

50376
1972
25

50376
1972
25

T H E S E

PRESENTEE

A L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE LILLE

(U.E.R. de Physique)

POUR OBTENIR

LE GRADE DE DOCTEUR ES - SCIENCES

Spécialité : **PHYSIQUE FONDAMENTALE**

par



David YEROUCHALMI

**CONTRIBUTION A L'ETUDE D'ECHANGES THERMIQUES
DE MATERIAUX D'ECHANGEURS
ET D'APPAREILS DE TRANSFERTS THERMIQUES
A HAUTE TEMPERATURE**

Soutenu le 3 mars 1972, devant la Commission d'Examen

MM. B. ESCAIG Président

J. MARTINET

R. OUZIAUX Examineurs

P. DEBRAINE

A LA MEMOIRE
DE MON PERE ET DE MA MERE

A MON EPOUSE
A MES ENFANTS
et
A MES PETITS-ENFANTS

JE DEDIE CE TRAVAIL

REMERCIEMENTS

Au début de cet ouvrage, il m'est particulièrement agréable d'exprimer ma reconnaissance :

A M. B. ESCAIG, Professeur à l'Université des Sciences et Techniques de Lille, pour la bienveillance avec laquelle il m'a encouragé à entreprendre cette étude et pour m'avoir guidé dans une refonte de la rédaction du texte.

A M. J. MARTINET, Professeur à l'Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aéronautique E.N.S.M.A. de Poitiers, pour l'examen approfondi et minutieux de mon manuscrit, ainsi que pour le temps et les conseils précieux qu'il m'a accordés pour lui assurer la forme présente.

A M. R. OUZIAUX, Professeur à l'Université des Sciences et Techniques de Lille, pour l'attention et les modifications qu'il a bien voulu apporter à mon texte.

A M. P. DEBRAINE, Adjoint au Directeur du Centre d'Etudes Nucléaires de Saclay - Professeur à l'Institut National des Sciences et Techniques Nucléaires (Faculté d'Orsay), qui m'a guidé avec amitié dans les problèmes des Unités en Physique et pour sa constante sollicitude.

Je tiens également à remercier vivement tous ceux qui m'ont aidé à parvenir au terme de cette étude :

M. Le Professeur BRZOZOWSKI Chef du Laboratoire de Physique des Plasmas à l'I.B.J. (Pologne) pour qui j'ai entrepris l'étude des structures et des matériaux des échangeurs de Swierk.

M. R. WANG, Ingénieur à la Société Heurtey pour son si efficace concours dans certains calculs thermiques.

M. le Professeur G. C. KUCZYNSKI de l'Université Notre-Dame (U.S.A.) qui m'a guidé dans la compréhension des phénomènes de physique du Solide concernant la magnésie.

MM. R. PARROT, P. DUMONT, M. HURM, J. CARBONELLE et J. WODKOWSKI pour leur contribution expérimentale.

Enfin, Madame COHEN qui est intervenue avec compétence, gentillesse et efficacité pour la frappe complète de mon manuscrit.

SOMMAIRE

	Pages
1 - INTRODUCTION	1
1-1 - Les échanges thermiques en M.H.D.	1
1-2 - Revue des échangeurs à haute température	3
1-3 - Choix du type d'échangeur à accumulation	3
1-4 - Echangeur à lit de billes mobiles	5
1-5 - Fonctions de l'échangeur à lit de billes mobiles	6
1-5-1 - Surchauffeur de gaz de combustion	6
1-5-2 - Source de chauffage d'un gaz neutre	7
1-5-3 - Echangeur post-conversion	7
2 - POSITION ET ACTION DES ECHANGEURS DE CHALEUR DANS L'INSTALLATION M.H.D. DE 3 MW	9
2-1 - Echangeur à lit de billes mobiles	10
2-2 - Fonction d'un échangeur tubulaire	10
2-3 - Emplacements mutuels des échangeurs cités	10
3 - ETUDE DE L'ECHANGEUR METALLIQUE TUBULAIRE	11
3-1 - L'appareil et les matériaux choisis	11
3-2 - Travaux d'auteurs en matière de corrosion alcaline des matériaux	12
3-3 - La corrosion des matériaux réfractaires constituant le revêtement interne de l'échangeur métallique	16
3-4 - Influence des propriétés mécaniques	17
3-5 - Essais de corrosion dans les cristaux de magnésie par des sels alcalins	19
3-5-1 - Partie expérimentale - résultats	19
3-5-2 - Considérations théoriques	22
3-5-3 - Conséquences possibles	25
3-6 - Discussion des résultats obtenus dans l'essai décrit dans l'annexe III et conclusions	26
3-7 - Conséquences de l'étude sur les matériaux basiques	28

	Pages
4 - ETUDE D'UN ECHANGEUR A ACCUMULATION THERMIQUE SUR LIT DE BILLES MOBILES - HISTORIQUE ET GENERALITES	29
4-1 - Description du premier échangeur à lit de billes mobiles (Swierk - Pologne)	32
4-2 - Matériaux constituant les parois cylindriques et évaluation des transferts thermiques des parois	33
4-3 - Essais préliminaires de réfractaires en alumine par l'échangeur à billes	38
4-3-1 - Choix des essais de comportement	39
4-3-2 - Choix des matériaux	40
4-3-3 - Essais communs aux matériaux des billes et des parois de l'échangeur	40
4-3-4 - Essais de résistance pyroscopique et sous charge	42
4-3-5 - Essais de résistance aux chocs thermiques	43
4-3-6 - Examens micrographiques des billes avant essais aux chocs thermiques	44
4-3-7 - Examens micrographiques des billes après essais aux chocs thermiques	45
4-3-8 - Répartition des densités et des dimensions de quelques types de billes	45
4-3-9 - Remarques	46
4-4 - Estimation par nos soins des coefficients d'échanges thermiques α_e (à l'entrée) et α_s (à la sortie) dans le montage expérimental d'essais de chocs thermiques par des billes en alumine (figure 12)	46
4-4-1 - Calcul de α_e durant la montée en température des billes	46
4-4-2 - Calcul d'une valeur moyenne du débit massique de gaz par unité de surface G_0	47
4-4-3 - Calcul de α_s au refroidissement	51
4-4-4 - Remarques	51
4-5 - Résultats obtenus sur environ cent séries d'essais de chocs thermiques sur des billes en alumine	52
4-6 - Essais de fluage sous charge	56
4-6-1 - Premiers essais	56
4-6-2 - Essais systématiques sur des jeux de 3 billes prélevées dans des lots de fabrication identique	57
4-7 - Remarques	60

	Pages
5 - ETUDE D'UN ECHANGEUR A LIT DE BILLES MOBILES CHAUFFE PAR RAYONNEMENT ET MUNI DE DISTRIBUTEURS ET DE VANNES ETANCHES A HAUTE TEMPERATURE	61
5-1 - Description	63
5-2 - Dosage-distribution des billes ou galets vannes et sas à haute température	67
5-3 - Essai de dimensionnement en première approximation d'un échangeur à billes réchauffant de l'air comprimé et consommant du fuel n°2	74
5-3-1 - Evaluations thermiques et massiques	74
5-3-2 - Evaluation dimensionnelle	75
5-3-3 - Calcul de la longueur du four	76
5-4 - Calcul des dimensions de l'échangeur à rayonnement	78
5-4-1 - Données diverses	78
5-4-2 - Propriétés de l'alumine	79
5-4-3 - Bilan global à échanger	80
A - Echangeur	80
B - Chambre de combustion et trommel	81
5-4-4 - Calculs d'évaluation dimensionnelle (ordre de grandeur)	83
A - Echangeur	83
A-1 - Coefficient d'échanges : air-billes	83
A-2 - Valeurs moyennes	86
A-3 - Coefficient d'échanges air-parois	88
B - Trommel	90
B-1 - Géométrie	91
B-2 - Vérification préalable des pertes thermiques externes	92
B-3 - Facteurs de forme pour le rayonnement	92
B-4 - Convection	95
B-5 - Recherche de paramètres déterminant la surface d'échanges	98
B-6 - Calcul de la température des billes	99
B-7 - Calcul des pertes extérieures	106
5-5 - Considérations sur l'échangeur à rayonnement	107
6 - CONCLUSIONS	108

	Pages
ANNEXE I - Circuits de l'air réchauffé et des gaz de combustion dans l'installation M.H.D. de 3 MW thermiques de Swierk (Pologne)	110
ANNEXE II - Technologie de l'échangeur tubulaire de Swierk	112
ANNEXE III - Réfractaires magnésiens (études et essais de l'échangeur tubulaire)	116
ANNEXE IV - Description et fonctionnement de l'échangeur à billes de Swierk	122
ANNEXE V - Essai de calcul de fracture dans une sphère	127
ANNEXE VI - Passages thermiquement isolés à température de face chaude régulée pour l'échangeur à rayonnement	131
ANNEXE VII - Schéma de calcul des pertes thermiques pariétales dans un cylindre thermiquement isolé	135
Liste des symboles	137
Liste des figures	139
Bibliographie	142

CONTRIBUTION A L'ETUDE D'ECHANGES THERMIQUES
DE MATERIAUX D'ECHANGEURS
ET D'APPAREILS DE TRANSFERTS THERMIQUES
A HAUTE TEMPERATURE

1 - INTRODUCTION

Dans le cadre de recherches concernant une installation de conversion d'énergie par magnétohydrodynamique (en abrégé : MHD), de 3 MW de puissance thermique injectée, il nous a été donné, entre autres, pour tâche de contribuer à l'étude d'échanges thermiques à haute température ; plus particulièrement, en ce qui concernait les matériaux utilisables, leur comportement et leur mise au point. La réalisation et la mise en place de cette installation nous a permis de vérifier certaines hypothèses et a donné lieu à une étude faisant la synthèse des connaissances ainsi acquises.

C'est l'ensemble des travaux accomplis dans ce contexte qui fait l'objet de la présente contribution.

1-1 - Des échanges thermiques en M.H.D.

En conversion directe de l'énergie calorifique en électricité par M.H.D., la nécessité d'échanges thermiques efficaces à haute température s'impose pour deux raisons essentielles :

On doit, principalement /1/ et /2/ faire circuler à grande vitesse (800 m/sec) et à température élevée ($> 2000^{\circ}\text{C}$), des gaz de combustion ou neutres dans un champ magnétique intense (2,5 à 5 Teslas).

Cela suppose, pour la cas d'une combustion en cycle ouvert, une addition d'oxygène où une alimentation en air chaud à $1200 - 1300^{\circ}\text{C}$. Des considérations d'optimisation économique ont fait pencher le choix vers la seconde alternative donc pour l'utilisation d'air réchauffé dans un échangeur.

Dans l'alternative où, un gaz neutre constitue la source chaude dans un cycle fermé, celle-ci devrait trouver son siège dans le refroidissement par ce gaz d'un réacteur nucléaire à haute température.

Ce type de réacteur étant un appareil dont la réalisation n'est pas pour l'immédiat, il apparaît utile de simuler une source de chaleur où le gaz caloporteur neutre prélèverait l'énergie thermique qui lui est nécessaire ; par exemple, dans un échangeur chauffé par des gaz de combustion, où sont isolés l'un de l'autre soigneusement, les deux circuits gazeux :

Par ailleurs, à la sortie de la tuyère ($> 1800^{\circ}\text{C}$) de conversion magnétohydrodynamique les gaz possèdent une importante enthalpie qu'il faut essayer d'utiliser en grande partie si l'on veut que le rendement total de la conversion soit le plus élevé possible. D'où la nécessité d'installer à l'issue de la tuyère un système d'échangeur thermique à haute température.

En bref, des transferts thermiques dans des conditions de températures élevées s'avèrent indispensables avant et après la tuyère de conversion M.H.D., aussi bien en cycle ouvert qu'en cycle fermé.

1-2 - Revue des échangeurs à haute température

Celà étant, quels types d'échangeurs semblent, a priori, les plus susceptibles de convenir ? Les hautes températures dans lesquelles ils auront à opérer en longue durée conduisent à des conditions de fonctionnement difficiles qu'il faut satisfaire, et qui imposent déjà un premier choix. Les appareils de transferts thermiques se classent en deux familles distinctes : échanges à travers une paroi séparant le fluide chauffant du fluide chauffé ; ou alors, transfert calorifique par accumulation de chaleur du gaz chauffant sur une masse de matériaux réfractaires, dans une première alternance, puis, cession ultérieure de cette énergie au gaz à chauffer dans une seconde période.

Dans les deux cas, il est impératif de prévoir une étanchéité totale entre les circuits des gaz chauffants et des gaz chauffés. Ce souci, qui est évident, ne peut pas être évité dans les échangeurs à parois en raison de l'impossibilité de prévoir au dessous de 1100°C des circuits tubulaires réfractaires étanches, d'une part, et non sensibles à la corrosion des gaz de combustion, par ailleurs; surtout si la pression différentielle des fluides chauffants et chauffés est élevée.

1-3 - Choix du type d'échangeur à accumulation

Il ne reste donc que l'échangeur thermique par accumulation dans lequel une masse de matériaux réfractaire est chauffée par une circulation de gaz de combustion dans un premier temps ; puis par balayage cède au gaz à réchauffer (air, oxygène ou gaz neutre) les calories précédemment accumulées. On peut donc songer déjà aux échangeurs à accumulation classique (cowpers de hauts-fourneaux, ou régénérateurs de fours Martin et de bassins de verrerie) dans lesquels des empilages de réfractaires immobiles (pièces perforées, briques ou galets) dans une chambre étanche sont alternativement balayés par des gaz de combustion chauffants et des gaz à réchauffer.

En fonctionnement continu deux ensembles au minimum de ce type (chacun d'eux isolé dans une maçonnerie étanche) sont nécessaires ; l'un connecté au gaz chauffant, l'autre balayé par le gaz à chauffer. Un système de vannes permet d'inverser les circuits gazeux d'un empilage à l'autre au bout d'un certain temps. Dans ces conditions l'empilage qui cède des calories se refroidit et l'on ne peut descendre à un niveau de température de 150 ou 200°C inférieur à celui qui existait au début de l'inversion. Les temps qui sont dans les applications industrielles d'environ 30 minutes pour inverser les passages gazeux, doivent être réduits à 10 minutes si l'on désire des variations de température de l'ordre de 50°C /2/ seulement. Cela devient nécessaire si l'on doit alimenter en air ou gaz chaud, en continu une tuyère de conversion M.H.D. Un troisième et même un quatrième ensemble : empilage en enceinte étanche, deviennent alors nécessaire pour pallier l'inertie thermique de ce type d'appareil. L'on est ainsi graduellement conduit à des installations géantes dont l'amortissement du coût et les frais d'entretien rendraient illusoire l'accroissement en rendement (10 à 11% en cycle ouvert) obtenu dans une centrale M.H.D. en cycle ouvert située en amont d'une centrale classique.

Si l'on ajoute à ces considérations les difficultés opérationnelles suscitées par les vannes à hautes températures et leurs multiples inversions on en arrive à rechercher une solution où l'appareil à empilage, accumulateur d'énergie thermique dans un premier temps, cédant les calories emmagasinées dans une seconde période, peut être imaginé sous une forme beaucoup plus compacte (à rendement égal à l'appareil cité), sans que le problème d'inversion se pose ; et aussi, avec un débit de gaz chauffé (air ou autre) à température et pression constantes.

Pour cela il faudrait que les courants du fluide chauffant et du fluide chauffé, balayant chacun et sans inversion, un empilage dans deux enceintes différentes, rencontrent en permanence l'un une masse réfractaire à laquelle il cède de la chaleur et l'autre un peu plus

tard, cette même masse dont elle prélèvera l'énergie thermique précédemment accumulée. C'est ce qui devient possible si l'empilage réfractaire se déplace graduellement d'une enceinte à l'autre et retourne de même à la première pour recommencer le cycle indéfiniment.

1-4 - Echangeur à lit de billes mobiles

On pense très aisément alors à une masse de galets réfractaires descendant par gravité d'une première enceinte située au dessus d'une seconde enceinte et communiquant entre elles par une goulotte. Pour assurer un minimum de frottements, les galets seront préférablement sphériques et la section des enceintes sera cylindrique. D'autre part, la surface d'échange thermique de billes sphériques (surface spécifique) est la plus importante possible par rapport à leur volume total, ce qui réduit donc au minimum les dimensions de l'appareil.

Ce type d'échangeur à accumulation est dénommé : échangeur à lit de billes mobiles ("Moving pebble-bed Heater"), et a été décrit une première fois par Norton /3/ de la société Babcock-Wilcox (Etats-Unis) en 1940, et d'autres /4/.

Les difficultés rencontrées dans l'obtention de billes en alumine résistant à un nombre important de cycles thermiques n'ont pu être surmontées et les recherches y afférentes ont été abandonnées entre 1950 et 1952. Dans un appareil fournissant quelques mégawatts d'air chaud à 1200°C des billes circulent en se réchauffant entre 300°C et 1400°C durant une heure et en température décroissante pendant l'heure qui suit. Pour 10000 heures de durée souhaitable (plus d'un an) cela ferait 5000 cycles, au cours desquels ; la destruction des billes par chocs thermiques, les usures mutuelles avec les parois réfractaires des enceintes doivent être acceptables ; c'est-à-dire ne pas provoquer

des pannes de fonctionnement et ne pas simultanément nécessiter des remplacements grevant dangeureusement par leur coût le rendement économique de l'énergie thermique des gaz de combustion transformée en air chaud.

Ces considérations ont donc conduit à l'étude des matériaux devant former les parois internes et la géométrie structurale, d'une part, et, avec un examen plus poussé pour ce qui concerne les billes constituant le lit mobile, par ailleurs.

1-5 - Fonctions de l'échangeur à lit de billes mobiles

Il est utile de préciser que les gaz qui vont réchauffer les billes dans l'enceinte supérieure de l'échangeur peuvent être aussi bien des gaz de combustion issus d'un système de brûleurs que du gaz sortant de la tuyère M.H.D. /2/ après conversion d'énergie (fig. 1).

1-5-1 - Surchauffeur de gaz de combustion

Dans le premier de ces cas, l'appareil sert à fournir de l'air secondaire chaud pour élever la température (2500°C environ) des gaz pénétrant dans la tuyère M.H.D. fonctionnant en cycle ouvert, afin qu'ils soient suffisamment ionisés pour devenir conducteurs. En réalité, cette conductivité électrique est très faible, sauf à 3000°C, et aux très basses pressions (sans pourtant que cette conductivité approche celle des métaux des machines tournantes) qui excluraient pratiquement tout échangeur de chaleur dans l'installation. Mais les sources d'énergie thermiques n'atteignent en aucun cas 3000°C ; aussi et en employant du gaz de combustion alimenté en air chaud à 1300-1400°C par un échangeur, on atteint à l'entrée des tuyères M.H.D. environ 2500°C.

On a donc imaginé de favoriser l'ionisation des gaz caloporteurs par addition de vapeurs de métaux alcalins, césium ou potassium.

Fort heureusement sa teneur n'a nullement besoin d'être élevée, on montre au contraire que la conductivité électrique passe par un maximum entre 1% et 1% de concentration moléculaire. L'ionisation se produit spontanément par le jeu d'un équilibre réversible ionisation-recombinaison en suivant une loi du type des lois d'action de masse, la loi de Saka. De tels mélanges s'acquièrent qu'à partir de 2000°C et à pression normale une conductivité de 1 à 100 mhos/m comparable à celle des électrolytes. Ainsi qu'il a été dit en 1-1, l'emploi de l'échangeur fournissant de l'air chaud s'impose pour atteindre cette température dès que l'alternative d'enrichissement de la combustion en oxygène est à écarter pour des raisons économiques.

1-5-2 - Source de chauffage d'un gaz neutre

Dans une alternative à ce premier cas, en conversion M.H.D. en cycle fermé, un tel échangeur pourrait simuler une source de chaleur du type réacteur à haute température dès lors que les calories sont prélevées par de l'argon ou de l'hélium balayant le lit de billes chaud. Cette solution permettrait /1/ le fonctionnement continu d'un cycle fermé, en attendant le réacteur à 2000-2200°C, température permettant dans le cas des gaz neutres cités d'avoir la même conductivité électrique que les gaz de combustion à 2500°C opposant plus de résistance au passage des électrons que les premiers. Il n'est d'ailleurs pas impossible de penser qu'au moment où le réacteur à haute température serait prêt à entrer en service, l'échangeur à lit mobile ne pourrait pas continuer à opérer sur un plan économique satisfaisant, surtout si dans la conjoncture future l'emploi de combustibles fossiles devenait nécessaire.

1-5-3 - Echangeur post-conversion

Une autre forme d'échanges apparaît à la sortie de la tuyère de conversion M.H.D., les gaz étant encore à une température élevée (environ 2000°C en cycle ouvert et 1600°C en cycle fermé) qui quoiqu'insuffisante pour assurer une conversion directe ne nécessite pas moins pour ces gaz chauds un échangeur thermique efficace à ce niveau.

L'échangeur de chaleur opère alors en cycle ouvert entre le gaz sortant de la tuyère, c'est-à-dire contenant des vapeurs de métal alcalin (que l'usage en ce cas a nommé "Semence") et à la pression voisine de l'atmosphère, et l'air d'alimentation comprimé entre 3 et 6 bars. Il convient, comme on l'a vu, d'échauffer cet air à environ 1300°C ; ce qui implique un échangeur céramique à accumulation thermique. La semence entre dans le brûleur sous forme de sel de potassium ou éventuellement de césium. Dans la région aval à plus basse température l'élément alcalin se recombine en carbonate ou en sulfate suivant la teneur en soufre du combustible solide. On reconnaît que ce sel doit être récupéré pour recyclage dans la proportion de 99% pour des raisons strictement économiques. La majeure partie sera retirée par décantation mais on admet généralement la nécessité d'un tri supplémentaire par dépoussiéreur électrostatique.

L'air ainsi réchauffé à 1300°C et débarrassé de la semence alcaline, peut aussi bien alimenter par compression sous 3 à 6 bars la chambre de combustion brûleur qu'un étage vapeur /2/, fig. 1, placé dans le circuit.

Le générateur tuyère M.H.D. devant opérer dans les conditions les plus favorables à la conversion d'énergie, celles-ci se résument en une formule empirique exprimant la puissance électrique disponible par unité de volume de puissance spécifique : $W = cte \times \sigma \times V^2 \times B^2$, où σ est la conductivité (de l'ordre de 20 à 50 mho/m.), V: la vitesse et B l'induction magnétique (avec un champ magnétique de 2,4 tesla d'un aimant non pourvu d'éléments supraconducteurs). La conductivité citée exige un gazensemencé d'aussi haute température que possible. Pour un mélange combustible donné cette température variant en sens inverse de la vitesse puisqu'il y a transfert d'énergie sous forme cinétique, on conçoit qu'un compromis doive être trouvé entre vitesse et température. Idéalement la vitesse devrait être nettement supersonique mais la région subsonique voisine de la vitesse

du son n'est pas franchement défavorable et la plupart des expérimentateurs opèrent à Mach 0,7 ou 0,8 soit 700 à 800 m/s où l'écoulement est plus aisément maîtrisé. Sa compression de 3 à 6 bars est donc nécessaire pour assurer cette vitesse. Enfin, disons aussi que le chiffre de 2500°C apparaît le plus favorable en compromis avec ces vitesses et que l'air de combustion à 1300°C est nécessaire pour assurer ce niveau de température.

Cependant, la suppression de la semence dans le circuit de sortie de la tuyère pose de nombreux problèmes de corrosion à haute température qui doivent être résolus dans l'enceinte de l'échangeur lui-même ; les vapeurs de métaux alcalins se condensant entre 800 et 1000°C et devenant particulièrement corrosives sous forme liquide. Au cas où en post-conversion une solution de "dessémination" est possible tout en permettant un échange thermique dans lequel l'air est porté à 1300°C, l'appareil ainsi conçu devient un surchauffeur (1-5-1) de gaz de combustion. L'étude qui a fait la synthèse des travaux présentés dans la présente contribution (paragraphe 5) propose précisément un tel appareil. Son rôle à haute température est donc triple. Il doit assurer un échange permettant la fourniture de l'air à 1300°C sous 3 à 6 bars en premier lieu ; cet air doit être pur c'est-à-dire débarrassé de la semence alcaline ; enfin celle-ci doit être récupérée et recyclée pour des raisons économiques. Bien entendu, l'échangeur ainsi conçu doit avoir une longévité d'environ 10000 heures avant de nécessiter une révision inéluctable due aux chocs thermiques, à l'usure mécanique et à la corrosion à chaud des diverses impuretés transportées par les gaz de combustion ensemencés (sels alcalins, soufre, oxydes de nickel et de vanadium contenus dans les combustibles liquides).

2 - POSITION ET ACTION DES ECHANGEURS DE CHALEUR DANS L'INSTALLATION M.H.D. DE 3 MW

L'échangeur de synthèse ainsi défini, par le rôle qu'il devra jouer, n'était pas encore imaginé quand l'installation M.H.D. de 3 MW de puissance thermique a été projetée. Aussi, les principaux travaux

de conception et expérimentaux ont porté sur les éléments de cette installation /5/ située dans la banlieue de Varsovie et qui est l'oeuvre commune du Commissariat à l'Energie Atomique Saclay - France et de l'Institut des Recherches Nucléaires (Swierk - Pologne).

2-1 - Rôle de l'échangeur à lit de billes mobiles

On a alors imaginé de placer un échangeur à lit de billes mobiles en amont de la tuyère de conversion M.H.D. avec mission de fournir au bruleur de l'air chauffé à 1300°C environ en tant qu'air secondaire de combustion ; le chauffage du lit de billes étant assuré par des bruleurs auxiliaires.

2-2 - Fonction d'un échangeur tubulaire

Par ailleurs, à la sortie de la tuyère on a pensé installer un échangeur à tubes métalliques dont le rôle est de récupérer principalement la semence après une détente des gaz, puis de réutiliser les calories résiduelles dans un chauffage de l'air circulant dans le circuit métallique tubulaire ; cet air chaud étant alors insufflé à environ 700°C à la base de l'échangeur à lit de billes. La tâche principale de cet échangeur métallique étant donc de récupérer surtout les sels alcalins quoique assurant moins bien en rendement les échanges thermiques qui se font à des températures de 1000 à 1100°C, très en dessous de celle de sortie de la tuyère, soit : 2000°C.

2-3 - Emplacements mutuels des échangeurs cités

Le positionnement de ces deux appareils dans l'installation du 3 MW de Swierk est indiqué dans la figure 31 décrite dans l'annexe Il s'agit d'abord de l'échangeur à lit de billes mobiles WWT formé de deux enceintes cylindriques communiquant par une goulotte P1 et placé en amont de la chambre de combustion principale (bruleur) GKS, elle même suivie de la tuyère de conversion G,-M.H.D.-; puis de l'échangeur

métallique PWC, lequel est précédé d'un diffuseur BD qui détend et refroidit les gaz sortant de la tuyère.

La description du circuit de l'air réchauffé est indiquée dans l'annexe I du présent travail (I-1), ainsi que celui des gaz de combustion (I-2).

3 - ETUDE DE L'ECHANGEUR METALLIQUE TUBULAIRE

3-1 - L'appareil et les matériaux choisis

Dans l'échangeur à moyenne température destiné à préchauffer de l'air de l'ambiante à 750°C, à l'aide des gaz de combustion sortant d'une tuyère - générateur M.H.D., l'échange a lieu à travers des parois métalliques tubulaires disposées en corbeille dans la partie radiante et en faisceaux dans la partie à convection. D'autre part, le revêtement interne de l'échangeur ainsi que celui de la partie constituant la récupération de la semence sont constitués par des matériaux réfractaires magnésiens dont l'étude fait partie du présent travail.

Sept qualités de briques de magnésie de fabrication industrielle ayant des teneurs en MgO de 89 à 97,5%, dont les caractéristiques essentielles sont données plus loin, ont été essayées dans une tuyère parcourue par des gaz de combustion à température et vitesse élevées et ensemencés par du K_2CO_3 . Les détails concernant l'appareil et les conditions des essais sont également donnés.

On a étudié les divers comportements des surfaces exposées aux gaz chauds ensemencés, par macro et microscopies optiques. De même, l'analyse aux rayons X a été employée pour déceler des modifications structurales avant et après la mise en service.

Les détails technologiques de cet appareil sont donnés dans l'annexe II aux paragraphes : II-1, II-2, II-3, II-4.

3-2 - Travaux d'auteurs en matière de corrosion alcaline de matériaux

F. Béhar étudie /6/ la corrosion de pièces frittées d'oxydes réfractaires dans un bain alcalin fondu. Son choix s'est porté sur les frittés de MgO industriels plongés dans un bain de K_2CO_3 maintenu à $1000^\circ C$ durant 5 à 24 heures. L'analyse des échantillons ayant subi ce traitement a montré que leur surface était couverte d'une pellicule sensible à l'air et à l'humidité et s'écaillant facilement. L'épaisseur de cette pellicule croît en fonction du temps mais tend vers une limite qu'on a pu évaluer en la dissolvant dans l'eau. L'attaque intergranulaire en profondeur a été mise en évidence par l'impossibilité de polir la partie apparemment intacte sans la disloquer, mais la croissance cristalline intervenait aussi en apportant son concours à la fragilisation de l'ensemble.

A. Dubois et M. Hamar /7/ ont examiné la corrosion entre 1500 et $1900^\circ C$ d'oxydes (Al_2O_3 , Al_2O_3-CaO et $ZrO_2 - CaO$.) en présence de flammesensemencées de sels de potassium et observent par différence de poids avant et après exposition que la ZrO_2 n'est pas ou peu attaquée, que la spinelle : $Al_2O_3 - CaO$ est utilisable entre 1700 et $1900^\circ K$ alors que l'alumine pure ne demeure intacte qu'en dessous de 1600° .

A. Dickson et co-auteurs /8/ ont étudié la résistance à la corrosion, en résistance mécanique, aux chocs thermiques et à l'abrasion des matériaux en présence de flammesensemencées de sels de potassium. Les observations notées présentent un évident intérêt.

Des briques de magnésie de type industriel ont fourni de bons résultats quant aux résistances citées. Tout d'abord en raison de la phase intergranulaire ($Al_2O_3 - MgO$, $CaO - MgO - SiO_2$) qui empêche la formation continue d'un réseau de MgO, d'où meilleure résistance à la fracture, car bonne conductibilité thermique, module élastique faible, et coefficient de dilatation linéaire bas.

Ensuite, une certaine porosité est favorable à limiter la propagation des fissures, quoique accroissant, d'autre part, les contraintes internes.

Les essais de corrosion indiquent de plus que l'attaque a lieu en particulier au niveau de la matrice mais ils ne semblent pas limiter l'emploi des réfractaires magnésiens au dessous de 1600°C (durant 57 heures). En définitive, un matériau de MgO contenant plus de 94% de périclase ayant un quotient chaux/silice supérieur à 1 et une faible teneur en Fe_2O_3 ($< 1\%$) peut être retenu comme utilisable vers 1600°C.

G. Horn et ses collaborateurs /9/ observent le cas particulier de la corrosion par les sels de potassium et en présence de V_2O_5 , N_2O_5 et de soufre contenus dans les combustibles liquides. Une structure en nid d'abeille tournant a été choisie pour essayer de la zircone stabilisée à la chaux ou à la magnésie ; mais le comportement de ces matériaux est décevant en ce qui concerne leur structure.

La silice, l'alumine sont, soit chimiquement attaquées, soit structurellement détruites par la perte de leurs propriétés mécaniques.

En réalité la corrosion par des vapeurs alcalines des oxydes : Al_2O_3 , TiO_2 , SiO_2 , ThO_2 , ZrO_2 et MgO indique que seuls les réfractaires de magnésie résistent convenablement jusqu'à 1600°C pourvu que leur teneur en MgO soit élevée ($> 95\%$). De plus, la limitation de la diffusion des vapeurs alcalines dans les corps peu poreux est une observation essentielle. On recommande donc des matériaux très denses ou protégés en surface par une couche fondue des mêmes matériaux. Un refroidissement calculé (par eau ou air) des couches internes favorise le maintien de la glaçure de surface. Enfin, la résistance aux chocs thermiques de la magnésie vérifiée par des essais de compression à froid après un certain nombre de cycles de 20 minutes entre 1100°C et 1400°C, décroît

rapidement au début pour se stabiliser entre 100 et 300 cycles. La récupération de la semence ne s'effectue pas complètement, on en perd la moitié dans les gaz de sortie.

J.P. Kiehl /10/ a essayé des ruchages en nids d'abeilles du type Cowper dans un tour portée à son niveau supérieur à 2100°C, et avec des gazensemencés de K_2SO_4 ou de K_2CO_3 (1 mole de K_2) entre 1900°C et 1500°C.

Des réfractaires en magnésie recristallisée ($d = 3,10$) n'ont pas été affectés durant les essais, alors que ceux en MgO, frittée ($d = 3$) ont souffert de la densification en se déformant.

Ceux en chrome-magnésie n'ont résisté ni en température ni à la corrosion.

Les ruchages en zircone-alumine ont été corrodés par la semence en donnant des composés fusibles. Les produits magnésiens ayant été les seuls retenus on a pu examiner l'influence du V_2O_5 dans les gaz de combustion, et les conclusions suivantes ont été retenues par l'auteur : les produits magnésiens ($> 95\%$ MgO) dont la densité varie de 3,10 à 3,5 conviennent entre 1200 et 1400°C. La présence de V_2O_5 dans les gaz n'a pas d'influence entre 1700 et 1900°C mais la formation d'un composé MgO- V_2O_5 entre 1400 et 1700°C n'est pas à exclure. D'autre part, les silicates et silico-aluminates de potassium sont plus dangereux que la semence alcaline.

F. Hals et L. Keefe /11/ ont étudié un lit de billes fixe formé de billes de MgO (à 97%) ayant 13 mm de diamètre ainsi qu'un agrégat à 98% en MgO formé d'éléments ayant 6 à 8 mm. Un tel lit doit livrer de l'air chauffé à 1650°C. Des échantillons ont été retirés après un certain temps de fonctionnement à 1650°C et en présence de semence alcaline.

Une couche de K_2SO_4 soluble était déposée sur les échantillons examinés, et l'examen chimique des billes ou éléments d'aggrégats a montré qu'aucune réaction n'avait eu lieu entre MgO la semence alcaline et les impuretés contenues dans le combustible ; cela après 100 heures de fonctionnement.

A. Nagahiro/12/ et co-auteurs ont opéré sur des échantillons de MgO, ZrO_2 et Al_2O_3 . Ils en ont étudié le comportement dynamique et les caractéristiques de transfert thermique.

Les matériaux cités étaient formés de MgO électrofondue de Al_2O_3 frittée et de ZrO_2 semi-stabilisée et stabilisée, en deux grosseurs de grains. Ils ont observé que les résistance aux chocs thermiques entre 500, 1000, 1200°C et l'ambiante sont plus importantes avec des gros grains qu'avec des grains fins. D'autre part, la corrosion à 1500°C pendant 15 heures de pièces frittées dans une flamme de propane comportant semence et impuretés dosées (99% de K_2SO_4 pour 1% de V_2O_5) se présentait ainsi : MgO et ZrO_2 en gros grains sont légèrement érodés en face chaude par V_2O_5 ; Al_2O_3 se fissure et l'examen pétrographique indique la pénétration de composés potassiques. Enfin, la présence de V_2O_5 réduit la viscosité de la semence et facilite la pénétration dans les pièces frittées. D'autres travaux des mêmes auteurs conduisent aux conclusions suivantes :

- Al_2O_3 ne peut pas être utilisée en durée en présence de gaz de combustion chargés de semence alcaline.
- ZrO_2 n'est pas attaquée, mais la résistance à la compression à 1200°C est considérablement abaissée.
- les alcalins sous forme de vapeur ou liquide ne réagissent pas avec MgO, mais pourraient le faire si Al_2O_3 est présent dans les frittés de MgO, enfin, les pièces en MgO formées de gros grains sont celles qui obtiennent les meilleures performances.

En conséquence, les quelques références citées, l'expérience d'emploi de pièces d'empilages dans les échangeurs à accumulation des fours de verrerie (où les poussières des mélanges vitrifiables contiennent des sels alcalins de soude ou de potasse), ont semblé cautionner nos propres travaux qui étaient conduits parallèlement avec des produits réfractaires magnésiens. Nos essais ont justifié ce choix et font partie de ce travail.

3-3 - La corrosion des matériaux réfractaires constituant le revêtement interne de l'échangeur métallique

Le fait que du gaz de combustion chargés de vapeurs alcalines (semence sous forme de K_2CO_3) balayent les parois internes de l'échangeur métallique et s'y condensent en vue de récupérer le contenu de ces vapeurs crée des problèmes de corrosion qu'il a fallu résoudre.

D'une manière générale la corrosion par la semence alcaline avec ou sans présence de cendres, dues au combustible, est sans aucun doute un processus du type électrochimique qui fait intervenir les paramètres suivants :

D'abord ceux du milieu corrosif, c'est-à-dire : la concentration en semence alcaline et son hétérogénéité (corrosion du type Evans), puis la constitution des matériaux sur laquelle opère cette semence, l'état de surface des dits matériaux, enfin, leur structure, la dimension des grains constitutifs et la porosité de l'ensemble. En particulier, dans un processus de corrosion intergranulaire, la dimension des grains aura un effet essentiel, car si nous imaginons une diffusion préférentielle aux joints de grains, l'attaque ne sera pas limitée à la surface des matériaux mais sera présente dans l'ensemble du volume des pièces formées par ces grains. Enfin, la présence de pores donnera lieu à des déformations mécaniques en raison du passage corrosif des produits cités.

D'autre part, la composition des matériaux est très souvent hétérogène en raison de la présence d'impuretés dont la phase leur est étrangère. Les ségrégations de ces impuretés en inclusions de seconde phase présente un potentiel électro-chimique très différent de celui de la matrice principale et cela peut accélérer la corrosion électro-chimique par création de piles. De même que la réactivité plus élevée des impuretés ou inclusions peut accélérer la corrosion chimique. Il faut également compter sur des sollicitations mécaniques locales ou des tensions dues à de multiples raisons et qui éventuellement accélèrent la corrosion chimique.

Le passé thermique de la pièce frittée et le procédé de son élaboration jouent un rôle important, étant donné qu'ils conditionnent sa structure (porosité, état de surface, homogénéité de composition et tensions résiduelles).

Finalement, la température d'emploi de la pièce frittée est le facteur essentiel qui modifie en les aggravant, les paramètres précédents. Cependant, la corrosion des parois réfractaires par les gaz de combustion chargés de semence alcaline et éventuellement de cendres ne peut être dissociée des propriétés mécaniques des matériaux constitutifs qui interviennent avec les dislocations et fractures qu'elles provoquent dans le temps et avec l'élévation de température.

3-4 - Influence des propriétés mécaniques

Le comportement mécanique à chaud de matériaux réfractaires sous forme polycristallin dépend :

de la dimension des grains (\overline{GS}) ou "grain size" et de la porosité (p). Généralement la résistance à la fracture d'un matériau est plus élevée quand les grains sont de faible dimension et que sa densité est grande.

Knudsen a proposé comme relation générale :

$$S = K (\overline{GS})^{-a} \exp. (-bP)$$

où S est la résistance à la fracture, K, a et b des constantes empiriques, a variant entre 0,2 et 0,9 mais voisine plus souvent de 0,5. Cette relation a été vérifiée dans le cas particulier de la magnésie (MgO) et de l'alumine (Al₂O₃).

Dans le cas de la déformation par fluage à des températures élevées, il est généralement admis, dans le cas des oxydes, un mécanisme de déformation résultant de processus de diffusion. Des modèles de Nabarro-Herring et de Cobble, il résulte que les vitesses de fluage sont proportionnelles à $(\overline{GS})^{-2}$ et $(\overline{GS})^{-3}$. Finalement un facteur de correction égal à $(1 - p^{2/3})^{-1}$ doit y être inclus comme étant dû à la porosité. A ces facteurs on doit encore ajouter d'autres éléments dont il est nécessaire de tenir compte. La présence d'impuretés ou d'inclusions dans une seconde phase rendent les dislocations moins mobiles par un effet d'ancrage, cela conduit, en particulier à des noyaux de fissuration dus à une concentration extrême de contraintes dans la zone d'origine ou les dislocations s'empilent contre les inclusions.

D'autre part la présence d'inclusions finement divisées ralentit nettement le fluage par dislocation.

Les matériaux à structure polycristalline doivent pour être déformés de manière plastique posséder, selon Van Mises, 5 systèmes indépendants de glissement. En général, à la température ambiante, cela n'est pas le cas et les matériaux sont fragiles. Cependant, à des températures plus élevées que celles de transition certains matériaux deviennent ductiles en raison de la déviation du glissement, alors possible, par l'interdépendance et la multiplication des systèmes de glissement qui naturellement sont fonction de la structure cristalline.

Le passé thermique et mécanique du matériau définit les tensions internes aussi bien que la structure et la composition à un instant donné.

Enfin la résistance aux chocs thermiques dépend de certains paramètres tels que : conductibilité thermique, coefficient de la dilatation linéaire, module d'Young, forme des pièces frittées, gradient de température et durée des chocs thermiques.

3-5 - Essais de corrosion dans les cristaux de magnésie par des sels alcalins

Il était également justifié d'accélérer la cinétique de corrosion en commençant à opérer sur des éléments très fins (poudres) et très purs de MgO ou encore sur des poudres de périclase à 97,5% de MgO.

3-5-1 - Partie expérimentale - Résultats

Le propos de notre expérimentation effectuée à Saclay /13/ est de mettre en évidence, par un processus de corrosion accéléré l'action du carbonate de potassium liquide sur la magnésie qui peut prendre place dans la construction d'un échangeur.

Voici donc, les résultats préliminaires des essais sur la magnésie en poudre attaquée par le carbonate de potassium à des température légèrement supérieures à son point de fusion.

Nos essais de corrosion ont porté sur deux types de matériaux: d'une part de la magnésie 4 N (titre 99,99% en MgO) déchets de clivage de monocristaux, d'autre part d'un périclase titrant 97,5% en MgO (principales impuretés : Si, Ca, Fe et Al). La magnésie 4 N nous a été fournie directement sous forme de poudre de granulométrie inférieure

à 40 μ ; le second matériau fut obtenu à partir d'une brique de périclase, broyée au mortier, la poudre résultant du broyage étant soumise à un tamisage pour n'en conserver que la fraction de granulométrie inférieure à 40 μ .

Les deux types de magnésie ont été soumis à l'action corrosive du carbonate de potassium liquide par traitement thermique sous air à des températures supérieures ou égales à 900°C (point de fusion du K_2CO_3 ; R.P. = 891°C) ; un mélange homogène des poudres de magnésie et de carbonate était tassé dans un creuset de platine et introduit dans un four préchauffé à 600°C. Les durées de traitement thermique ont été comptées en prenant pour origine des temps l'instant où le palier de la température désirée était atteint. Le périclase fut ainsi soumis à des températures de 900°C, 950°C et 1000°C pour des durées allant de 3 heures à 250 heures, la magnésie 4 N ne subissant que des traitements à 900°C pendant des laps de temps variant de 50 h à 300 h. Le tableau I résume les différents essais effectués sur les deux types d'échantillons.

Produit de départ	Température d'attaque	Durée d'attaque (en h)
MgO 4 N	900°C	50
		100
		200
		300
Périclase	900°C	5
		10
		50
		100
		150
250		
Périclase	950°C	5
		10
		60
Périclase	1000°C	3
		5
		10
		50

Tableau I

A la sortie du four le contenu du creuset était repris par de l'eau permutée, ce lavage étant continué jusqu'à dissolution complète du carbonate de potassium. Un séchage à 150°C-200°C achevait le traitement.

Pour suivre l'évolution de la corrosion en fonction de la température et du temps d'attaque, nous avons déterminé la répartition granulométrique des différents échantillons par comptage visuel. Un frottis - suspension d'une poudre dans de l'huile, étalée sur une lame porte-objet - fut réalisé pour chacun des produits et examiné par transmission avec un microscope optique Reichert à un grossissement de 710. Le comptage fut effectué pour chaque frottis sur six plages différentes, donnant un compte moyen d'environ mille grains par échantillon. Ce comptage a porté sur 11 classes granulométriques de 0 à 40 .

Nous avons pu ainsi accéder aux courbes de variations du pourcentage en nombre des grains en fonction de leur diamètre. Les figures 2 et 3 en donnent un exemple : elles représentent respectivement les répartitions granulométriques en nombre relatives au péri-clase traité à 1000°C et à la magnésite 4 N traitée à 900°C. Nous pouvons observer dans tous les cas un net maximum pour les particules comprises entre 1 et 3 μ , maximum qui s'accroît avec la durée du traitement thermique, donnant lieu à un rétrécissement de la largeur du pic qui semble traduire une spécificité dans l'attaque d'autant plus nette que cette attaque a été plus longue. Par ailleurs, nous pouvons observer un léger déplacement du maximum dans le temps vers les plus grands diamètres, particulièrement visible dans le cas du péri-clase traité à 1000°C. Enfin, nous remarquerons que l'augmentation du pourcentage des fines particules inférieures à 3 μ avec le temps d'attaque, s'accompagne parallèlement d'une régression des particules de diamètre moyen supérieur à 3 μ .

