection and permeability.

DER EINFLUSS DER FREIEN KONVEKTION AUF DIE WÄRMELEITFÄHIGKEIT EINER VERTIKALEN PORÖSEN ISOLATIONSSCHICHT

Zusammenfassung—Die thermischen Eigenschaften einer porösen Isolation bei hohen Gasdrücken verschlechtern sich bei steigendem Druck. Die konvektive Wärmeübertragung, zusätzlich zum Wärmeaustausch infolge Leitung, spielt eine immer grössere Rolle bei steigendem Druck.

Der Einfluss der Konvektion auf das Verhalten der Isolation kann durch Untersuchung eines einfachen Modells geklärt werden, nämlich jenes des Wärmeübergangs zwischen zwei vertikalen Wänden einer winkelförmigen Zelle, die ein mit Hochdruckgas gesättigtes Medium enthält. Die Zellwände sind dabei vollkommen abgedichtet.

Die Studie besteht aus zwei Teilen, einer numerischen Berechnung und einer thermischen Untersuchung mit einem Bündel von nicht-rostenden Stahldrahtgeflechten in Kohlendioxyd.

Die numerischen Ergebnisse stimmen mit den experimentellen Untersuchungen überein und es zeigt sich, dass für eine Zelle mit bestimmter Gestalt der Einfluss der Konvektion ab einer bestimmten Grösse der Rayleigh-Zahl beobachtet werden kann.

Zwei wichtige Parameter in der Rayleigh-Zahl charakterisieren die thermische Isolation: die Wärmeleitfähigkeit ohne Konvektion und die Gasdurchlässigkeit.

ВЛИЯНИЕ СВОБОДНОЙ КОНВЕКЦИИ НА ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ВЕРТИКАЛЬНОГО СЛОЯ ПОРИСТОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Аннотация—Теплофизические свойства пористой изоляции в атмосфере газа при высоком давлении ухудшаются с ростом давления. Конвективный теплообмен интенсифицирует перенос тепла теплопроводностью, причем это влияние возрастает с ростом давления.

Влияние конвекции на характеристики изоляции можно наблюдать на простом примере теплообмена между двумя вертикальными стенками ячейки в виде параллелепипеда, содержащей пористую среду, насыщенную газом при высоком давлении. Стенки ячейки герметизированы.

Исследование делится на две части: численные расчёты и тепловые исследования, в которых использовалась тонкая сетка из нержавеющей стали в углекислом газе.

Численные результаты согласуются с экспериментом. Показано, что для ячейки с данным соотношением сторон влияние конвекции можно обнаружить при числе Рейнольдса выше определённого значения.

Теплоизоляцию характеризуют два важных параметра, входящих в число Рейнольдса: теплопроводность без конвекции и проницаемость.