3-5-2 - Considérations théoriques

Les résultats représentés par les courbes de distribution dans le paragraphe précédent suggèrent fortement que l'attaque de la MgO par le K_2CO_3 liquide est due à au moins deux processus simultanés différents. L'un provoque la croissance des grains, l'autre semble produire leur fragmentation. Ce dernier est responsable du rétrécissement de la largeur du pic de la courbe de distribution avec le temps. L'interprétation du premier processus ne présente pas de difficultés. Il s'agit, de toute évidence, d'un "mûrissement" d'Oswald suivant lequel les grosses particules croissent au dépens des petites. Ce problème a été traité mathématiquement par plusieurs auteurs /16/, /17/, et /18/. Ces théories prévoient que, dans le cas où le processus est limité par la diffusion dans le milieu compris entre les particules, on a en première approximation :

$$\bar{r}^3 - r_0^3 = \frac{8}{9} \frac{C\alpha D\gamma \Omega^2 t}{RT} \quad (1)$$

dans laquelle \bar{r} et r_0 sont les rayons moyens des particules au temps t et au temps 0 respectivement, $C\alpha$ la concentration à l'équilibre du matériau composant les particules dans la phase liquide, D le coefficient de diffusion dans la phase liquide, γ la tension superficielle, Ω le volume molaire du matériau composant les particules. R la constante des gaz parfaits et T la température absolue.

Cependant si une réaction à l'interface contrôle le processus de dissolution ou/et de dépôt, la relation s'écrit comme suit :

$$r^2 - r_0^2 = K \frac{\Omega_2 \cos \delta}{RT} \quad (2)$$

où K est la constante de vitesse de la réaction à l'interface.

Attendu que la diffusion est rapide dans la phase liquide, on admettra que le mécanisme décrit par l'équation (2) est plus probable dans le cas des essais rapportés ici. Comme on peut le voir dans la figure 4, où les rayons moyens \bar{r} sont portés en fonction du temps, que dans le cas du périclase seulement, à 900°C jusqu'à 100 h environ, la courbe se rapproche d'une parabole, ceci indiquant que dans cet intervalle de temps le "mûrissement" d'Ostwald prédomine. Cette parabole se rapproche plus de la relation décrite par l'équation (1) que (2). Ainsi, comme prévu, il semble qu'une réaction à l'interface contrôle le processus de croissance des particules.

La fragmentation des grains observée sur les courbes de distribution (figures 2 et 3) est prédominante aux températures élevées ou/et à des intervalles de temps de chauffage plus longs. Ainsi, à 1000°C, le rayon moyen des particules de périclase décroît depuis le début. Dans le cas de poudres MgO 4 N chauffées à 900°C pendant 50 heures, la croissance des particules semble être exactement équilibrée par le processus de fragmentation. Pour des temps plus longs, le dernier processus prévaut évidemment. Une meilleure mise en évidence de la coexistence de ces deux processus compétitifs est donnée par les courbes différentielles reproduites dans les figures 4, 5, 6 et 7. Ici, le pourcentage de diminution ou d'augmentation du nombre de particules d'une taille donnée est porté en fonction du diamètre moyen des particules pour différents intervalles de temps. Ainsi, d'après ces courbes figure 5 à 900°C entre 0 et 10 heures, les particules d'un diamètre inférieur à 2 μ diminuent en nombre alors que toutes les autres augmentent. Ceci confirme l'hypothèse que le mécanisme de croissance est prédominant. D'autre part, dans l'intervalle de temps 150 à 250 h, il y a une augmentation en nombre des particules inférieures à 3 μ et une diminution des particules d'un diamètre d'environ 4 μ . Ceci est en excellent accord avec la courbe rayons moyens en fonction du temps donné dans la figure 4 et, en conséquence, avec l'hypothèse de fragmentation.

Le processus de fragmentation est plus probablement dû à l'attaque par le carbonate dans les joints de grains. Ceci implique une diffusion, probablement de K et de O le long des joints de grains pour former un composé avec les impuretés qui y sont précipitées. L'énergie d'activation de ce processus, estimée à partir du temps nécessaire pour atteindre le même rayon, est élevée, environ 80 kcal/mole. Comme les principales impuretés dans la MgO sont la silice et l'alumine, on peut supposer que la diffusion s'opère dans un matériau siliceux. En effet, les énergies d'activation de l'oxygène dans quelques verres sont /17/ aussi élevées que celle que nous observons ici. De nouvelles interprétations sur ce point seront possibles dès que d'autres résultats expérimentaux seront disponibles.

Les résultats obtenus sur la MgO 4 N montrent quelques caractéristiques intéressantes. Ainsi à nouveau, nous avons deux processus compétitifs opérant simultanément, mais la croissance des particules semble être beaucoup plus lente que dans le cas de la MgO contenant des impuretés. Ceci peut suggérer que la réaction à l'interface, qui contrôle le processus de "mûrissement" d'Ostwald, est catalysée par des impuretés. La figure 8 représentant les courbes différentielles nous donne une certaine mise en évidence du processus de changement de la taille des particules. Depuis le départ, il semble y avoir une certaine diminution du nombre de particules d'une taille comprise entre 4 et 6 μ et une tendance à augmenter le nombre des très petites particules ($< 1 \mu$). Cette tendance se développe avec le temps et entre 200 et 300 heures : la croissance de toutes les particules ayant un diamètre compris entre 0,5 et 3 μ est observée, accompagnée d'une diminution du nombre de particules de 4 μ et au dessus. Une objection peut être élevée sur ce point : cette poudre ne contient que des particules monocristallines qui ne pourront pas être fragmentées par l'attaque dans des joints de grains : cependant, ces particules contiennent des sous-joints de grains /18/ d'une dimension inférieure au micron. Ces sous-joints de grains sont

essentiellement des parois de dislocations. On peut à nouveau donner l'argument suivant : bien que la concentration des impuretés dans les dislocations puisse être la même que celle dans des joints de grains de grand angle, la densité totale sera plus basse en tenant compte de la faible densité de dislocations, ainsi le taux d'attaque serait inférieur. En réalité, les expériences semblent indiquer que les taux de fragmentation dans les poudres de MgO 4 N et dans le périclase sont essentiellement les mêmes.

Cependant, comme l'ont montré Wuensch et Vasilos /19/ et /20/ les joints de grains dans les oxydes n'ont pas quelques molécules d'épaisseur mais plusieurs milliers, alors, le long de ce joint se trouve une couche assez épaisse ayant une forte concentration en impuretés. Donc, dans les sous-joints de grains composés de dislocations séparées d'environ dix fois la distance inter-ionique, la couche de forte concentration en impuretés dans laquelle se produit la diffusion peut être aussi épaisse et continue que dans des joints de grains à grand angle.

Naturellement, dans des briques de magnésie, la séquence des événements est inversée. L'attaque dans les joints de grains, qui a lieu en premier, est suivie de la croissance de grains précédant l'érosion et la destruction finale de la brique. Les observations préliminaires faites dans notre laboratoire semblent étayer cette hypothèse. La destruction des briques de magnésie exposée au K_2CO_3 , liquide ou gazeux, s'observe brusquement après une période

Enfin, la figure 9 illustre l'étalement des grains de MgO sur la lame porte-objet.

3-5-3 - Conséquences possibles

Dans cette étude comme dans celles des auteurs cités en 3-4, la magnésie apparaît comme étant le matériau réfractaire qui présente le

plus longtemps une résistance à la corrosion en présence de sels alcalins et pour des températures élevées. On peut supposer qu'un inhibiteur de croissance granulaire contribuerait à ralentir encore mieux le processus destructif créé par la semence potasique (K_2SO_4 ou K_2CO_3) ou des produits sodiques. De faibles proportions de Cr_2O_3 ou de SiO_2 semblent vouloir jouer ce rôle ainsi que des essais expérimentaux sur diverses briques de magnésie industrielle le font apparaître dans l'annexe III. "Etude et essais de réfractaires magnésiens constituant les parois de l'échangeur métallique".

3-6 - Discussion des résultats et conclusions obtenues dans l'essai décrit dans l'annexe III

Suivant la profondeur de pénétration de la semence les matériaux examinés peuvent être placés dans l'ordre suivant :

Matériau Super-Veg - le meilleur.

Matériau Fused MgO-équivalent au matériau précédent.

Matériau Harklase - très bon.

Matériau 9 B - bon.

Matériau 9 C - bon.

Matériau 9 F - mauvais.

Matériau radex - mauvais.

Le matériau Super Veg est différent de tous les autres matériaux et se caractérise par une haute densité, une faible porosité ouverte et une notable teneur de SiO_2 (6%).

En liaison avec ces propriétés, sa résistance à la pénétration de la semence paraît évidente. Le matériau Fused MgO a une densité plus faible que le matériau Super Veg ainsi que le % en SiO_2 (3,22 pour cent SiO_2) mais par contre il possède des gros grains de périclase fixés par le liant. En outre ce matériau est caractérisé par une grande teneur en MgO (97,5 pour cent). Le matériau Harklase est caractérisé également par une grande teneur en MgO (96,42 %) et contrairement aux deux matériaux précédents, par une faible teneur en SiO_2 (0,54 pour cent). Les autres matériaux à savoir 9 B, 9 C, Radex et 9 F sont caractérisés par une faible teneur en Cr_2O_3 .

Les densités de ces matériaux et leurs compositions chimiques sont semblables, à ceci près que les matériaux 9 B et 9 C contiennent moins de CaO que les matériaux 9 F et Radex. Apparemment la teneur en CaO exerce une influence réelle sur la résistance. En outre le meilleur matériau des quatre cités, à savoir 9 B, contient à peine 93,96 pour cent MgO, c'est-à-dire nettement moins que les matériaux plus mauvais Radex et 9 F (95,2 et 95,2 % MgO). Probablement la teneur en MgO dans ce groupe de 4 matériaux n'a aucune influence du point de vue de la résistance à la corrosion, qui peut être dépend surtout de la teneur des impuretés comme CaO, SiO₂ et peut être Fe₂O₃. Dans ce cas il faut considérer que les matériaux les plus mauvais de ce groupe, à savoir Radex et 9 F, contiennent différentes quantités de SiO₂ (0,92 et 1,45 % SiO₂), presque les mêmes quantités de CaO (2,52 et 2,27 % CaO) et de Fe₂O₃ (0,94 et 0,52 % Fe₂O₃). Remarquons que les matériaux contenant davantage de CaO contiennent moins de Fe₂O₃. Les résultats de l'analyse aux rayons X sont trop limitatifs pour des faibles teneurs (< 3%) pour que l'on puisse les interpréter. Il faut noter cependant la découverte dans certains échantillons du silicate de magnésium (MgO. SiO₂), et c'est peut-être SiO₂ qui se manifeste justement sous cette forme.

La classification des matériaux, du point de vue de leur résistance aux chocs thermiques est difficile en raison des résultats obtenus pendant l'expérience citée au paragraphe d'étude de la résistance des matériaux au chocs thermiques (annexe III - paragraphe III-4-9). Cependant il est certain que le matériau le plus mauvais à cet égard est le matériau Super Veg. Ceci est montré aussi bien par l'état de l'échantillon après essai dans la section, que par son état après les tests aux chocs thermique. Pourtant la différence de la résistance aux chocs thermiques entre le matériau Super Veg et les autres matériaux est très faible, en tous cas, beaucoup plus faible qu'on aurait le droit de supposer vu la différence de densité et des structures des matériaux.

Il semble que les résultats de ce travail permettent d'observer que la résistance à la corrosion des différents produits industriels de MgO est déterminée par leur teneur en MgO, l'analyse des liants et des impuretés.

Tout en n'ayant pas encore réussi à définir quelle composition de MgO et des impuretés est la plus favorable, on peut considérer que les matériaux utilisés à haute température en présence de K_2CO_3 doivent remplir les conditions suivantes :

- a) - contenir le maximum de % de MgO (> 95 %) surtout sous la forme de gros grains de périclase ; la corrosion aux joints de grains étant ainsi particulièrement réduite.
- b) - contenir un % de SiO_2 en quantité suffisante pour former un liant consistant et étanche. Il semble que 4 % soit un pourcentage satisfaisant.
- c) - ne pas contenir de trop grandes quantités de CaO ($< 1,5$ %) qui favorise la croissance de grains de MgO et par conséquent la dislocation des briques.

3-7 - Conséquences de l'étude sur les matériaux magnésiens

Il est important de considérer que le revêtement magnésien d'un tel échangeur post-conversion est conçu pour subir les attaques des alcalins en phase vapeur et particulièrement sous la forme liquide qu'il prennent en se condensant et en ruisselant sur les parois vers la cuve de récupération aménagée dans le fond de l'appareil.

Le travail qu'on a pu faire sur le comportement des réfractaires magnésiens en présence d'alcalins sous la forme la plus corrosive peut permettre de conclure qu'il est possible de prédéterminer un produit.

relativement pur (avec cependant des impuretés utiles) permettant d'atteindre des durées de fonctionnement en service continu de plusieurs centaines d'heures, tout au moins, avant d'avoir à remplacer le revêtement dont il sera constitué.

4 - ETUDE D'UN ECHANGEUR A ACCUMULATION THERMIQUE SUR LIT DE BILLES MOBILES - HISTORIQUE ET GENERALITES

Ainsi qu'il a été dit en 1-4, le premier appareil d'échange thermique à lit de billes mobiles a été imaginé par C.L. Norton /3/ au début des années 1940. Cette installation et d'autres /4/ ont eu des applications nombreuses dont aucune n'est plus aujourd'hui en activité. Ces applications étaient diverses et l'échangeur permettait de réchauffer de l'air, de la vapeur d'eau et des vapeurs de la distillation du pétrole. Les conditions opératoires étaient ; pour la pression : 1bar,034 et pour le transfert thermique : 5 millions de kcal/heure. La température de sortie du fluide chauffé dans le cas le plus poussé était de 1370°C. La dernière des unités opérationnelles construites date de 1948 ; elle était destinée à chauffer de la vapeur d'eau à 1150°C pour le "cracking" des vapeurs de pétrole. Toutes les installations à lit de billes mobiles furent remplacées en 1956 par des solutions différentes.

Il nous est apparu utile de donner un bref historique des installations antérieures à celle à qui ce travail entre autres, a apporté sa contribution, en vue de désigner les difficultés qui en arrêtaient l'exploitation ; difficultés de différentes espèces que nous avons pu résoudre en majeure partie.

Les écueils rencontrés par les chercheurs de la société Babcock-Wilcox sont décrits par eux-mêmes /3/.

L'échangeur à lit de billes mobiles constitue un mécanisme de transfert thermique séduisant, permettant le chauffage de gaz à des températures très au dessus des limites supérieures atteintes actuellement dans l'élaboration des produits métallurgiques. Il a le désavantage de ne bien fonctionner qu'à des basses pressions. La pierre d'achoppement majeure qui a conduit à l'abandon de cet appareil, fut l'impossibilité d'obtenir des billes en céramiques capables de résister à la fois à des températures élevées et aux chocs thermiques importants (tensions thermo-mécaniques élevées) conséquents aux cycles de chauffage et de refroidissement continus. Le transport mécanique des billes aussi bien dans l'échangeur que dans le retour vers l'enceinte de rechauffage est la cause d'usure de ces billes, laquelle usure n'a jamais pu être entièrement supprimée. En bref, les limitations d'emploi d'un tel échangeur sont dues essentiellement à des problèmes de matériaux.

D'autre part si l'on veut atteindre des températures de chauffage élevées, il faut s'assurer que toutes les matières polluantes et contaminantes ont été soustraites de l'air de combustion ou du fluide qui va être réchauffé. S'il y a présence d'impuretés contaminantes, même en proportions minimes, alors les billes ou galets en céramiques souffrent d'une perte de résistance pyroscopique par la présence d'eutectiques à basse température.

Le volume de billes mobiles, accumulateur de chaleur en déplacement continu est l'unique type d'échangeur thermique permettant le chauffage de gaz à haute température permanent et sans fluctuations. Il apparait toutefois d'emploi coûteux. Cette conclusion donnée par le centre de recherches de la Société Babcock-Wilcox résume bien l'ensemble du problème au moment où il fut à nouveau abordé dans un cadre de recherches M.H.D., auquel ce travail apporta sa contribution : en effet, les diverses tâches permettant de surmonter les difficultés citées méritaient l'effort, si l'on considère la nécessité en M.H.D. d'obtenir de l'air à haute température (1300° à 1400°C en cycle ouvert) et de

toutes manières dans divers cas utilitaires ou de recherche où l'obtention de gaz à haute température devient une nécessité. Reprenons donc les écueils que Babcock-Wilcox n'a pu surmonter et examinons les rapidement en première analyse :

Il y a d'abord l'usure des billes durant leur parcours d'un cycle entier. Bien entendu on ne peut envisager une durée illimitée, même à la température ambiante de ces éléments céramiques aussi durs soient-ils. En fait, le choix de l'alumine motivé par sa très grande dureté (en mohs : 9) reste valable jusqu'à 1650-1700°C pour le matériau, alors que l'on peut envisager des températures de sortie d'air réchauffé de l'ordre de 1300 à 1550°C. Au dessus, d'autres matériaux restent à envisager et à mettre au point.

D'autre part, la masse des billes circule à l'intérieur de parois cylindriques tout en passant par une goulotte séparant les deux enceintes de l'échangeur. Il est naturel de songer à une usure plus grande pour les billes que pour les parois, car leur remplacement est plus aisé que la réparation de celles-ci. Le bon équilibre à trouver est une durée globale d'une dizaine de milliers d'heures.

Le problème de résistance à la fissuration et au bris des billes dus aux chocs thermiques a constitué l'essentiel de notre recherche, nous avons pu obtenir des résultats satisfaisants dont le détail est donné plus loin, ainsi que pour la résistance au fluage sous charge à haute température.

Enfin en ce qui concerne la contamination des billes par des matières polluantes contenues dans les gaz chauffants, ainsi que l'utilité d'opérer à des pressions plus élevées que la pression atmosphérique, une étude détaillée faisant partie de la présente contribution est exposée plus loin, ainsi qu'un appareil de conception différente.

4-1 - Description du premier échangeur à lit de billes mobiles

La figure 10, montre un schéma de l'ensemble de cet échangeur monté sur son échaffaudage métallique permanent, lequel est complété par quatre plate-formes de travail en dehors du 1er niveau ; le tout étant protégé contre les intempéries par des parois en verre armé.

Quoique notre contribution ait principalement concerné /21/ les parois internes, les voûtes, la goulotte et les billes, une description sommaire de l'ensemble /5/ apparaît utile et a été faite en annexe IV.

Pour des raisons de commodité de construction les deux enceintes cylindriques avaient une section interne de 760 mm et un diamètre extérieur de 1500 mm environ. En conséquence, une épaisseur de paroi de $\frac{1500-760}{2} = 370$ mm était à revêtir de manière , entre autres, à avoir des températures de pointe interne de 1650°C, alors que sur la paroi extérieure il ne fallait pas dépasser 80°C pour ne pas perdre de l'énergie et éviter de gêner l'entourage. Or la première couche de revêtement balayé par le courant descendant de billes devait être particulièrement résistant à l'abrasion (dureté) et à l'érosion (cohésion des grains) ; donc dense et transmettant au mieux pour un matériau donné (ici : l'alumine) la chaleur. Il a fallu donc adosser cette première couche à des matériaux résistant mécaniquement aux pressions et aussi isolants thermiques.

4-2 - Matériaux constituant les parois cylindriques et évaluation des transferts thermiques des parois

On vient de voir que $\frac{740}{2} = 370$ mm d'épaisseur de parois doivent conduire à obtenir entre autres 1650°C à l'intérieur et 80°C à l'extérieur. Les pièces réfractaires fournies industriellement ont des dimensions en parallélépipède de $230\text{mm} \times 115\text{mm} \times 63$ à 76mm avec possibilité de les obtenir en forme de "couteaux" (petite section trapézoïdale) ou en forme de "coins" (grande section trapézoïdale). Or pour former 370mm le choix était simple si l'on voulait éviter des imbrications à géométries complexes et difficiles ; c'est-à-dire 3 briques en matériaux adéquats mais différents ou $115\text{mm} \times 3 = 345$; plus 25mm de laine d'alumine réfractaire, matériau très isolant, assurant de surcroît une bonne élasticité dorsale à la maçonnerie réfractaire, en cours de dilatation à chaud.

On a donc prévu figure 40, une couche de 115mm en briques d'alumine à 94% (minimum) d' Al_2O_3 , ($d = 3,2\text{ g/cm}^2$) suivie d'une seconde couche de 115mm en briques dites extra-alumineuse à 46% d' Al_2O_3 , ayant de bonnes résistances mécaniques et réfractaires ($d = 2,3\text{ g/cm}^3$), puis d'une couche de briques isolantes de 115mm à forte porosité ($d = 0,6\text{ g/cm}^3$) en alumine à $63,5\%$ d' Al_2O_3 . Enfin entre cette 3ème couche et l'armature en tôle forte un tissu en laine d'alumine à $45,1\%$ d' Al_2O_3 ayant une densité de $0,128\text{ g/cm}^3$ assurent un complément d'isolation thermique, bien nécessaire dans la faible épaisseur de revêtement qui nous fut impartie. Le calcul thermique à conduire était donc assujéti dès l'origine aux conditions suivantes :

Couches	Matériaux	Conductivité thermique	Epaisseur
<u>1ère couche (interne)</u> qualité requise : réfractairité, dureté et résistance mécanique	Al ₂ O ₃ dense : 3g,2/cm ³ (94 %)	K ₁ = 0,043 (à 1600°C)	115 mm
<u>2èe couche (médiane)</u> qualité requise : réfractairité et résis- tance mécanique	Al ₂ O ₃ (46 %) densité:2g,7/cm ³	K ₂ = 0,0144 (à 1000°C)	115 mm
<u>3èe couche (d'adossement)</u> qualité réquise : isolation thermique maximale	Al ₂ O ₃ (63 1/2%) densité : 1,4 g/cm ³	K ₃ = 0,0040 (à 400°C)	115 mm
<u>4èe couche (élasticité)</u> qualité requise : isolation thermique maximale et élasticité	Al ₂ O ₃ (45 %) densite : 1,5 g/cm ³	K ₄ = 0,0003 (à 100°C)	25 mm

On ne pouvait donc que rechercher avec K₂, K₃ et K₄ la solution du problème. K₁ à 1600° = 0,0138 cal/sec cm² °C/cm et par conséquent K₂, K₃ et K₄ doivent être calculés aux températures des interfaces successives.

Selon Mc Quarrie /27/, le coefficient K de conductivité thermique est donné pour Al₂O₃, BeO et MgO par la relation suivante quand T varie :

$$K = A/(T-125) + 8,5 \times 10^{-36} T^{10}$$

où

$$T = \text{oK} \quad K = \text{cal/sec cm}^2 \text{ °C/cm}$$

Quant au terme A constante empirique englobant porosité et perméabilité, on a :

matériau	A	Gamme de température en °C
Al ₂ O ₃	16,2	400 - 1800
BeO	55,4	1000 - 1800
MgO	18,8	400 - 1800

Cette relation permet une évaluation des valeurs de pour l'alumine à 1600°C donnée ci-dessus, mais le calcul de la conduction à travers une paroi est indiqué par la relation de Fourier :

$$q = -K A_x \frac{dt}{dx} \quad (1) \quad \text{pour un flux thermique}$$

unidirectionnel (A_x étant la section d'un barreau). ou pour un barreau :

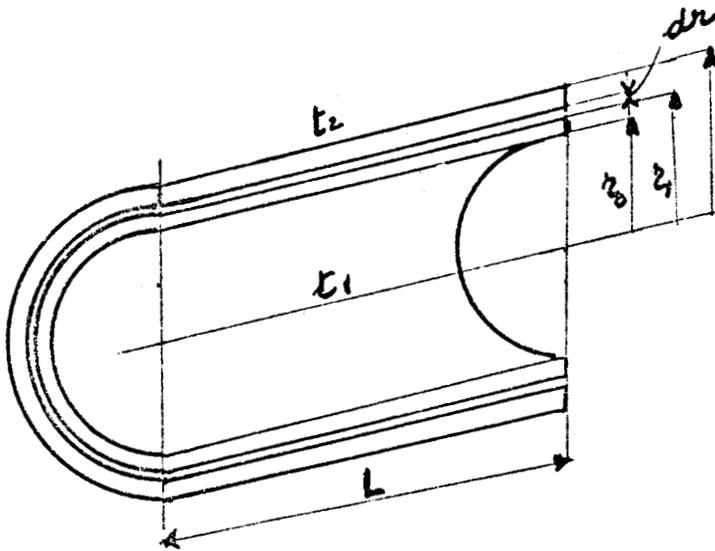
$$q = \frac{K A_x (t_1 - t_2)}{L}$$

Quand la surface change de forme de manière connue et dans le cas d'un écoulement normal, la relation précédente peut être intégrée analytiquement ou par des méthodes des graphiques ou numériques.

Dans notre cas d'écoulement radial à travers la paroi d'un cylindre creux de longueur 20 la section est donnée par :

$$A_x = 2\pi r_0 L \quad (2)$$

pour un rayon donné r_0



En remplaçant A_x par sa valeur et x par r dans la relation (1) on a :

$$q = -2\pi L K (dt/dr)$$

qu'on intègre en se rappelant que q est constant, sous la forme :

$$q = \frac{2\pi K L (t_1 - t_2)}{\ln(r_2/r_1)} \quad (3)$$

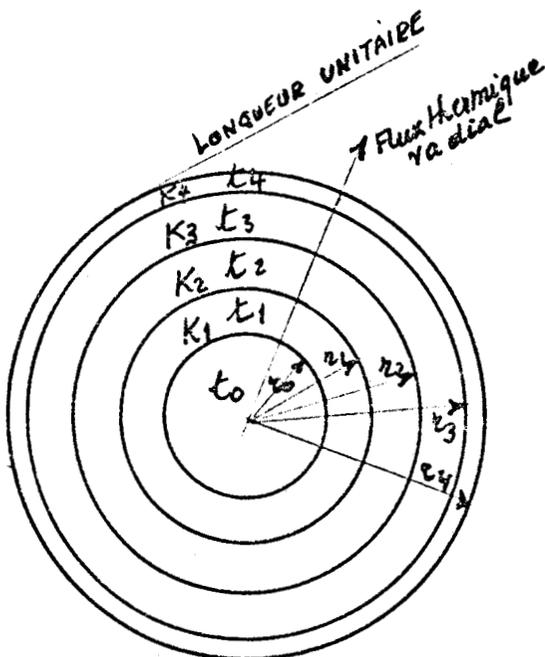
où la surface unitaire $S = \frac{2\pi L}{\ln(r_2/r_1)}$

et si la surface logarithmique moyenne : A_{lm} s'écrit : $A_{lm} = \frac{A_2 - A_1}{\ln(A_2/A_1)} = \frac{2\pi L (r_2 - r_1)}{\ln(r_2/r_1)}$

(3) devient

$$q = \frac{K A_{lm} (t_1 - t_2)}{r_2 - r_1} \quad (4)$$

Si l'on a un mur radial composite formé de quatre couches, la relation (3) prend la forme :



$$q = \frac{t_0 - t_4}{\frac{\ln r_1/r_0}{2\pi K_1} + \frac{\ln r_2/r_1}{2\pi K_2} + \frac{\ln r_3/r_2}{2\pi K_3} + \frac{\ln r_4/r_3}{2\pi K_4}} \quad (5)$$

où si l'on pose :

$$R_1 = \ln r_1 / r_0 / 2\pi K_1$$

$$R_2 = \ln r_2 / r_1 / 2\pi K_2$$

$$R_3 = \ln r_3 / r_2 / 2\pi K_3$$

et

$$R_4 = \ln r_4 / r_3 / 2\pi K_4$$

$$q = \frac{t_0 - t_4}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4}$$

ce qui représente une analogie avec la conduction électrique exprimée par la loi d'Ohm où $1/R$ correspond à AK/L en conduction de chaleur pour chaque section de la paroi composite ;

R étant la résistance thermique .

Dans notre cas particulier on a :

$$r_0 = \frac{760^{mm}}{2} = 380^{mm} ; r_1 = 380 + 115 = 495^{mm} ; r_2 = 495 + 115 = 610^{mm}$$

$$r_3 = 610 + 115 = 725^{mm} \text{ et } r_4 = 725 + 25 = 750^{mm}$$

$$t_0 = 1650^{\circ}C ; t_4 = 80^{\circ}C$$

$$\text{Si } K_1 = 0,0138 ; K_2 , K_3 \text{ et } K_4$$

sont donnés ci-dessus pour des matériaux connus par des mesures, et l'on ne peut faire autrement que de choisir au mieux parmi les produits réfractaires disponibles dans l'industrie qui se rapprochant le plus de nos conditions initiales (valeurs de r_0 , r_1 , r_2 , r_3 et r_4 ainsi que t_4 et t_0).

On détermine ainsi après plusieurs essais de calculs R_1 , R_2 , R_3 et R_4 ; d'où Δt_1 , Δt_2 , Δt_3 et Δt_4 de manière à obtenir une température de surface extérieure de l'ordre de 50 à 80°C.

4-3 - Essais préliminaires de réfractaires en alumine pour l'échangeur à billes /22/

L'alumine presque pure a été sélectionnée avons-nous dit en 4-1 en raison de sa dureté, sa résistance pyroscopique plus que suffisante à 1600 - 1650°C et aussi en raison de ses propriétés mécaniques et physico-chimiques que l'on connaît le mieux.

En réalité, il a fallu initialement s'adresser aux industriels fournissant des produits en alumine de grande pureté. Les difficultés d'obtenir des matériaux surgirent en raison des exigences inhabituelles présentées par notre problème et du fait que la faible quantité demandée n'allait pas dans le sens des préoccupations des fabricants.

Nous avons donc été conduits à tâtonner dans un premier temps, mais cela nous a quand même permis une utile première sélection analysée dans le paragraphe suivant.

En même temps, nous avons pu essayer des méthodes de fabrication non usuelles (par injection) et prévoir un appareillage d'essai qui nous ont permis, de concert, d'aboutir à un résultat très proche des conditions recherchées a priori.

Un des problèmes à résoudre fut le choix du diamètre optimum des billes en alumine.

On sait qu'une masse de billes de dimensions identiques occupant un certain volume dans lequel elle prend librement place, présente un arrangement généralement cubique, et que les espaces libres représentent une partie constante $\frac{a^3(6-\pi)}{6}$ (a étant le côté du cube) du volume total quel que soit le diamètre des billes. Si les billes sont de grand diamètre, les espaces élémentaires sont grands et les pertes de charge pour les gaz qui les traversent sont faibles ; mais ces billes subiront pour être chauffées ou refroidies à coeur des contraintes thermiques plus importantes dues aux gradients thermiques conséquents à leur diamètre. Par contre, avec un faible diamètre, les effets des chocs thermiques sont négligeables, mais les pertes de charge énormes et l'usure par frottement beaucoup plus sévère.

Il s'agissait de trouver un compromis entre diamètre des billes en un matériau donné (ici l'alumine) et les espaces libres pour des pertes de charge acceptables.

Des essais préliminaires ont permis de fixer avec des cycles sévères un diamètre de billes en Al_2O_3 de l'ordre de 10 mm environ. Ce choix a été confirmé par la suite et par le calcul indiqué plus loin en 4-4.

4-3-1 - Choix des essais de comportement

Ils dépendent des conditions de fonctionnement de l'échangeur, c'est-à-dire :

- a) - de la température maximum de l'arrivée des gaz de combustion chauds qui est de 1600°C,

- b) - de la résistance sous charge à cette même température des billes se trouvant au niveau le plus chaud et le plus bas de l'échangeur,
- c) - de la résistance des billes aux chocs thermiques entre 1600°C et la température moyenne d'entrée ou de sortie qui est de 350°C environ,
- d) - de la résistance à l'abrasion à laquelle seront soumises les billes à froid et à chaud. D'autre part, certaines caractéristiques des billes jouent un rôle non négligeable, telles que :
- e) - leur écart dimensionnel pour ce qui concerne leur usure relative ; les petits diamètres s'usant bien plus rapidement que les grands,
- f) - leur densité en ce qui a trait à la résistance mécanique.

Pour trouver des réponses aux conditions a) et b), on a procédé à un essai du même type. Ceux concernant c) ont été réalisés sous forme d'un montage expérimental différent ; de même pour les tests étudiant les valeurs de e) et de f).

Il faut préciser que les essais envisagés ont concerné dans leur totalité les billes, mais seulement pour les conditions a) et b) les parois de l'échangeur.

4-3-2 - Choix des matériaux

Pour les parties constituant les parois comme pour les billes, l'alumine a été sélectionnée autant en raison de sa résistance aux températures élevées, que pour sa dureté ainsi que pour la connaissance très complète qu'on possède sur sa fabrication et ses caractéristiques.

4-3-3 - Essais communs aux matériaux des billes et des parois de l'échangeur

On a essayé à la résistance pyroscopique (a) et sous charge (b) des matériaux de billes et de parois. Ceux concernant les billes sont désignés comme suit :

Désignation	Fabrication	% Al ₂ O ₃	Température de frittage	Diamètre mm	Densité g/cc
F ₁	dragéification	99,5	1650°C	9,5	3,6/3,7
F ₂	injection	99,5	1750°C	9,5	3,72
US ₁	dragéification	94	1500°C	9,5	2,7
US ₂	"	94	1500°C	9,5	à
US ₂ bis	"	94	1500°C (2 fois)	9,5	3,4
F ₃	isostatique	99,5	1700°C	12,5	3,6
T	dragéification	96	1600°C	12	3,4
AO	pressage mécanique	99,5	1700°C	12	3,7
AE	pressage mécanique	99,5	1700°C	10	3,7

Tableau II

Les billes citées sont de provenances diverses : F (françaises), US (américaines), T (tchèques), AO (Allemagne de l'Ouest) AE (Allemagne de l'Est).

Les caractéristiques des matériaux de parois de différentes fabrications : f (française) ou a (américaine) sont indiquées dans le tableau III.

Désignation	Fabrication	Analyse chimique							
		Al ₂ O ₃	SiO ₂	ZrO ₂	Na ₂ O	Fe ₂ O ₃	TiO ₂	CaO	MgO
f ₁	pressage-frittage	99%	-	-	non dosé	non dosé	-	-	-
f ₂	"	99%	-	-	"	"	-	-	-
f ₃	"	44/46	15/17	24/36	1/1,5	0,4/0,6	-	0,5	0,3/0,5
f ₄	isostatique	98,7	0,4		0,5	0,2	0,2	0,2	0,2
f ₅	pressage-frittage	99%	-	-	-	-	-	-	-
f ₆	électrofusion	98%	-	-	-	-	-	-	-
f ₇	électrofusion	46	41	-	12	0,8	0,05	-	-
a ₁	pressage-frittage	99%	-	-	-	-	-	-	-
a ₂	"	99%	-	-	-	-	-	-	-

Tableau III

4-3-4 - Essai de résistance pyroscopique et sous charge

Dans un four à gaz (oxygène - acétylène) tel que représenté dans la figure 11 on dispose des billes (3,5) intercalées entre des plaquettes (2,4,6) à tester sous une charge (7) de 600 grammes simulant celle qui sera supportée dans les mêmes conditions dans la zone inférieure la plus chaude de l'échangeur à billes.

On a ainsi essayé les matériaux pré-sélectionnés des parois et des billes à 1600°C, en vue de choisir ceux qui ne subissaient ni déformation de 3%, ni un effet de collage c'est-à-dire un début de frittage. Les matériaux désignés dans les tableaux II et III par les lettres :

F₁, T, AO, AE, US₁, F₃ et F₂ pour les billes

f₁, f₂, f₃, f₄, f₅, a₁, a₂ pour les parois

ont subi avec succès ce test, c'est-à-dire une déformation < 3%, les autres matériaux se déformaient de 10 à 20%.

4-3-5 - Essais de résistance aux chocs thermiques

Le dispositif employé est représenté dans la figure 12. C'est une adaptation du four de la figure 11 aux essais de chocs thermiques.

Les billes représentées dans le cône en Al₂O₃ traversé par des gaz chauds à 1600°C sont brusquement introduites par le haut du four de la température ambiante à cette température et maintenues durant 15 à 30 minutes dans cet état. Elles sont ensuite évacuées par gravité par le bas du four sur une aire réfractaire à la température ambiante. Les deux opérations constituent ce qu'on a appelé un cycle thermique.

Toutes les billes désignées dans le tableau II ont été essayées, selon ce qui précède, par qualité ou par groupage de qualités. Sur 7 types de billes pré-sélectionnés, seuls 5 d'entre eux ont pu subir 34 cycles en conservant pour quelques unités leur forme entière initiale sans préjuger de leur structure interne : ce sont les qualités F₂, US₁, US₂ bis et US₃, avec un avantage de résistance très net pour la qualité F₂ ainsi qu'on peut le voir sur les courbes cumulatives de pourcentages de billes fractuées et brisées représentées sur la figure 13.

Une première remarque qui surgit de la comparaison du tableau II et de la figure 13, mais qui n'a aucun caractère définitif est que le type de billes F₂ qui est le seul obtenu par pressage par injection semble convenir le mieux. En réalité, beaucoup d'autres facteurs entrent en ligne. Les quelques examens microscopiques suivants vont permettre de dégager quelques idées.

4-3-6 - Examens macrographiques des billes avant essais aux chocs thermiques

Les deux macrographies (a) et (b) de la figure 14, représentent deux billes obtenues par dragéification, la micrographie (c) est aussi celle de (F_1). En ce qui concerne les coupes de la figure 15, il s'agit de l'équivalent de (14), mais pour deux billes (US_2). La figure 16 représente 2 macrographies de deux billes obtenues par pressage isostatique, et la figure 17, deux billes obtenues par injection. Les défauts de structure des billes 17a et 17b laissent préjuger sur leur tenue défavorable aux chocs thermiques.

Par contre les billes 16a et 16b denses et avec une porosité ouverte faible (8% pour 16a ou nulle 16b ont eu un comportement nettement moins bon.

Le critère qui a été choisi pour ce comportement est la conservation de la bille sous sa forme sphérique avec cohésion mécanique suffisante, même si elle est fissurée. On serait même tenté de croire que la qualité 16a à 8% de porosité devrait être plus résistante aux chocs thermiques que la qualité 17. Or il n'en est rien et il faut examiner les micrographies avant et après 34 chocs thermiques pour essayer de comprendre.

C'est ce que l'on observe dans les micrographies de la figure 18 qui correspond aux billes F_2 (figure 17) et dans la figure 19 qui est celle relative aux billes F_3 (figure 16), après 34 chocs thermiques. Celles de la figure 18 fissurées intérieurement n'ont pas été fracturées ; par contre, celles de la figure 12 ont cassé selon un diamètre apparent.

4-3-7 - Examens micrographiques des billes F_3 et F_2 testées aux chocs thermiques

En comparant les micrographies ($\times 177$) des figures 20 et 21 de deux types de billes F_3 et F_2 avant essais aux chocs thermiques : figures 20a et 21a, puis après 34 cycles thermiques : figures 20b et 21b, on constate que la croissance des grains est plus faible pour F_2 (21b) que pour F_3 (20b)

D'autre part, si l'on examine les micrographies (20a) de F_3 et (21b) de F_2 , on observe une structure de grains orientés, lenticulaire en (20a) et équiaxiale en (21a).

On peut estimer par conséquent, en première analyse, que la résistance aux chocs thermiques est meilleure avec des grains d'alumine initialement de plus petite dimension (5 microns environ) et équiaxiaux dont le grossissement est relativement moins important au cours du cyclage thermique.

La croissance des cristaux apparaît s'opposer à la résistance aux chocs thermiques et cela peut expliquer l'origine des dislocations constatées.

La nécessité de grains fins de l'ordre de 5 microns est une condition moins claire à établir.

4-3-8 - Répartition des densités et des dimensions de quelques types de billes

On a procédé enfin à des mesures classiques des densités et des écarts dimensionnels de quelques types de billes qui sont avec leur répartition des données importantes en ce qui concerne leur usure relative dans le temps.

Les figures 22, 23 et 24 font l'état de ces mesures et de ces répartitions.

4-3-9 - Remarques

En entreprenant cette partie de l'étude dont les résultats demeurent essentiellement les préliminaires d'une recherche de solution aux problèmes des matériaux, et principalement des billes, d'un échangeur à air secondaire chauffé à haute température, nous avons conscience des difficultés à surmonter.

Celles-ci apparaissent avec toute leur complexité et font appel à une technologie importante parallèlement à des études de base effectuées par ailleurs. L'intérêt d'une solution est évident : celle-ci permettant l'emploi d'échangeurs thermiques à température élevée sous des volumes relativement réduits et on les compare aux installations géantes des échangeurs conventionnels à accumulation.

Par la suite, nous avons pensé reprendre une bonne partie des essais précédents mais en nous concentrant sur le produit F_2 (ou billes obtenues par injection) qui apparaissait comme étant le plus prometteur pour une résistance aux tensions mécaniques en longue durée, et également sous pression à 1600°C . Nous avons commencé par essayer d'évaluer les coefficients d'échanges thermiques à l'entrée et à la sortie du montage expérimental de la figure 12, déjà pour nous rendre compte où les chocs thermiques étaient le plus préjudiciables.

4-4 - Estimation par nos soins des coefficients d'échanges thermiques α_e (à l'entrée) et α_s (à la sortie) dans le montage expérimental d'essais de chocs thermiques pour des billes en alumine (figure 12)

4-4-1 - Calcul de α_e durant la montée en température des billes

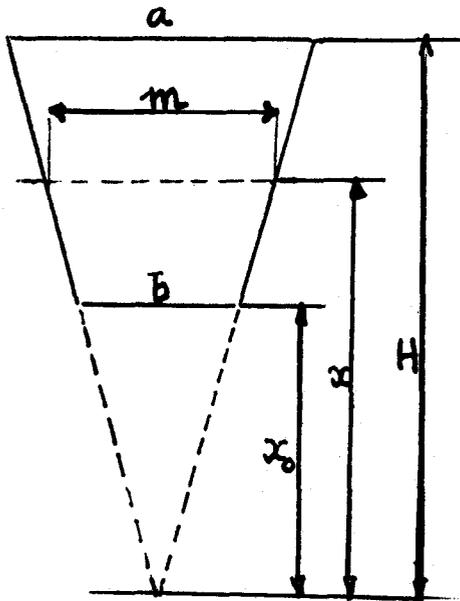
Les débits massiques réels lors des essais sont maintenus à 14.10^{-5} kg/sec pour le combustible gazeux (acétylène) et à 76.10^{-5} kg/sec pour l'oxygène.

Le débit massique total des gaz de combustion traversant les billes était donc de : $m_T = 90.10^{-5}$ kg/sec

4-4-2 - Calcul d'une valeur moyenne du débit massique de gaz par unité de surface :

En première approximation, on considère que le débit des gaz de combustion se répartit de façon homogène sur la surface totale S_{LT} des parois contenant les billes.

On admet de plus qu'une couche horizontale, de côté x de billes et de surface $(Sh)_x$, traversée par le débit de gaz m_x provenant de la surface latérale $(SL)_x$ est inférieure à celle-ci. La surface latérale du four est un tronc de pyramide inversé à base carrée donc une section médiane verticale est représentée sur la figure ci-dessous, elle-même schématisant la portion de la figure 12 contenant les billes en Al_2O_3 .



Cette surface latérale en tronc de pyramide à base carrée dont la dite figure est une section verticale médiane a pour surface d'un plan horizontal de côté x SH_x , c'est-à-dire celle d'un carré de côté :

$$m = \frac{a}{H} x$$

$$(SH)_x = \frac{a^2}{H^2} x^2$$

$(SH)_x$ = Surface d'une couche horizontale de billes au niveau x .

$(SL)_x$ = Surface latérale traversée par les gaz à ce niveau.

Dans ces conditions le débit massique G_0 est donné par la relation :

$$G_0 = \frac{m' x}{SH_x \varepsilon}$$

où ε est la porosité du lit de billes que selon Chechetkin /24/ on prend sous la forme :

$$\varepsilon = 0,222 d^{0,252}$$

$$\varepsilon = 0,222 d^{0,252}$$

d = diamètre des billes c'est-à-dire
10 mm dans cet exemple.

d'où $\varepsilon = 0,396$

et où $m'_x = m'_T \frac{SL_x}{SL_T}$

La surface latérale SL_T est donnée par :

$$SL_T = (aH - bx_0)^2$$

La surface latérale inférieure à la cote x prend la forme :

$$(SL)_x = \left(\frac{a}{H}x^2 - bx_0\right)^2$$

Ainsi le débit massique par unité de surface se ramène à :

$$G_0 = m_T \frac{Ax_2 - k}{Bx_2}$$

avec les coefficients

$$A = \frac{a}{H}$$

$$B = (aH - bx_0) \frac{a^2}{H^2} \varepsilon$$

$$k = bx_0$$

La valeur moyenne \bar{G}_0 est donnée par :

$$\bar{G}_0 = \frac{m'_T}{H-x_0} \int_{x_0}^H \frac{Ax^2 - k}{Bx^2} \cdot dx$$

Soit :

$$\bar{G}_0 = \frac{\dot{m}_T}{H-x_0} \left[\frac{A}{B} x + \frac{k}{Bx} \right]_{x_0}^H$$

$$\bar{G}_0 = \frac{\dot{m}_T}{H-x_0} \left[\left(\frac{AH}{B} + \frac{k}{BH} \right) - \left(\frac{Ax_0}{B} + \frac{k}{Bx_0} \right) \right]$$

Dans le cas présent on a :

- a = $12 \cdot 10^{-2} \text{m}$
- b = $3 \cdot 10^{-2} \text{m}$
- $x_0 = 3,35 \cdot 10^{-2} \text{m}$
- H = $13,35 \cdot 10^{-2} \text{m}$

Ce qui donne donc :

$$\bar{G}_0 = 12 \cdot 10^{-2} \text{ kg/sec. m}^2$$

Le coefficient de transfert α_e à l'entrée du four est donné par :

$$\alpha_e = \frac{Nu \cdot K}{d H}$$

Nu = nombre de Nusselt

dH = diamètre hydraulique

K = conductibilité thermique des gaz.

Le nombre de Nusselt moyen s'exprime selon la relation :

$$Nu = 0,23 Re^{0,863}$$

/24/

Cette relation empirique est valable pour de faibles valeurs du nombre de Reynolds et pour des matériaux à conductivités basses ($K_{Al_2O_3} = 5,23 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$) ce qui est le cas actuel. En effet, le nombre de Reynolds moyen (\bar{Re}) est donné par

$$\bar{Re} = \frac{dH \rho \bar{v}}{\mu g}$$

où ρ = masse spécifique du gaz à la température considérée, v la vitesse à cette température, μg la viscosité du gaz à la même température.

$$\rho \bar{v} = \bar{G}_0$$

$$dH = \frac{2}{3} \cdot \frac{\epsilon d}{1-\epsilon} \quad \text{et} \quad \mu g = 0,195 \cdot 10^{-6} T^{3/4} / 25 /$$

Soit dans ce cas-ci pour $T = 1873^\circ\text{C}$

$$\mu g = 55,52 \cdot 10^{-6} \text{ poiseilles} \quad \text{et} \quad dH = 43 \cdot 10^{-4} \text{ m.}$$

$$\text{D'où} \quad \bar{Re} = 9,84$$

On peut donc considérer cet écoulement comme turbulent car pour un lit de billes ce cas est réalisé pour $\bar{Re} > 1$.

$$\text{soit} \quad N_\mu = 1,55$$

Il reste à estimer K en l'exprimant à partir du nombre de Prandtl (Pr):

$$Pr = \frac{\mu g C_p}{K} = 0,83$$

(pour des gaz de combustion à 1873° K d'après Mc Adams /26/).

On adopte en outre $C_p = 1650$ J/kg obtenu à partir de résultats expérimentaux pour $T = 1873^\circ$ K.

$$D'où $C_p = 6791,5 - 6,3232 T + 1,89 \cdot 10^{-3} T^2$$$

ce qui donne : $K = 11,1 \cdot 10^{-2} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

et en fin de compte : $\alpha_e = 40 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$

4-4-3 - Calcul de α_s au refroidissement

Etant donné que les billes évacuées du four expérimental refroidissent de manière naturelle dans l'air ambiant, le coefficient de transfert α_s à la sortie est égal à la somme de deux termes α_c en convection naturelle et α_r en rayonnement.

Nous aurons donc : $\alpha_s = \alpha_c + \alpha_r$ avec ;

$$\alpha_c = 1,32 \left(\frac{T_b - T_a}{d} \right)^{0,25} \quad \text{et} \quad \alpha_r = \frac{\sigma \epsilon (T_b^4 - T_a^4)}{T_b - T_a} \quad /27/$$

où d = diamètre des billes

T_b = la température de la surface des billes, soit : 1833° K

T_a = la température de l'air ambiant, soit : 298° K

σ = la constante de Stefan-Boltzmann, égale à $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

ϵ = le facteur d'émissivité de l'alumine = 0,5

d'où $\alpha_s = 235 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$

4-4-4 - Remarques

a) - L'estimation du coefficient de transfert à l'entrée du four autorise à penser que les efforts thermo-mécaniques (chocs thermiques) sont faibles à ce stade, d'autant plus que la bille se trouve soumise

en surface à un effet de compression. En effet d'après les abaques de Jacob /27/ la différence de température maximum entre le centre et la surface de la bille serait de l'ordre de 50°C.

b) - Dans le cas de la sortie du four d'essais, l'évaluation de l'importance des chocs thermiques apparaît plus complexe, et ceci pour deux raisons majeures : la première étant la diminution rapide du coefficient de transfert par rayonnement et la seconde l'existence d'un domaine plastique de l'alumine aux températures considérées qui dépend également de la vitesse d'application de contraintes.

Ainsi que l'expérimentation l'a montré dans le cas présent, on observe la fracturation, puis la rupture de certaines billes, après un nombre important de cycles. On pourrait donc penser que cela se produit plus particulièrement au refroidissement étant donné le coefficient de transfert thermique non négligeable et le fait que la surface des billes est alors en traction. Toutefois, il serait plus judicieux de considérer un phénomène de "fatigue thermique" dans lequel les échauffements et les refroidissements jouent leurs rôles, les derniers étant les plus importants, (voir Annexe V).

4-5 - Résultats obtenus sur environ cent séries d'essais de chocs thermiques sur des billes en alumine

Toujours sur une fabrication sélectionnée comme étant la plus propice à l'obtention de billes en alumine résistant aux chocs thermiques c'est-à-dire le produit F₂ du tableau II façonné par injection, nous avons opéré avec le montage de la figure 12 sur environ un kilo de billes prélevées par échantillonnage dans des lots de 75 kg. de fabrication successive.

Une centaine de séries de 70 cycles chacune ont donc été effectués selon la méthode indiquée en 4-3-5.

Nous avons entre temps obtenu un ralentissement de la croissance des grains d'alumine en y associant de très faibles proportions de MgO, c'est-à-dire entre 0,05 et 3%. C'est avec un ajout de 0,1% que l'examen micrographique après 70 cycles (de l'ambiante à 1600°C plus de 1600°C à l'ambiante dans le montage de la figure 12) a révélé l'inhibition de croissance la plus efficace. Aussi, l'analyse finale du mélange sélectionné indiquait en majeure partie : Al_2O_3 : 99,7%
et MgO : 0,1%

De plus la difficulté du choix d'alumine pure fournie par les producteurs internationaux était de la forme de grains fournis.

Chaque grain ayant une dimension maximum de 5 microns environ peut présenter soit une section équiaxiale, soit une section lenticulaire et, cette section est de forme inégale selon le lot provenant d'une élaboration d'alumine chez le producteur

Notre plus grande difficulté a été l'obtention de lots à forme de grains similaire c'est-à-dire équiaxiale ; forme qui dans un fritté ne donne pas de sens préférentiel à une fracture ; alors que, les grains lenticulaires donnent naissance dans leurs frittés à une cassure parallèle à leur grand axe.

Ces grains associés à un liant synthétique (résine polyester) forment une pâte injectée sous pression dans un moule formé de deux hémisphères, avec un évent de sortie d'air et un trou d'injection. La pâte injectée prend la forme d'un filament qui pénètre dans la sphère du moule en se déplaçant à l'intérieur de manière chaotique jusqu'au refus quand le moule est plein.

Les billes démoulées sont ensuite placées individuellement sur des plateaux en matière réfractaire perforées, chaque trou accueillant une bille. L'ensemble des plateaux constituant avec un jeu de plaquettes

réfractaires des pièces d'enfournement que l'on introduit ainsi empilées dans un four électrique à résistances où l'on va opérer un "dégourde" c'est-à-dire une pré-cuisson très lente jusque 1000°C, dont l'objet est l'évacuation graduelle du liant ou résine polyester utilisé dans le moulage par injection. Cette opération doit être conduite avec soins durant une trentaine d'heures au total, avec deux heures de palier à 1000°C, afin de faire partir toutes les vapeurs résiduelles sans créer des contraintes internes.

Finalement, on procède au frittage en déposant les billes à l'intérieur de gazettes en matières réfractaires munies de couvercles et contenant une poudre de même nature que la matière des billes. Les gazettes et leur chargement sont ensuite empilées et enfournées dans un four à gaz dont la température atteint 1750°C pour un frittage assurant une cohésion mécanique très élevée des grains constituant les billes.

Les billes défournées sont ensuite dépoussiérées et introduites pendant un certain temps dans un cylindre tournant, revêtu de caoutchouc, afin qu'un début d'usure (5%) par auto-frottement en polisse la surface. Telles quelles, elles sont alors prêtes à l'emploi et aux essais que nous avons entrepris sur une centaine de lots différents et pour 70 cycles chaque fois.

Dans le tableau suivant, nous donnons les résultats d'essais aux chocs thermiques sur 8 lots significatifs figurant la physionomie des 100 lots, et qui sont numérotés de E32 à E38 inclus.

La sévérité de ces essais à chocs thermiques instantanés par rapport aux conditions réelles (billes passant en une heure de 350 à 1600°C puis en une heure de 1600°C à 350°C) nous permettait de présager un comportement satisfaisant de longue durée dans l'appareil d'emploi ; et c'est ce qui est apparu à la longue à Swerk.

ESSAI N°	LOTS ESSAYES	BILLES CASSEES	RESULTAT EN CYCLES
E 32	1908 + 1911	1 bille cassée au 27 ^e cycle	2 billes cassées soit 0,3%
E 33	1920 + 1923	1 bille cassée au 50 ^e cycle	1 bille cassée soit 0,15%
E 34	Lot D (ancien)	2 billes cassées au 16 ^e cycle	2 billes cassées soit 0,3%
E 35	1917 + 1934	1 bille cassée au 26 ^e cycle 1 bille cassée au 56 ^e cycle	2 billes cassées soit 0,3%
E 36	1930 + 1937	1 bille cassée au 6 ^e cycle 1 bille cassée au 38 ^e cycle	2 billes cassées soit 0,3%
E 37	1939 + 1942	Aucune bille cassée	Aucune bille cassée
E 38	1603	1 bille cassée au 17 ^e cycle 1 bille cassée au 24 ^e cycle 2 billes cassées au 54 ^e cycle 1 bille cassée au 59 ^e cycle	5 billes cassées soit 0,75%
E 39	D	1 bille cassée au 29 ^e cycle 1 bille cassée au 37 ^e cycle 1 bille cassée au 42 ^e cycle	3 billes cassées soit 0,45%

Tableau IV



4-6 - Essais de fluage sous charge

Un montage différent qu'en 4-3-4 a été réalisé et est détaillé dans la figure 25.

4-6-1 - Montage

Les billes sont essayées dans une atmosphère d'air et chauffées à 1600°C par un courant électrique de haute fréquence (0,5 MHz) excitant un suscepteur en SiC. Un dispositif formé de tubes et d'isolants permet de maintenir cette température entre deux supports en alumine dense qui compriment 3 billes de 9,5 mm de diamètre sous une charge totale de 27 kg. Dans l'échangeur lui même, la charge par cm² étant d'environ 2kg/cm², notre test est de 27 kilos sur 3 points, donc extrêmement sévère, car la surface totale pressée ne doit pas dépasser 5 à 10 mm² en tout; ce qui fait 270 kg/cm² soit au moins 100 fois plus. 10 à 15% de déformation en ce cas peut être considérée comme minime.

La charge est appliquée dès le début du chauffage à l'aide d'un vérin pneumatique. Les 3 billes sont logées dans des cavités des supports cités de manière à assurer leur positionnement.

Lorsque le palier de 1600°C est atteint, on mesure la déformation des billes en fonction du temps à l'aide d'un micromètre monté sur l'appareil d'essai. Après refroidissement, on procède à la mesure de la dimension des billes dans la direction de l'effort pour obtenir la déformation propre le contrôle de la température est assuré par un pyromètre optique à disparition de filament la visée s'effectuant sur la pièce inférieure supportant les billes.

4-6-1 - Premiers essais

2 essais ont été réalisés, l'un d'une durée de 2h à 1570°C, l'autre de 4h, à 1600°C. La charge appliquée était, dans les 2 cas, de

27 kg répartie sur 3 billes. Chauffage par haute fréquence (susceptor en SiC)

- 2 h à 1570°C ϕ moyen avant : 9,20 mm
hauteur moyenne après : 8,68 mm
soit δ bille = - 0,52 mm ou 5,65%

- 4 h à 1600°C Dans cet essai les 3 billes avaient des positions différentes selon leur plan de joint de moulage

Disposition	\ominus	\odot	\oplus
ϕ AV (mm)	9,14	9,26	9,14
hauteur AP (mm)	8,46	8,30	8,50
$\Delta \phi$ (mm)	- 0,68	- 0,96	- 0,64
% de déformation	7,42	10,35	7

Remarques :

↑
cette bille

présente après essai une fracture
parallèle au joint de moulage
(visible à l'oeil nu)

4-6-2 - Essais systématiques sur des jeux de 3 billes prélevés dans des lots de fabrication identique

Cependant la difficulté d'obtenir des matières premières en alumine similaires a conduit, malgré une fabrication constante à des valeurs de déformation (fluage) inégales selon les lots fournis.

Le problème de s'assurer des matières premières à caractéristiques reproductibles s'est déjà posé à plusieurs chercheurs ; en ce qui nous concerne nous pensons qu'il est possible de le résoudre en

développant des appareils de fusion et de vaporisation de ces matières à très haute température, et dont la régulation puisse être rigoureusement maîtrisée. C'est ainsi que nous avons étudié et mis au point, par ailleurs, un four tournant à plasma axial /28 et 29/ développant des températures de 5000°C en cours de fusion.

Il apparait d'ores et déjà, possible avec cet appareil de prédéterminer à l'aide d'un programme thermique précis, la pureté du matériau final, la taille de ses grains (environ 100 à 200 angströms par vaporisation) et leur forme. La mise au point étant en cours, nous n'avons pu l'utiliser pour la recherche faisant l'objet du présent travail. Voici par conséquent, quelques résultats de fluage sous charge qui ont été relevés au cours d'une série de mesures opérées sur des billes provenant (tableau V) de plusieurs lots d'alumine. On figuré par un axe sur un cercle le plan de fermeture des deux parties hémisphériques du moule où s'effectue l'injection du mélange d'alumine et d'agglomérant plastique.

On remarquera, qu'en général, le fluage est plus faible quand il s'exerce perpendiculairement à ce plan de fermeture et légèrement plus important quand il est parallèle à ce même plan.

D'autre part, les lots de référence n° 11 et n° 19 sont de loin ceux où le fluage est le plus faible. Ils appartenaient tous deux à une fourniture d'alumine à grains de 5μ de forme équiaxiale très régulière et qu'il n'a pas été possible d'obtenir à nouveau.

Dans l'ensemble si les résultats satisfont aux conditions de l'application particulière de billes d'échangeur, il n'en demeure pas moins qu'à toutes les étapes de cette recherche il n'a pas été possible de fritter des éléments reproductibles en raison des fournitures inégales des producteurs d'alumine. Et c'est là notre motivation essentielle de l'étude et de la mise au point du four à plasma déjà cité.

LOT N°	Dimensions des billes en mm.								Fluage des Billes + Support mm.	Fluage du Support mm.	Remarques	Ø du plateau		
	FLUAGE %				FLUAGE (mm.)									
	⊖	⊕	∅	\bar{F}_2 %	⊖	⊕	∅	\bar{F}_2 mm.						
3	1724	8	11	11	10	0,78	1,02	1,00	0,93	1,80	0,87	5 heures en pression	5,1	
4	1736	15	18	18	17	1,35	1,72	1,72	1,60	1,80	0,20		5,7	
5	1781	13	16	17	15	1,20	1,46	1,56	1,41	1,99	0,58		5,2	
6	1789	13	14	13	13	1,24	1,36	1,24	1,28	1,50	0,22		4,3	
10	LSD	18	17	19	18	1,70	1,65	1,78	1,71	1,72	0		5,0	
11	réf.	6	6	0	4	0,57	0,57	0,03	0,37	0,98	0,61		2,1	
12	1800	9	11	12	11	0,85	1,03	1,10	0,99	1,30	0,31		4,1	
13	1911	10	15	11	12	0,95	1,42	1,00	1,12	1,43	0,21		4,0	
14	1622	11	12	9	11	0,98	1,08	0,83	0,93	0,91	0		3,7	
15	1622	9	7	8	8	0,78	0,65	0,70	0,71	1,25	0,54		3,9	
16	1622	10	9	8	9	0,90	0,84	0,78	0,84	1,32	0,48		4,1	
17	1908	11	11	11	11	1,00	1,00	1,00	1,00	1,37	0,37		4,0	
18	LSD	16	17	15	16	1,51	1,54	1,34	1,46	1,76	1,30		4,6	
19	réf.	3	3	3	3	0,27	0,28	0,25	0,27	0,37	0,10		2,5	
20	1880	20	20							2,27			3 heures en pression	
21	1896	9	13	9	10	0,83	1,23	0,84	0,97	1,66	0,69			3,8
22	1880	15	12	15	14	1,35	1,15	1,42	1,31	1,52	0,21			4,5
23	1893	8	9	6	8	0,70	0,80	0,52	0,67	1,17	0,50			3,5
24	1904	18	12	13	14	1,70	1,15	1,22	1,32	1,30	0			4,3
25	1900	11	10	9	10	1,00	0,92	0,80	0,91	1,19	0,28			3,8
26	1627	13	12	11	12	1,22	1,13	1,00	1,12	1,20	0,08			4,6
7	1800	12	12	13	12									
8	LSD réf	10	11	4	8									
9	1302	7	7	6	7									

Tableau V

Essais de fluage sous charge (billes F₂)



4-7 - Remarques

En abordant le paragraphe 4 de cette étude, nous avons indiqué les difficultés qui avaient amené les chercheurs de la Société Babcock-Wilcox à abandonner l'échangeur à lit de billes mobiles dont ils avaient initié le principe.

Une première partie de ces difficultés celles concernant les matériaux des parois et surtout celles arrêtant tout progrès dans la possibilité d'emploi de billes en céramique a pu être maîtrisée par l'étude exposée dans l'annexe IV, puis de 4-2 à 4-6.

En effet, à l'heure actuelle l'échangeur à billes mobiles de 1 MW de puissance thermique qui fonctionne à l'institut Badan Jadrowych (Swierk - Pologne) opère durant plusieurs centaines d'heures, presque un millier, sans dommages appréciables. Il est vrai aussi que les chercheurs polonais ont résolu et mis au point de leur côté le mécanisme souple de retour des billes, autre source antérieure de mécomptes dans le bris de ces éléments.

Mais la pollution et la contamination des billes par des combustibles contenant des impuretés contraint les utilisateurs à l'emploi de gaz naturel ou de kérosène économiquement défavorables.

D'autre part, l'emploi de cet appareil à des pressions peu différentes de la pression atmosphérique est d'un rendement onéreux.

C'est pourquoi la dernière partie de cette contribution sera consacrée à l'étude et au calcul d'un échangeur où nous avons essayé de nous affranchir de ces dernières servitudes.

5 - ETUDE D'UN ECHANGEUR A LIT DE BILLES MOBILES CHAUFFE PAR RAYONNEMENT
ET MUNI DE DISTRIBUTEURS ET DE VANNES ETANCHES A HAUTE TEMPERATURE

/30, 31 et 32/

Nous avons dit ce qu'on pouvait attendre de l'échangeur à billes étudié dans l'ensemble du paragraphe 4, et dans l'annexe IV.

Mais un tel appareil n'est pratiquement envisageable que si le combustible fossile est exempt d'impuretés (cendres, Ni, V, S etc...) et si la pression différentielle entre les enceintes supérieure et inférieure est négligeable. Il n'est de ce fait valable qu'avec un combustible choisi parmi le gaz naturel, le propane, le kérosène et pour une fourniture d'air chaud sous une pression n'excédant pas treize décibars. Dans tous les autres cas, où il faut éliminer et/ou recueillir des cendres et des impuretés et assurer une fourniture de gaz chauffés propres sous une pression élevée (quatre à cinq bars), il est nécessaire de concevoir des ensembles où l'enceinte à gaz chauffé est dégagée des résidus solides ou condensables indésirables et est maintenue étanche de manière rigoureuse par rapport à l'espace extérieur. A moins d'assurer une combustion sous pression dans les deux enceintes et de maintenir le circuit thermique entièrement étanche et sous pression, le dispositif décrit plus loin paraît indispensable.

Pour cela il faut, d'une part, éviter que les gaz chauffants traversent la masse de billes ou de galets et y déposent ou condensent des dépôts néfastes pour la matière dont sont constitués les dites billes ou galets, et/ou pour le gaz chauffé dans l'enceinte inférieure, d'autre part, faire en sorte que le passage des billes de l'enceinte supérieure à l'enceinte inférieure soit effectué de manière à assurer une étanchéité rigoureuse de cette dernière enceinte, aux impuretés et aux gaz de l'enceinte chauffante et de l'espace extérieur.

La présente étude propose précisément un échangeur de chaleur d'un type nouveau, par utilisation duquel est obtenu le fonctionnement recherché.

A cet effet, on a eu pour objet un échangeur de chaleur constitué par une première enceinte comportant un générateur de fluide, véhicule de la quantité de chaleur à échanger, par une deuxième enceinte reliée à la première par un conduit et comportant en outre une canalisation d'entrée d'un gaz et une canalisation de sortie dudit gaz, par un dispositif d'alimentation de la première enceinte en éléments solides possédant, chacun, un calibre inférieur à celui du conduit, et par un dispositif de reprise des éléments solides introduits dans la deuxième enceinte, relié à l'entrée du dispositif d'alimentation.

Dans cet échangeur, un premier organe d'étanchéité, décrit plus loin, est disposé sur le conduit, un deuxième organe d'étanchéité, de même type étant interposé entre la deuxième enceinte et le dispositif de reprise.

Quand le gaz susceptible d'être contenu dans la deuxième enceinte est à une pression supérieure à celle de celui susceptible d'être contenu dans la première enceinte, le premier organe d'étanchéité est constitué par au moins un sas susceptible d'être étanche.

En outre, un organe de dosage des éléments solides, également décrit - dessous, est disposé sur le conduit.

Par ailleurs, le générateur de fluide chaud comporte un injecteur dudit fluide dans la première enceinte, dont les orifices sont orientés uniquement vers les parois de ladite première enceinte, qui ne sont pas susceptibles d'être au contact des éléments solides.

De plus, la paroi inférieure de la première enceinte est reliée, par au moins une canalisation de transfert, à une chambre d'évacuation des résidus indésirables du fluide.

Il est également avantageux que l'une au moins des première et deuxième enceintes et/ou le conduit les reliant, soient thermiquement

isolés de l'espace extérieur à l'échangeur par une enveloppe sensiblement étanche, qui délimite avec l'organe enveloppé un espace interne, cependant que la canalisation d'entrée de gaz est constituée par une première branche reliant le réservoir de gaz à l'espace interne et par une deuxième branche reliant l'espace interne à la deuxième enceinte, et éventuellement à l'entrée du générateur de fluide.

On indiquera encore qu'un tambour rotatif à génératrices axiales inclinées sur l'horizontale est généralement interposé entre l'entrée des éléments solides dans la première enceinte et la sortie du dispositif d'alimentation de ladite première enceinte en éléments solides.

Enfin, selon ce qui a déjà été précisé, le générateur de fluide chaud, qui sera cité est en fait un brûleur de combustible.

L'échangeur sera mieux décrit et ses caractéristiques secondaires ainsi que leur avantages, apparaîtront au cours de la présentation de la figure 26.

5-1 - Description

Il sera fait référence au dessin annexé, dans lequel la figure 26 est une coupe en élévation d'un échangeur thermique à rayonnement.

L'échangeur représenté comporte donc une première enceinte 1 et une deuxième enceinte 2 disposée en dessous de l'enceinte 1. Un conduit 3 relie les enceintes 1 et 2.

L'enceinte supérieure 1 est munie d'un brûleur à combustible fossile 4 qui, en fonctionnement, émet une flamme 5, qui lèche les parois latérales et la paroi supérieure 6 de l'enceinte 1. On notera par ailleurs que la paroi inférieure 7 de cette enceinte supérieure 1 est constituée

par des gradins, qui aboutissent, en leur point bas, à l'entrée du conduit 3. L'enceinte 1 est en outre en communication avec une chambre d'évacuation 8 des cendres, et résidus pulvérulents et/ou liquides de la combustion du combustible fossile, par des canalisations de transfert 9. Un brûleur auxiliaire 10 peut éventuellement être disposé dans la chambre d'évacuation 8 pour maintenir à l'état liquide les résidus précités. Cette chambre 8 est munie d'un orifice d'extraction 11 des résidus.

L'enceinte inférieure 2 est entourée par une enveloppe 12 étanche, qui délimite avec la paroi externe de cette enceinte 2 un espace interne 13. L'enveloppe 12 isole donc thermiquement l'enceinte inférieure 2 de l'espace extérieur à l'échangeur. Une canalisation 14 relie le réservoir du gaz à chauffer, en l'espèce l'air, de l'espace extérieur à l'espace interne 13, cependant qu'une canalisation 15 relie cet espace interne 13 à l'enceinte inférieure 2, dans laquelle elle débouche par des événements 16 situés à la base de ladite enceinte 2. L'enceinte 2 est par ailleurs munie d'une canalisation de sortie 17 du gaz chauffé.

Par ailleurs, deux dispositifs étanches de transfert 18 et 19 décrits plus loin, sont disposés pour permettre l'introduction dans, puis la reprise hors de l'enceinte 2 de billes 20 utilisées pour le transfert de la chaleur libérée par la flamme 5 au gaz introduit dans l'enceinte 2 par les événements 16. On indiquera ci-dessous la description détaillée des dispositifs 18 et 19. On rappellera seulement qu'ils comportent chacun un organe de dosage 21, 22 et deux organes d'étanchéité 23, 24 et 25, 26, un sas susceptible d'être étanche 27, 28 étant constitué entre les organes d'étanchéité, 23 et 25 du dispositif 18, et 24 et 26 du dispositif 19. Les rideaux de gaz chauds 29 et 30 des dispositifs de transfert 18 et 19 sont par ailleurs reliés, respectivement par les conduits 31 et 32, à l'espace interne 13. On précisera que le dispositif de transfert 18 est disposé sur le conduit 3 alors que le dispositif de transfert 19 est interposé entre l'enceinte 2 et un dispositif de reprise 33 des billes 20 contenues dans l'enceinte inférieure 2.

Le dispositif de reprise 33 est constitué par un convoyeur classique à balancelles 34, qui reprend les billes au droit de l'orifice de sortie 35 du dispositif de transfert 19 pour les conduire selon les flèches F à l'orifice d'entrée 36 d'un tambour cylindrique rotatif 37, dont les génératrices sont inclinées sur l'horizontale. Le tambour 37 débouche, par sa sortie 38, située à son point bas, à la partie haute de l'enceinte supérieure 1, de telle manière que les billes 20 puissent dévaler par simple gravité depuis l'orifice d'entrée 36 jusqu'à l'entrée du conduit 3. On notera qu'alors le dispositif de reprise 33 constitue concomitamment le dispositif d'alimentation de l'enceinte supérieure 1 en billes 20 à chauffer. Une cheminée 39 est disposée approximativement à l'aplomb de l'orifice d'entrée 36.

Le fonctionnement de l'échangeur qui vient d'être décrit est le suivant :

Le brûleur 4, à fuel-oil lourd par exemple, émet la flamme 5, qui lèche les parois de l'enceinte supérieure 1 sauf la paroi inférieure 7. Les parois ainsi chauffées rayonnent la chaleur reçue qu'elles transmettent proprement, puisque précisément par rayonnement, aux billes 20 contenues dans l'enceinte 1. La flamme elle-même chargée des impuretés du fuel participe au chauffage par rayonnement. Quant aux résidus indésirables de la combustion, leur évacuation est assurée, à travers les canalisations de transfert 9, dans la chambre d'évacuation 8, puis de cette chambre à l'extérieur par l'orifice d'extraction 11.

Après que les billes 20 aient été chauffées dans l'enceinte supérieure 1, une quantité donnée est prélevée par l'organe de dosage 21 et est introduite dans le conduit 3 en amont de l'organe d'étanchéité 23. Le sas 27 étant vide, on ouvre l'organe d'étanchéité 23 en maintenant fermé l'organe d'étanchéité 25. Les billes 20 tombent dans le sas 27. On ferme alors l'organe d'étanchéité 23 pour ouvrir l'organe d'étanchéité 25. De la sorte, les billes 20 peuvent être introduites dans l'enceinte inférieure 2. On notera à ce sujet que, si des poussières indésirables

avaient pénétré dans le sas 27, elles ne seraient pas introduites pour autant dans l'enceinte inférieure 2. En effet, la pression régnant dans cette enceinte 2 les maintiendrait dans le sas 3, d'où, toujours par différence de pression, elles seraient refoulées dans l'organe de dosage 21 à la prochaine ouverture de l'organe d'étanchéité 23.

Les billes 20 qui ont été introduites dans l'enceinte inférieure 2 sont donc propres. Le gaz, l'air en l'espèce, introduit par la canalisation 14 se réchauffe dans l'espace interne 13, au contact de la paroi chaude de l'enceinte inférieure 2. Ce gaz est alors introduit dans l'enceinte 2 par les événements 16 et se réchauffe en traversant le lit de billes 20 contenues dans cette enceinte 2. Ce gaz conserve sa pureté, tout en accroissant sa température sous pression de 4 à 8 bars. Il sort de l'enceinte 2 par la canalisation 17 vers l'utilisation spécifique à laquelle il est destiné.

La reprise des billes 20 refroidies et contenues dans l'enceinte inférieure 2 pourrait être effectuée par le même dispositif de transfert 18, que celui ayant déjà servi à l'introduction des mêmes billes 20. Cependant, par raison de simplicité, il a été prévu un second dispositif de transfert 19, destiné exclusivement à la reprise de billes 20. Le fonctionnement de ce dernier dispositif 19 est rigoureusement analogue à celui du dispositif de transfert 18, déjà exposé. Il n'est donc pas repris ici. On précisera seulement que la charge de billes 20 extraite de l'enceinte inférieure 2 est déversée dans une balancelle 34, précisément disposée en regard de l'orifice de sortie 35 au moment où l'organe d'étanchéité 26 est ouvert.

Les billes 20 sont, froides, alors dirigées vers l'orifice 36 du tambour 37, dans lequel elles commencent à se réchauffer, avant d'être chauffées proprement dit dans l'enceinte supérieure 1. Le cylindre 37 est rotatif pour éviter une usure et un échauffement exagérés, localisés à la génératrice inférieure. Les fumées de la combustion peuvent s'échapper de l'enceinte 1, par le tambour 37 puis dans la cheminée 39.

On notera que le réchauffage du gaz introduit par la canalisation 14 dans l'espace interne 15, ainsi d'ailleurs que le réchauffage éventuel de l'air de combustion introduit au niveau du brûleur 4, permet de récupérer une quantité de chaleur qui, sans cela serait perdue. En sus de cette simple récupération, ce réchauffage apporte une quantité de chaleur dans une phase d'un cycle thermodynamique telle, qu'il permet d'obtenir un fonctionnement selon le cycle le meilleur. De plus la pression de 4 à 8 bars refoule les résidus, impuretés et gaz de combustion vers l'extérieur de l'enceinte, les sas inférieurs et supérieurs étant en surpression.

5-2 - Dosage-distribution des billes ou galets, vannes et sas à haute température

D'autre part, la distribution et le dosage des billes ainsi que les vannes et sas, étanches à haute température méritent d'être décrits plus en détail.

Il s'agit d'un dispositif permettant d'assurer le transfert d'une certaine masse d'un matériau, qu'il dose, d'une première dans une deuxième enceinte, aucune impureté ne devant de surplus pénétrer dans cette deuxième enceinte.

De plus on souhaite le transfert de billes ou de galets entre deux enceintes chaudes, maintenues à des pressions notablement différentes l'une de l'autre.

Ces billes ou ces galets sont réalisés en des matériaux réfractaires et sont généralement chauffés dans une première enceinte par une source de chaleur fossile, ou autre. Lesdits galets ou billes passent ensuite dans une deuxième enceinte, où, étant balayés par un courant gazeux froid ou préchauffé, ils cèdent par convection et conduction à celui-ci les calories empruntées dans la première enceinte chauffante en élevant de manière importante la température dudit gaz. La première enceinte est dite "à gaz chauffants", la seconde "à gaz chauffés".

Pour diverses raisons, il peut être souhaitable que dans l'enceinte chauffante la pression des gaz chauffants ne soit supérieure que d'une faible fraction à la pression atmosphérique (trente pour cent de plus environ), alors que dans la seconde enceinte, le gaz à chauffer doit être porté à une pression de plusieurs bars (cinq bars par exemple).

Il paraît évident, d'une part que ce transfert doit se faire par un passage thermiquement isolé, que d'autre part des sas intermédiaires doivent assurer l'étanchéité rigoureuse entre les deux enceintes (gaz parfois différents et pression différentielle élevée). Enfin, les parois dudit passage doivent résister à l'érosion due aux frottements des billes durant leur parcours.

Par ailleurs le déplacement des billes de la première à la seconde enceinte se faisant, pour des raisons de commodité évidente, par gravité, il est impératif de doser leur descente par un distributeur convenable sous peine de rendre impossible le fonctionnement des sas.

C'est notamment pour donner des solutions au problème posé, que l'on propose un nouveau dispositif de transfert. La solution du passage thermiquement isolé dans le transfert des billes de l'enceinte chauffante à l'enceinte suivante, a été réalisée par nous /2/ et rappelée dans l'annexe VI qui suit ce travail.

On a donc un dispositif étanche de transfert dosé d'une masse d'un matériau donné d'une première enceinte dans une deuxième enceinte, dont la pression est supérieure à celle de la première enceinte, ce dispositif comportant un corps conformé en un conduit interne de la masse de matériau à transférer, cependant que sur ledit corps est interposé au moins un organe d'étanchéité et que ledit corps est raccordé par ses extrémités aux première et deuxième enceintes.

Un organe de dosage est disposé sur le conduit en aval du raccordement du corps du dispositif à la première enceinte, cependant qu'un premier organe d'étanchéité est disposé, de manière connue en soi, sur le conduit en aval de l'organe de dosage, et qu'un deuxième organe d'étanchéité est disposé sur le conduit en aval du premier organe d'étanchéité. Les volumes délimités respectivement, d'une part, par l'organe de dosage, le premier organe d'étanchéité en position fermée et le corps du dispositif, d'autre part, par les premier et deuxième organes d'étanchéité en position fermée et le corps du dispositif, constituent deux sas de transfert distincts.

L'organe de dosage est constitué par un tambour monté à rotation autour d'un axe sensiblement horizontal, cependant qu'un orifice traversant est ménagé dans une paroi du tambour et est susceptible d'être disposé en regard des parties amont et aval du conduit interne par rapport au tambour.

Par ailleurs, un espace est ménagé entre chaque tranche extrême du tambour et le corps du dispositif et est raccordé à une source de gaz comprimé sous une pression supérieure à celle de la première enceinte.

De plus, l'un au moins des premier et deuxième organes d'étanchéité est constitué par un disque, disposé dans une chambre disposée sur le conduit interne, et solidaire du corps du dispositif par au moins un élément d'appui, cependant qu'un passage est ménagé entre le disque et les parois délimitant la chambre et est obturable au moyen d'une couronne d'étanchéité mobile. La face supérieure du disque est inclinée sur l'horizontale et est constituée, par exemple, par une surface conique la base de cette surface conique étant située en aval du sommet de ladite surface par rapport à l'organe de dosage.

En outre, l'un au moins des premier et deuxième organes d'étanchéité est muni d'un dispositif de commande extérieur au corps du dispositif de transfert.

Quand le matériau à transférer possède une température élevée, le corps du dispositif, l'organe de dosage et les premier et deuxième organes d'étanchéité sont chacun réalisés en un élément composite d'une structure en matériau réfractaire armée par des brides métalliques, qui sont mises, de préférence, en communication avec un circuit de réfrigération.

Les avantages de ce dispositif et les caractéristiques secondaires apparaitront au cours de sa description donnée ci-dessous.

Il sera fait référence aux dessins annexés, dans lesquels :

- la figure 27 est une coupe axiale d'un dispositif de transfert,
- la figure 28 est une vue partielle en coupe suivant II-II de la figure 27,
- la figure 28bis est une coupe d'un détail agrandi de la figure 28. Les chiffres qui accompagnent cette description concernent les figures 27, 28 et 28bis seulement,
- la figure 29 assemble avec une nomenclature les éléments des figures 27, 28 et 28bis.

Le dispositif de transfert est interposé entre une première enceinte 1 et une deuxième enceinte 2. Les enceintes 1 et 2 contiennent des gaz comprimés, la pression du gaz de l'enceinte 2 étant supérieure à celle du gaz de l'enceinte 1. On notera également que l'enceinte 1 est disposée au-dessus et sensiblement à l'aplomb de l'enceinte 2. Enfin, ces deux enceintes sont raccordées par un conduit interne 3.

Un organe de dosage est disposé sur le conduit 3 en aval de l'enceinte supérieure 1. Il est constitué par un tambour 4 monté à rotation dans des paliers 5, par un axe 6 sensiblement horizontal. Un

orifice 7 traverse la paroi du tambour 4, et est disposé pour mettre en communication le volume interne 8 du tambour, respectivement avec l'enceinte supérieure 1 et avec la partie 9 du conduit 3, située immédiatement en aval du tambour 4.

La partie 9 du conduit est évasée à sa partie inférieure, en une chambre 10, dans laquelle un disque 11 est disposé et est en appui sur les parois de cette chambre 10 par, en l'espèce, trois appuis 12 espacés angulairement de cent vingt degrés d'arc. La face supérieure 11a de ce disque 11 est conique, le sommet du cône étant situé à un niveau supérieur à la base dudit cône. La lisière inférieure 13 d'une couronne d'étanchéité 14 est susceptible d'être en appui étanche sur cette face 11a. La couronne d'étanchéité 14 est montée à coulissement axial sur le corps 15 du conduit 3, coulissement étanche par interposition d'un joint 14a. Des vérins de commande 16 sont disposés à l'extérieur du corps 15 et sont attelés entre ledit corps 15 et ladite couronne 14.

Un second organe d'étanchéité, analogue au précédent, est disposé sur le conduit 3, dans une chambre 17. Il est notamment constitué par un disque 18 à face supérieure 19 conique et par une couronne d'étanchéité 20 actionnée par les vérins 21. Un sas intermédiaire 22, susceptible d'être étanche, est donc constitué entre les disques 11 et 18.

On notera que l'ensemble du conduit 3 est, dans l'exemple de réalisation représenté, constitué par une structure composite en matériau réfractaire 23, renforcé par des brides métalliques 24. De plus, le corps 15 du conduit 3 est entouré par une enveloppe étanche 25, qui délimite avec ledit corps 15 un espace interne 26. De la même manière, les disques 11 et 18, la couronne d'étanchéité 14, et le tambour 4, comportent une structure composite semblable, constituée par le matériau réfractaire 23, renforcé par des brides métalliques 24. On peut

remarquer que ces différents organes sont évidés, les évidements constituant une partie de l'espace interne 26, cependant que les brides métalliques 24 aboutissent audit espace interne 26. On précisera alors que l'espace interne 26 est raccordé à un circuit de réfrigération, à un circuit d'eau par exemple.

Enfin, on indiquera qu'entre chaque tranche extrême 27 du tambour 4 et les parois internes 28 du corps 15, un espace 29 est ménagé et est raccordé à une alimentation 30 en un gaz sous une pression supérieure à celle du gaz de l'enceinte supérieure 1. Le matériau à transférer de l'enceinte supérieure 1 dans l'enceinte inférieure 2 est, en l'espèce, constitué par des billes 31 à température élevée.

Le fonctionnement du dispositif, qui vient d'être décrit va être donné ci-après.

Il s'agit, dans tous les cas, d'effectuer le transfert des billes 31, contenues dans l'enceinte supérieure 1, dans l'enceinte inférieure 2, ceci en évitant toute entrée d'impuretés dans l'enceinte inférieure 2, afin que ne soit pas souillé le gaz pur qui transite dans cette enceinte inférieure 2 en traversant le lit des billes 31 qui y ont été introduites. On peut, bien entendu, faire traverser le lit des billes introduites dans l'enceinte inférieure 1 par le gaz, afin de réchauffer celui-ci au contact desdites billes, préalablement chauffées dans l'enceinte supérieure 1. Mais on peut envisager toute autre application, comme par exemple, la réfrigération du gaz sur des billes préalablement refroidies, ou encore une modification de la composition chimique dudit gaz par réaction sur des billes de nature chimique donnée.

Quoi qu'il en soit, les billes 31 contenues dans l'enceinte supérieure 1 pénètrent dans le tambour 4, quand l'orifice 7 est disposé en regard de la partie amont du conduit 3. Le tambour 4 est entraîné en rotation, et, quand il a suffisamment tourné, les billes 31 contenues

dans l'enceinte 1 ne se déversent plus dans ledit tambour 4. Par contre, les billes 31 qui ont pénétré dans ce tambour 4 tombent, après une certaine rotation, dans la partie 9 du conduit 3. Elles s'accumulent sur la face supérieure 11a du disque 11, la couronne d'étanchéité 14 étant, dans un premier temps, abaissée de manière étanche sur le disque 11.

Quand la couronne d'étanchéité 14 est levée, les billes 31 contenues dans la partie 9 du conduit 3 se déversent dans le sas 22. Mais on remarquera que ledit sas 22 ayant été en communication, lors d'un cycle de transfert précédent, avec l'enceinte inférieure 2, la pression régnant dans ce sas est supérieure à celle régnant en amont. De la sorte, les impuretés qui auraient éventuellement tendance à être entraînées par les billes 31, sont maintenues dans la partie 9 du conduit 3, pour, à la prochaine présentation de l'orifice 7 du tambour 4 en regard de la partie 9, être refoulées dans le tambour 4.

La couronne d'étanchéité 14 est de nouveau abaissée, puis la couronne d'étanchéité 20 est levée pour livrer passage aux billes 31 et en permettre l'introduction dans l'enceinte inférieure 2. On a pu noter que le transfert s'est opéré de manière telle que, seules les billes 31, exemptes d'impuretés, ont pu pénétrer dans l'enceinte inférieure 2. On aura également remarqué que le rideau de gaz comprimé, qui est établi dans l'espace 29, assure le refoulement des impuretés qui auraient éventuellement eu tendance à pénétrer dans cet espace 29.

De manière évidente, on a également noté que les charges de billes 31 en cours de transfert sont dosées par la capacité du tambour 4 et sa vitesse de rotation, ce qui permet l'obtention d'une bonne régularité de fonctionnement.

Enfin, la structure composite en matériau réfractaire 23 armé par des brides métalliques 24, permet d'obtenir, dans le cas du transfert de billes 31 à température très élevée, une résistance mécanique

totale satisfaisante, mais aussi, par réfrigération des différents organes, une longévité exceptionnelle. Incidemment, on notera qu'il est favorable à l'obtention d'une bonne efficacité de la réfrigération, que ces derniers éléments étant évidemment bonne.

5-3 - Essai de dimensionnement en première approximation d'un échangeur à billes rechauffant de l'air comprimé et consommant du fuel n° 2

5-3-1 - Evaluations thermiques et massiques

L'ensemble des résultats numériques utilisés dans ce paragraphe est établi plus loin en 5-4.

a) - Echangeur à convection (fig. 26 : zone 2)

On dispose d'air comprimé qu'on suppose à 150°C. On souhaite que la chaleur sensible de l'air réchauffé à 1150°C soit de 1 MW. Le débit massique d'air est alors de 2840 kg/h.

Pour un rendement de l'échangeur à convection de 90% (ce qui est pessimiste) et si l'écart en chaque point entre la température de l'air et celle des billes est de 50°C, alors le débit massique des billes est de 2950 kg/h.

b) - Ensemble chambre de combustion plus four rotatif avec échanges par rayonnement (fig. 26 : zone 1)

En première approximation, on admettra que la chute de température des billes dans les distributeurs est de 100°C ; qui est une estimation expérimentale.

On supposera que l'on dispose d'une température de flamme de 1900°C, que la flamme résulte d'une combustion avec un excès d'air de 10%, que les fumées perdent 50°C dans la chambre de combustion. Les

fumées entrent donc dans le four tournant à 1850°C et on limite leur refroidissement à 800°C (en dessous de cette température le rayonnement devient trop faible).

Les billes rentrant à 100°C dans le four tournant doivent y être réchauffées jusqu'à 1300°C. Si l'on suppose que les pertes par les parois sont limitées à 5% de l'enthalpie émise au brûleur, on calcule que le débit calorifique du brûleur doit être de $1,70 \cdot 10^6$ kcal/h (soit 2,05 MW). Le débit massique serait alors de 2890 kg et le débit de fuel n° 2 (ou combustible liquide lourd) au brûleur de 175 kg/h pour un PCI de 9680 kcal/kg.

5-3-2 - Evaluation dimensionnelle

- Echangeur à convection

D'après Kaps et London (Compact heat exchangers /33/), Mac Adams, et Technical Data on Fuel, on montre que la vitesse de transfert des billes étant très largement supérieure à celle de l'air, point n'est besoin d'étudier les états transitoires de l'échange et que pour un échangeur compact de diamètre 0,8 m et de longueur 1 m, dans le cas qui nous occupe, l'écart de température entre les billes et l'air est limité à environ 6°C.

Le coefficient d'échange calculé air-paroi est de 129 kcal, m².h.°C et donc, si l'on désire que la température de la tôle extérieure soit une température limitée à 110°C, le revêtement réfractaire devrait être tel que $\sum \frac{\delta}{K}$ soit de l'ordre de 1 (δ = épaisseur de revêtement de conductivité K). Un tel revêtement est aisément réalisable.

Dans ces conditions, les pertes à travers les parois seraient de l'ordre du pourcent.

- Echangeur tournant à rayonnement

Pour un diamètre intérieur du four tournant de 1 mètre, la vitesse maximale des fumées est de l'ordre de 6 à 7 m/s ce qui est très raisonnable.

Le calcul des échanges par rayonnement a été établi sur la base de l'hypothèse simplificatrice de l'échange entre deux plans infinis séparés par une couche de gaz émissive.

Le flux total reçu par les billes serait alors dans ce cas :

$$\varphi = \frac{\sigma S_b \varepsilon_b \varepsilon_f [T_f^4 + \varepsilon_p T_p^4 - (1 + \varepsilon_p) T_b^4]}{1 - (1 - \varepsilon_b)(1 - \varepsilon_p)^2 (1 - \varepsilon_f)^2}$$

(formule établie par Gouffé "Collection de données physiques" Edit. Léon Eyrolles). Aux niveaux de température considérés, pour les parois et les billes, on peut prendre $\varepsilon_b = \varepsilon_p = \varepsilon_{\text{alumine}} = 0,40$.

Le flux reçu par les billes est donc alors fonction de ε fumées, paramètre de calcul, ou facteur hémisphérique moyen.

Un calcul de coefficient d'échange par convection montre que celle-ci peut être parfaitement négligée.

5-3-3 - Calcul de la longueur du four

(établi dans le paragraphe 5-4 qui suit)

Ce calcul est mené selon la démarche suivante. Ayant découpé l'énergie totale à transmettre aux billes en diverses tranches, on recherche la longueur de four rotatif qui est nécessaire, par un calcul

itératif, pour assurer le transfert de cette tranche d'énergie, d'où l'on obtient les courbes de la fig. 30 représentant l'évolution de la température des fumées et des billes en fonction de la longueur du four tournant, pour différentes valeurs du coefficient de rayonnement des fumées, les températures d'entrée des fumées et de sortie des billes étant définies.

Une très récente information sur les caractéristiques des flammes longues de mazout n° 2 nous permet de rétrécir le problème à une valeur de ϵ proche de 0,6 sur toute l'étendue de température considérée.

On constate donc qu'un échangeur tournant de 1 mètre de diamètre intérieur et de 15 mètres de long au maximum devrait être capable de répondre au problème, à savoir réchauffer le débit de billes considéré d'une température d'entrée de 100°C jusqu'à 1300°C par rayonnement d'une flamme émise à 1900°C et dont les fumées seraient épuisées à 800°C.

Les pertes à travers les parois dépendent évidemment de la distribution de température des fumées, donc de ϵ_f pour un ϵ_f de 0,6 les pertes pour l'ensemble du four de 15 mètres de long seraient limitées à environ 10% de l'enthalpie fournie par le brûleur (l'épaisseur de réfractaire étant de 0,4 mètre pour un K moyen de 0,65 parfaitement réalisable).

On remarquera qu'il est aussi possible d'épuiser plus avant ces fumées dans un échangeur de type classique à convection (type à studs ou gradins par exemple) pour réchauffer l'air de combustion du fuel, diminuant d'autant la consommation, dont augmentant le rendement. La figure 30 résume un graphique de la température des fumées et des billes en fonction de la longueur du trommel, ainsi que les valeurs respectives des émissivités ϵ_f et ϵ_b .

5-4 - Calcul des dimensions de l'échangeur à rayonnement

Les résultats du calcul ci-après des dimensions de cet échangeur ont été donnés dans l'ensemble du paragraphe 5-3.

5-41 - Données diverses

a) - Propriétés du fuel lourd n° 2

(valeurs données par R. Kissel - F.R.I.F.)

PCI : 9680 kcal/kg = 2315 kJ/kg ($\int_{15^{\circ}\text{C}}^{\rho}$ = 0,93)

Vair : 10,76 m³ N.T.P./kg

V fumées : 11,41 m³ N.T.P./kg ($\int_{\rho^{\circ}}^{\rho}$ fumées = 1,32 kg/m³ N.T.P.)

b) - Composition des gaz de combustion

(calculée à la stoechiométrie)

CO ₂	1,41	m ³ N.T.P./kg	ou	3,16	kg/kg
H ₂ O	1,33	m ³ N.T.P./kg	ou	1,07	kg/kg
SO ₂	0,01	m ³ N.T.P./kg	ou	0,024	kg/kg
N ₂	8,66	m ³ N.T.P./kg	ou	10,80	kg/kg
		soit au total		15,16	kg/kg

plus 10% d'excès d'air soit : 1,39 kg/kg.

c) - Enthalpie des gaz de combustion

(calculée à la stoechiométrie)

Hypothèse : (H₀^t) ρ variable, t constante = constante

H₀^t kcal/m³ N.T.P. fumées, t en °C, avec dissociation

	t = 0	400°C	800°C	1200°C	1600°C	1800°C	2000°C	2200°C
H ₀ ^t kcal/m ³ N.T.P.=0		137	289	463	656	755	863	975
H ₀ $\frac{\text{k/cal}}{\text{kg/fumées}}$	=0	104	219	351	497	573	654	738

(Les valeurs en kcal peuvent être exprimées en kJ en divisant les premières par 4,18)

d) - Enthalpie de l'air (sans dissociation)

	t = 0	100°C	200°C	400°C	600°C	800°C	1000°C	1200°C
$H_0^t \frac{\text{kcal}}{\text{kgair}}$	= 0	24	48,4	98,4	150	205	261	318
	t = 1600°	1800°	2000°	2200°C				
$H_0^t \frac{\text{kcal}}{\text{kgair}}$	= 435	494	554	613				

5-4-2 - Propriétés de l'alumine - (billes accumulant la chaleur)

a) - Chaleur spécifique

$$C_p(T) = 0,268 + 3 \cdot 10^{-5} T - \frac{8,05 \times 10^3}{T^2}$$

$C_p(T)$ est en kcal/kg °K relation expérimentale indiquée par Kubachevski et Evans

b) - Enthalpie

	t = 273°K	673°K	1073°K	1473°K	1873°K	2273°K
H(t) Kcal/kg	109,7	190,2	312,7	432,9	558,8	690,0

et par rapport à 0°K

$$H_0^t(T) = 0,268T + 1,5 \times 10^{-5} T^2 + \frac{8,05 \times 10^3}{T}$$

d'où pour : t°C = 0 400°C 800°C 1200°C 1600°C 2000°C

On a :

$H_0^t \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	0	95,5	209	329	455	586
---------------------------------------	---	------	-----	-----	-----	-----

c) Conductivité thermique pour le produit dense

en °K	300°K	700°K	1200°K	1808°K	2200°K
conductivité thermique :					
kcal/sec cm°K :	$0,085 \times 10^{-3}$	$0,029 \times 10^{-3}$	$0,015 \times 10^{-3}$	$0,012 \times 10^{-3}$	$0,020 \times 10^{-3}$

5-4-3 - Bilan global à échanger

A - Echangeur

a) - Hypothèses de départ

On admet qu'il n'y a pas :

- de récupération de calories à la sortie du trommel.
- de refroidissement pariétal par l'air dans l'échangeur et que les pertes estimées dans le dispositif de distribution des billes est de 100°C.

b) - Calculs

Chaleur contenue dans l'air à la sortie de l'échangeur

$$Q_{as} = G H_{as} = 10^6 \text{ Wh} = 8,6 \cdot 10^5 \text{ kcal.}$$

$$G = \frac{Q_{as}}{H_{as}} = \frac{8,6 \cdot 10^5}{303} = 2840 \text{ kg/h}$$

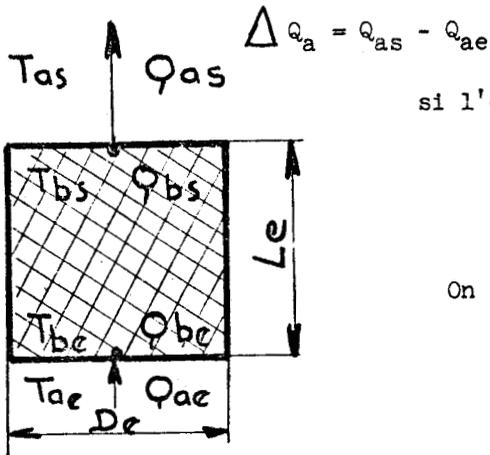
Température de l'air $T_{as} = 1150^\circ\text{C}$ (niveau de température calculé pour la combustion ultérieure)

Température à l'entrée de l'échangeur $T_{ae} = 150^\circ\text{C}$

$$\Delta H_{ab} = H_{as} - H_{ae} = 303 - 36 = 267 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta Q_a = G_a \Delta H_{ab} = 2840 \cdot 267 = 7,58 \cdot 10^5 \text{ kcal/h}$$

d'où : rendement de l'échangeur : $\eta_e = \frac{\Delta Q_a}{Q_{fs} - Q_{be}} = \frac{\Delta Q_a}{G_b H_b}$



si l'on admet : $\eta_e = 0,90$

$$G_b = \frac{\Delta Q_a}{\Delta H_f \eta_e} = \frac{7,58 \cdot 10^5}{285 \cdot 0,9} = 2950 \text{ kg/h}$$

On a : $T_{as} = 1150^\circ\text{C}$ $T_{bs} = 1200^\circ\text{K}$

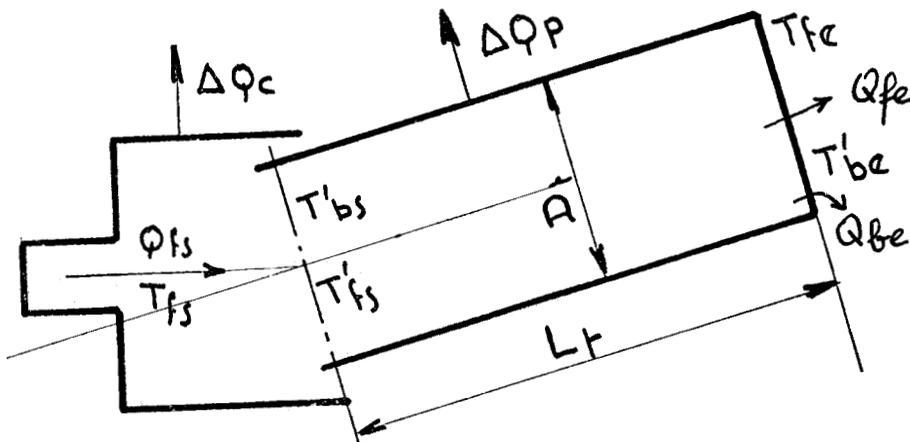
$$\Delta H_b = 329 - 44 = 285 \text{ kcal/kg}$$

$T_{ae} = 150^\circ\text{C}$ $T_{bc} = 200^\circ\text{C}$

Résultats : Débit air : $\frac{2840 \text{ kg}}{h} = \frac{2200 \text{ m}^3 \text{ N.T.P.}}{h}$

Débit billes : 2950 kg/h

B - Chambre de combustion et trommel



On a admis une chute de 100°C dans la distribution des billes

d'où $T'_{bs} = T_{bs} + 100$

$$Q_{fs} = Q_{fe} = \Delta Q_p + (Q'_{bs} - Q'_{be}) + \Delta Q_c$$

$$Q_{fs} = Q_{fe} + \Delta Q_p + (Q'_{bs} - Q'_{be}) + \Delta Q_c$$

Or,

$$\eta = 1 - \frac{Q_{fe}}{Q_{fs}}$$

d'où

$$\eta' = \frac{\Delta Q_p + \Delta Q_c + Q_{fe}}{Q_{fs}} = \eta - \frac{\Delta Q_p + \Delta Q_c}{Q_{fs}}$$

et

$$\eta' = \eta - \frac{\Delta Q_p + \Delta Q_c}{Q_{fs}}$$

a) - Estimations Si l'on estime que :

$$\frac{\Delta Q_p + \Delta Q_c}{Q_{fs}} = 0,05 \quad (\text{voir page } 92)$$

$$T'_{fs} = 1850^\circ\text{C}$$

$$T_{fs} = 1900^\circ\text{C}$$

$$T_{fe} = 800^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } \eta = \frac{H_{fs} - H_{fe}}{H_{fs}} = \frac{9940 - 3580}{9940} = 0,640$$

(c'est-à-dire avec des fumées ayant 10% d'excès d'air et les enthalpies évaluées pour 1 kg de fuel lourd n° 2)

$$\text{et } \eta' = 0,59 = \frac{Q'_{bs} - Q'_{be}}{Q_{fs}}$$

D'autre part, avec : $T_{bs} = 1300^\circ\text{C}$ et $T_{be} = 100^\circ\text{C}$

$$Q'_{bs} - Q'_{be} = \eta' Q_{fs} = G_b (H'_{bs} - H'_{be})$$

$$\text{et : } Q_{fs} = \frac{G_b (H'_{bs} - H'_{be})}{\eta'} = \frac{2950 (361 - 21)}{0,58} =$$

$$1,70 \cdot 10^6 \text{ (kcal/h)} \sim 2,05 \text{ MW.}$$

b) - Résultats

$$\text{Débit fumées : } G_f = 2890 \text{ kg/h}$$

car

$$G_f = \frac{Q_{fs}}{PC1} \cdot 16,45 = 16,45 \cdot \frac{1,70 \times 10^6}{9680} = 2890 \text{ kg/h}$$

où 16,45 = kg fumées/kg fuel n° 2

$$\text{Débit fuel : } G_{F1} = 175 \text{ kg/h.}$$

5-4-4 - Calculs d'évaluation dimensionnelle - ordre de grandeur

A - Echangeur

d = diamètre des billes

De = diamètre de l'échangeur

$$a = \text{taux du vide} : 0,38 = \frac{\text{volume vide}}{\text{volume total}}$$

A-1 - Coefficient d'échange Air → Billes

Ce calcul est conduit d'après l'ouvrage de Kays et London /37/

On a la relation de similitude :

$$S_t = \frac{h}{U C_p} = 0,23 \text{ Re}^{-0,3} \text{ Pr}^{-0,7} \text{ (par définition)}$$

avec

$$U = \frac{G_a}{a \frac{\pi D^2}{4}} \quad \text{Re} = \frac{D_p U}{\eta}$$

Nota : U = intensité du débit massique du fluide échangé en Kg/m² sec.

S_t = nombre de stanton

$$S_t = \frac{Nu}{\text{Re} \cdot \text{Pr}}$$

et

$$D_h = 4H \cdot \frac{a\pi D^2}{4} \cdot \frac{1}{\text{Sec}h} = \frac{a\pi D^2 H}{\text{Sec}h} = \frac{4a(1-a)}{6} d$$

$$(H \equiv Le)$$

$$\text{Sec}h = \frac{\pi D^2 H}{4} \cdot \frac{4\pi r^3}{(1-a) \cdot \frac{4}{3}\pi r^3} = \pi D^2 H \frac{6}{4d(1-a)}$$

$$D_h = \frac{2}{3} \cdot a(1-a) d$$

Avec $Pr = 0,7$ $a = 0,38$

$$\frac{h}{U \text{ C}_{pa}} = \frac{0,23}{0,70,67} \left(\frac{2}{3} a(1-a) \right)^{-0,3} \cdot \left(\frac{dU}{\eta} \right)^{-0,3}$$

Le calcul suivant est à considérer à part, il résulte d'un exemple tiré du Mc Adams c'est-à-dire une autre façon de calculer

$$\frac{\Lambda_a}{\lambda_g} = 5 + 0,061 \text{ Ré}$$

$$\text{Ré} = \frac{4G}{D^2 \pi} \cdot \frac{d}{\eta} = \frac{4 \cdot 0,79}{\pi \cdot 0,64} \times \frac{0,01}{3,96 \cdot 10^{-5}} = 396$$

↓
1,54 kg/m²s

$$\frac{\Lambda_a}{\lambda_g} = 5 + 0,061 \times 396 = 29,2$$

à 650°C $\lambda_g = 0,0555$ (conductivité thermique du gaz)

$$\Lambda_a = 1,62 \frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ\text{C}}$$

(conductivité thermique apparente de l'empilage)

$$C_p = 0,25 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$X = \frac{1,620 \cdot L}{0,25 \times 1,57 \times 0,82} = 6,4 \text{ L}$$

Pour la température constante de la paroi $T_p = T_{bs}$

$$\frac{T_p - T_{\text{gaz}}}{T_p - T_e} = 0,1 \quad \text{avec } X = 0,085$$

Ce qui veut dire que l'épaisseur nécessaire pour que l'air atteigne la température des billes est insignifiante par rapport à la hauteur de l'empilage de ces mêmes billes.

Si l'on veut éviter d'étudier des transitoires, il faut que

$$v_b \ll v_a$$
$$v_b = \frac{G_b \cdot 4}{\rho_b \pi D^2} = \frac{2950 \cdot 4}{2900 \cdot \pi \cdot 0,064} \sim 2 \text{ m/h} = 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ m/sec.}$$

d'où

$$v_a = \frac{G_a}{\rho_a} \cdot \frac{4}{\pi D^2} = 0,59 \text{ m/sec} \gg v_b$$

avec :

$$\frac{G}{\rho_a} = 1,293 \times 7 \times \frac{273}{0,23} = 2,68$$

En reprenant le calcul précédent

$$\frac{h}{U C_{pa}} = \frac{0,23}{0,7^{0,67} \cdot 0,157^{0,3}} \cdot \left(\frac{dU}{\eta} \right)^{-0,3}$$

$$\frac{h}{U C_{pa}} = 0,53 \left(\frac{dU}{\eta} \right)^{-0,3} \rightarrow (h)$$

$$h = 0,53 C_{pa} \left(\frac{d}{\eta} \right)^{-0,3} \cdot U^{0,7}$$

donc le flux $\varphi = h \Delta T_{ab} = 0,53 \Delta H \left(\frac{d}{n}\right)^{-0,3} U^{0,7}$

$$U^{0,7} = \frac{Ga^{0,7}}{\left(a \frac{\pi}{4}\right)^{0,7} D^{1,4}}$$

d'où $\varphi = h \Delta T_{ab} = 1,235 \left(\frac{d}{n}\right)^{-0,3} \frac{Ga^{0,7}}{D^{1,4}}$

Et en tenant compte de (h) ci-dessus :

$$h = 1,235 \left(\frac{d}{n}\right)^{0,3} C_p \cdot \frac{Ga^{0,7}}{D^{1,4}}$$

A-2 - Valeurs moyennes

$$T_{am} = 650^{\circ}\text{C}$$

$$\eta = 3,96 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

$$C_p = 0,268 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$$

} supposés indépendants de la pression

$$d = 0,01 \text{ m}$$

$$h = 0,063 \frac{Ga^{0,7}}{D^{1,4}} = 0,053 D^{-1,4}$$

avec $Ga = \frac{2840}{3600} = 0,79 \text{ kg/sec}$

$$h \left[\frac{\text{k.cal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}} \right] = 190 \cdot D^{-1,4}$$

$$h \Delta T_{ab} S_{ech} = \Delta Q_a$$

$$S_{ech} = \frac{3}{2d(1-a)} \pi D^2 L_e = 760 D^2 L_e$$

$$190 D^{-1,4} \cdot 760 D^2 L_e \Delta T_{ab} = \Delta Q_a$$

$$D^{0,6} L_e = \frac{\Delta Q_a}{\Delta T_{ab}} \cdot 6,93 \cdot 10^{-6}$$

avec

$$\Delta Q_a = 7,58 \cdot 10^{-5}$$

$$D^{0,6} L_e = \frac{5,25}{\Delta T_{ab}}$$

$\Delta T_{ab} = 50^\circ\text{C}$ admis au début, parait maintenant trop élevé. La définition de D_{min} . viendra du domaine d'utilisation de la formule de Kays et London

$$Re_{max} = 5 \cdot 10^4$$

$$Re_{max} = \frac{d G_a}{\frac{\pi D^2}{4} \min \cdot a} \times \frac{2}{3} a(1-a) \frac{1}{\eta} = 4 \frac{G_a \cdot 0,157 \frac{d}{\eta}}{\pi a D^2 \min}$$

$$D_{min}^2 = \frac{4 \cdot 0,79 \cdot 0,157 \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot 0,38 \cdot 3,96 \cdot 10^{-5} \cdot 5 \cdot 10^{-4}} = 0,0021$$

$$D_{min} = 0,046$$

Quand $Re_{max} = 5 \cdot 10^3$

$$D_{min} = 0,147$$

Avec $D = 0,8 \text{ m}$ $Le = 1,0 \text{ m}$

$$\Delta T_{ab} = \frac{5,25}{0,8^{0,16} \cdot 1,0} = 6^\circ\text{C}$$

Pertes thermiques

$$h_{ab} = \frac{1,90}{D^{1,4}} = 260 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$Re = \frac{4,079 \cdot 0,157 \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot 0,38 \cdot 0,64 \cdot 3,96 \cdot 10^{-5}} = 164$$

A-3 - Coefficient d'échanges air-paroi

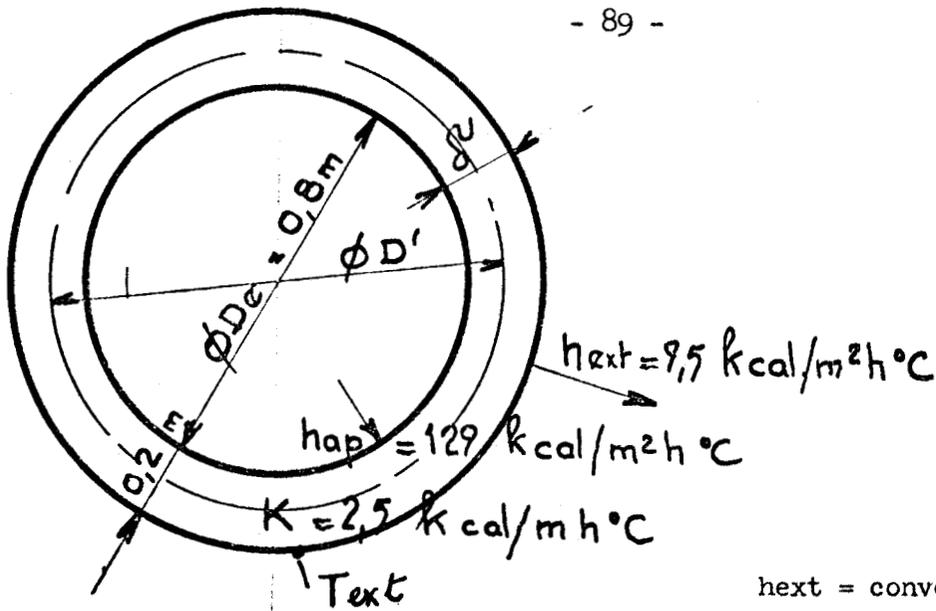
$$h_{ap} = \frac{K_a}{d} \cdot 3,6 Re^{0,365} \text{ (pour } Re > 100)$$

(d'après "Technical Data on fuel", page 80)

$$h_{ap} = \frac{0,0555}{0,01} \cdot 3,6 \cdot 164^{0,365} = 129 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$K_a = 5,55 \cdot 10^{-2} \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$$

$$\text{pour } T_m = 650^\circ\text{C} \text{ et } T_p = 650^\circ\text{C}$$



h_{ext} = convection et rayonnement de l'enveloppe extérieure

Hypothèses utilisées : $\epsilon = 0,7$
Air à 200°C (T_{amb})

Text =	50°C	80°C	110°C	140°C	d'après
h_{ext} =	7,9	9,3	9,5	11,7	Technical Data on fuel

$$h_{total} = \left(\frac{1}{h_{ap}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{\delta}{K} \right)^{-1} = \frac{1}{0,0077 + 0,1052 + 0,080}$$

$$= 5,2 \text{ k.cal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}.$$

$$S_{ext} = \pi (D_e + 2\delta) l \approx 3,8 \text{ m}^2$$

$$Q_{perte} = h_{total} \cdot S_{ext} \cdot (T_{am} - T_{amb})$$

$$= 5,2 \cdot 3,8 (650 - 20) = 12.500 \text{ kcal/h}.$$

Ce calcul ne fournit que l'ordre de grandeur. En réalité il faut tenir compte du revêtement, pour la sortie des gaz (point le plus chaud)

On a donc : $h_{ap} = 129 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

$T_{as} = 1150^\circ\text{C}$ $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{perte}} = h'_{\text{Tot}} \pi (D_e + \delta^v) L (T_a - T_{\text{ext}})$$

$$h'_{\text{Total}} = \left(\frac{1}{h_{ap}} + \frac{\delta^v}{K} \right)^{-1}$$

On souhaite que T_{ext} soit au maximum égale à 110°C .

$$h_{\text{ext}} (T_{\text{ext}} - T_{\text{amb}}) \pi (D_e + 2\delta^v) L = Q_{\text{perte}}$$

$\delta^v = 0,2 \quad , \quad 0,3 \quad , \quad 0,4 \quad 0,6$ en mètres

$Q_{\text{perte}} =$	3200	3750	4300	5400	
$\frac{\delta^v}{K} =$	0,08	0,12	0,16	0,24	} ($K = 0,25$)
$h'_{\text{tot}} =$	11,4	7,8	5,95	4,05	
$Q_{\text{perte}} =$	37200	28000	23300	18500	} ($K = 1,0$)
$h''_{\text{tot}} =$	4,28	3,25	2,45	1,64	
$Q''_{\text{perte}} =$	15700	11700	9600	7500	} ($K = 0,5$)
$Q''_{\text{perte}} =$	7800	5900	4900	3800	

Par conséquent, pour ne pas dépasser 110°C sur l'enveloppe extérieure de l'échangeur, il faudrait que $\sum \frac{\delta^v}{K}$ dans le revêtement réfractaire soit de l'ordre de 1,0. En ce cas la perte de chaleur serait seulement de l'ordre de 5000 kcal/heure.

B - Trommel

Rappel de conditions à l'entrée

$$T'_{bs} = 1300^\circ\text{C}$$

$$T'_{fs} = 1900^\circ\text{C}$$

Vitesse des fumées à l'entrée du trommel - $v_{fmax} = 10$ m/s

Densité des fumées : $\rho'_{fs} = 1,32 \frac{273}{2173} = 0,161$ kg/m³

Section minima du trommel :

$$S_{min \text{ trommel}} = \frac{Gf}{\rho'_{fs} v_f} = \frac{4370}{3600} \cdot \frac{1}{0,161 \cdot 10}$$

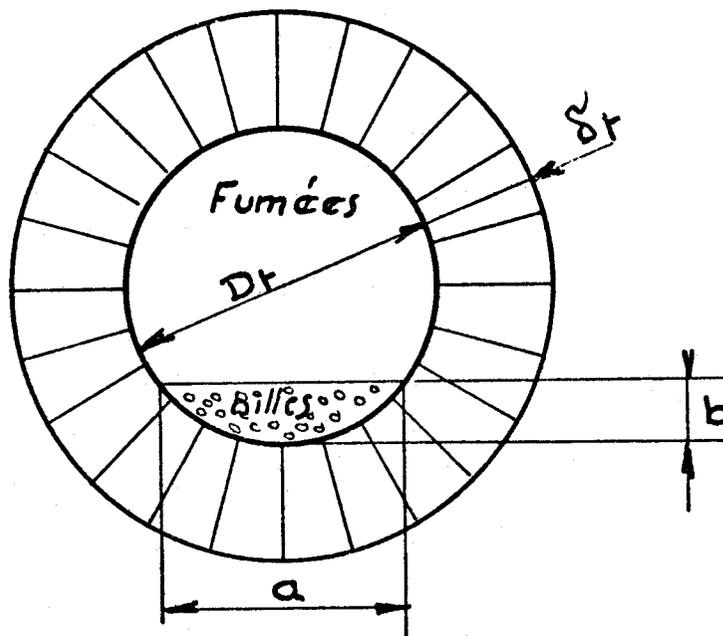
d'où $S_{tr} = 0,755$ m²

Diamètre équivalent $Dt = 0,98$ m

On considère pour la suite du calcul :

B-1 - Géométrie

$Dt = 1,0$ m



B-2 - Vérification préalable des pertes thermiques externes

On considère un revêtement : $\delta'_t = 0,40 \text{ m}$

$$S_{\text{ext}}^t = \pi(Dt + 2\delta'_t) \cdot Lt = 5,65 \cdot Lt$$

Pour $Lt = 10 \text{ m}$. $S_{\text{ext}}^t = 56,5 \text{ m}^2$

Avec de l'air ambiant à 20°C on a :

une tôle de $E = 0,7 \text{ m}$, à 100°C

et un flux de chaleur de $808 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$

pour $56,5 \text{ m}^2$ cela donne : $4,55 \cdot 10^4 \text{ kcal/h}$

soit : $1,8\%$ de Q_{fs} ($2,57 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$)

Ainsi les pertes ont été surestimées à l'origine de ce calcul c'est-à-dire les 5% de pertes appréciées en page 82,

Avec ces nouvelles valeurs la vitesse des fumées à l'entrée du trommel sera :

$$V_f \text{ max} = \frac{2890}{0,785 \times 0,161} \times \frac{1}{3600} = 6,35 \text{ m/sec.}$$

B-3 - Facteur de forme pour le rayonnement

Au lieu de considérer la géométrie réelle, très complexe, pour les échanges thermiques par radiation, on assimile le modèle à celui de deux plans infinis séparés par une couche émissive.

Dans ce cas, on a pour les flux thermiques : selon l'ouvrage de Gouffé : "collections de données physiques". Edition Léon Eyrolles :

Fumées → Billes

$$\phi_{fb} = \frac{\sigma S_b \cdot \epsilon_b \epsilon_f (T_f^4 - T_b^4)}{1 - (1 - \epsilon_b)(1 - \epsilon_p)^2 (1 - \epsilon_f)^2}$$

Parois → Billes

$$\phi_{pb} = \sigma S_b \frac{\epsilon_p \epsilon_f \epsilon_b (T_p^4 - T_b^4)}{1 - (1 - \epsilon_p)(1 - \epsilon_p)^2 (1 - \epsilon_f)^2}$$

$$\begin{aligned} \phi_{total_b} &= \frac{\sigma S_b [\epsilon_b \epsilon_f T_f^4 + \epsilon_b \epsilon_f \epsilon_p T_p^4 + \epsilon_b \epsilon_f (1 + \epsilon_p) T_b^4]}{1 - (1 - \epsilon_b)(1 - \epsilon_p)^2 (1 - \epsilon_f)^2} \\ &= \frac{\sigma S_b \epsilon_b \epsilon_f [T_f^4 + \epsilon_p T_p^4 - (1 + \epsilon_p) T_b^4]}{1 - (1 - \epsilon_b)(1 - \epsilon_p)^2 (1 - \epsilon_f)^2} \end{aligned}$$

Avec de l'alumine à 700°C et $\epsilon_b = \epsilon_p = 0,40$
les échanges seront fonction de ϵ_f qui constituera le paramètre de calcul :

Les pertes de parois sont données par :

$$\phi_{fp} = \frac{\sigma S_p \cdot \varepsilon_p \varepsilon_f (T_f^4 - T_p^4)}{1 - (1 - \varepsilon_b)(1 - \varepsilon_p)^2 (1 - \varepsilon_f)^2}$$

et pour $\varepsilon_p = \varepsilon_b = 0,40$

On a quand $\varepsilon_f =$ 0,10 0,20 0,30 0,50 0,70

$$\frac{\varepsilon_b \varepsilon_f}{1 - (1 - \varepsilon_b)(1 - \varepsilon_p)^2 (1 - \varepsilon_f)^2} = f_{fb} = 0,0565 \quad 0,0928 \quad 0,147 \quad 0,220 \quad 0,290$$

or :

$$\phi_{fb} = \sigma S_b f_{fb} (T_f^4 - T_b^4)$$

Avec des pertes faibles (ϕ_{fp}) nous risquons d'avoir $T_p \approx T_f$

et dans ce cas

$$\begin{aligned} \phi_b \text{ total} &= \frac{\sigma S_b \varepsilon_b \varepsilon_f (1 + \varepsilon_p) (T_f^4 - T_b^4)}{1 - (1 - \varepsilon_b)(1 - \varepsilon_p)^2 (1 - \varepsilon_f)^2} = \\ &= \sigma S_b f_{fb} (1 + \varepsilon_p) (T_f^4 - T_b^4) \end{aligned}$$

En effet :

$$\phi_{fp} = \sigma S_p f_{fb} (T_f^4 - T_p^4)$$

$$\phi_{fp} = 5 \cdot 10^4 \text{ kcal/h.}$$

$$f_{fb} = 0,2$$

$$\sigma S_p = 4,9 \cdot 10^{-8} \cdot 56,5 \underline{\underline{v}} 2,8 \cdot 10^{-6}$$

$$T_f^4 = 2173^4 = 22 \cdot 10^{10}$$

ce qui signifie qu'en réalité $T_p \approx T_f$.

Et même avec des pertes dix fois supérieures on demeurerait dans le même ordre de grandeur. Ainsi nous aurons :

$$\phi_{total b} = \sigma S_b f'_{fb} (T_f^4 - T_f^4)$$

avec $\epsilon f =$	0,10	0,20	0,30	0,50	0,70
$f'_{fb} =$	0,079	0,130	0,206	0,308	0,406

B-4 - Convection : Type de régime d'écoulement :

$$Re = \frac{\rho v D_t}{\mu} = \frac{6,35 \cdot 1,0 \cdot 0,161}{6,21 \cdot 10^{-5}} = 1,65 \cdot 10^4$$

$$\mu \text{ (en kg/m.sec)} = 1,95 \cdot 10^{-7} T^{3/4} \rightarrow \frac{\text{kg/m}^3 \cdot \text{m/s} \cdot \text{m}^{-1}}{\text{kg/m.sec}}$$

(T en °K)

d'où : à 2173°K (1900°C), $\mu = 6,20 \times 10^{-5}$

Cette formule donne un ordre de grandeur à 30% près (Swift-Hook)
le régime est donc turbulent.

Le coefficient d'échange par convection d'après les calculs
utilisés pour le tube radiant est :

$$\text{à } 1900^{\circ}\text{C} : h = 6,60 \cdot 10^{-3} \left(\frac{4Gf}{\pi D^2 x} \right)^{0,8} D_k^{-0,2}$$

$$\frac{4Gf}{\pi D^2 x} = \frac{2890}{0,785} = 3.680$$

$$\text{donc : } h = 6,60 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3680^{0,8}}{1,0} = 4,6 \text{ k.cal/m}^2 \cdot \text{k.}^{\circ}\text{C}$$

Cette valeur est extrêmement faible, bien plus basse que dans
le travail de Folliot* sur les fours rotatifs (lesquels fonctionnaient,
il est vrai, avec des nuages internes de poussières modifiant ainsi les
échanges rayonnant principalement).

Elle peut aussi être négligée de toutes façons tant que :

$$\frac{f'_{fb} \sigma (T_f^4 - T_b^4)}{T_f - T_b} > 100$$

et $h_{\text{max}} = 20$ (valeur 5 fois plus grande que ci-dessus)

$$4 T_f^3 = \frac{T_f^4 - T_b^4}{T_f - T_b} > \frac{2,05 \cdot 10^9}{f'_{fb}}$$

* thèse

A l'entrée des fumées dans le trommel on peut se limiter au seul calcul du rayonnement. On va donc considérer comme valeurs définitives le calcul suivant :

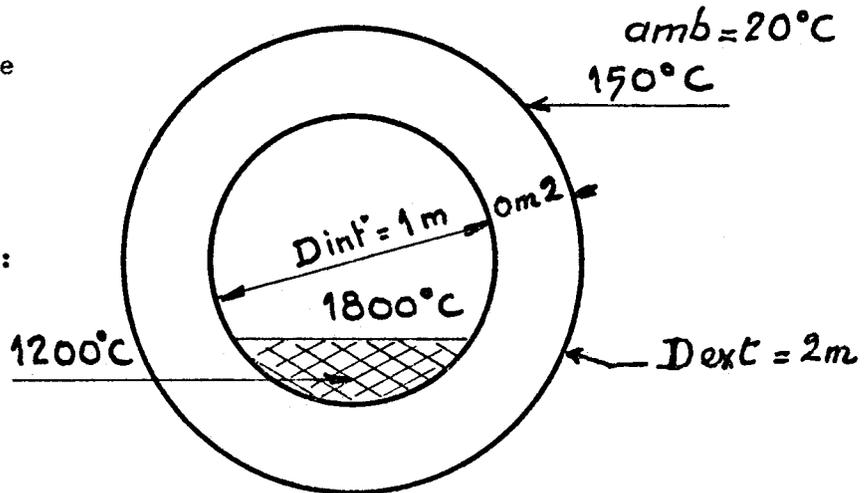
Sur un segment circulaire de 1ère longueur (Voir Annexe VII)

Pertes vers l'extérieur :
6.28.1520 = 9550 kcal/h

Pertes entre fumées et parois :

$$9550 = f_{fb} \cdot 3,14 \cdot 6 (T_f^4 - T_p^4) \quad \text{Segment de 1m de longueur}$$

$$T_p^4 = T_f^4 - \frac{9550}{3,14 \cdot 6 \cdot f_{fb}}$$



$\epsilon_f =$	0,10	0,30	0,50	0,70
$f_{fb} =$	0,0565	0,147	0,220	0,290
$T_f^4 - T_p^4 =$	$1,10 \cdot 10^{12}$	$0,42 \cdot 10^{12}$	$0,28 \cdot 10^{12}$	$0,21 \cdot 10^{12}$
$T_f - T_p =$	1240	48°	31°	24°K
$T_p (^{\circ}\text{C}) =$	1675	1750	1770	1775
$T_p - T_{ext} =$	1525	1600	1620	1625

$$Q_{ext} = 9550 = \frac{2\pi KL}{\ln \frac{R_{ext}}{R_{int}}} (T_p - T_{ext})$$

$$K \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}} \right) = \quad 0,69 \quad 0,66 \quad 0,65 \quad 0,65$$

Ces valeurs de K sont dues à la somme des résistances thermiques dans le cas de la paroi composite. Il existe des matériaux réfractaires poreux où $K = 0,3$. Ces valeurs sont donc parfaitement réalisables avec des parois composées de divers produits réfractaires adossés sur la tôle extérieure par l'intermédiaire de cartons d'amiante ou de feutres d'alumine.

Nous conserverons pour la suite des calculs :

$$K = 0,65$$

B-5 - Recherche de paramètres déterminant la surface d'échanges

Supposons que sur la longueur totale présumée (10 m), la première tranche occupe 10% de cette longueur, c'est-à-dire 1 m, mais qu'elle libère 20% de la chaleur totale aux billes. Celles-ci reçoivent donc :

$$0,2 (Q'_{bs} - Q'_{be}) = 0,2 \cdot 0,95 \cdot 1,70 \cdot 10^6 = 3,23 \cdot 10^5 \text{ kcal/h.}$$

avec : $T'_{bs} = 1300^\circ\text{C}$

$T'_{be} = 100^\circ\text{C}$. Cette quantité de chaleur donne à la sortie de la tranche H_s :

FUMÉES avec 10% d'exès d'air

T °C	400	800	1200	1600	1800	2000	2200
$H_a^t \frac{\text{kcal}}{\text{kg fumées}}$	104	218	348	492	567	646	727

Pour $G_{\text{Fuel}} = 175 \text{ kg/heure}$

$H_o^t \frac{\text{kcal}}{\text{kg fuel}}$	1700	3580	5720	8080	9310	10600	-
--	------	------	------	------	------	-------	---

Pour $G_{\text{fuel}} = 175 \text{ kg/heure}$

A l'entrée de la tranche : $1,740 \cdot 10^6$ kcal/heure

Echanges dans la tranche : $0,323 \cdot 10^6$ kcal/heure

A la sortie de la tranche : $1,417 \cdot 10^6$ kcal/heure

$$\downarrow \text{ kcal} \\ 8.100 \frac{\text{ kcal}}{\text{ kg fuel}} \rightarrow 1600^\circ\text{C}$$

Ainsi la température moyenne dans la tranche sera :

$$T_{\text{moy}} = \sqrt[4]{\frac{(2173)^4 + (2373)^4}{2}} = 2040^\circ\text{K} = 1770^\circ\text{C}$$

Cette valeur est proche de l'hypothèse que nous avons formulée au début du calcul des pertes.

B-6 - Calcul de la température des billes



$$Q_{\text{billes}} = 3.23 \cdot 10^5 - 0,0955 \cdot 10^5 = 3,13 \cdot 10^5 \text{ kcal/h}$$

à 1300°C ; $H_0^t = 361 \text{ kcal/kg}$, Soit au total : $10,65 \cdot 10^5 \text{ kcal/h}$

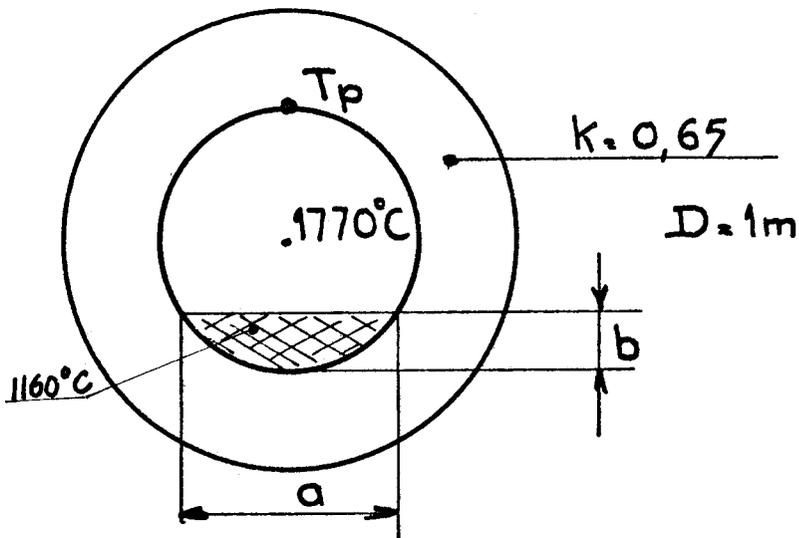
$$\text{A la sortie de la tranche : } \frac{10,65 - 3,13}{2950} \cdot 10^5 = 255 \text{ kcal/kg}$$

donc à la température de 960°C

la moyenne (en T^4) sera pour cette tranche :

$$\sqrt[4]{\frac{(1573)^4 + (1233)^4}{2}} = 1433^\circ\text{K} = 1160^\circ\text{C}$$

alors que nous avons prévu au début du calcul : 1200°C



Pour a = 0,25m 0,40m 0,60m 0,80m 0,90m 1,50m

b = 0,016m 0,042m 0,086m 0,199 0,281m 0,50m

$$\phi_{tot.b} \approx \sigma S_b f'_{fb} (T_f^4 - T_b^4)$$

et avec :

$$\begin{cases} T_f^4 = 16,2 \cdot 10^{12} \\ T_b^4 = 4,2 \cdot 10^{12} \end{cases}$$

$$\epsilon_f = \quad 0,10 \quad 0,30 \quad 0,50 \quad 0,70$$

on a :

$$\frac{\phi_{tot.b}}{a} = \quad 0,46 \cdot 10^5 \quad 1,21 \cdot 10^5 \quad 1,80 \cdot 10^5 \quad 2,38 \cdot 10^5$$

Même avec ϵ_f le plus élevé et $a = D_t$ il ne sera pas possible dans la première tranche d'extraire 20% de la chaleur accumulée dans les fumées et les billes.

Il est nécessaire donc de reprendre le calcul avec 10 et 15% (contre les 20% précédents). Mais déjà l'on peut noter qu'une longueur L peut être insuffisante et que les échanges risquent d'être insuffisants

aussi. De plus, il faudrait tenir compte de la vraie géométrie du système et des facteurs de forme réels pour maîtriser correctement les problèmes (ceci semblant prématuré dans un premier stade).

On peut considérer qu'il vaut mieux changer l'approche du problème et calculer plutôt la longueur nécessaire pour assurer les 20% d'échanges escomptés dans une première tranche. On aura, forcément, des variations de T_b pour chaque valeur considérée.

Pour $a = 0,80$ m

l	=	1	2	3	5m
Q aux billes	=	$3.13.10^5$	$3.04.10^5$	495.10^5	$475.10^5 =$
T_{sb}	=	955°C	965°C	975°C	1000°C
T_{moy}	=	1165°C			

$$T_{moy}^4 = 4,30.10^{12} = T_b^4$$

$$\phi_{tot.b} = \sigma a l (T_f^4 - T_b^4) f'_{fb}, \text{ et selon } \varepsilon$$

ε	=	0,10	0,30	0,50	0,70	0,80
$\frac{\phi_{tot.b}}{l}$	=	$0,37.10^5$	$0,96.10^5$	$1,43.10^5$	$1,89.10^5$	0,60
$\frac{\phi_{tot.b}}{l}$						
$3.13.10^5$	L=1	$0,37.10^5$	$0,96.10^5$	$1,43.10^5$	$1,89.10^5$	0,60
$3.04.10^5$	L=2	$0,74.10^5$	$1,92.10^5$	$2,85.10^5$	$3,78.10^5$	1,21
$2,95.10^5$	L=3	$1,10.10^5$	$2,88.10^5$	$4,30.10^5$	$5,67.10^5$	1,82
$2,75.10^5$	L=5	$1,84.10^5$	$4,80.10^5$	-	-	3,02

Donc pour extraire 20% des calories de fumées on aura :

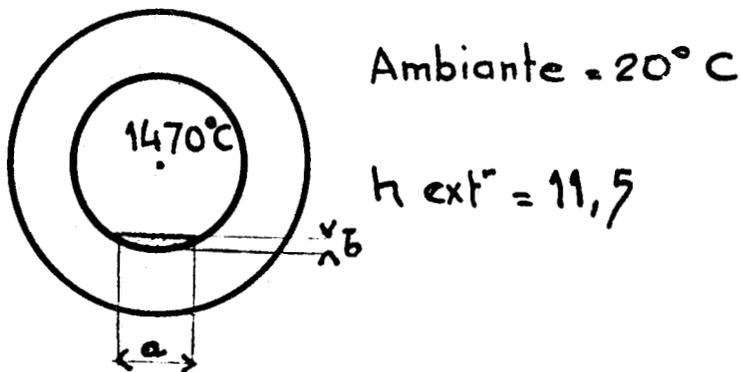
Σ	=	0,20	0,30	0,50	0,70
L	=	4,65 m	3,05 m	2,1 m	1,65 m
T_{sb}		995°C	977°C	966°C	960°C

2ème tranche :

Enthalpie à l'entrée :	1,417.10 ⁶ kcal/h	(1605°C)
Echanges :	0,323.10 ⁶ kcal/h	
Enthalpie à la sortie :	1,094.10 ⁶ kcal/h	(1290°C)

$$T_{moy} = \sqrt[4]{\frac{(1878)^4 + (1563)^4}{2}} = 1743^{\circ}K = 1470^{\circ}C$$

Pertes vers l'extérieur : $T_{moy}^3 = 5,28.10^9$



$$K' = \frac{K}{\ln \frac{R_{ext.}}{R_{int.}}} = \frac{0,65}{2 \times 0,695} = 0,938$$

$$Q = (T_p - T_{ext}) K' \cdot 2\pi L$$

Text	80°C	100°C	120°C	130°C	150°C
Q/mètre	3500	5070	6850	7820	9900
T _p	1680	970	1295	1455°C	1850

$$Q = 3,14 (T_f - T_p) \cdot 4T^3 \sigma_{fp} = 3230 f_{fp} (T_f - T_p)$$

Ce qui donne $T_f \approx T_p$ à 30 degrés C près.

Et les pertes vers l'extérieur sont : $Q = 7880 \text{ kcal/m}$,

d'où :

L =	1,5 m	3,0 m	5,0 m
Q perte totale :	$0,12 \cdot 10^5$	$0,23 \cdot 10^5$	$0,39 \cdot 10^5$
Q _{totb} = Q net billes:	$3,11 \cdot 10^5$	$3,00 \cdot 10^5$	$2,84 \cdot 10^5$

L =	1,5m	3,0m	5,0m	T _{moy}
T _{sb} (T _{moy})	675°C	685°C	705°C	865°C
ε = 0,2	(863°C)	(-)	(870°C)	
ε = 0,3		665°C		850°C
ε = 0,5		655°C		840°C
ε = 0,7	635°C		670°C	
	(830°C)	650°C	(840°C)	835°C

$$T_f \text{ moy} = 1470^\circ\text{C}$$

T_b moy	=	865°C	850°C	840°C	835°C
pour ε	=	0,20	0,30	0,40	0,50
$\frac{\varnothing \text{ total } b}{L}$	=	$0,38 \cdot 10^5$	$0,61 \cdot 10^5$	$0,92 \cdot 10^5$	$1,22 \cdot 10^5$
$3,11 \cdot 10^5$; $L=1,5$		$0,57 \cdot 10^5$	$0,93 \cdot 10^5$	$1,38 \cdot 10^5$	$1,83 \cdot 10^5$
$3,00 \cdot 10^5$; $=3$ m		$1,14 \cdot 10^5$	$1,84 \cdot 10^5$	$2,76 \cdot 10^5$	$3,66 \cdot 10^5$
$2,88 \cdot 10^5$; $=5$ m		$1,91 \cdot 10^5$	$3,06 \cdot 10^5$	$4,60 \cdot 10^5$	$6,10 \cdot 10^5$

et quand :

ε	=	0,20	0,30	0,50	0,70
L	=	7,1 m	4,70 m	3,20 m	2,50 m
(L_{tot})	=	13,75 m	7,75 m	5,30 m	4,15 m
T_{sb}	=	725°C	680°C	658°C	645°C

où l'on ne considère plus de tranche suivante.

N.B. : Dans les échanges radiants, il est indispensable de considérer et bien analyser l'état de surface des billes.

5ème tranche :

Enthalpie à la sortie : $1,094 \cdot 10^6$ kcal/h (1290°C)

Enthalpie à transmettre : $0,323 \cdot 10^6$ kcal/h

Enthalpie réelle à la sortie
(différence) : $0,771 \cdot 10^6$ kcal/h (940°C)

$$\text{Température moyenne : } T_{\text{moy}} = \sqrt[4]{\frac{(1563)^4 + (1213)^4}{2}} = 1420^\circ\text{K} = 1150^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{moy}}^4 = 4,03 \cdot 10^{12}$$

Les pertes sont en gros proportionnelles à :

$$(T_{f\text{moy}} - 20^{\circ}\text{C}) \text{ et donc}$$

$$Q/\text{mètre} = 6050 \text{ kcal/m}$$

alors,

L =	2,0 m	4,0 m	6,0m
$Q_{\text{totb}} =$	$3,71 \cdot 10^5$	$2,98 \cdot 10^5$	$2,87 \cdot 10^5$

	T_{sb}				$T_{\text{moy b}}$	
$\Sigma = 0,30\text{m}$	300	320 (320)	325	650	560°C	
$\Sigma = 0,50\text{m}$	260	285 (280)	300	660	535°C	
$\Sigma = 0,70$	255	275 (270)	290	645	520°C	

$$\frac{\phi_{\text{tot. b}}}{L} \quad \text{pour : } \Sigma = 0,30 \quad 0,50 \quad 0,70$$

est égal à :

et L = 2 m	$0,293 \cdot 10^5$	$0,442 \cdot 10^5$	$0,587 \cdot 10^5$
= 4 m			
- 6 m	$1,76 \cdot 10^5$	$2,65 \cdot 10^5$	$3,32 \cdot 10^5$

Réponses approximatives

$\Sigma =$	0,30	0,50	0,70
L =	9,20 m	6,45 m	5,00 m
$L_{\text{tot}} =$	17 m	11,75 m	9,75 m
$T_{\text{sb}} =$	370°C	305°C	280°C

Dans ce contexte les pertes thermiques sont importantes, la convection devant jouer un grand rôle. Le calcul et la conception de l'appareil sont à revoir au dessous de 1000°C dans les fumées.

Les valeurs non corrigées de ϕ_{tot}/L (calculées pour 940°C dans les gaz) indiquent l'inefficacité du rayonnement au dessous de 1000°C.

B-7 - Calcul des pertes extérieures

(les chiffres entre parenthèses représentent le total depuis le début à la fin de la tranche).

$\xi =$	0,20	0,30	0,50	0,70
Tranches: 1	0,445.10 ⁵ (0,45)	0,292.10 ⁵ (0,29)	0,201.10 ⁵ (0,20)	0,158.10 ⁵ (0,16)
2	0,555.10 ⁵ (1,0)	0,307.10 ⁵ (0,66)	0,250.10 ⁵ (0,45)	0,195.10 ⁵ (0,35)
3	-	0,557.10 ⁵ (1,22)	0,390.10 ⁵ (0,84)	0,303.10 ⁵ (0,66)

Rapport : $\frac{\text{Pertes/m}}{Q_{tot}/L}$

On a donc finalement :

$\xi =$	0,20	0,30	0,50	0,70
Tranches: 1	0,159	0,110	0,067	0,
2	0,205	0,128	0,085	0,064
3		0,206	0,137	0,103

Comparée à ces valeurs, l'hypothèse initiale de 5% de pertes apparaît très en dessous de la réalité (page 97). Ceci est dû à une longueur du trommel plus importante que prévue, et aussi à la température extérieure de la tôle relativement élevée.

On constate donc qu'un échangeur tournant de 1 mètre de diamètre intérieur et de 15 mètres de long au maximum devrait être capable de répondre au problème, à savoir réchauffer le débit de billes considéré d'une température d'entrée de 100°C jusqu'à 1300°C par rayonnement d'une flamme émise à 1900°C et dont les fumées seraient épuisées à 800°C.

Les pertes à travers les parois dépendent évidemment de la distribution de température des fumées, donc de ϵ_f pour un ϵ_f de 0,6 les pertes pour l'ensemble du four de 15 mètres de long seraient limitées à environ 10% de l'enthalpie fournie par le brûleur (l'épaisseur de réfractaire étant de 0,4 mètre pour un K moyen de 0,65 parfaitement réalisable).

On remarquera qu'il est aussi possible d'épuiser plus avant ces fumées dans un échangeur de type classique à convection (type à studs par exemple) pour réchauffer l'air de combustion du fuel, diminuant d'autant la consommation, dont augmentant le rendement.

Il serait possible maintenant d'affiner le calcul pour autant que des données précises définies par une utilisation déterminée soient connues.

5-5 - Considérations sur l'échangeur à rayonnement

Cet appareil différent du précédent, décrit en 4-1, par le système de chauffage des billes d'alumine et le vannage étanche à haute température, lui emprunte l'idée de circulation régulière de l'accumulateur thermique constitué par ces billes, idée d'ailleurs émise par la Sté. Babcock et Wilcox. Mais d'autre part l'étude des matériaux entreprise à l'occasion de la construction du premier échangeur n'est plus à faire sinon à poursuivre, car, de toutes façons, proche d'une

solution pratique. L'étude technique et les calculs de dimensionnement indiquent les possibilités réelles de ce second échangeur dont la réalisation demeure uniquement une question de crédits à investir.

6 - CONCLUSIONS

Au terme de cet ouvrage, dont l'ambition a été non pas uniquement de contribuer par des solutions simples aux problèmes des échanges thermiques en général auxquels la conversion d'énergie par M.H.D. nous a conduits mais également d'essayer de présenter clairement les questions qui demeurent à résoudre dans le domaine des matériaux d'échangeurs, il convient d'établir le bilan que ledit travail nous a permis d'accumuler.

6-1 - Au point de vue des appareils d'échanges

Nous avons pu concevoir, autant pour l'échangeur métallique que pour celui à billes mobiles (1ère version), des types de revêtements en matériaux réfractaires dont la géométrie structurale s'est comportée sans faiblir durant les centaines d'heures de fonctionnement de l'installation M.H.D. du 3 MW thermiques de Swierk (Pologne)

6-2 - En ce qui concerne les matériaux d'échangeurs

Il nous a été possible de faire un choix de matières résistant à la corrosion alcaline d'une part, au grossissement des grains par ailleurs ; puis de présider à l'élaboration de produits frittés valables dans chacun des types de deux échangeurs. Ces difficultés d'importance capitale pour la survie d'un échangeur, donc d'emplois divers, dépassant de loin la seule application M.H.D., ont pu être maîtrisées avec efficacité.

C'est ainsi que l'appareil initial abandonné par Babcock-Wilcox et , modifié par nos soins, devient une réalité tangible avec les matériaux que nous avons pu trouver.

La recherche effectuée sur les matériaux basiques (MgO plus ou moins pure) peut constituer une référence utile pour les chercheurs sidérurgistes et verriers.

6-3 - L'étude de l'échangeur à rayonnement et les calculs y relatifs qui attendent la possibilité d'une réalisation a permis de présenter un appareil que nous pensons original, ayant des assises sur des échangeurs classiques, mais présentant la nouveauté du chauffage par combustibles impurs par rayonnement ne contaminent pas l'accumulateur-billes. En outre, le vannage à haute température basé sur des réalisations antérieures /2/ conduit au chauffage de n'importe quel gaz sous pression et sans contamination de ce fluide.

6-4 - Enfin, ce travail en faisant appel à plusieurs disciplines (physico-chimie du solide, thermique, construction, hautes températures, propriétés des matériaux) a présenté par lui-même un intérêt global considérable qui, à lui seul, méritait largement l'effort que nous avons eu l'opportunité de lui consacrer.

ANNEXE I

Dans l'installation M.H.D. de Swierk (3 MW thermiques) l'emplacement des échangeurs est représenté dans la figure 31 ainsi que les circuits gazeux dont la description est indiquée dans ce qui suit :

I-1 - CIRCUIT DE L'AIR RECHAUFFE

L'installation citée en 2-3, basée sur des considérations d'expérimentation, comprend des dispositifs additionnels (figure 12) d'enrichissement à l'oxygène (WT) ou autres, prévus pour intervenir en cas de nécessité. En réalité, le circuit de l'air réchauffé est assuré schématiquement comme suit :

Un compresseur TPS alimente en air à 150°C les parois du diffuseur GD, dans lesquelles cet air prélève déjà des calories tout en refroidissant les gaz de la tuyère. Sur la même figure 31, il remonte dans le faisceau tubulaire supérieur de l'échangeur métallique PWC, où sa température s'élève encore au contact à travers une paroi avec des gaz quittant cet échangeur en WS.

Cet air est ensuite acheminé dans le faisceau tubulaire inférieur disposé en corbeille dans la partie marquée PWC.

La zone centrale, autour de laquelle sont disposés les tubes en corbeille, rayonne sur ceux-ci ; étant donné que les gaz chauds issus du diffuseur sont à une température encore plus élevée que dans la partie supérieure.

L'air ainsi porté à environ 750°C est principalement distribué dans l'espace annulaire qui entoure une trémie métallique perforée située à la base de l'échangeur à billes WWT. Une prise d'air chaud sur la tuyauterie d'alimentation principale est destinée à fournir en air chaud

les deux brûleurs tangentiels qui chauffent dans l'enceinte supérieure de l'échangeur à lit de billes, les dites billes. L'air chaud à 700°C, environ, qui traverse la trémie perforée s'échauffe progressivement en remontant dans le lit de billes descendant et, atteignant 1200 à 1400°C traverse une voûte P₂ en réfractaires perforés, remplit l'espace entre celle-ci et une voûte qui la domine et sort par une canalisation réfractaire GKS soigneusement calorifugée, d'où elle va pénétrer dans la chambre de combustion du brûleur principal vertical-coudé qui constitue la source chaude de la tuyère (GMD) de conversion M.H.D. Le circuit d'air réchauffé depuis le compresseur jusqu'au brûleur principal M.H.D., en livrant à mi-route, une fraction de fluide chaud aux brûleurs de l'échangeur à billes, est ainsi complet.

I-2 - CIRCUIT DU GAZ DE COMBUSTION

Il y a d'abord ceux qui parcourent les parties centrales de l'échangeur PWC à tubes métalliques et qui contiennent la semence alcaline à récupérer. Ces gaz se détendent et baissent de 2000 à 1050°C en température dans le diffuseur. Ils cèdent alors le K₂CO₃ (qui se condense vers 890°C) dans un récupérateur placé à la base de l'appareil. Ils remontent ensuite en chauffant par balayage les tubes métalliques et les parois de l'échangeur pour émerger en WS à environ 700°C, qui est une température calculée. On peut aisément imaginer de les utiliser à ce stade dans une turbine à gaz.

D'un autre côté, les gaz de combustion émanant à 1600°C des brûleurs tangentiels, situés à la base de l'enceinte supérieure de l'échangeur à lit de billes mobiles, remontent en chauffant les billes et sortent également à 700°C vers le haut en WS. En canalisant ces gaz dans le même conduit calorifugé, que ceux émergeant de l'échangeur métallique, ils sont également utilisables dans la même turbine à gaz. On pense ainsi améliorer le cycle thermodynamique décrit, et quoique ce cycle puisse n'être pas le meilleur en rendement thermique, il a, entre autres avantages, celui de prévoir une récupération de la semence alcaline et une pollution atmosphérique minimum.

ANNEXE II

Les détails concernant la technologie de l'échangeur métallique tubulaire, c'est-à-dire sa construction, son fonctionnement, son revêtement et ses dispositifs sont décrits ci-après :

II-1 - DESCRIPTION DE LA CONSTRUCTION ET DU FONCTIONNEMENT

Cet échangeur constitue le premier étage de préchauffage d'air dans l'installation. Le préchauffage d'air s'effectue par la transmission de la chaleur des gaz de combustion qui sortent du générateur magnétohydrodynamique.

La figure 32 représente schématiquement, en coupe verticale, la conception générale de l'échangeur.

Les gaz de combustion entrent dans un conduit cylindrique refroidi à l'eau traversant le canal annulaire revêtu de matériaux réfractaires. Le conduit cylindrique alimente la partie inférieure de l'installation constituée par des éléments réfractaires refroidis par l'eau traversant un ensemble de tubes disposés en forme de corbeille.

L'épaisseur des matériaux réfractaires (12) et le débit de l'eau dans l'ensemble des tubes de la corbeille sont choisis de telle manière que la température de la paroi en contact avec les gaz de combustion se trouve comprise entre 900 et 1200°C. Cette température doit assurer la condensation des vapeurs de semence (composés d'alcalins comme K_2CO_3 ; K_2SO_4 etc...). La chaleur de condensation est recueillie par l'eau dans le circuit.

Le revêtement réfractaire (10) a la forme d'un "berceau" (ou voûte inversée) pourvu dans la partie inférieure d'un orifice de vidange, (8 et 9) par lequel s'écoule la semence liquide pour être ensuite évacuée à l'extérieur de l'échangeur par un chariot, qui se déplace dans le tunnel (7).

La récupération de la semence dans la phase gazeuse s'effectue aussi dans cette partie de l'échangeur au moyen de deux grilles : l'une à tubes refroidis par eau, l'autre en briques réfractaires (20).

Cette dernière grille assure en outre, l'homogénéité de l'écoulement/égalisation du débit, égalisation de l'écoulement/des gaz chauds qui alimentent l'échangeur proprement dit, c'est-à-dire la partie où ont lieu l'échange de chaleur entre les gaz d'échappement et l'air réchauffé, la formation de brouillard et ensuite de fumée à partir des restes de la semence qui se trouvent encore dans les gaz de combustion.

II-2 - LE CIRCUIT D'AIR RECHAUFFE EST LE SUIVANT : l'air à la température de 150°C environ entre par deux canaux symétriques vers le collecteur. De chaque côté de ce collecteur, l'air est dirigé vers les faisceaux de tubes parallèles pourvus de coudes multiples qui forment la partie convective de l'échangeur.

La disposition des tubes est prévue de façon à ce que l'air chauffé s'écoule d'abord dans la partie supérieure du faisceau où le gaz chauffant est le plus chaud en créant un échange de chaleur préliminaire avant l'ensemble des tubes principaux de la partie convective.

Cette solution a pour but la protection de l'ensemble des tubes de la partie convective principale contre les échauffements excessifs par rayonnement et contre le refroidissement préliminaire des gaz de combustion avant leur entrée dans la partie convective.

L'air est ensuite dirigé vers la partie supérieure de l'échangeur d'où à contre-courant par rapport au gaz de combustion, il s'écoule vers le bas dans deux collecteurs.

Chacun de ces collecteurs est relié à deux tubes symétriques qui assurent l'écoulement à contre-courant de l'air réchauffé dans la partie de convection vers les collecteurs inférieurs qui se trouvent plus bas.

L'air est distribué par les collecteurs vers les nombreux tuyaux de faible diamètre qui forment une corbeille, ensuite, il passe à travers de nombreux canaux parallèles vers l'anneau supérieur du collecteur en se réchauffant à une température finale de l'ordre de 700 - 800°C, enfin, il est évacué à l'extérieur. L'ensemble des tubes de faible diamètre forme la partie radiative de l'échangeur.

Les vapeurs de semence qui pénètrent au delà de l'entrée de l'échangeur /partie inférieure/ et ne se condensent pas, sont transformées en brouillard dans la partie radiative pendant le refroidissement du gaz chauffant par le rayonnement. La transformation du brouillard en fumée s'effectue ensuite dans la partie convective de l'échangeur qui fonctionne à une température inférieure à celle de la partie radiative.

La construction des tubes de l'échangeur proprement dit permet une compensation facile des dilatations thermiques différentielles.

La partie radiative et la partie convective de l'échangeur sont placées dans une chemise en acier avec, à l'intérieur, un revêtement réfractaire qui forme l'isolation thermique.

II-3 - LE REVETEMENT REFRACTAIRE/paroi réfractaire/ est exécuté en briques résistant à l'action corrosive de la semence alcaline. Le revêtement intérieur, c'est-à-dire la couche de briques du côté des gaz de combustion, est en MgO ayant une densité de 88% de la densité théorique pour rendre impossible la migration de la semence à travers les porosités. La composition chimique est la suivante 95% MgO, 1,0% SiO₂, 2,0% Fe₂ O₃ et 1,0% CaO.

Les couches suivantes de briques sont en MgO ayant de meilleures caractéristiques isolantes du fait de leur porosité, de l'ordre de 55% et dont la composition est la suivante : MgO - 91,3% SiO₂ - 2,7%, Al₂ O₃ - 1,5%, Fe₂O₃ - 2,1% et CaO - 2,4%.

L'espace entre ces briques isolantes et l'enveloppe métallique extérieure est rempli de ciment en MgO.

Les tubes de l'échangeur sont en acier inoxydable 18/8. L'enveloppe extérieure et les autres éléments de construction ont été exécutés en acier ferritique à basse teneur en carbone.

II-4 - L'ECHANGEUR EST EQUIPE D'UN DISPOSITIF DE DEMARRAGE

Ce dispositif qui n'est pas indiqué sur la figure est composé d'un brûleur et d'un ventilateur. Il est monté à la base de l'échangeur et le canal qui amène les gaz de combustion à partir du brûleur de démarrage est situé symétriquement par rapport au canal principal d'entrée des gaz de combustion. Grâce à la possibilité de régulation indépendante du brûleur et du ventilateur on peut régler la température dans l'installation dans des limites très larges, aussi bien pendant le démarrage du dispositif que pendant son fonctionnement.

Le choix des matériaux qu'on vient d'indiquer est issu : de considérations théoriques sur les propriétés des matières en présence dans certaines conditions, de travaux d'auteurs et du travail faisant partie de cet exposé. Cet ensemble est exposé en 3-6.

ANNEXE III

(faisant suite au paragraphe 3-1)

Etude et essais de réfractaires magnésiens constituant les parois de l'échangeur métallique /34/.

III-1 - CHOIX DES MATERIAUX

On a pré-sélectionné sept qualités de briques de magnésie industrielle avec des taux de 99 à 97,5% en MgO dont les caractéristiques sont indiquées dans les tableaux VI et VII

N° de l'éprouvette	Désignation	MgO	SiO ₂	CaO	Fe ₂ O ₃	Al ₂ O ₃	Cr ₂ O ₃	ZrO ₂
1	A (Harklase)	97,5	0,54	1,37	0,25	non dosée	-	-
2	B (Fused MgO)	96,41	3,22	1,13	0,08	"	-	-
3	C (Radex)	95,2	0,92	2,52	0,55	"	0,32	-
4	D (9F)	95,2	1,45	2,27	0,94	"	0,58	-
5	E (9B)	93,96	0,93	1,31	1,47	"	1,12	-
6	F (9C)	91,66	0,92	2,12	1,73	"	1,14	-
7	G (Super Veg)	89,11	5,66	1,33	0,22	"	2,74	-

Tableau VI
Analyse chimique

N° de l'éprouvette	Désignation	Poids spécifique g/cc	Porosité ouverte %
1	A	2,9	15,5 - 17,5
2	B	2,88	18,48
3	C	2,8	-
4	D	2,9	18 - 19
5	E	2,84	18 - 19
6	F	2,9 - 2,95	15 - 17
7	G	3,15	-

Tableau VII

Caractéristiques physiques

III-2 - INSTALLATION ET MOYENS D'ESSAIS

III-2-1 - Brûleur (figure 33)

Le brûleur P 100 décrit ailleurs /36/ et /37/ est à propane et à air enrichi à l'oxygène, sa puissance de fonctionnement est d'environ 100 kW à 200 kW, les débits de combustible et de carburant sont réglés de façon à obtenir une température de parois de 1600°C dans la première section d'étude.

Ce brûleur comporte un injecteur-pulvérisateur permettant l'ensemencement du gaz de combustion avec du K_2CO_3 , ou un autre sel alcalin, dissout dans de l'eau dans une proportion de 5%, la quantité de K_2CO_3 injecté étant de 1% en mole dans les gaz.

III-2-2 - Sections d'essais (figures 34, 35 et 36)

L'élément droit à parois mobiles, placé après le brûleur a été garni de différentes qualités de MgO taillées en section droite de 50 x 90 mm. Cette section est munie de 2 thermocouples Pt/Pt-10% Rh, permettant de mesurer et de maintenir la température de parois à 1600°C.

Cet élément est suivi des trois sections en "U" (portion 4) et de sections droites permettant de recueillir la semence sous forme liquide ou solide.

L'ensemble de la veine d'essais est équipée de thermocouples suivant une disposition précise de la figure 37.

III-3 - DEROULEMENT DES ESSAIS

III-3-1 - Allumage aux conditions habituelles - puissance 30 kW, arrêt immédiat de l'allumeur.

III-3-2 - Montée en température rapide (15 mn) jusqu'à 60 kW pour éviter un échauffement trop important de la chambre du brûleur, le débit d'air étant trop faible pour assurer un refroidissement suffisant. De 60 à 100 kW : 30 à 40 mn.

Stabilisation de la température des parois de la 1ère section à 1800°C environ.

III-3-3 - Cette température étant stabilisée, la phase d'injection de semence commence.

Pression air comprimé à l'injecteur : 5 bars

Indication débit K_2CO_3 : 4,8 kg/h à 90 kW

5,2	100
5,6	110
6,1	120

III-3-4 - Arrêt de l'essai : arrêt injection, puis descente rapide en puissance (10 mm) avant l'extinction du brûleur.

L'essai, ainsi défini est repris jour après jour et l'on a totalisé 50 heures de fonctionnement à plein régime c'est-à-dire sous 100 kW thermiques, 1600°C pour les gaz en présence de K_2CO_3 .

III-4 - RESULTATS DES EXAMENS MACRO ET MICROSCOPIQUES

Les surfaces intérieures (en contact avec les gaz de combustion) des éléments céramiques qui composaient la première section, après son démontage, sont présentées sur les figures 38 et 39. Les photos présentées montrent parfaitement le degré de fissuration des différents éléments et les excroissances provoquées par la soudure de deux éléments voisins par la semence précipitée (échantillon 5 sur la photo 38).

Les craquelures bien visibles sur les photos ne sont pas remplies par la semence. Initialement elles présentaient un caractère de micro-craquelures et c'est seulement pendant le démontage et remontage permettant de faire des clichés qu'elles ont augmenté en dimension.

L'examen macroscopique des différents éléments de la section indique :

III-4-1 - Echantillon 9 F (partie supérieure de la section)

L'élément s'est cassé en deux morceaux. La surface attaquée est vitrifiée et rugueuse, de couleur verte. La profondeur de changement de la couleur est de 1 mm environ.

Dans la cassure normale à la face examinée, on a constaté deux fissures à partir de la surface attaquée vers l'intérieur du matériau.

III-4-2 - Echantillon 9 C (partie supérieure)

Elément avec des craquelures très prononcées.

Surface attaquée et vitrifiée de couleur vert pâle. Profondeur du changement de la couleur : 1-1,5 mm environ.

III-4-3 - Echantillon Harklase (partie supérieure de la section)

L'élément s'est cassé en deux morceaux. Couleur de l'intérieur et de la surface presque la même (blanche - différentes nuances).

Profondeur du changement de la couleur très faible.

III-4-4 - Echantillon Super-Veg (partie supérieure de la section)

Elément avec des craquelures très fortes. Fissures en forme de coquilles caractéristiques pour les matériaux très fragiles aux chocs thermiques. Couleur de la surface attaquée - blanche (à l'intérieur verte). Profondeur du changement de la couleur très faible (seulement en surface).

III-4-5 - Echantillon Radex (partie inférieure de la section)

Echantillon fissuré en plusieurs endroits (sur la photo les fissures sont presque invisibles). Surface attaquée vitrifiée et verte (intérieur brun) ou bien jaune et non vitrifiée. Profondeur du changement de la couleur : 30 mm environ.

III-4-6 - Echantillon 9 F (partie inférieure de la section)

Elément fissuré de façon intensive (voir la photo). Surface attaquée vitrifiée et verte. Profondeur du changement de la couleur, jusqu'à 30 mm environ.

III-4-7 - Echantillon Fused MgO (partie inférieure de la section)

Élément non fissuré (ceci s'explique entre autres par leur faible dimension). Intérieur (non attaqué) blanc, la surface jaunâtre. Pour déterminer avec précision la profondeur de pénétration de la semence à l'intérieur des matériaux respectifs, on a effectué une série de polissages métallographiques avec coupe normale à la surface de contact avec la semence pendant les essais.

III-4-8 - Analyse structurale

L'analyse structurale aux rayons X avait comme but la détection des variations structurales éventuelles qui pourraient se créer pendant les essais de matériaux dans la tuyère. Cette analyse n'a pas permis de mettre en évidence un quelconque changement de phase.

III-4-9 - Etude de la résistance des matériaux aux chocs thermiques

L'aspect de différents éléments de la section expérimentale après son fonctionnement dans la tuyère (figures 38 et 39) suggère une différence de résistance de différents matériaux aux chocs thermiques. Pour vérifier cette hypothèse, on a effectué une expérience pendant laquelle les matériaux Super-Veg, Harklase, 9 B, 9 C, 9 F et Radex, sous forme d'échantillons de dimensions $225 \times 110 \times 30$ ont été introduits dans un four à la température de 1300°C ; après une heure ils ont été retirés du four et ont subi un refroidissement lent à l'air libre. Après l'expérience, on a constaté des fissures dans tous les échantillons. L'échantillon Super-Veg s'est cassé en deux morceaux.

ANNEXE IV

(faisant suite au paragraphe 4-1)

Description et fonctionnement de l'échangeur à lit de billes mobiles de Swierk (Pologne).

L'échangeur des figures 10 et 40 est destiné à préchauffer de l'air comprimé à 2,5 kg/cm² de 700°C jusqu'à 1200°C en utilisant un lit mobile composé de billes réfractaires. Le lit est chauffé par deux brûleurs alimentés au kérosène.

L'échangeur comporte deux sections cylindriques de diamètre intérieur 760 mm, communiquant par une goulotte de 127 mm de diamètre. Les deux sections contiennent 4000 kg environ de billes de 10 mm de diamètre.

L'air est introduit dans la section inférieure à travers un entonnoir perforé en acier inoxydable ayant la forme d'un entonnoir. Après avoir traversé le lit de billes, l'air chaud passe par des ouvertures dans la voûte réfractaire inférieure et est évacué de l'échangeur 29.

Les gaz de combustion entrent dans la section supérieure par 12 passages d'admission. L'intérieur de ces passages est rempli de billes réfractaires (16) de 70 mm qui empêchent les billes du lit de passer dans le conduit d'admission des gaz de combustion. Après avoir chauffé le lit, les gaz de combustion sortent de l'échangeur dans l'air ambiant.

Afin d'éviter le passage des gaz d'une section à l'autre, on a placé à la sortie des gaz de combustion un clapet assurant automatiquement l'égalité de pression des deux côtés de la goulotte.

Le temps moyen de recirculation du lit de billes au régime nominal est de 2 heures environ.

L'enveloppe en acier de la section centrale, les supports de voûtes, le support du revêtement céramique de la section supérieure, les sorties des gaz de combustion et de l'air chaud, les entrées des gaz de combustion ainsi que la sole séparant la section centrale de la double voûte de la section inférieure, sont refroidis à l'eau.

IV-1 - Matériaux réfractaires

Les surfaces intérieures de l'échangeur subissant l'usure due au lit mobile, sont revêtues de réfractaires à 94% de Al_2O_3 et 3% de ZrO_2 de densité $3,2 \text{ g/cm}^3$. Le revêtement des surfaces exposées à l'action des hautes températures des gaz de combustion et de l'air contient 99% de Al_2O_3 et a une densité de $3,08 \text{ g/cm}^3$.

Le revêtement intérieur des deux sections cylindriques et la voûte supérieure avec les sorties des gaz de combustion ainsi que les briques entourant la goulotte dans la partie centrale contiennent 48% de Al_2O_3 et 47,5% de SiO_2 et ont une densité de $2,3 \text{ g/cm}^3$.

Le revêtement extérieur est constitué par des briques isolantes à 63,5% d' Al_2O_3 et 34,8% de SiO_2 de densité $0,90 \text{ g/cm}^3$. L'isolation de la double voûte de la section inférieure est assurée par des briques isolantes à 98% d'alumine, de densité $1,2 \text{ g/cm}^3$ ayant une résistance mécanique améliorée.

Les embouts de sortie des gaz sont revêtus de béton isolant contenant 44-46% de Al_2O_3 : pour l'entrée des gaz de combustion, on utilise du béton à 90-92% d'alumine.

L'intérieur des enveloppes d'acier est revêtu de plaques isolantes fibreuses dont la densité est de $0,45 \text{ g/cm}^3$ et qui contiennent 72,5% de SiO_2 et 7,5% de Al_2O_3 . Les fentes de dilatation sont remplies de laine minérale composée de 45,1% de Al_2O_3 et 51,9% de SiO_2 ayant une densité de $0,128 \text{ g/cm}^3$. Les billes du lit ont une densité moyenne de $3,1 \text{ g/cm}^3$ et une teneur en $Al_2O_3 \gg 95\%$. Tous ces matériaux ont été choisis sur la base d'essais préliminaires dont les résultats sont rapportés en /22/ et dont le tableau suivant VIII consigne les emplacements et les caractéristiques principales.

Eléments du revêtement	Matériaux	Densité	Composition	Observations
Surfaces intérieures exposées à l'usure	Alumine	3,2 g/cm ³	94% Al ₂ O ₃ , 3% ZrO ₂	Intérieur des cylindres, goulotte. Matériau dur
Surfaces intérieures exposées à haute température	Alumine	3,15 g/cm ³	99% Al ₂ O ₃	Passages des gaz de combustion, double voûte de la section infér.
Revêtement intermédiaire des sections cylindriques, voûte de la section supérieure, briques entourant la goulotte	Briques isolantes	2,3 g/cm ³	48% Al ₂ O ₃ 47,5% SiO ₂	Briques ayant une résistance mécanique améliorée
Revêtement extérieur	Briques isolantes	0,90 g/cm ³	63,5% Al ₂ O ₃ 34,8% SiO ₂	"
Isolation de la double voûte de la section inférieure	Alumine	1,2 g/cm ³	98% Al ₂ O ₃	Briques isolantes ayant une résistance mécanique améliorée
Embouts de sortie des gaz	Béton isolant		44-46% Al ₂ O ₃	
Entrée des gaz de combustion	Béton en alumine		90-92% Al ₂ O ₃	
Plaques isolantes	plaques fibreuses		72,5% SiO ₂ 7,5% Al ₂ O ₃	
Remplissage des joints de dilatation	laine d'alumine	0,128 g/cm ³	45,1% Al ₂ O ₃ 51,9% SiO ₂	
Billes	Alumine	3,1 g/cm ³	Première charge: 95% Al ₂ O ₃ min. par la suite : 99,5% Al ₂ O ₃ +0,1% MgO	Densité moyenne

Tableau VIII



IV-2 - PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT

Les distributions de température de l'air, des gaz de combustion et du lit sont visibles sur la coupe de l'échangeur - figure 40.

La perte de charge de l'air chaud à son passage à travers la section inférieure est de $0,14 \text{ kg/cm}^2$, la pression moyenne étant égale à 2,5 bars et le débit à 1825 kg/heure. La perte de 1865 kg/heure, s'élève à $0,16 \text{ kg/cm}^2$.

IV-3 - DISPOSITIFS AUXILIAIRES

Les billes sont transportées de la section inférieure à la section supérieure par le dispositif suivant visible sur la figure 10 et représentant le modèle de l'échangeur.

IV-3-1 - Un doseur qui prélève une quantité constante de billes. 34 kg environ. Le dispositif est conçu de façon à éviter le bris des billes pendant l'opération de dosage.

IV-3-2 - Un clapet spécial, fonctionnant à 700°C , empêche d'une part, le retour des billes et, d'autre part, arrête le passage de l'air.

IV-3-3 - Un transporteur pneumatique élève le réservoir-piston contenant la dose de billes mesurée par le doseur. Après l'élévation du réservoir jusqu'à sa position haute, il est vidé par rotation de 130° dans la section supérieure de l'échangeur.

Le débit moyen d'air de commande du transporteur est de 110 kg/heure. Le débit de billes est réglable entre 392 kg/heure jusqu'à 4120 kg/heure (régulation continue) avec une valeur nominale de 1930 kg/h.

IV-4 - CIRCUITS DE MESURES

Les mesures des paramètres suivants de l'échangeur sont effectuées :

- températures de l'air, des gaz de combustion, des réfractaires sur toute la hauteur de l'échangeur et transversalement (jusqu'à 1000°C, on utilise des thermocouples de Chromel-Alumel et, au-dessus de cette température des Pt - Pt/Rh/).
- pressions des gaz dans tous les points caractéristiques à l'aide de manomètres à lecture à distance.
- débit de carburant - à l'aide de débitmètres à turbine.

En outre, les dispositifs de mesures et de contrôle suivants sont étudiés.

- contrôle du mouvement du lit dans l'échangeur par la méthode des isotopes
- mesure du débit de billes
- contrôle du mouvement du réservoir-piston dans le transporteur par méthode photooptique.
- contrôle du mouvement du lit à l'aide d'une télévision industrielle.
- on a prévu également la mesure des températures du lit dans la goulotte à l'aide d'un pyromètre optique.

Essai de calcul de fracture dans une sphère soumise aux chocs thermiques

Le phénomène de fracture d'un corps polycristallin par tensions thermiques résulte d'un gradient thermique généralement élevé par rapport, en particulier, au module d'élasticité de ce corps. Il est d'autant plus important que la variation de température est grande, et c'est le cas des chocs thermiques.

La résistance aux chocs thermiques à évaluer se pose dans le cas de l'alumine pour des solides cassants ou fragiles. D'autre part, les coefficients de transferts thermiques qui ont été calculés sont assez importants pour considérer que la surface des billes originellement à $t_0^{\circ}\text{C}$ est instantanément portée à $t'^{\circ}\text{C}$.

La tension à la surface de la sphère est donc donnée par la relation :

$$\sigma = \frac{E\alpha(t_0 - t')}{1 - \mu}$$

où E = module d'élasticité d'Young (dynes cm^{-2})

α = coefficient de dilatation linéaire

μ = relation de Poisson

avec $\sigma_{\text{max}} = 1$

le gradient de température qui produit la rupture est donc :

$$t_0 - t' = \frac{St(1 - \mu)}{E\alpha}$$

(St = force de rupture)

Au refroidissement la surface est en traction et la fracture devrait se produire au temps $\theta = 0$. Au chauffage, la tension en surface est compressive et la fracture peut se produire par des tensions de cisaillement qui représentent la moitié des tensions dans ce cas.

$$\epsilon = \frac{E\alpha(t_0 - t)}{2(1 - \mu)}$$

$$\text{d'où: } t_0 - t = \frac{2s_s(1 - \mu)}{E\alpha}$$

(r = résistance, s_s = force de rupture)

Selon une solution bien connue (S. Timoshenko, Theory of Elasticity Mc.Graw-Hill Book Co - New-York 1934) de distribution de la température

$$\sigma_{\max} = 0,386$$

$$t_0 - t' = \frac{2s_s(1 - \mu)}{0,771 E\alpha}$$

et θ de fracture = $\frac{0,057 \cdot A r^2}{a}$

où a = diffusivité thermique = $\frac{k}{c} = \frac{\text{conductivité thermique}}{\text{densité} \times \text{chaleur spécifique}}$

et k_m = rayon du centre de la sphère à la surface.

et en définissant un facteur de résistance aux chocs thermiques on a :

$$R = \frac{S_t(1-\mu)}{E_d} \quad ; \quad R_2 = \frac{S_s(1-\mu)}{E_d}$$

On peut maintenant calculer ces valeurs, mais les facteurs affectant R , R_2 , t_0-t' et O sont très importants et fort nombreux pour des matériaux tels que l'alumine pour ne pas s'appuyer plutôt sur des mesures expérimentales.

D'abord l'émissivité d'une surface qui se refroidit par rayonnement affecte la vitesse de ce refroidissement et donc les tensions thermiques, et déjà il n'est pas possible d'indiquer un seul facteur de résistance à ces tensions. Ensuite la variation sensible de la conductivité thermique avec la température perturbe les calculs de manière appréciable.

Il est utile de noter que les propriétés affectant la résistance aux chocs thermiques sont l'élasticité, le coefficient de dilatation, la relation de Poisson, la conductivité thermique, la diffusivité et l'émissivité.

Les calculs tels qu'ils ont été esquissés ci-dessus sont valables pour des corps homogènes uniquement.

Avec des corps polycristallins hétérogènes comme l'alumine dans lesquels une fracture en formation cesse de croître dès qu'elle aboutit à un vide ou à un défaut de joints de grains (vide ou défaut distribués au hasard par la formation-frittage antérieure) l'évaluation par calcul

des résistances citées est encore bien en deça des informations acquises par voie expérimentale.

En persévérant dans l'élaboration de céramiques plus homogènes, en multipliant les mesures et informations expérimentales, on devrait parvenir à cerner le problème par le calcul et d'une manière plus générale que par la multiplicité des relations empiriques s'appliquant dans une certaine mesure dans chaque cas.

Concernant les vannes, sas et les passages thermiquement isolés reliant les deux enceintes de l'échangeur à rayonnement décrit en 5-2 (dosage distribution des billes).

VI-1 - CONDITIONS REQUISES

Une de nos préoccupations essentielles dans la conception de l'échangeur à rayonnement, a été de réduire les pertes de chaleur au minimum dans le passage obligatoire des billes chaudes à travers les vannes, sas et distributeurs reliant les deux enceintes décrites en 5 ; pertes qui font baisser rapidement le rendement de l'appareil.

Pour ce faire, il fallait conserver aux parois des divers composants de ces passages, d'abord une résistance suffisante à la température des billes en Al_2O_3 (1360°C à 1600°C possibles), puis à l'abrasion due au passage de ces éléments très durs. Enfin, l'isolation thermique devait être suffisante pour conserver précisément, le plus possible, le niveau de température acquis par ces billes dans le trommel. Un passage dans des métaux refroidis par une circulation d'eau sous pression dans leur chemisage interne ne pouvait se faire en atmosphère oxydante qu'à 950°C au maximum pour ces métaux, donc avec pertes importantes de calories.

Un écoulement de billes dans des parois en oxydes réfractaires aurait donné lieu à une très notable abrasion, par le frottement mutuel de deux matériaux durs ; donc aussi à la formation de poussières qui auraient beaucoup perturbé et rapidement (collage, gaz chauffés pollués etc...) le bon fonctionnement de l'ensemble de l'échangeur.

Il fallait donc songer à des surfaces limitant les divers passages de billes ayant une bonne marge de réfractarité, une dureté et une cohésion suffisantes et bien isolées thermiquement du milieu extérieur.

Ce sont ces surfaces à température régulée que nous avons calculées, mises au point et décrites /2 et 38/ précédemment que nous allons résumer brièvement.

VI-2 - CONCEPTION DE SURFACES A TEMPERATURE REGULEE

Ces surfaces se sont imposées dans les tuyères de conversion M.H.D. en cycle ouvert où pour diverses raisons (isolation thermique et électrique des éléments constitutifs, taux de vaporisation des céramiques réfractaires etc...) il était impératif de maintenir une température de face chaude de l'ordre de 166-1700°C ; ce qui est pratiquement le cas des surfaces limitant les passages des billes en alumine. La solution qui s'est imposée a consisté à ancrer des insertions de céramiques réfractaires (alumine, zircone, magnésie etc...) dans des alésages de forme cylindrique ou polygonale, pratiqués dans un métal refroidi dans sa masse, (tels qu'illustrés dans la figure 41) par une circulation d'eau.

En effet, ces insertions sont rendues structurellement possibles par le fait que l'on n'est plus limité, comme dans le cas d'une couche de céramique homogène fixée sur un boîtier métallique refroidi par une épaisseur H dans le sens du passage du flux thermique. Si le diamètre d de ces inclusions est suffisamment petit, il y a une évacuation latérale de calories dès la première couche de la face frontale. Il est évident que technologiquement les limitations des sections transversales sont moins gênantes que celles en profondeur.

VI-3 - EVALUATION DIMENSIONNELLE DES FACES CHAUDES A TEMPERATURE CONTROLEE

Il est possible de trouver la distribution de température dans un cylindre céramique chauffé par une des bases, refroidi par l'autre et par son périmètre en supposant que le rapport $h = q_T (T_g - T_p)$ ainsi que la conductivité thermique du réfractaire restent constantes. Ces hypothèses

sont approximativement vérifiées dans le cas étudié où l'on calcule la variation du flux thermique en fonction de la température de paroi ce qui permet de tracer des diagrammes des épaisseurs de céramiques (figure 43). Si l'on suppose, par ailleurs, que la température T_m du métal en contact avec la céramique est partout constante, on trouve la distribution recherchée sous la forme suivante (rapport PA.IGn/RT 355-CEA par R. Wang - 1965).

$$\frac{T_p - T_m}{T_g - T_m} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 J_0\left(\alpha_n \frac{2r}{d}\right) \operatorname{sh}\left(\alpha_n \frac{2Z}{d}\right)}{\alpha_n J_1(\alpha_n) \left[\operatorname{sh}\left(\alpha_n \frac{2H}{d}\right) + \frac{2\alpha_n}{d} \cdot \frac{K}{h} \operatorname{ch}\left(\alpha_n \frac{2H}{d}\right) \right]}$$

Z et r étant les coordonnées dans un système dont l'origine est au centre de la surface arrière du cylindre (comme l'indique la figure 41).

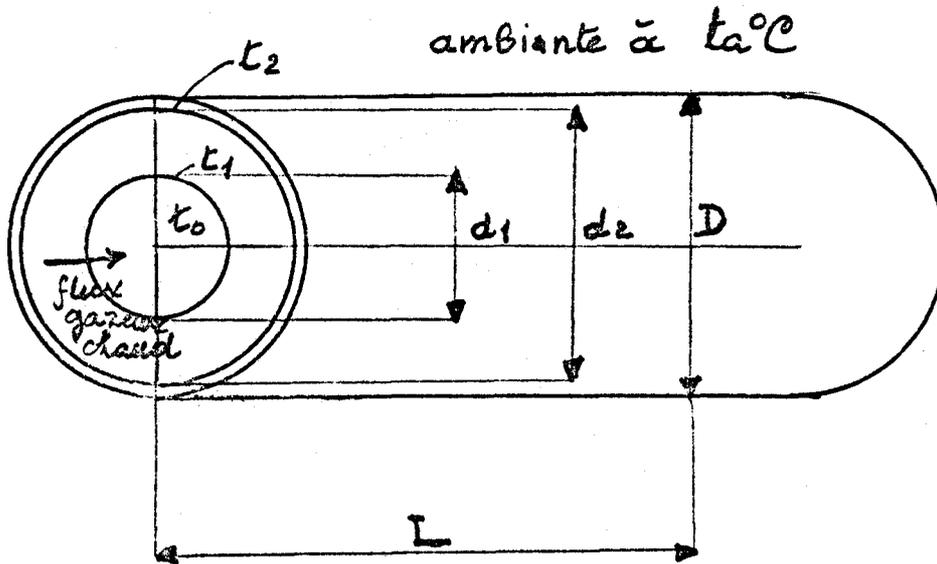
En se fixant les conditions thermiques dans le gaz ainsi que la température du centre de la face du réfractaire, par exemple, on peut trouver une enveloppe de cylindres des dimensions d et H variables qui, toutes satisfont aux conditions posées. A titre d'exemple, on a tracé sur la figure 42 quelques enveloppes de ce genre qui correspondent aux paramètres et valeurs choisis ou indiqués dans les tables. On voit que, dans des conditions identiques, il est possible d'utiliser des cylindres de hauteur choisie avec un diamètre situé dans un domaine structural acceptable (12 mm environ pour 2400°K au centre de la surface dans un élément de paroi. Remarquons que dans le cas de la zircone, la distribution de la température de la face frontale en céramique est proche d'une forme rectangulaire, ce qui réduit relativement peu la variation de la température par rapport à une solution avec des faces frontales rarement en céramique.

Nous avons pu donc tracer pour quelques métaux et céramiques réfractaires des abaques qu'il a été possible d'utiliser dans l'avant-projet du dimensionnement des parois entourant les sas, les distributeurs-doseurs, les vannes étanches et leurs fermetures.

SYMBOLES DE L'ANNEXE VI

J_0	J_1	: Fonctions de Bessel
α_n		: Racines de la fonction J_0
h		: Coefficient de transfert thermique par convection ($\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$)
d , H		: Dimensions caractérisant l'électrode à alésages (figure 41)
T_m		: Température du métal
T_g		: Température du gaz
T_p		: Température de la paroi
K		: Conductivité thermique ($\text{kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$)

Schéma de calcul des pertes thermiques pariétales dans un cylindre thermiquement isolé :



- 1° - On se donne t_1 et t_2 ; par exemple :
 $t_1 = 1500^\circ\text{C}$
 $t_2 = 700^\circ\text{C}$
- 2° - Calculer ou estimer le coefficient h_1 (cal.sec⁻¹C⁻¹ cm⁻¹) des convections forcées pour la face interne de l'isolation (à $t_1^\circ\text{C}$)
- 3° - Calculer ou estimer le coefficient h_2 de convection forcée pour la face externe (à $t_2^\circ\text{C}$)
- 4° - Calculer ou estimer un coefficient de radiation r pour la surface externe du cylindre
- 5° Ajouter $h_2 + r = h_e$, ou coefficient externe

6° - Résoudre les 3 équations d'écoulement thermique pour t_1 et t_2 en utilisant les valeurs de h_1 et h_e . Cela est possible en écoulement normal, les trois équations donnant des valeurs de q identiques :

$$6a : \quad q = h_1 A_1 (t_0 - t_1) = \pi d_1 L h_1 (t_0 - t_1)$$

$$6b : \quad q = \frac{K A_{1m} (t_1 - t_2)}{1/2 (d_2 - d_1)}$$

où

$$A_{1m} = \frac{\pi d_2 L - \pi d_1 L}{\ln(d_2/d_1)} = \pi L \frac{d_2 - d_1}{\ln(d_2/d_1)}$$

= log de section A moyenne

$$6c : \quad q = h_e A_e (t_2 - t_a) = \pi D h_e (t_2 - t_a)$$

7° - Si les valeurs de t_1 , t_2 calculées ne sont pas suffisamment proches des valeurs qu'on s'est données initialement, répéter le calcul en utilisant les valeurs calculées.

Calculer q dans chacune des équations 6a, 6b et 6c.

Ce schéma de calcul permet de se rapprocher plus près des valeurs réelles, qu'en assimilant le cylindre du trommel (de diamètre interne : 0,80m et de diamètre externe 1,00m) à un plan enroulé comme nous l'avons fait. En réalité, les approximations qu'il a fallu admettre dans la conductivité thermique des matériaux réfractaires et sa variation imparfaitement connue avec la température sont de l'ordre de 20 à 25% et dépassent pour notre cas, l'erreur d'assimilation. C'est la raison pour laquelle nous avons choisi le premier mode d'approximation, de surcroît plus rapide et très employé par ailleurs.

LISTE DES SYMBOLES

(\overline{GS}) :	Dimension des grains ("grain size")
(p) :	Porosité
S :	Résistance à la fracture
k, a, b :	Constantes empiriques
r_1, r_0 :	Rayon moyen de particules
C_x :	Concentration à l'équilibre
γ :	Tension superficielle
Ω :	Volume molaire des particules
K_1, K_2 etc :	Conductivité thermique
α_e :	Coefficient d'échange thermique à l'entrée
α_s :	Coefficient d'échange thermique à la sortie
$\alpha_s = \alpha_c + \alpha_r$:	Coefficients d'échange en convection et en rayonnement
G_0 :	Débit massique gazeux par unité de surface
ε_p :	Porosité du lit de billes
ρ :	Masse spécifique
N_u :	Nombre de Nusselt
R_e :	Nombre de Reynolds
μ_g :	Viscosité d'un gaz
D_h ou d_H :	Diamètre hydraulique = $\frac{4 \times \text{Surface d'échange}}{\text{périmètre}}$
P_r :	Nombre de Prandtl
σ :	Constante de Stefan - Boltzmann
ε :	Facteur d'émissivité
F.R.I.F. :	Fédération des recherches internationales sur les flammes
C_p :	Chaleur spécifique à pression constante (kcal/kg.°C)
G :	Débit massique
Q :	Débit calorifique
V :	Débit volumique
G_b :	Débit massique des billes
St :	Nombre de Stanton
$Sech$:	Surface d'échange
Tas :	Température de l'air à la sortie

Tbs :	Température des billes à la sortie
Tbe :	Température des billes à l'entrée
Tae :	Température de l'air à l'entrée
Qas :	Débit calorifique de l'air à la sortie
Qae :	Débit calorifique de l'air à l'entrée
Qba :	Débit calorifique des billes à la sortie
Qbe :	Débit calorifique des billes à l'entrée
Qfs :	Débit calorifique de fumées à la sortie
Qfe :	Débit calorifique de fumées à l'entrée
Tfs :	Température des fumées à la sortie
Tfe :	Température des fumées à l'entrée
ΔQ_c :	Pertes thermiques des flammes
ΔQ_p :	Pertes thermiques des parois
U :	Intensité en débit massique du fluide échangé
η :	Viscosité en poiseuilles
D_t :	Diamètre interne du trommel
L_t :	Longueur du trommel
L_e :	Longueur d'une tranche
h_p :	Coefficient d'échange thermique air-paroi
S_{tr} :	Surface du trommel
V_f :	Vitesse des fumées
h :	Coefficient d'échange thermique par convection
ϵ_p :	Coefficient d'émissivité des parois
ϵ_b :	Coefficient d'émissivité des billes
ϵ_f :	Coefficient d'émissivité des fumées
K' :	Coefficient de conductivité thermique qui tient compte du fait que la paroi n'est pas plane mais courbe
Φ :	Flux thermique
q_c :	Flux convectif (kcal/m ² .h)
q_r :	Flux radiatif (kcal/m ² .h)

LISTE DES FIGURES

- Fig. 1 Schéma simplifié d'une centrale M.H.D. à cycle fermé
- Fig. 2 Courbe de répartition granulométrique de cristaux de MgO - 50 heures à 1000°C
- Fig. 3 Courbe de répartition granulométrique de cristaux de MgO - 300 heures à 900°C
- Fig. 4 Variations du diamètre moyen de MgO en fonction du temps ($T = 900$ à 1000°C)
- Fig. 5 Variations du pourcentage en nombre de chaque classe de grains de MgO en fonction du diamètre des grains ($\theta = 0$ à 150 h ; $T = 900^{\circ}\text{C}$)
- Fig. 6 Variations du pourcentage en nombre de chaque classe de grains de MgO (périclase) en fonction du diamètre des grains ($\theta = 0$ à 60 h ; $T = 950^{\circ}\text{C}$)
- Fig. 7 Variations du pourcentage en nombre de chaque classe de grains de MgO (périclase) en fonction du diamètre des grains ($\theta = 0$ à 50 h ; $T = 1000^{\circ}\text{C}$)
- Fig. 8 Variations du pourcentage en nombre de chaque classe de grains de MgO (4N en cristaux) ($\theta = 0$ à 300 h, $T = 900^{\circ}\text{C}$)
- Fig. 9 Frottis de MgO (X 710) sur lamelle porte-objet
- Fig. 10 Vue d'ensemble d'une section d'un échangeur à lit de billes mobiles
- Fig. 11 Schéma de la disposition des plaquettes et des billes dans le four à gaz durant les essais
- Fig. 12 Four d'essai aux chocs thermiques
- Fig. 13 Courbes cumulatives des pourcentages de billes fracturées

- Fig. 14 Macrographies et micrographies de billes en Al_2O_3 (F1) obtenue par dragéification
- Fig. 15 Macrographies et micrographies de billes en Al_2O_3 (US₂) obtenue par dragéification
- Fig. 16 Macrographies de billes en Al_2O_3 (F₃) obtenues par pressage isostatique (avant chocs thermiques)
- Fig. 17 Macrographies de billes en Al_2O_3 (F₂) obtenues par injection (avant chocs thermiques)
- Fig. 18 Macrographies de billes en Al_2O_3 (F₂ de la fig. 17) après 34 chocs thermiques
- Fig. 19 Macrographies de billes en Al_2O_3 (F₃ de la fig. 16) après 34 chocs thermiques
- Fig. 20 Micrographies de billes en Al_2O_3 (F₃)
a - avant chocs thermiques
b - après chocs thermiques
- Fig. 21 Micrographies de billes en Al_2O_3 (F₂)
a - avant chocs thermiques
b - après chocs thermiques
- Fig. 22 Répartition des dimensions des billes US₂ en pourcentage
- Fig. 23 Répartition des densités des billes
- Fig. 24 Répartition des diamètres des billes
- Fig. 25 Schéma du four de fluage sous charge
- Fig. 26 Section d'ensemble de l'échangeur à rayonnement à lit de billes mobiles (chauffage par rayonnement)
- Fig. 27 Section du distributeur-doseur des sas étanches et des vannes H.T.
- Fig. 28 Section transversale du distributeur-doseur et des vérins de la vanne étanche

- Fig. 28bis Section de la vanne étanche
- Fig. 29 Distributeur-vanne à haute température (ensemble)
- Fig. 30 Variations des températures de fumées et des billes en fonction de la longueur du trommel et pour des facteurs d'émission variables
- Fig. 31 Schéma du circuit d'air dans l'installation M.H.D. de 300 W (Swierk)
- Fig. 32 Echangeur tubulaire
- Fig. 33 Brûleur à propane
- Fig. 34-35 Equipement réfractaire d'une section à parois variables
36
- Fig. 37 Montage de la tuyère d'essais de matériaux
- Fig. 39 Section de briques de MgO diverses après essais (partie basse de la fig. 35)
- Fig. 39 Section de briques de MgO diverses après essais (partie haute de la fig. 35)
- Fig. 40 Echangeur à lit de billes mobile de Swierk (chauffage direct)
- Fig. 41 Modules à insertions de céramiques réfractaires
- Fig. 42 Distribution de la température dans le module à insertions
- Fig. 43 Diagramme des épaisseurs de céramiques

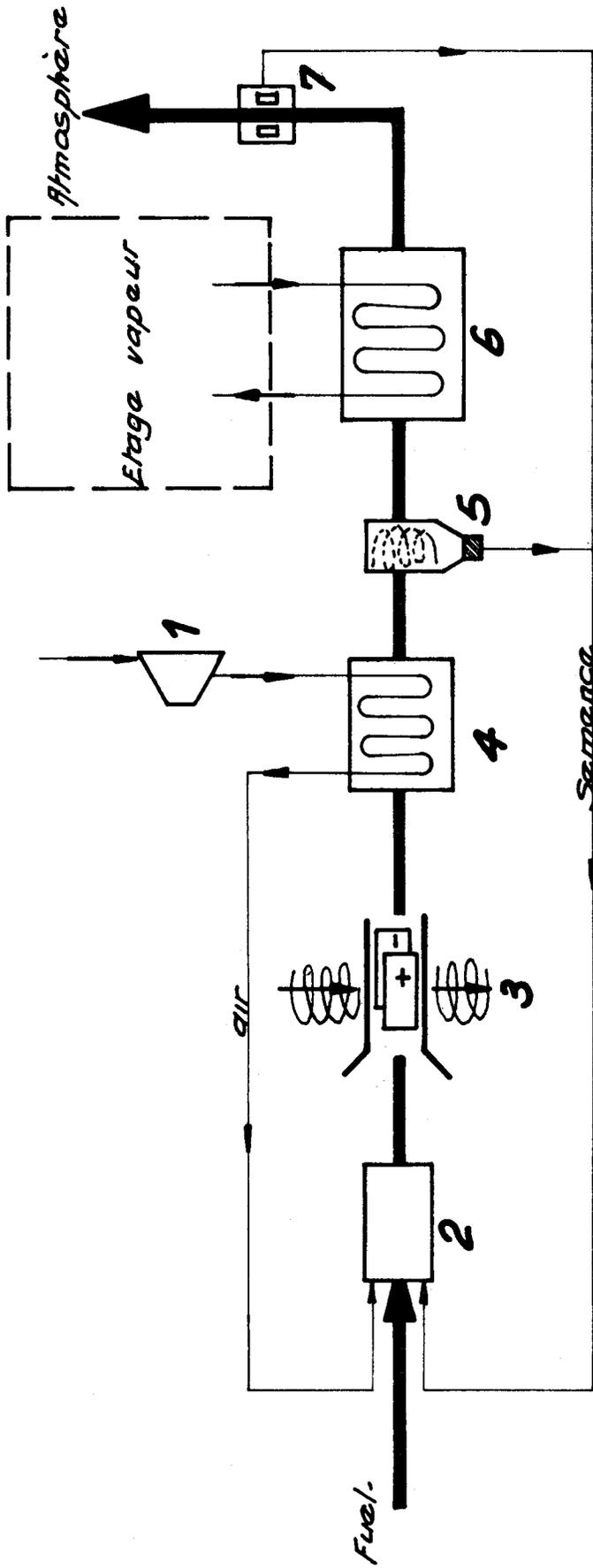
BIBLIOGRAPHIE

- /1/ RICATEAU P. et YEROUCHALMI D.
"Les hautes températures en conversion d'énergie par M.H.D."
à paraître dans la nouvelle édition de :
"Les hautes températures en chimie"(G. Chaudron et F. Trombe)
Masson et Cie. Editeurs.
- /2/ YEROUCHALMI D.
"Etude de matériaux et structures destinés à équiper des
tuyères de conversion magnétohydrodynamique de l'énergie
thermique des gaz de combustion en énergie électrique."
Thèse : Docteur Ingénieur - Paris Juin 1970.
- /3/ NORTON, C.L. - The BABCOCK et WILCOX Co. R.et D. CENTER
Alliance - OHIO - U.S.A.
- /4/ ERMENC E.D
"Wisconsin Process Pebble furnace fixes atmospherie Nitrogen"
Chemical Engineering Progress - Avril 1956 - pp. 149-153
- /5/ BRZOWSKI W.S. - YEROUCHALMI D. Co-auteurs
"L'installation de conversion M.H.D. de 3 MW thermiques en
cycle ouvert "
4ème symp. sur la conv. d'énergie par M.H.D.
Varsovie 24-30 Juillet 1968.
- /6/ F. BEHAR
"Etude de la corrosion de matériaux réfractaires dans un
milieu alcalin en fusion"
Rapport interne CEA - Travail du DEA - Métallurgie spéciale - 1969
I.N.S.T.N. Saclay.
- /7/ DUBOIS A. et HAMAR M. - C.G.E. (Marcoussis)
Communication n° 71 - 2èm symposium sur la conversion d'énergie
par M.H.D. Paris Juillet 1964.
- /8/ DICKSON D.J. - SANDERS R.W. - TSUNG A.C.
Central Electricity Research Lab. (G-B)
Communication n° 74 - 2èm Symp. sur la Conv. d'Energie par M.H.D.
Paris Juillet 1964.
- /9/ HORN G. - SHARP A.W. HRYNISIYAK W.R. (G.B)
Philosophical Trans. of the R. Society of London
Séries A - N° 1123 Vol. 211 - pp. 514-540.

- /10/ KIEHL J.P. S.G.P.R. - France)
Communication SM 107/74 - 4ème Symposium International sur
la conversion d'énergie par M.H.D.
Varsovie - Juillet 1968.
- /11/ HALS F. - KEEFE L. A.V.C.O. - U.S.A.
Communication SM 74/68 - 3ème symposium International sur
la conversion d'énergie par M.H.D. Salzbourg - Juillet 1966.
- /12/ NAGAIHIRO A. - SHIOTA M. - FUBURY F. - AMANIYA Y.
KATO T et ANDO Y. - ASAHI (Japon)
Comm. N° 1 SM 107/92 - 4ème Symp. International sur la
conversion d'énergie par M.H.D. - Juillet 1968 - Varsovie.
- /13/ KUCZYNSKI G. - PARROT R. - HURM M. et YEROUCHALMI D.
Etude de la corrosion dans des cristaux de magnésie par
des sels alcalins.
4ème Symposium pour la génération d'électricité par
magnétohydrodynamique - Varsovie (Pologne) 24-30 Juillet 1968.
- /14/ OSTWALD W. - Z. Phys. Chem 34,495 (1900)
- /15/ G.W. GREENWOOD - Acta Met 4,243 (1956)
- /16/ WAGNER C. - Z Elektrochemie 65,581 (1961)
- /17/ LIFSHITZ I.M. et SLYOZOV V.V. - J. Phys. Chem. Solids 19,35.(1961)
- /18/ DOREMUS R.H. - Modern Aspects of the Vitreous State 2,1 (1962)
- /19/ SPRIGGS R.M. - VASSILOS T. et BRISSETTE J.A.
Materials Science Rescarch 3,313 - 1966)
- /20/ WUENSCH B.J. et VASSILOS T. - J. Am. Cer. Soc. 47,63 (1961)
- /21/ BRZOZOWSKI W.S. - YEROUCHALMI D. - DUL J.
"Echangeur Thermique à accumulation sur lit de billes mobile"
Brevet CEA N° 93497 2/2/67.
- /22/ GAUK W. et YEROUCHALMI D.
Comportement de réfractaires en alumine pour un échangeur
à lit de billes mobile.
4ème symp. Inter. sur la conv. de l'énergie par M.H.D.
Varsovie Juillet 1968.
- /23/ Mc QUARRIE M.
"Thermal conductivity - Analysis and variation of thermal
conductivity with temperature for Al₂O₃, BeO and MgO.
J. Am. Ceram. Soc. 37 (2) 91-95 (1954)

- /24/ CHECHETKIN A.V.
"High Temperature Heat Carriers"
Pergamon Press 1963.
- /25/ LEYHE et HOWELL
"Nasa Report N) TND 914"
- /26/ W.H. Mac ADAMS
"Transmission de la chaleur"
Dunod 1961
- /27/ JACOB M.
"Heat Transfer - Vol. 1"
John Wiley and Sons 1964.
- /28/ FOEX M. - YEROUCHALMI D. - DELMAS R.
"Four centrifuge pour la fusion et la coulée de produits réfractaires"
C.R. Acad. Sc. Paris ; t : 270 ; pp. 1082-1084 - 23 Mars 1970.
- /29/ BLATTMANN H. - DELMAS R. - FOEX M. - YEROUCHALMI D.
"Four rotatif de fusion"
Brevet CEA N° 95689) - 29 Février 1967.
- /30/ YEROUCHALMI D.
"Echangeur à galets mobiles chauffé par rayonnement"
Brevet CEA N° 70 32 779 9 Septembre 1970.
- /31/ YEROUCHALMI D.
"Distributeur - Doseur et vannes à haute température"
Brevet CEA N° 70 32 778 9 Septembre 1970.
- /32/ YEROUCHALMI D. et G. GOSSE
"Echangeur thermique à rayonnement et à lit de billes mobiles utilisable en conversion d'énergie par M.H.D."
5ème symposium International sur la Conversion d'Energie par M.H.D.
Munich - Avril 1971.
- /33/ KAPS et LONDON
"Compact Heat exchangers"
Mc Graw Hill - 1955.
- /34/ GAUK W. - YEROUCHALMI D.
"Etudes et essais de réfractaires magnésiens pour un échangeur M.H.D. à haute température."
4è Symp. sur la conv. d'Energie par M.H.D.
Varsovie 24-30 Juillet 1968.

- /35/ BRZOWSKI W.S. - YEROUCHALMI D. - FUCZIEWIEZ
"Echangeur thermique à récupération de semence"
Brevet CEA N° II3809 - 10.7.67.
- /36/ WANG R. et YEROUCHALMI D.
"Bruleur de combustible fluide"
Brevet CEA N° 72 736 - 1966.
- /37/ YEROUCHALMI D. et CARBONNELLE J.
"A 200 kW Open Cycle M.H.D. Rig for Testing Electrodes and
Insulating Walls.
Energy Conversion - Vol. 9 pp. 155-156
Pergamon Press - 1969.
- /38/ WANG R et YEROUCHALMI D
"Electrodes et parois à température de faces frontales
structuralement déterminées pour générateurs M.H.D.
à cycle ouvert".
Revue Hautes Températures et Réfrac. t. 3 - 1966 pp. 205-214.



- 1 - Compresseur
- 2 - Chambre de combustion
- 3 - Convertisseur MHD
- 4 - Echangeur de chaleur
- 5 - Désseminateur
- 6 - Chaudière à vapeur
- 7 - Dépoussiéreur

Fig. 1 Schéma simplifié d'une centrale M.H.D. à cycle fermé



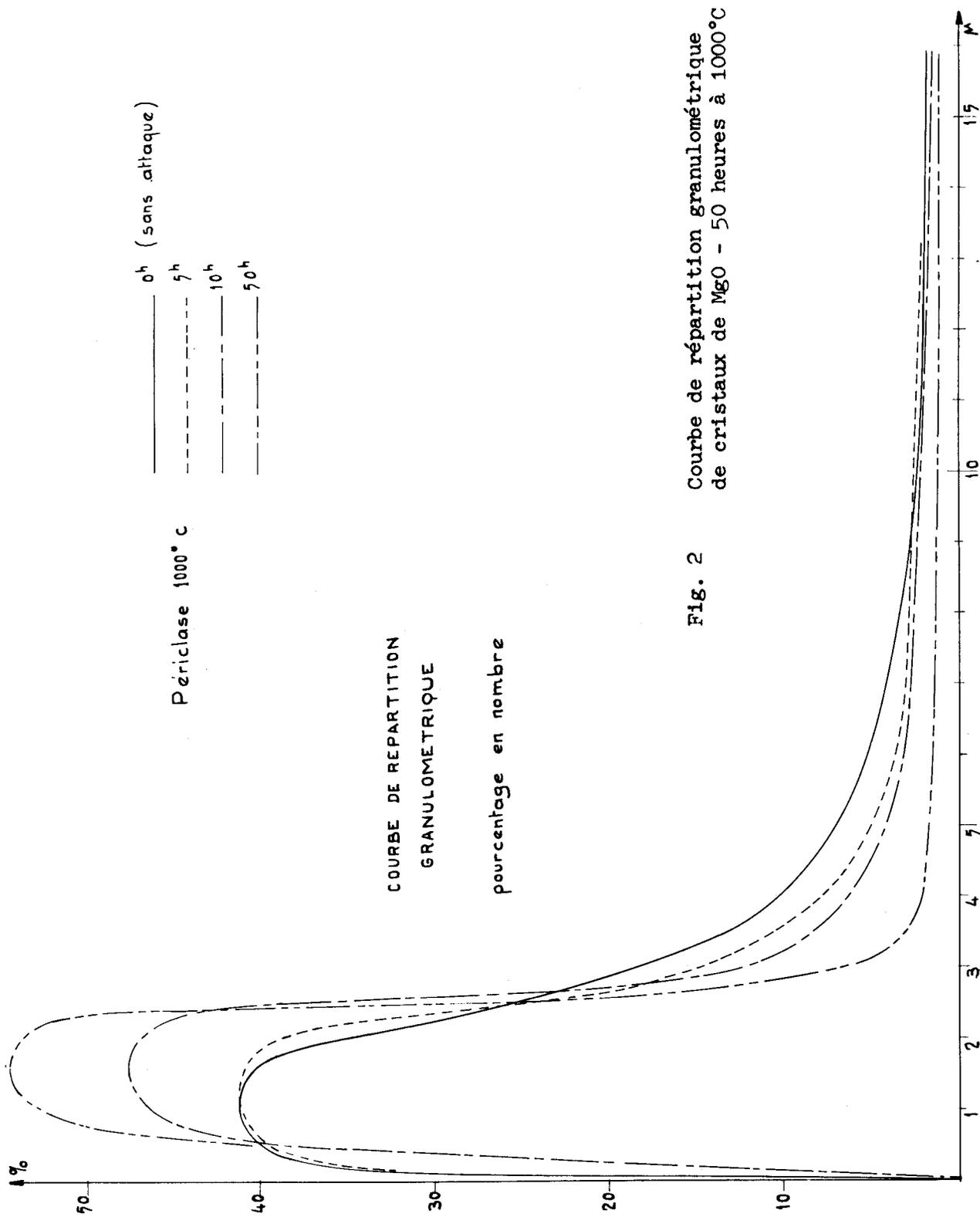


Fig. 2 Courbe de répartition granulométrique de cristaux de MgO - 50 heures à 1000°C

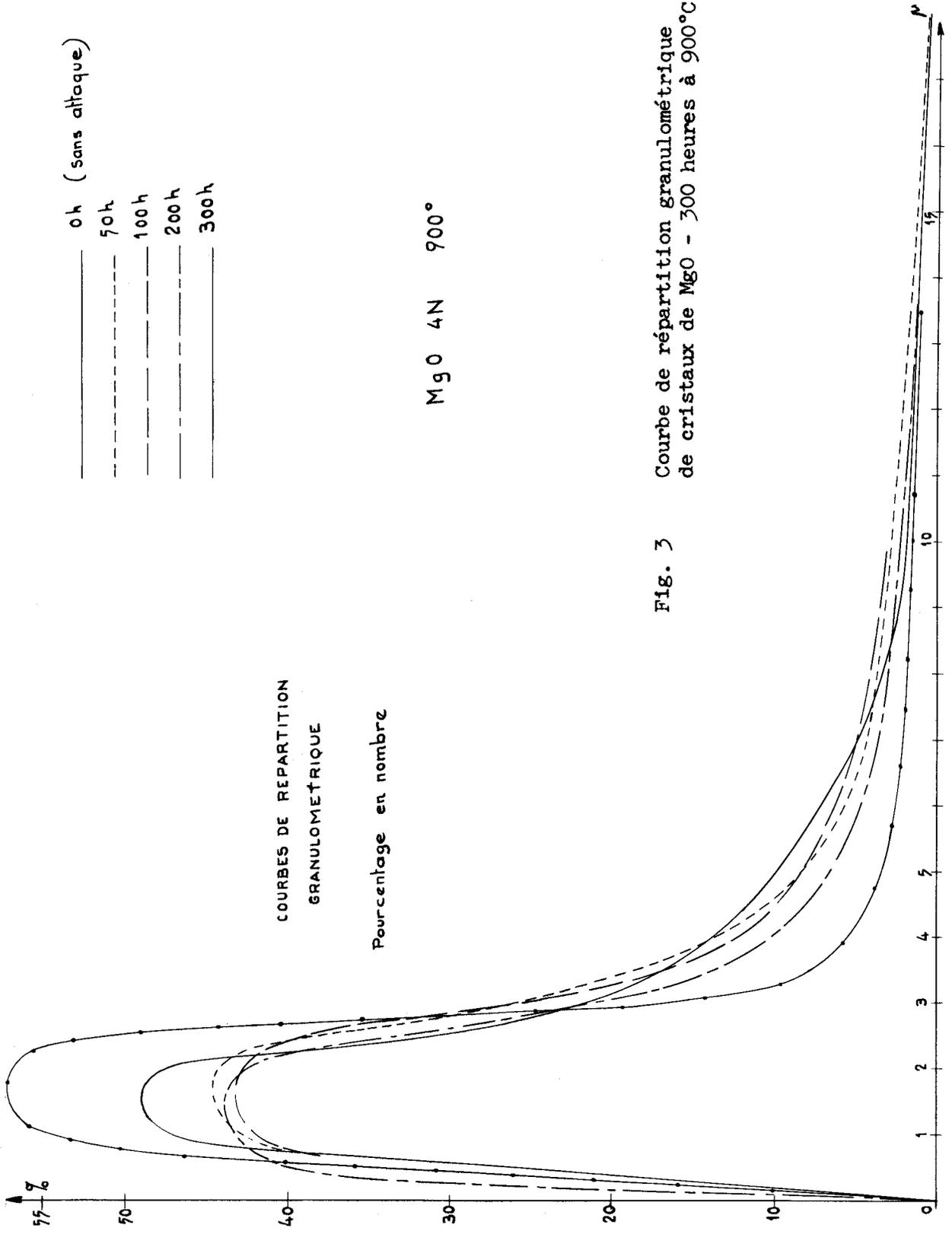


Fig. 3 Courbe de répartition granulométrique de cristaux de MgO - 300 heures à 900°C



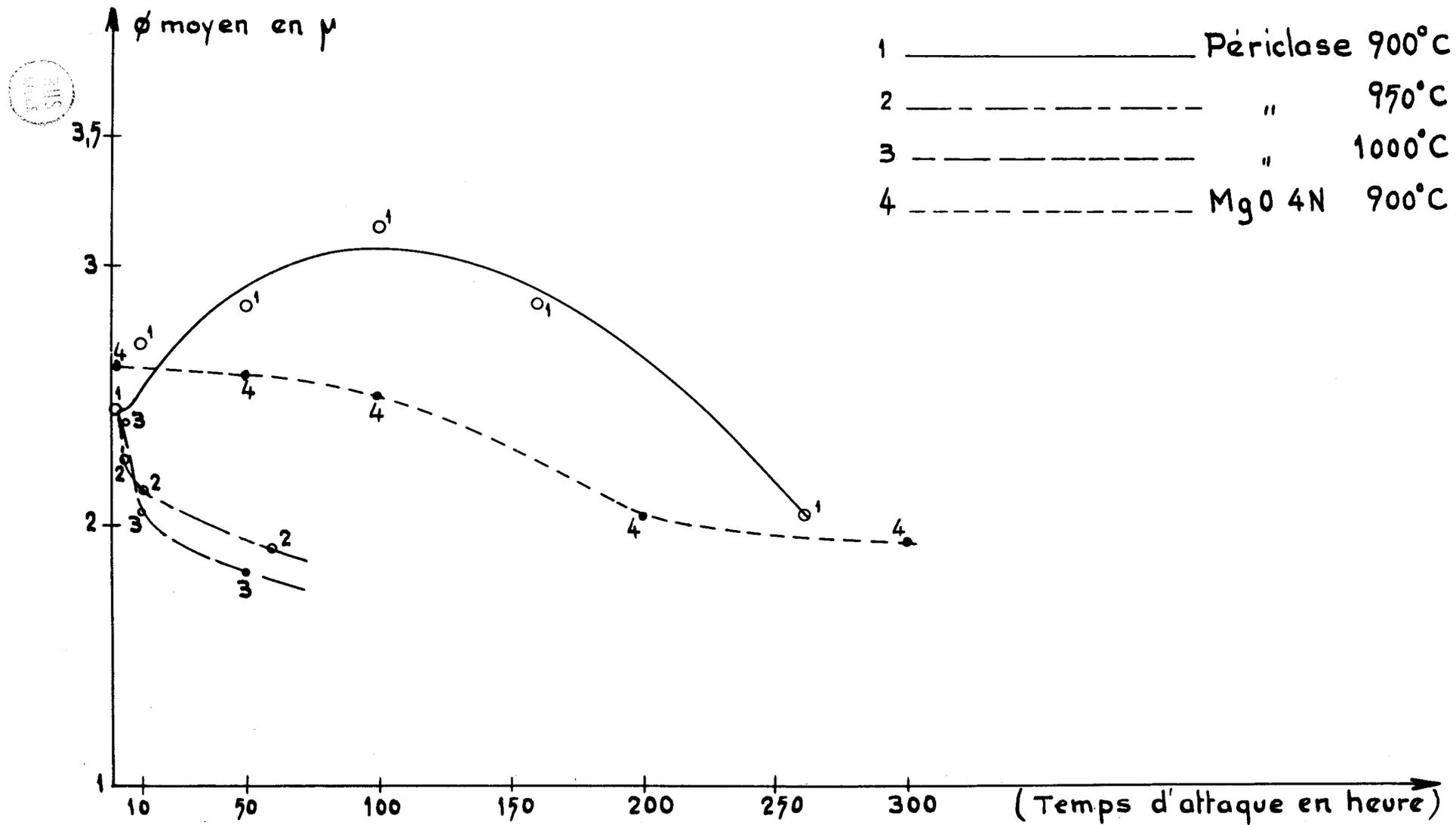


Fig. 4 Variations du diamètre moyen de MgO en fonction du temps (T = 900 à 1000°C)

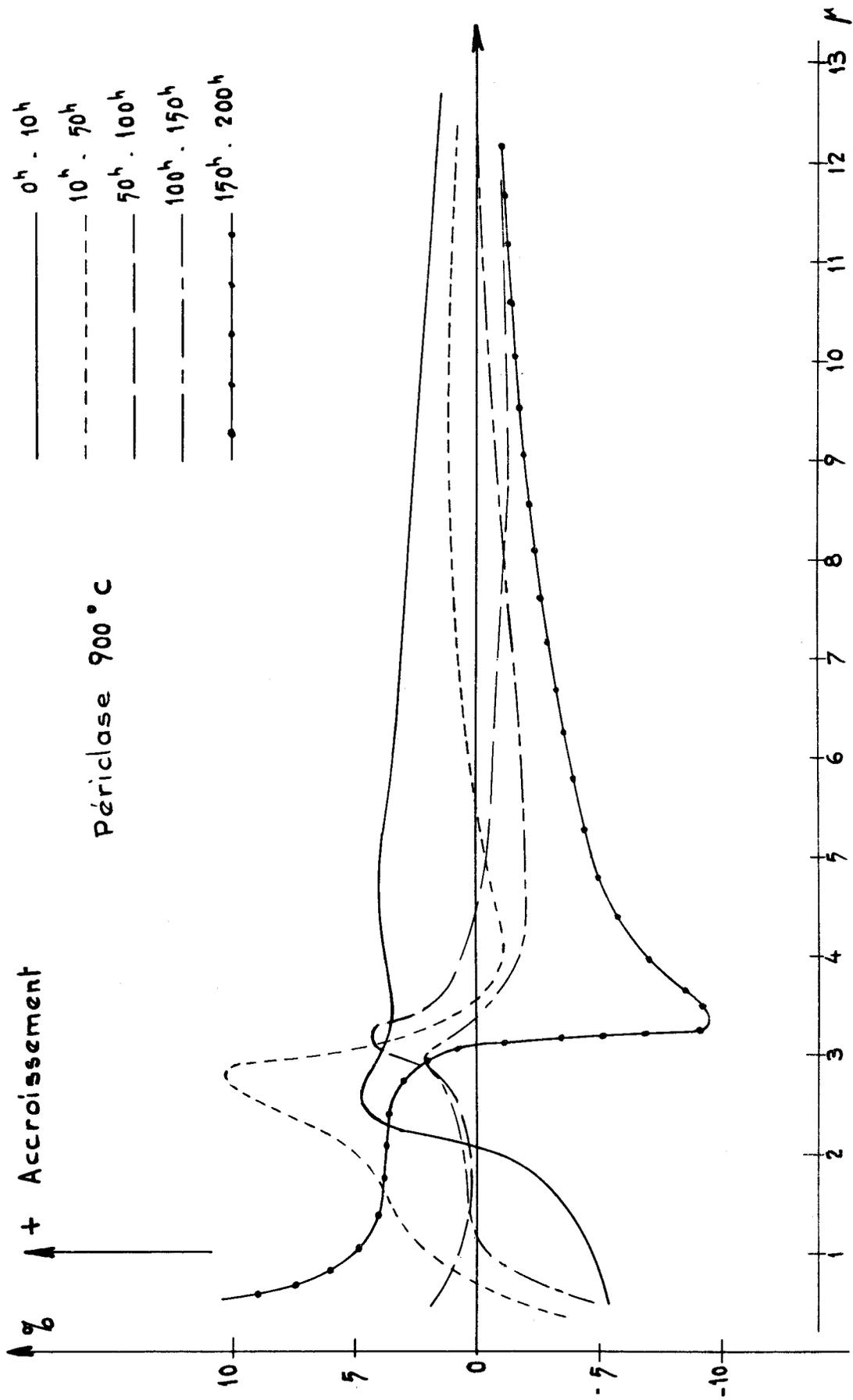


Fig. 5 Variations du pourcentage en nombre de chaque classe de grains de MgO en fonction du diamètre des grains ($\theta = 0$ à 150 h ; $T = 900^{\circ}\text{C}$)



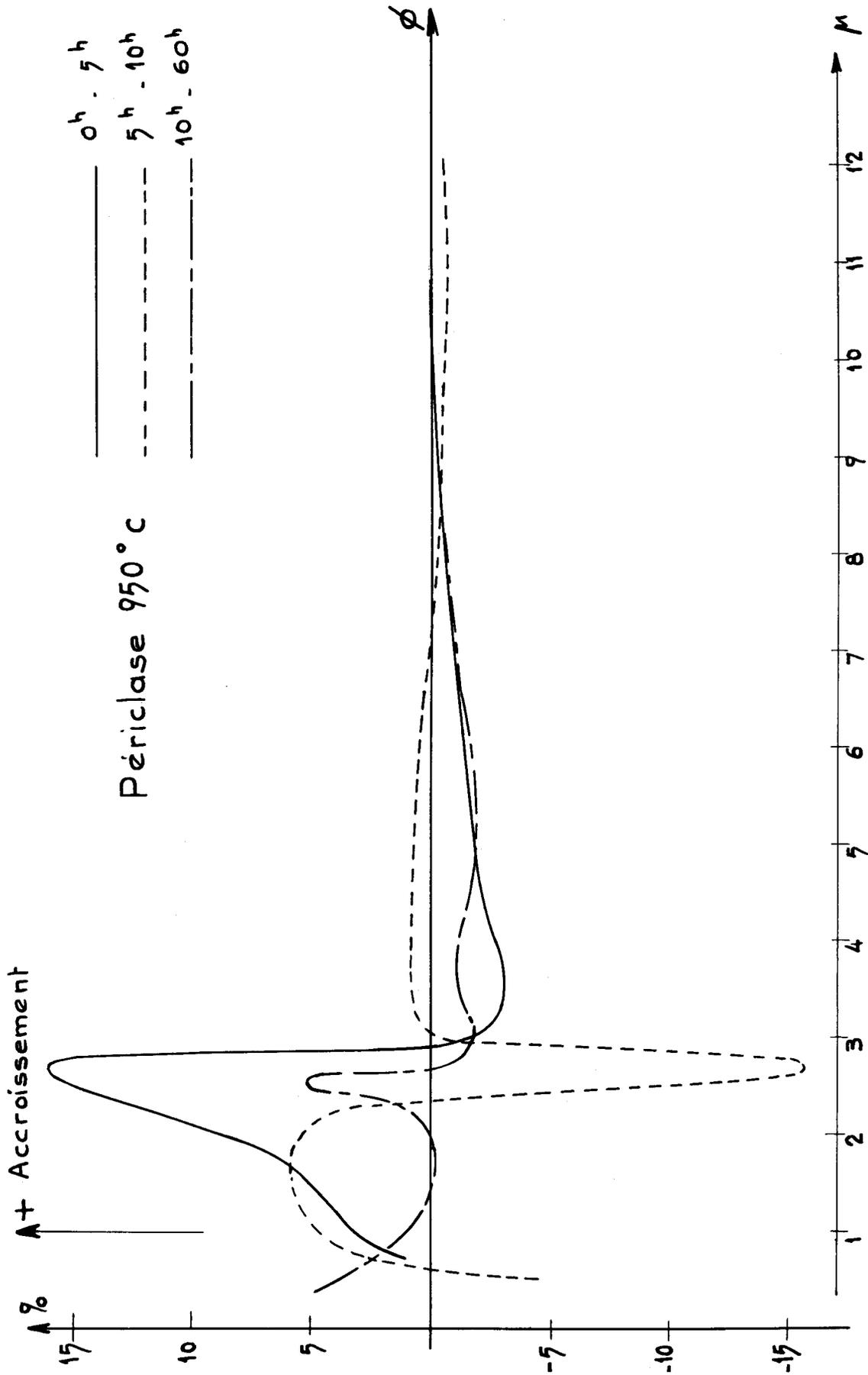


Fig. 6 Variations du pourcentage en nombre de chaque classe de grains de MgO (périclase) en fonction du diamètre des grains ($\phi = 0 \text{ à } 60 \text{ h}$; $T = 950^\circ \text{C}$)

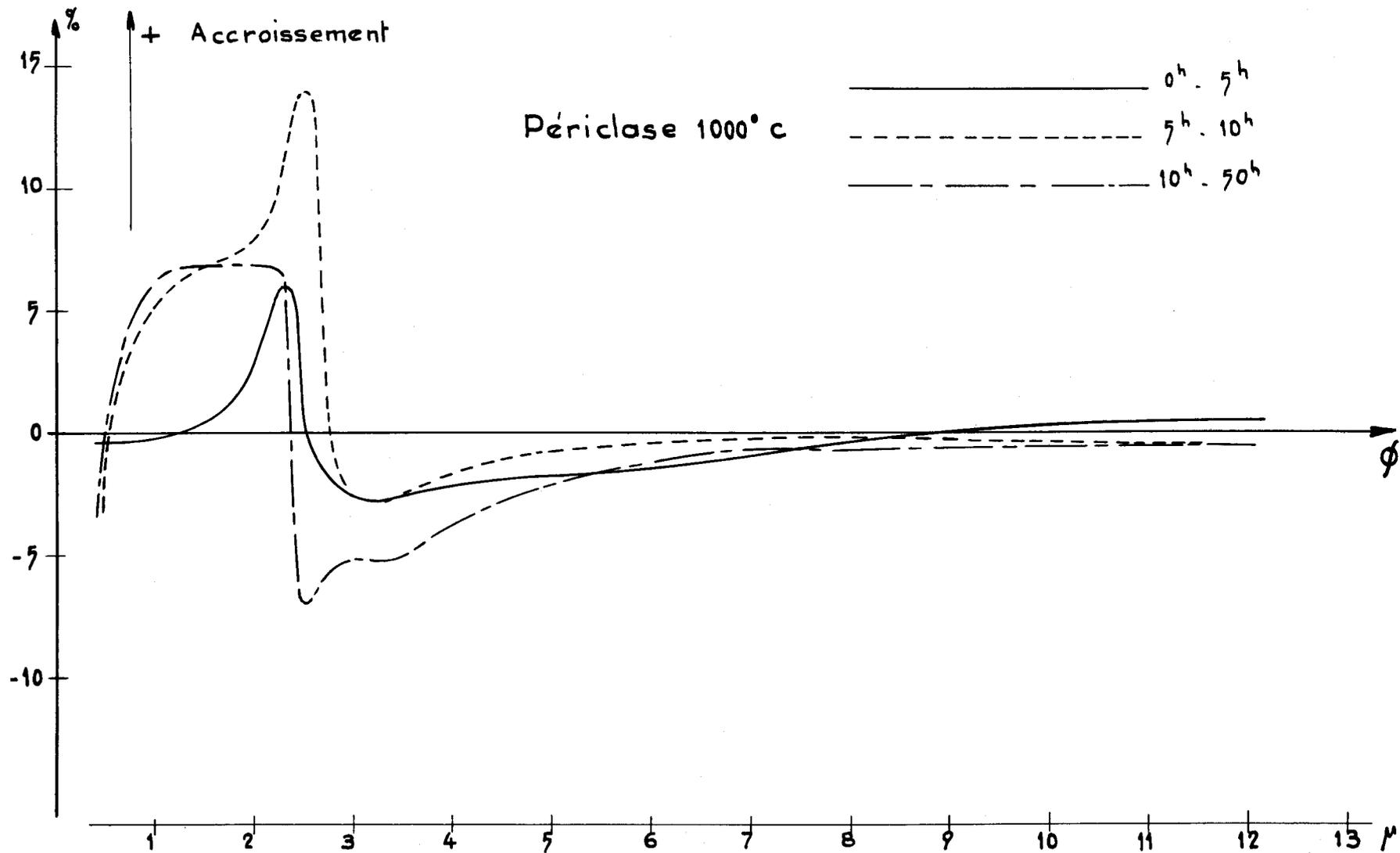


Fig. 7 Variations du pourcentage en nombre de chaque classe de grains de MgO (périclase) en fonction du diamètre des grains ($\theta = 0$ à 50 h ; T = 1000°C)



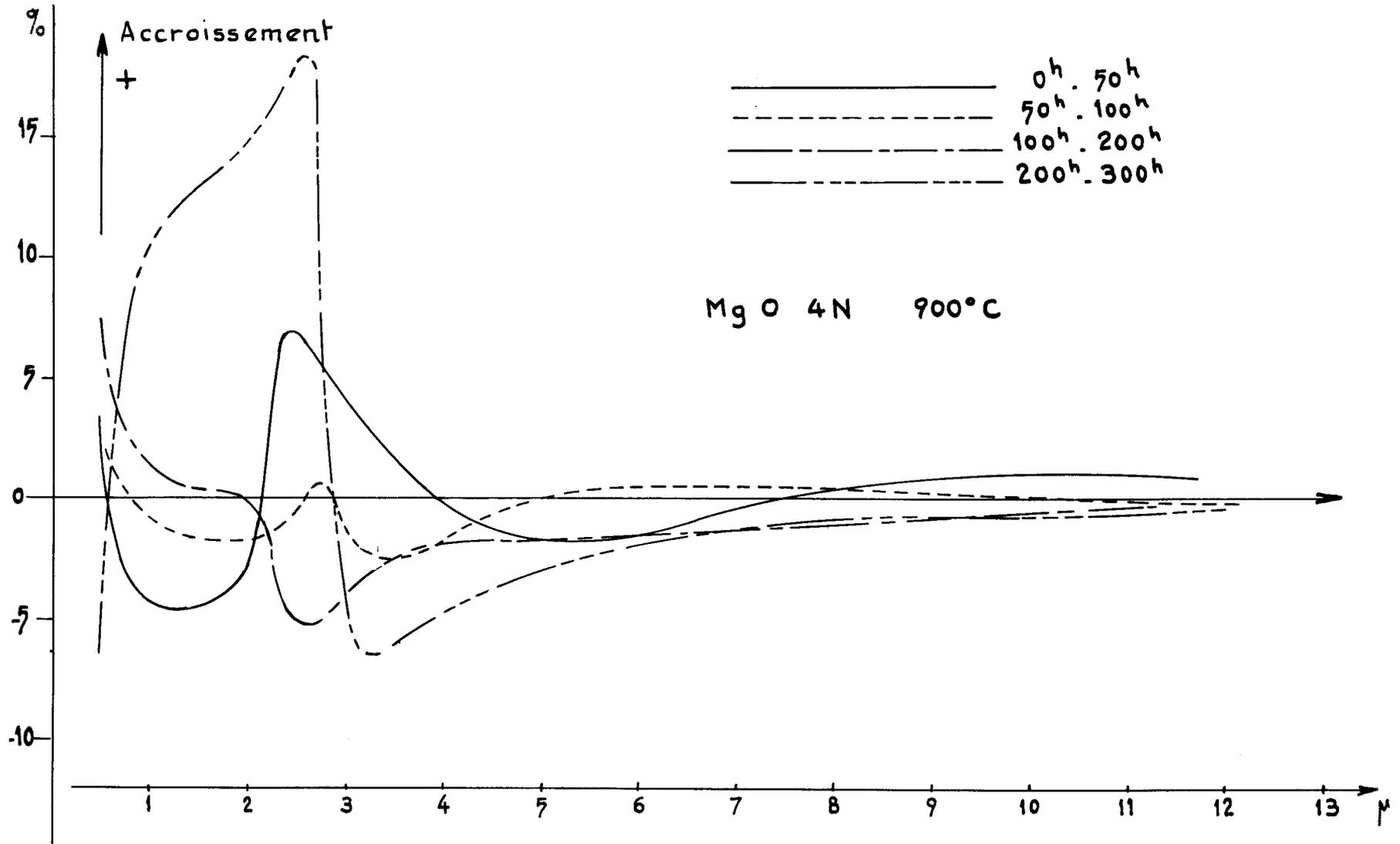


Fig. 8 Variations du pourcentage en nombre de chaque classe de grains de MgO (4N en cristaux) ($t = 0$ à 300 h, $T = 900^\circ\text{C}$)

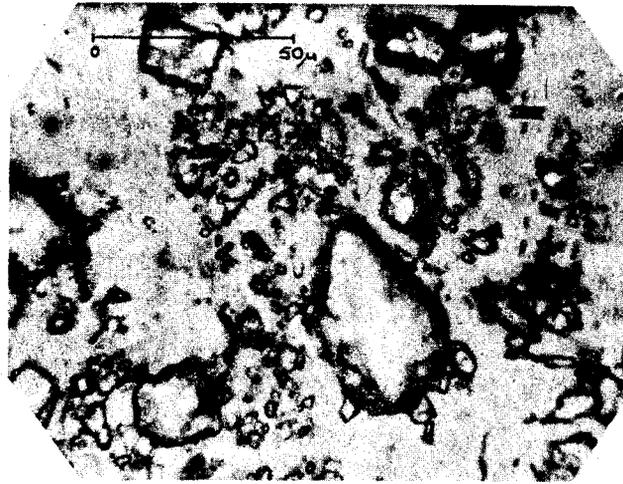


Figure 9
Frottis de MgO (X 710) sur lamelle porte-objet

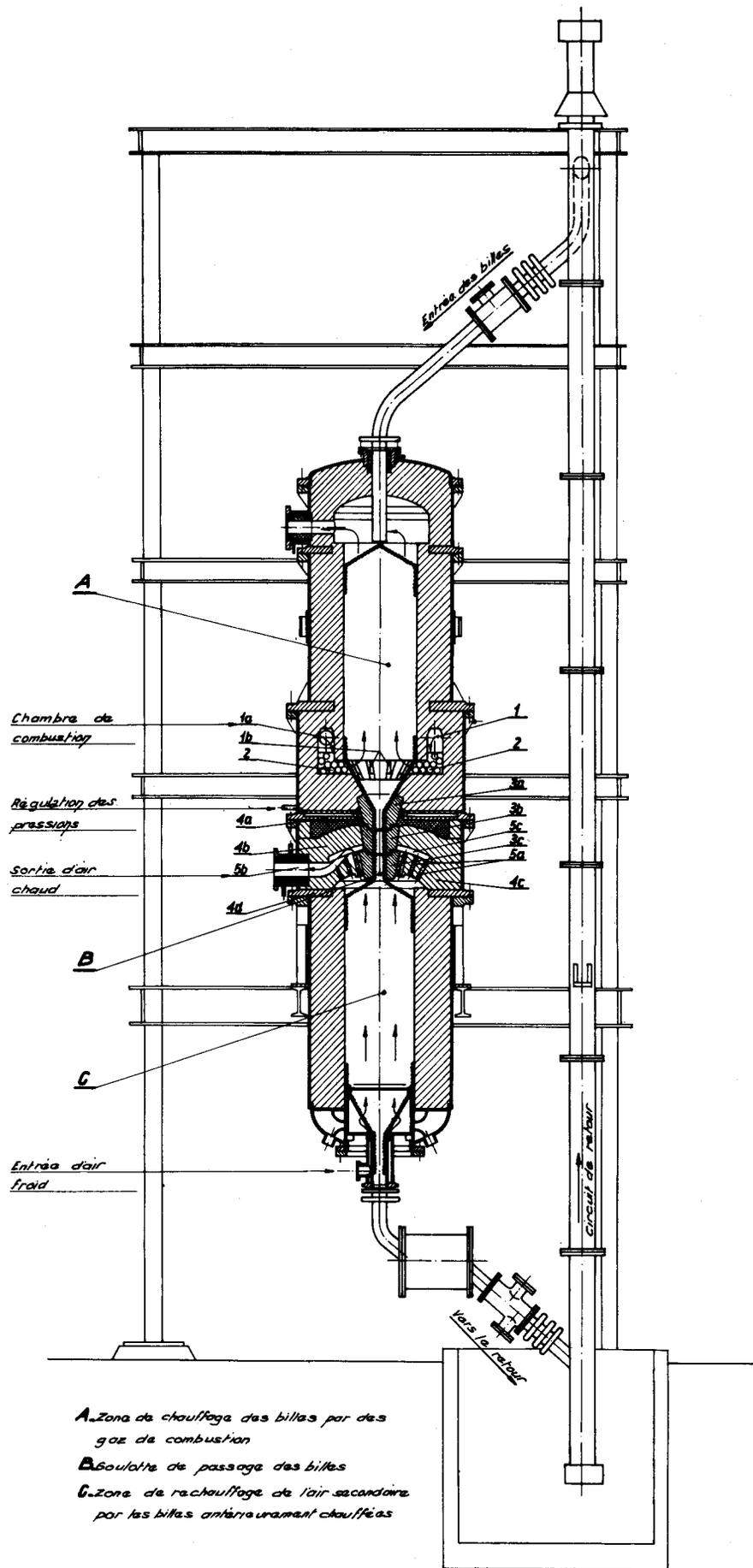
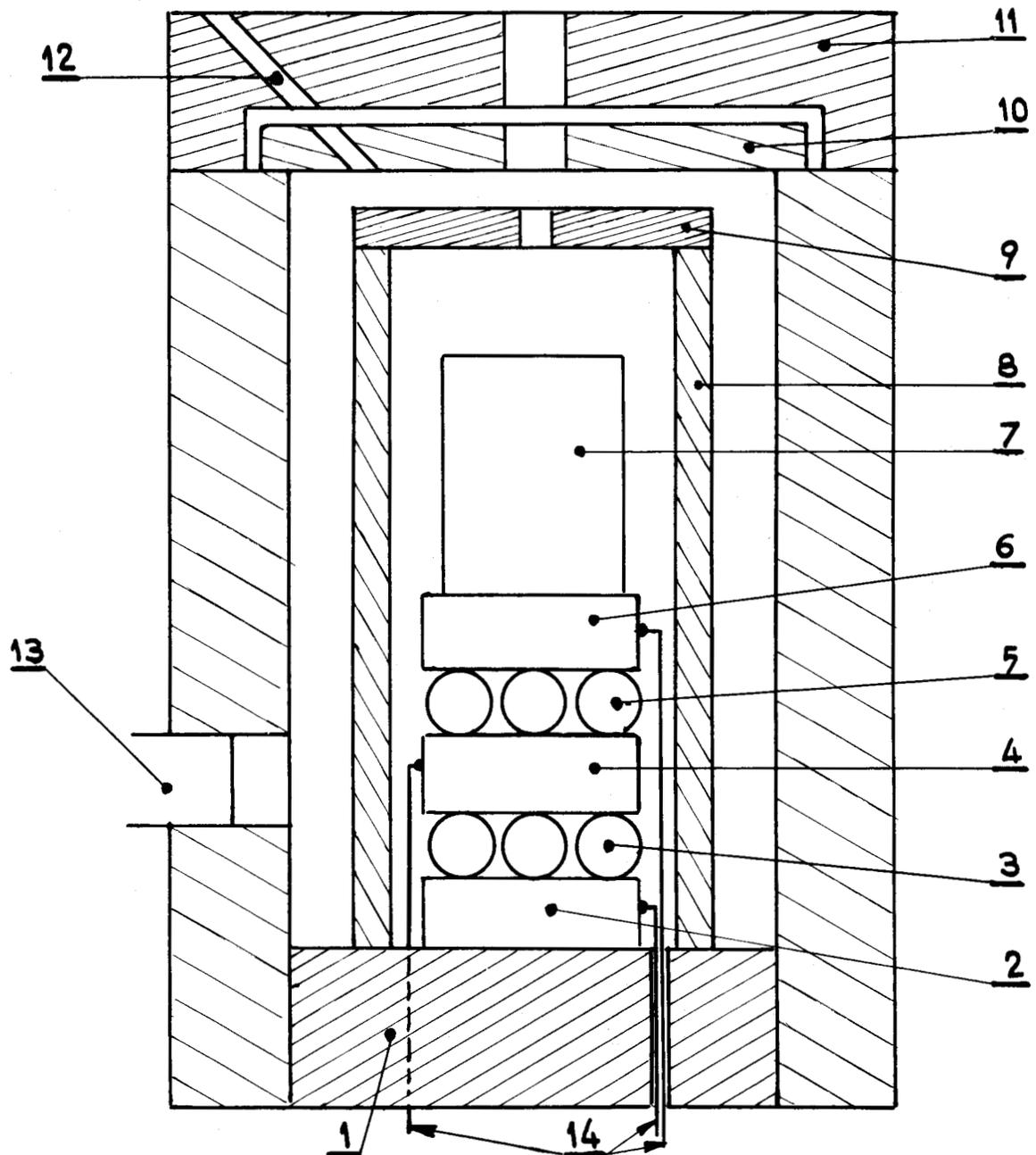


Fig. 10 Vue d'ensemble d'une section d'un échangeur à lit de billes mobiles



1 - plateau du Four - 2 - 4 - 6 plaquette d'alumine
3 - 5 billes . 7 charge . 8 tube intérieur en ZrO_2
9 couvercle intérieur en ZrO_2 - 10 couvercle du four
11 couvercle extérieur du four 12 échappement des gaz
13 brûleur 14 thermocouples

Fig. 11 Schéma de la disposition des plaquettes
 et des billes dans le four à gaz durant
 les essais



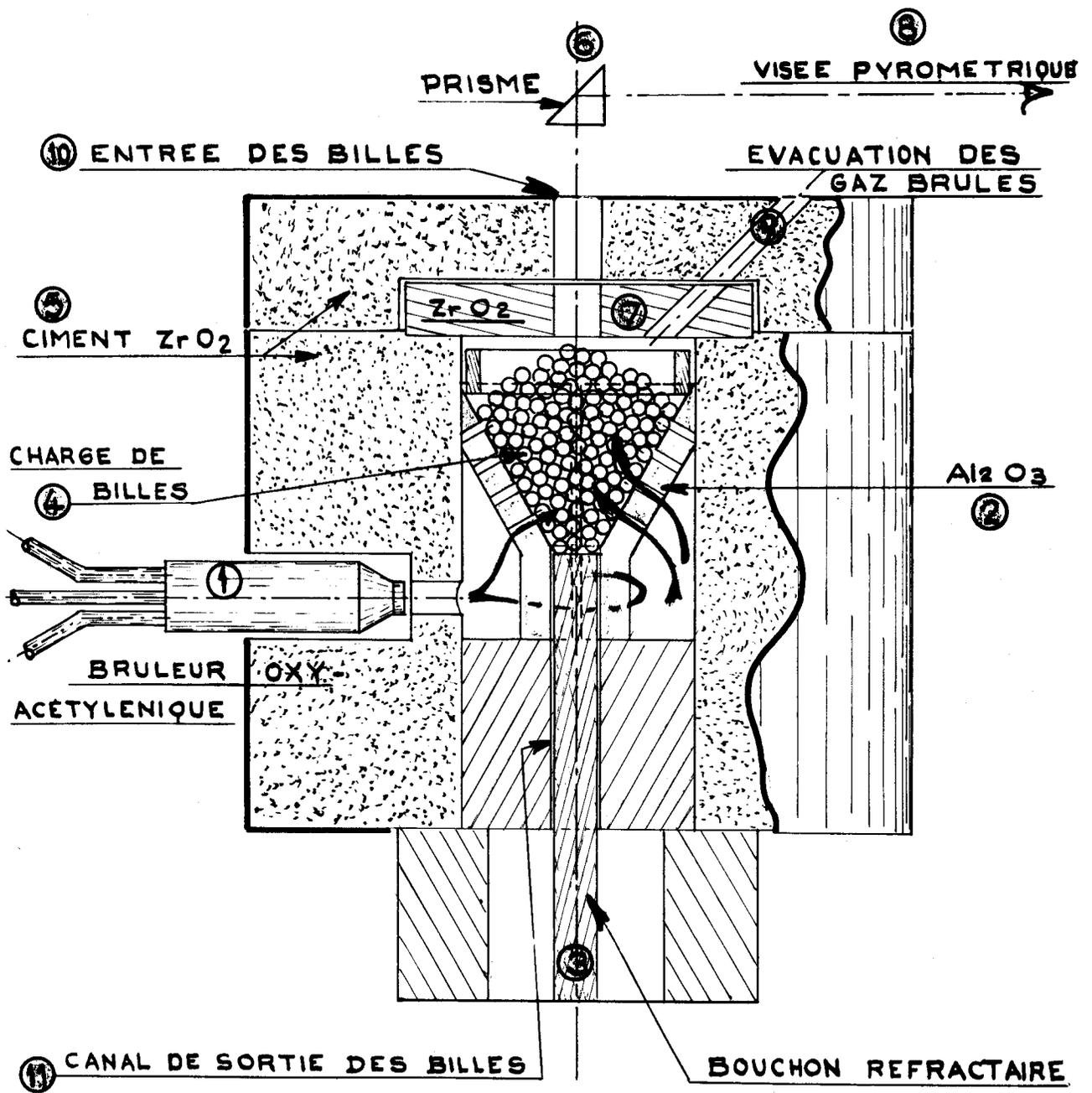


Fig. 12 Four d'essai aux chocs thermiques



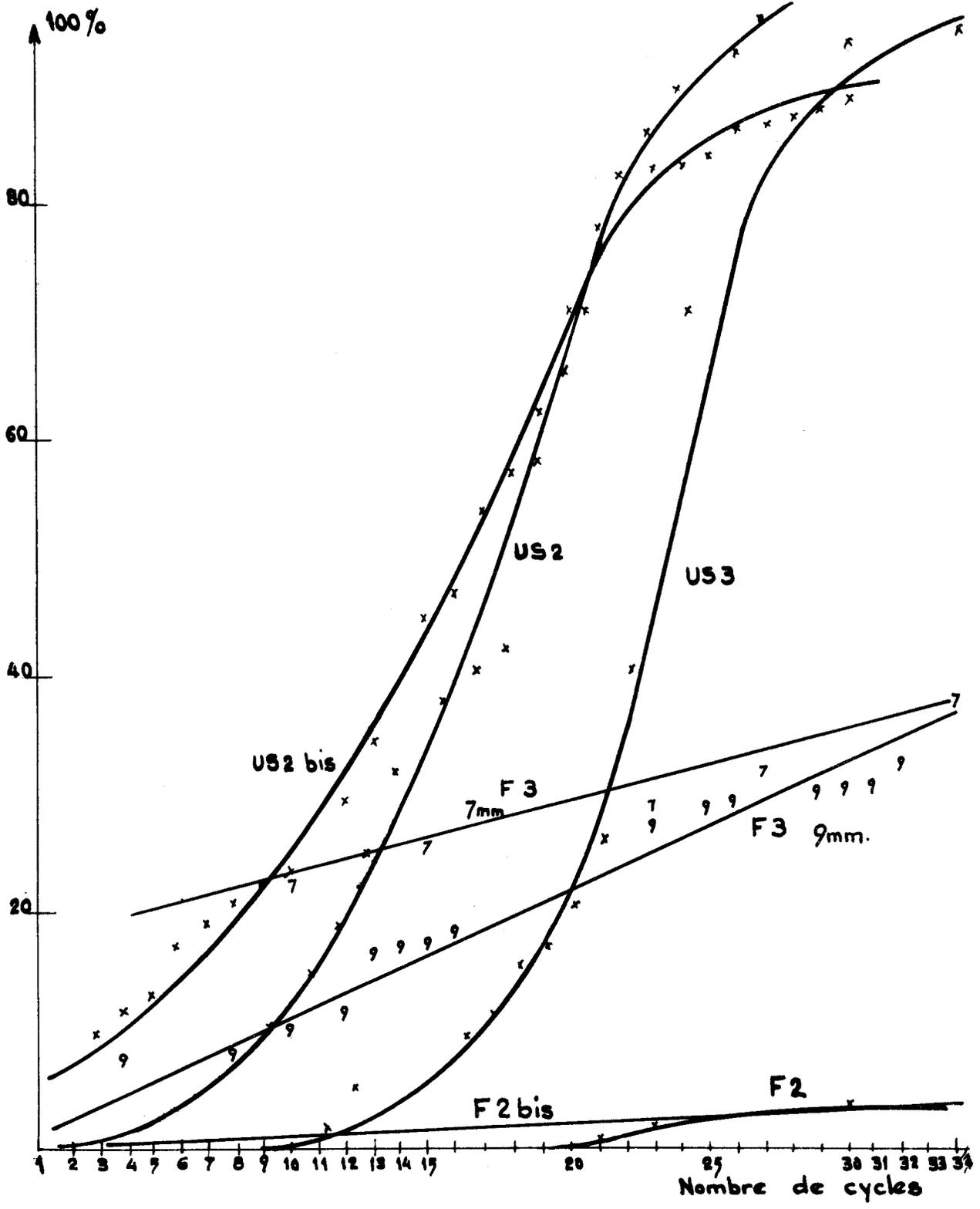
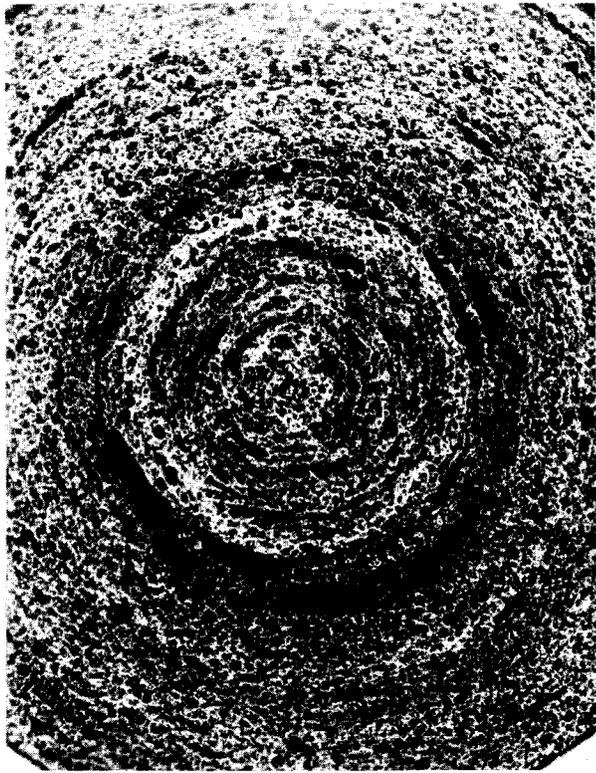
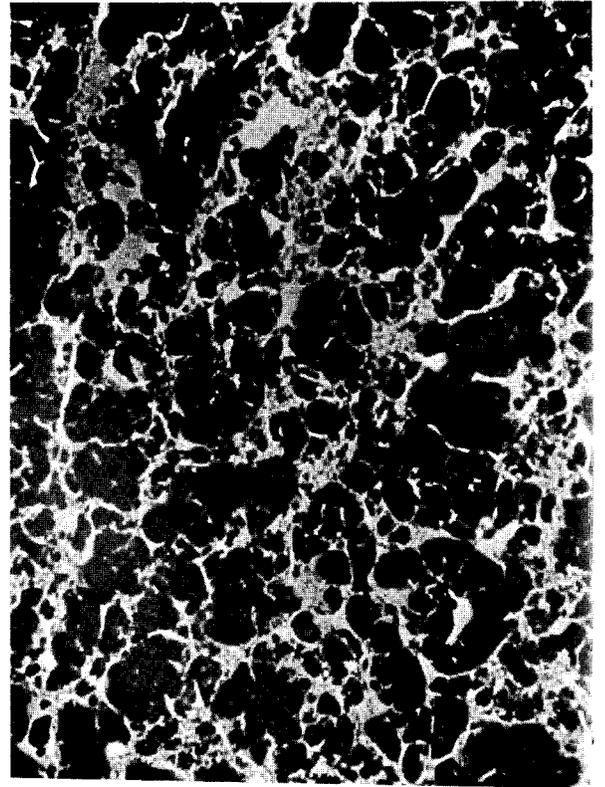


Fig. 13 Courbes cumulatives des pourcentages de billes fracturées

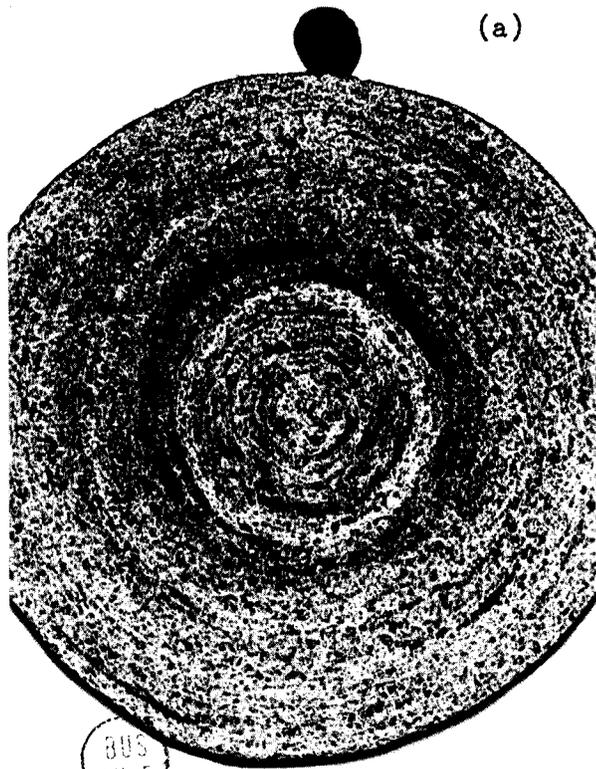




(a)

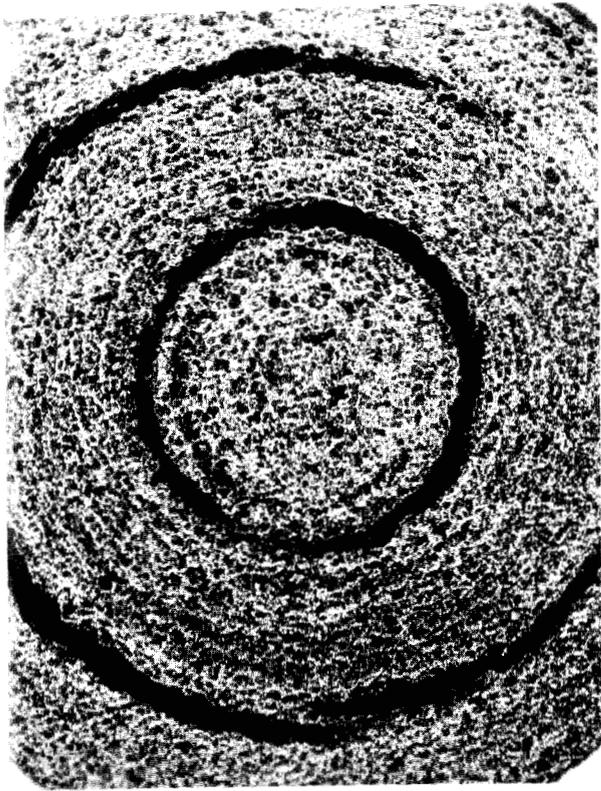


(c)

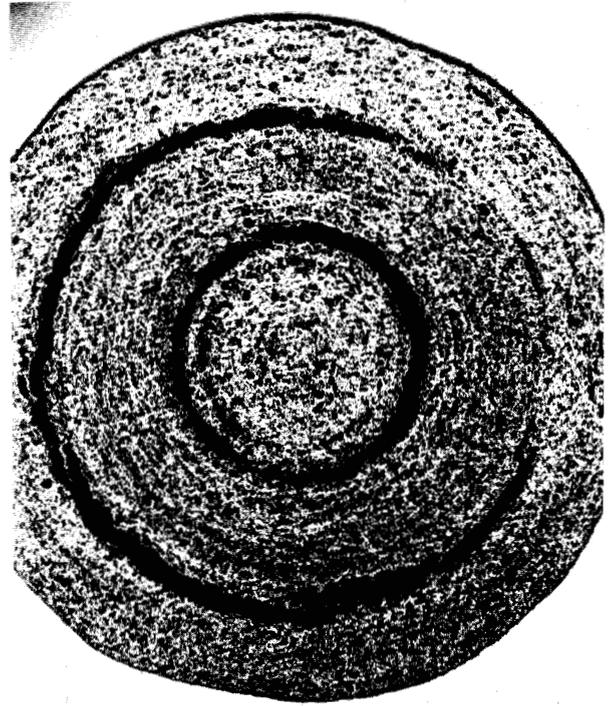


(b)

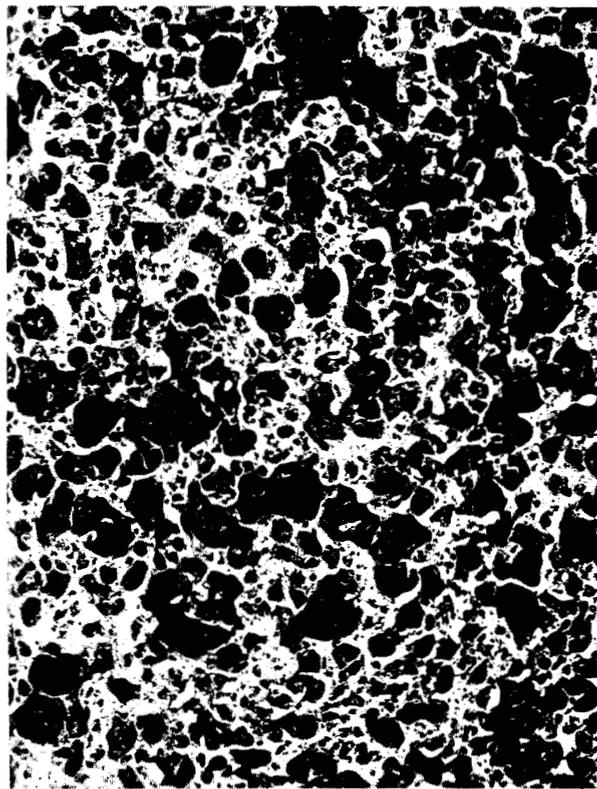
Figure 14
Macrographies (X15) et micrographie (X177) d'une bille (F_1) en Al_2O_3
obtenue par dragéification



(a)



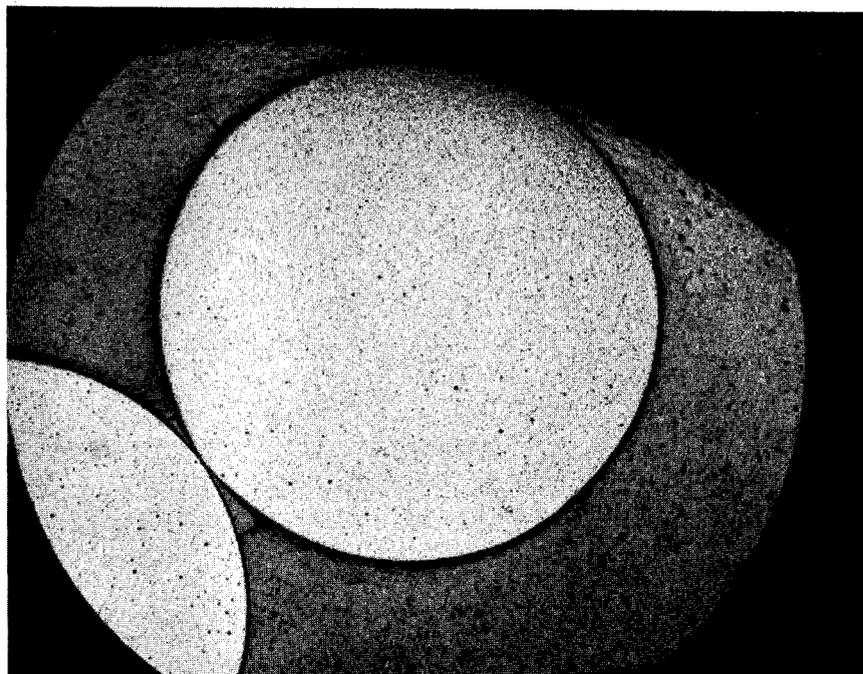
(b)



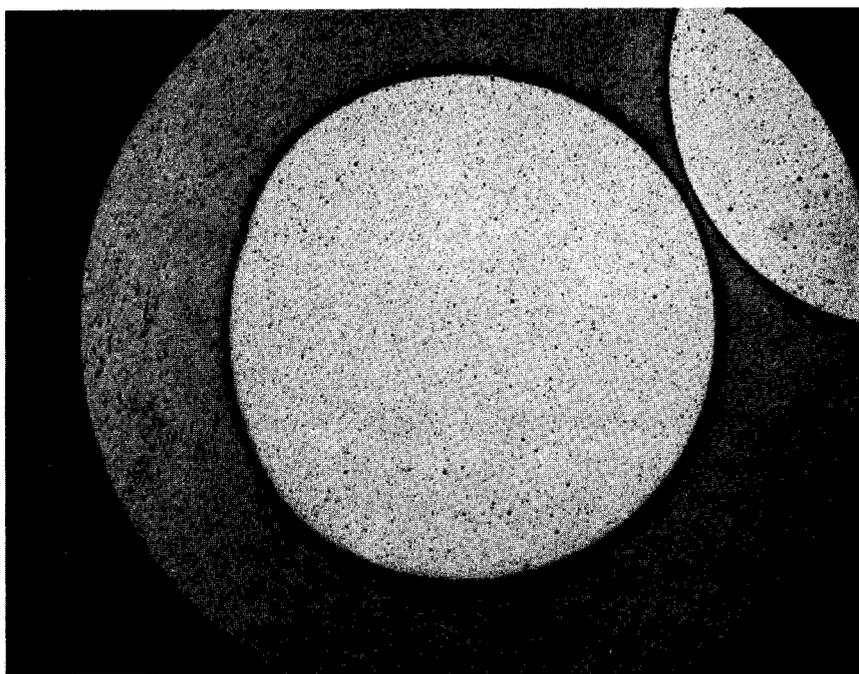
(c)



Figure 15
Macrographies (X15) et micrographie (X177) d'une bille (US_2) en Al_2O_3
obtenue par dragéification



(a)



(b)

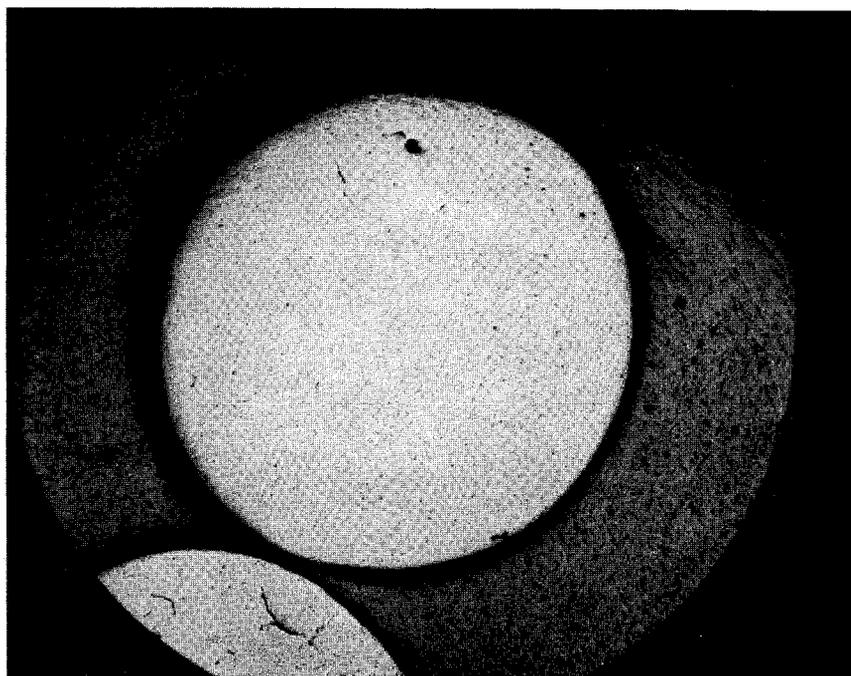


Figure 16

Macrographies (X7) de billes (F_3) en Al_2O_3 obtenues par pressage isostatique (avant essais aux chocs thermiques)



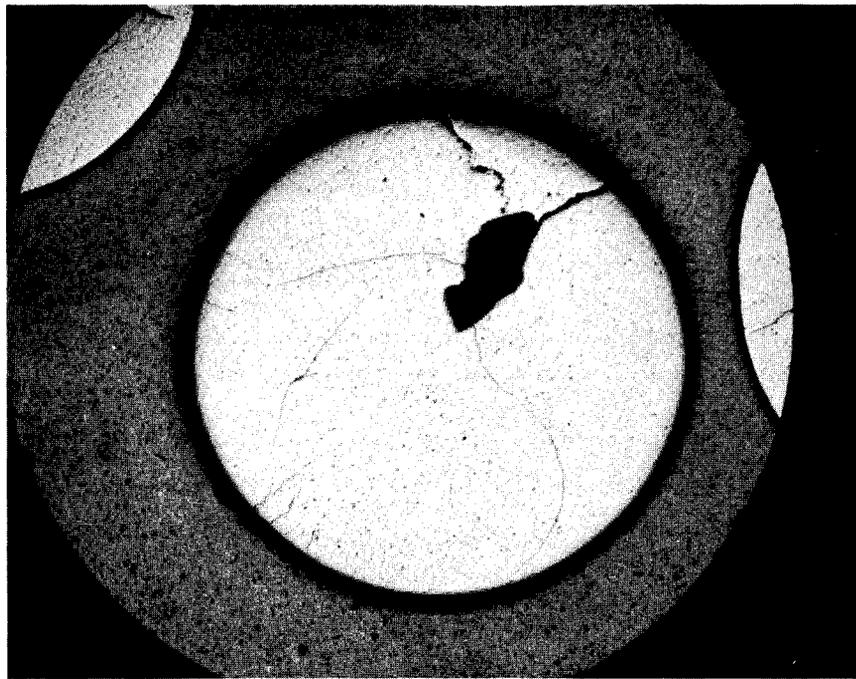
(a)



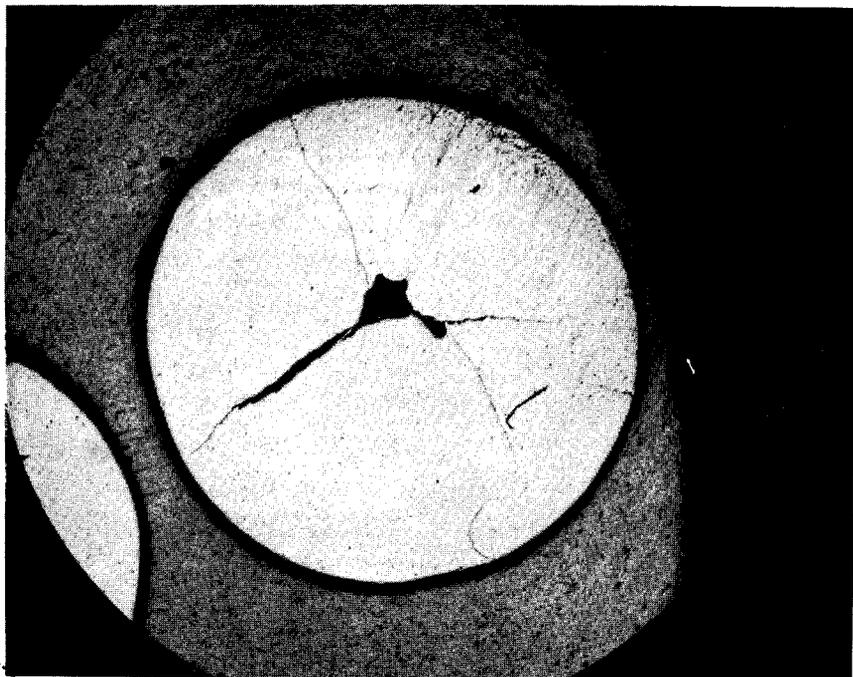
(b)



Figure 17
Macrographies (X7) de billes (F₂) en Al₂O₃ obtenues par injection
(avant essais aux chocs thermiques)



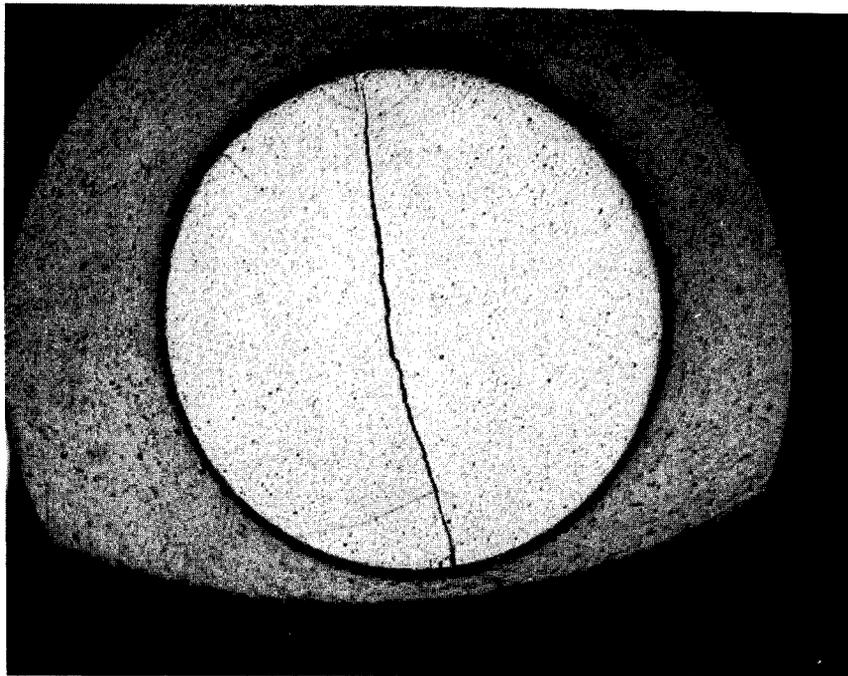
(a)



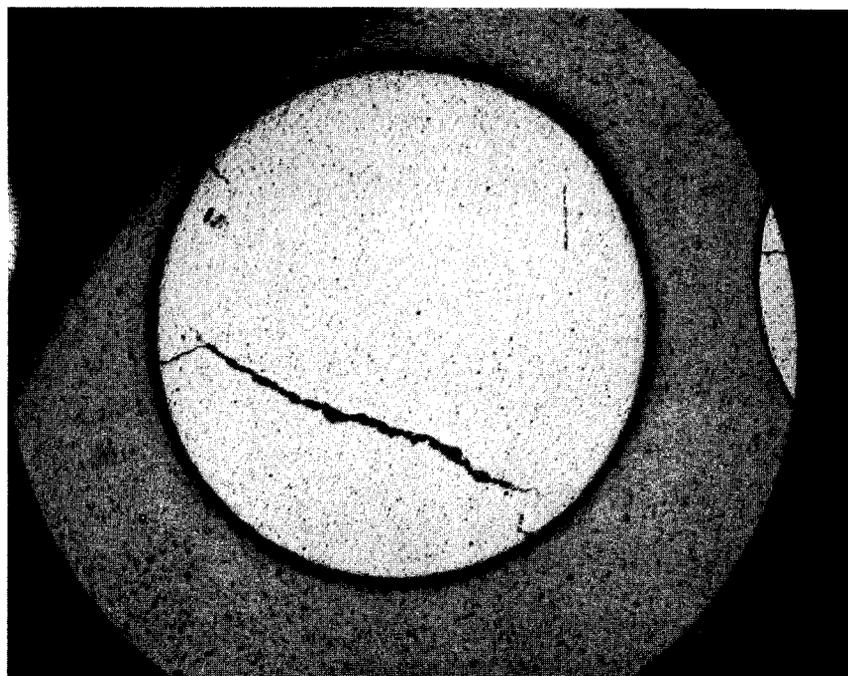
(b)

Figure 18
Macrographies (X7) de billes (F₂) en Al₂O₃ obtenues par injection
(après 34 chocs thermique)





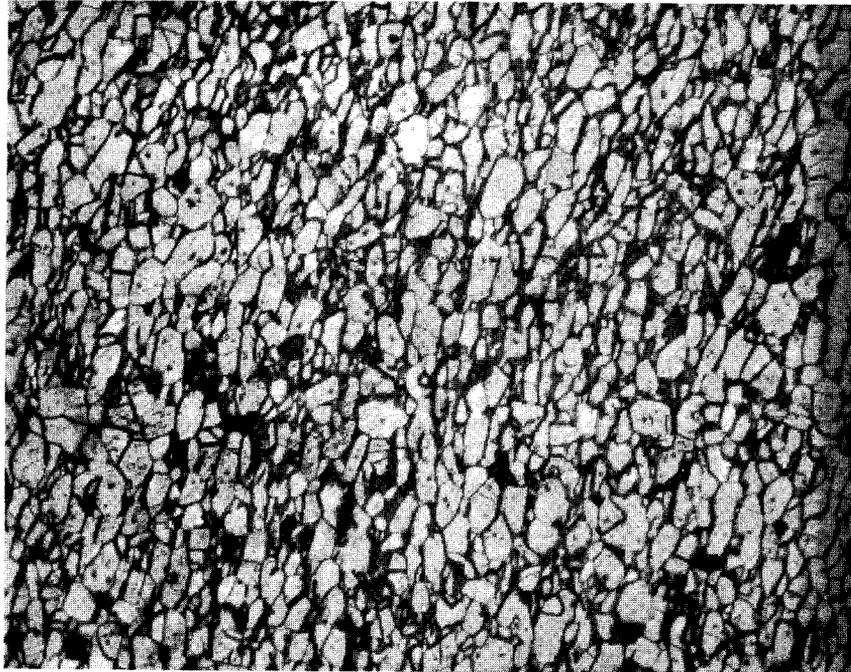
(a)



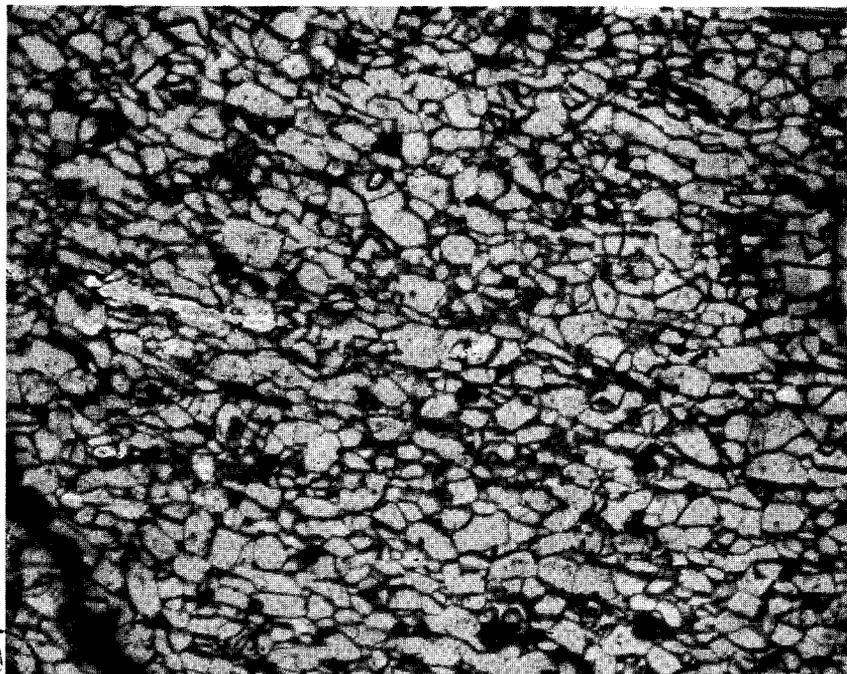
(b)



Figure 19
Macrographies (X7) de billes (F_3) en Al_2O_3
obtenues par pressage isostatique
(après 34 chocs thermiques)



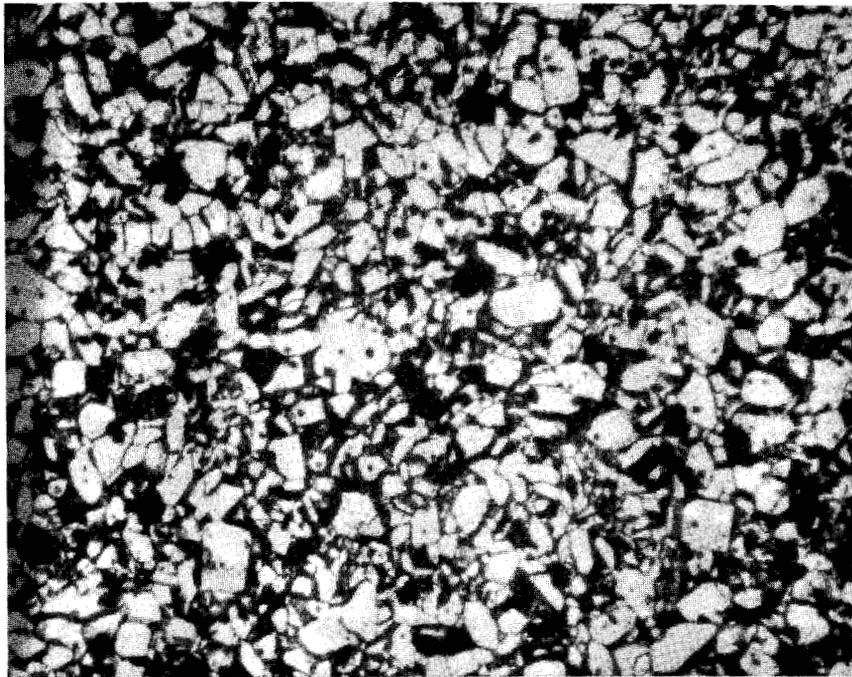
(a) avant essais de chauffage



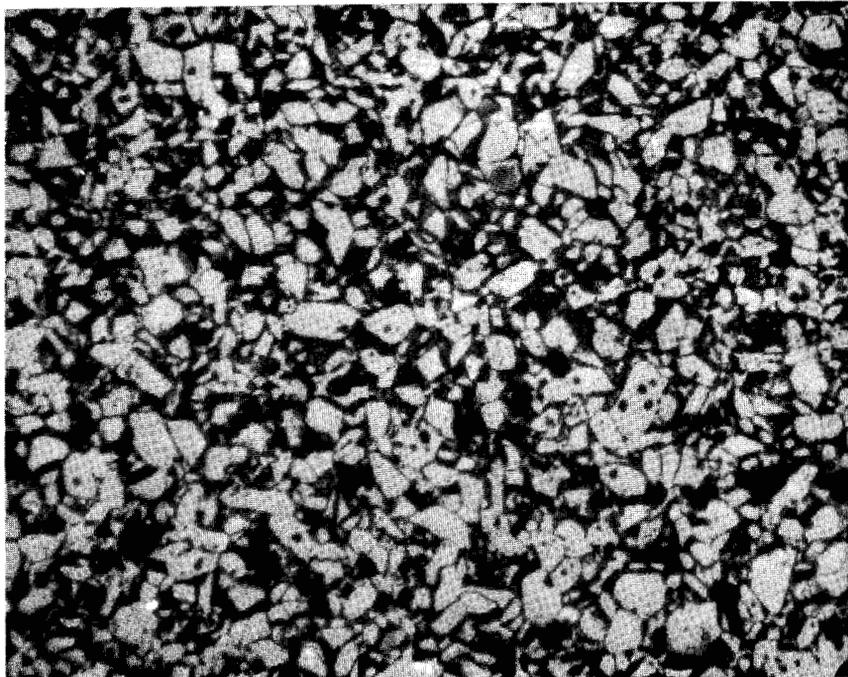
(b) après 34 chocs thermiques

BU
LILLE

Figure 20
Micrographies (X177) de billes (F₃) en Al₂O₃



(a) avant essais de chauffage



(b) après 34 chocs thermiques



Figure 21
Micrographies (X177) de billes (F₂) en Al₂O₃

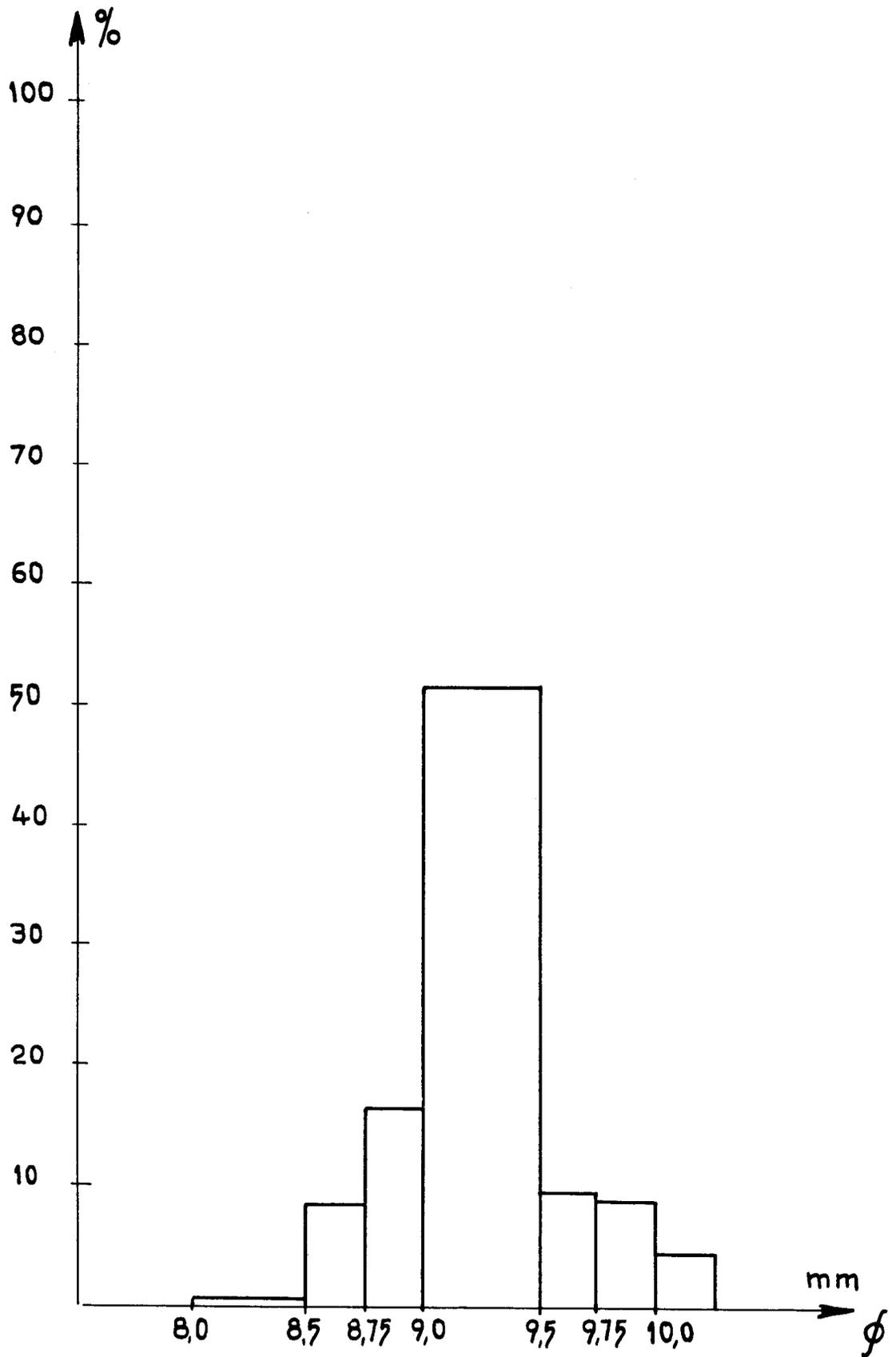


Fig. 22 Répartition des dimensions des billes
US₂ en pourcentage



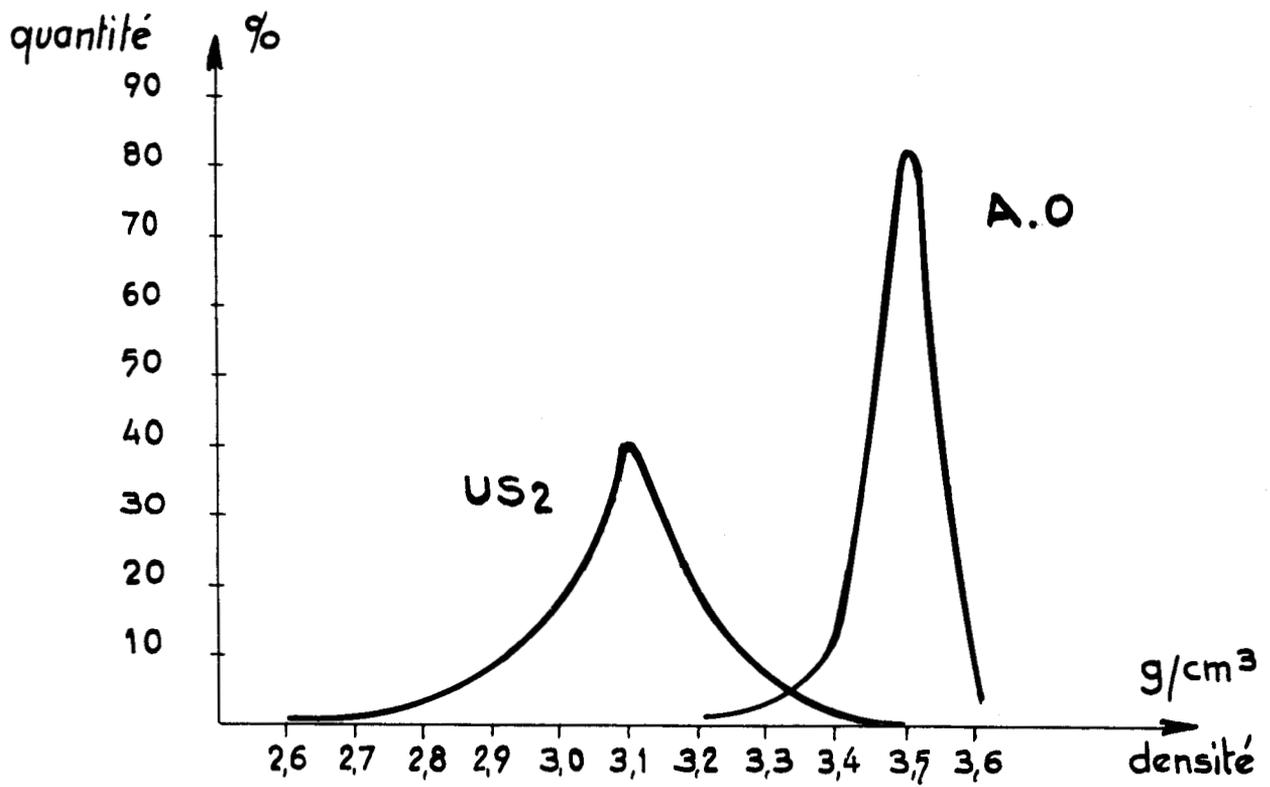
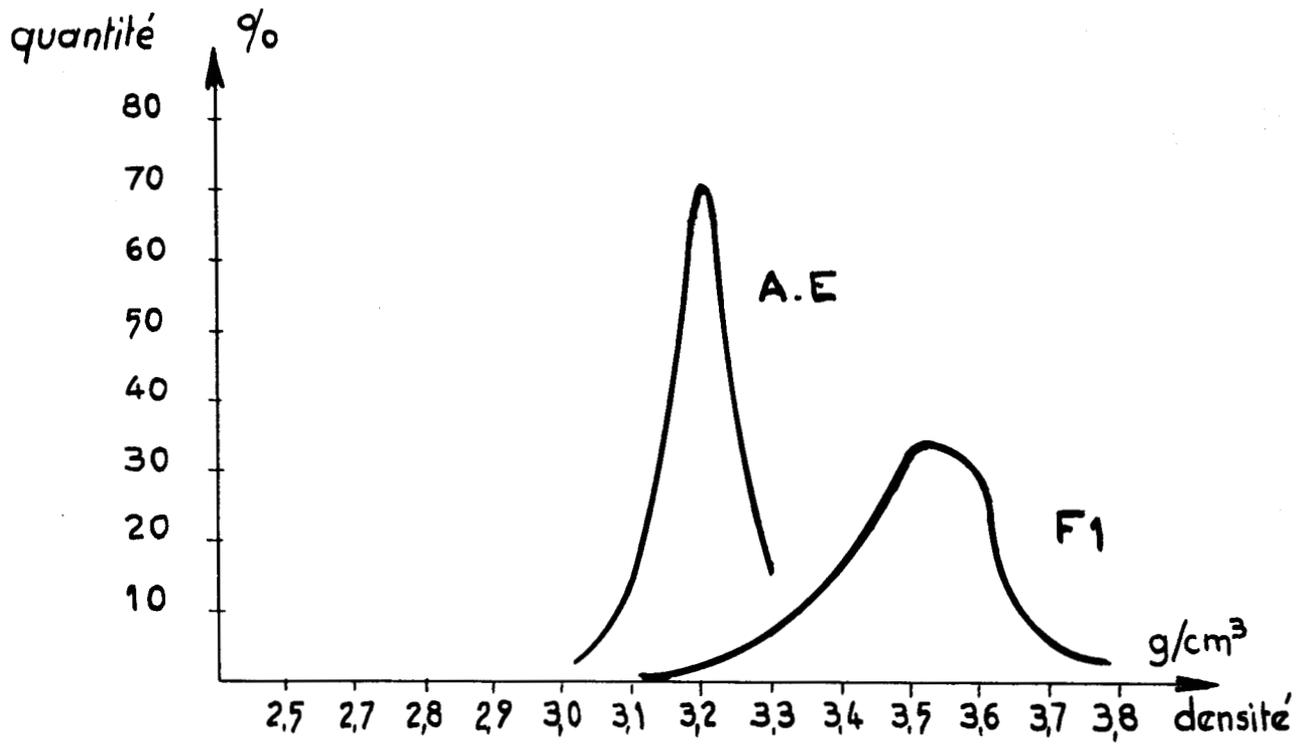


Fig. 23 Répartition des densités des billes



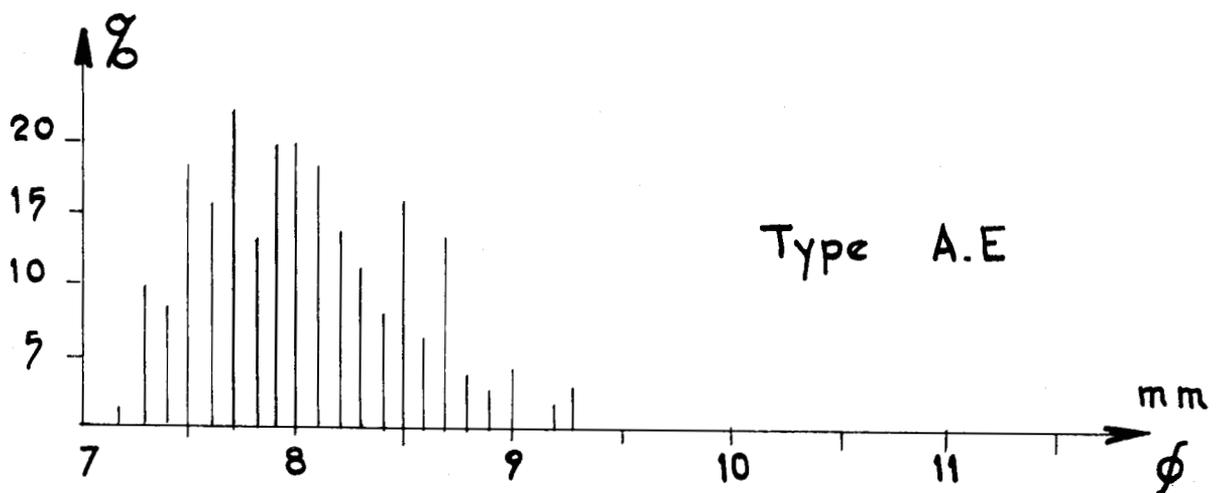
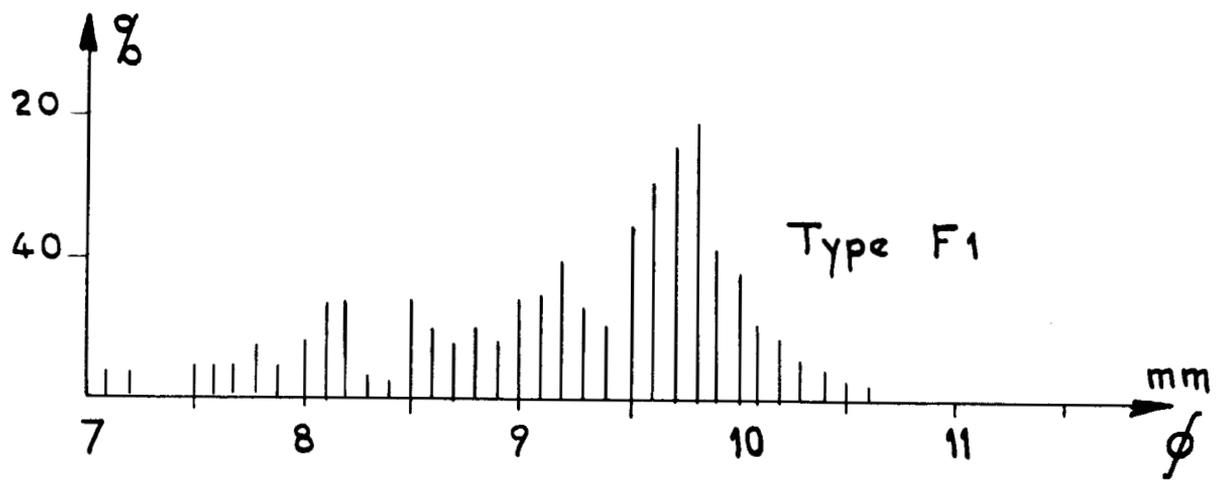
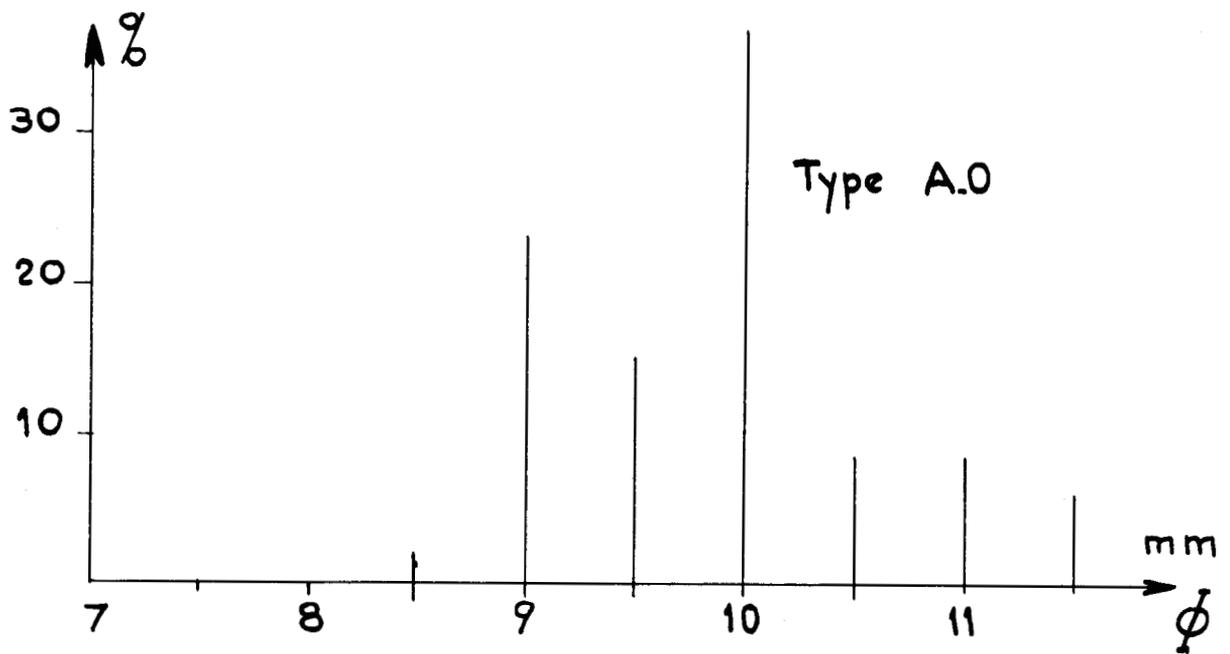


Fig. 24 Répartition des diamètres des billes



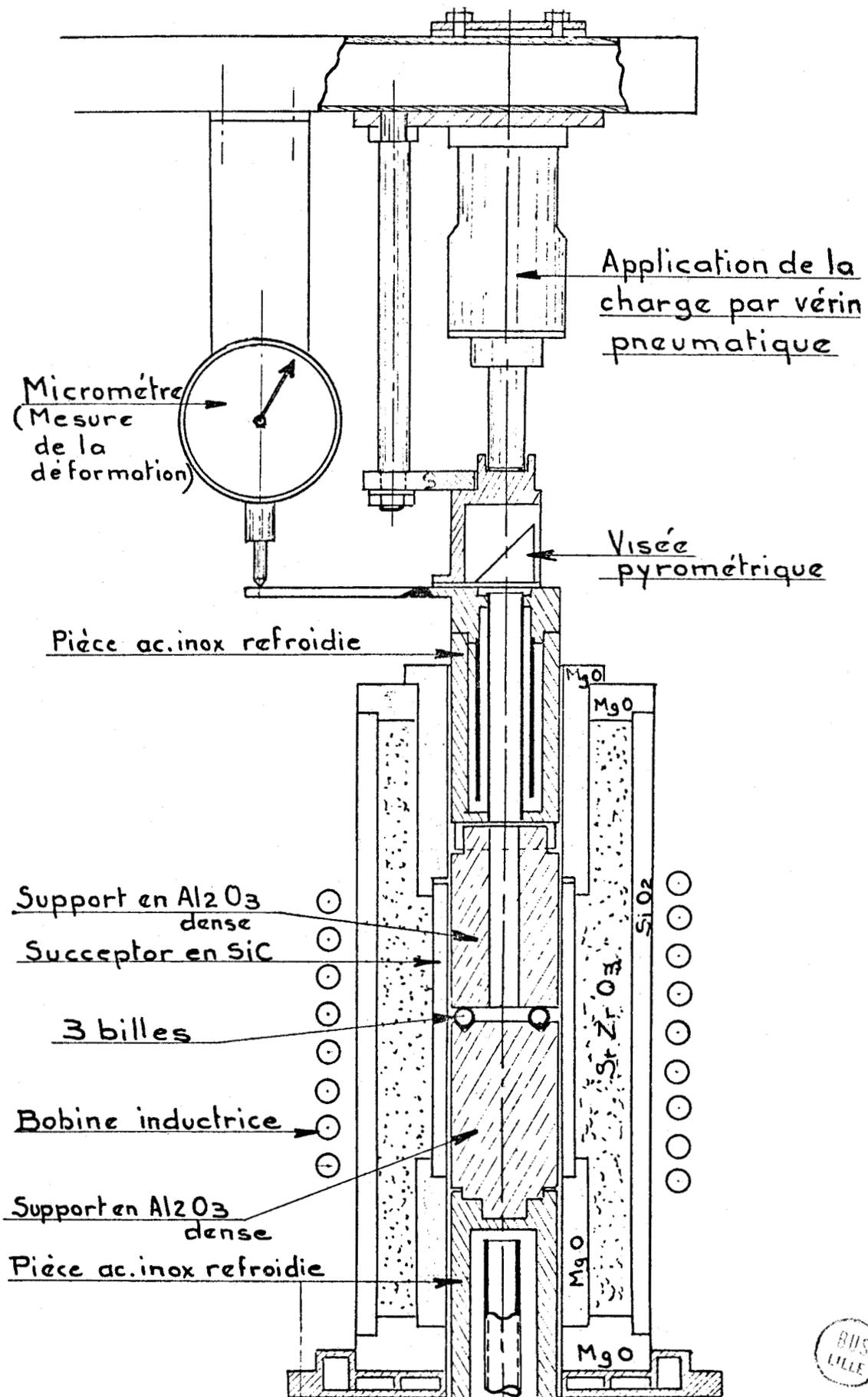


Fig. 25 Schéma du four de fluage sous charge

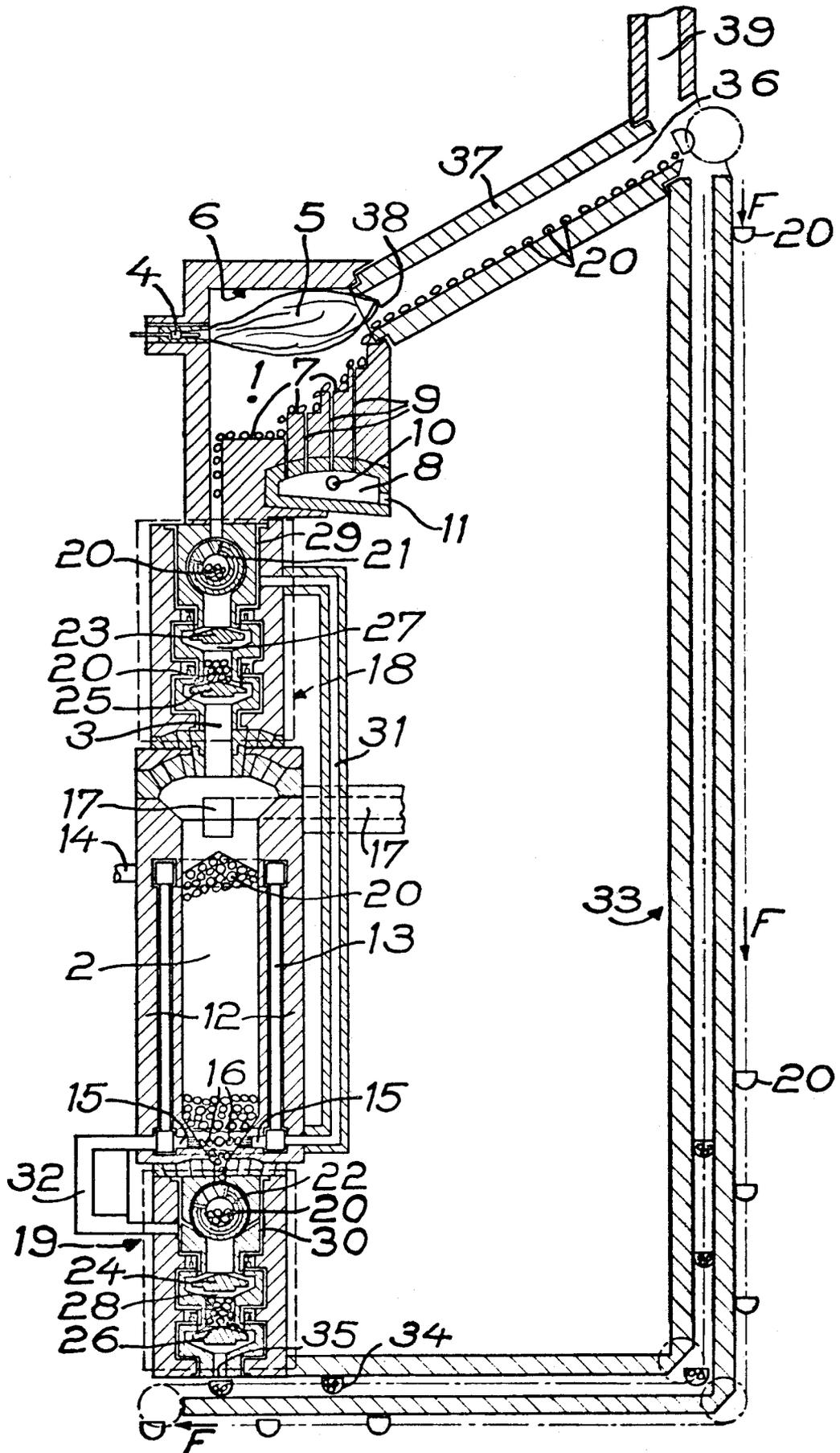


Fig. 26 Section d'ensemble de l'échangeur à rayonnement à lit de billes mobiles (chauffage par rayonnement)



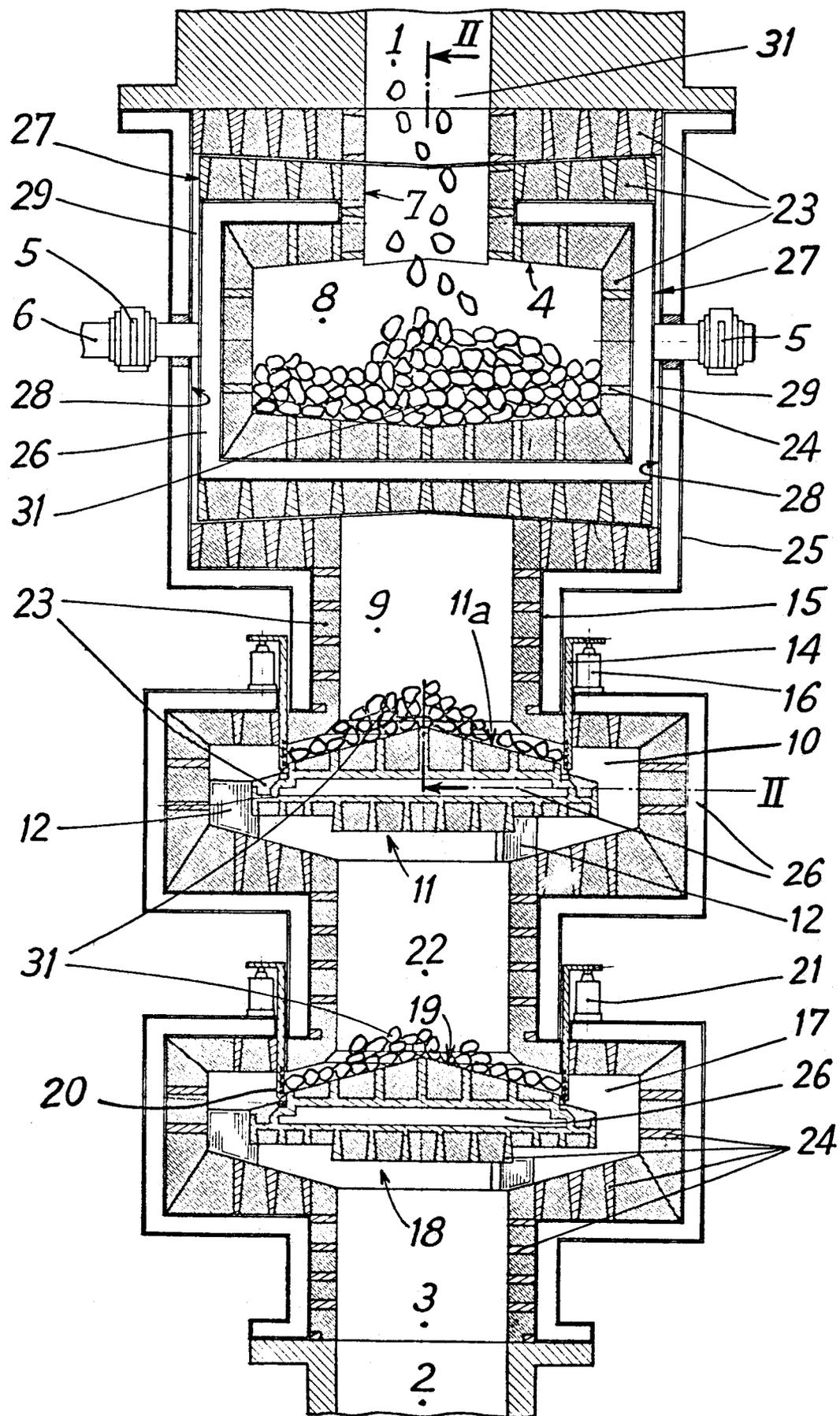


Fig. 27 Section du distributeur-doseur des sas étanches et des vannes H.T.



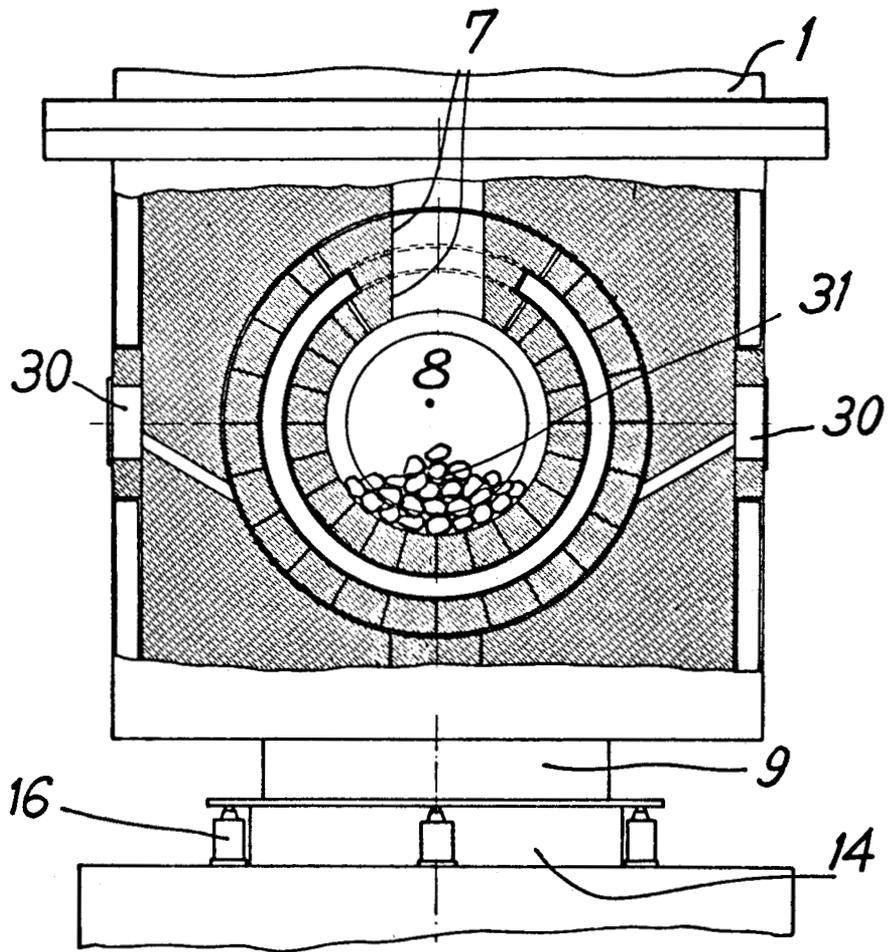


Fig. 28 Section transversale du distributeur-doseur et des vérins de la vanne étanche

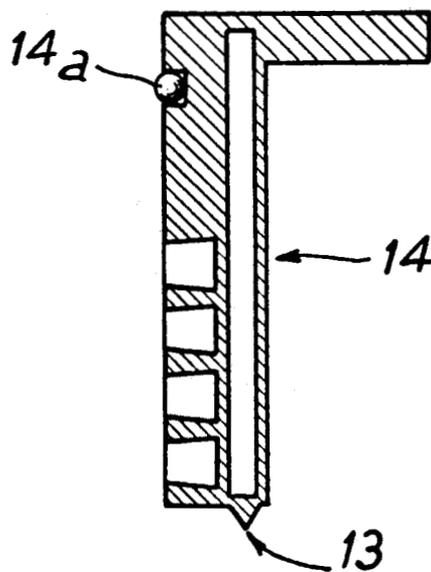
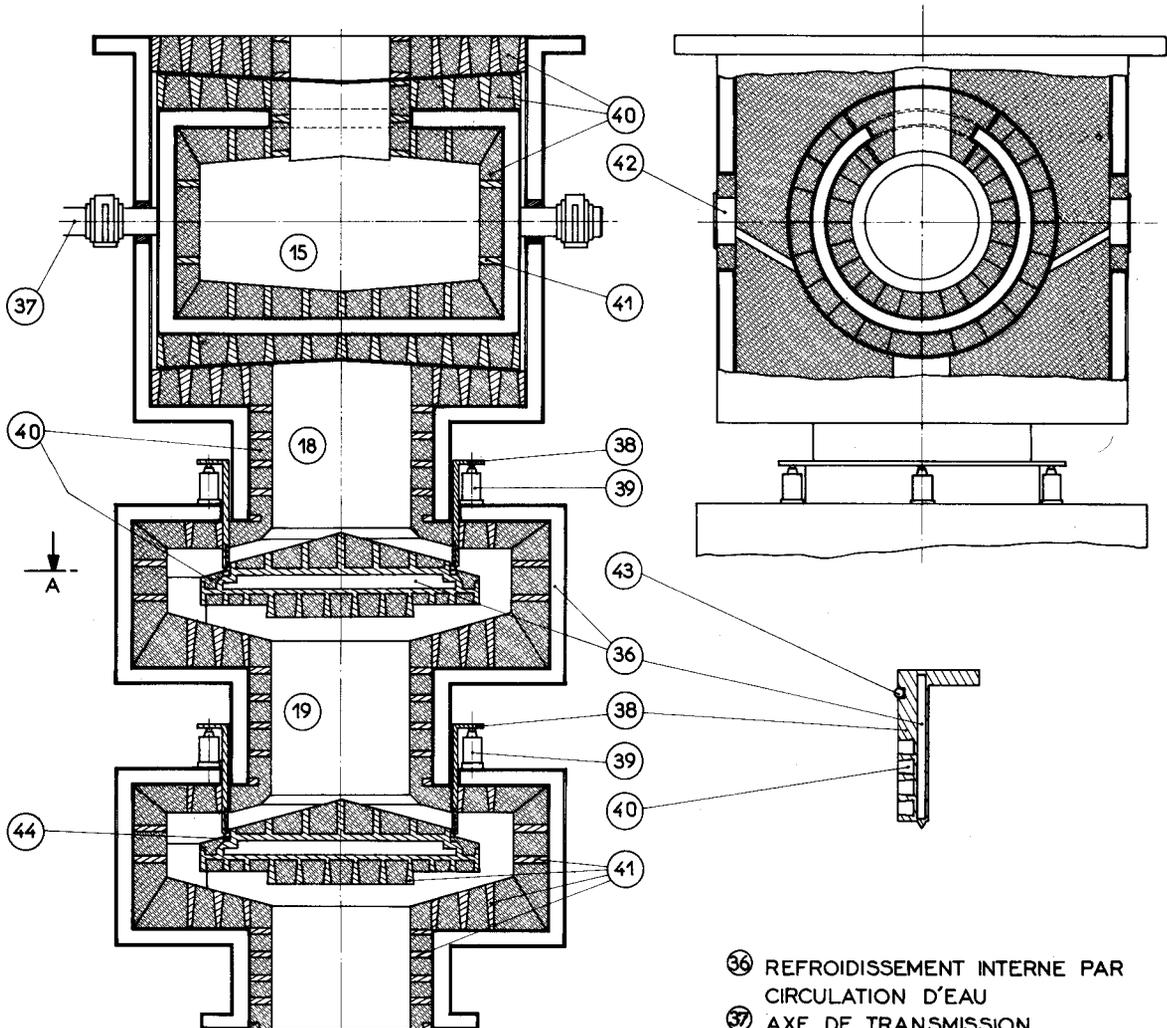


Fig. 28bis Section de la vanne étanche





COUPE A

- ③⑥ REFROIDISSEMENT INTERNE PAR CIRCULATION D'EAU
- ③⑦ AXE DE TRANSMISSION
- ③⑧ CLAPET D'ÉTANCHEITE
- ③⑨ VERINS DE COMMANDE DES CLAPETS
- ④① MATERIAUX REFRACTAIRES
- ④② BRIDAGE DES MATERIAUX REFRACTAIRES
- ④③ RIDEAU D'AIR
- ④④ JOINT D'ÉTANCHEITE DU CLAPET
- ④⑤ COURONNE RÉFRACTAIRE D'ÉTANCHEITE

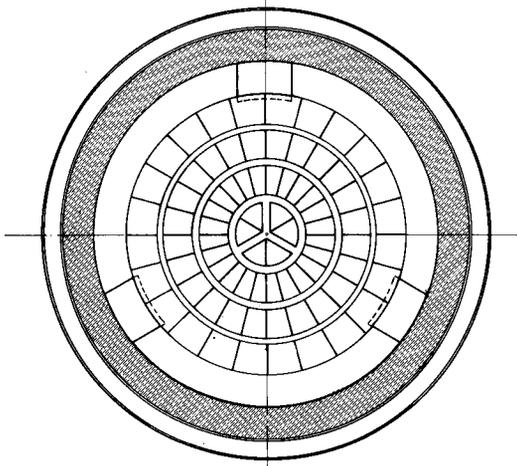


Fig. 29

Distributeur-vanne à haute température (ensemble)



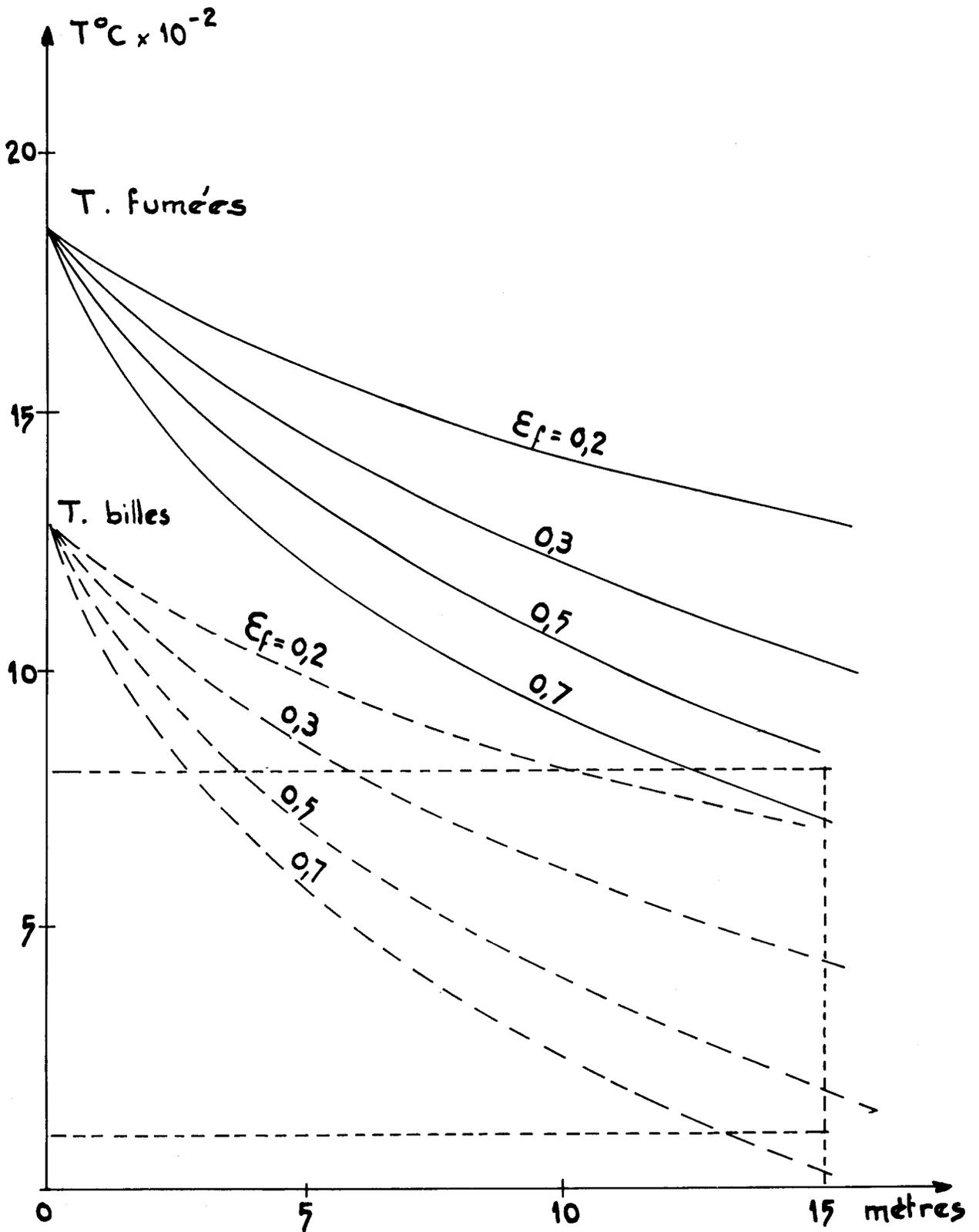


Fig. 30

Variations des températures de fumées et des billes en fonction de la longueur du trommel et pour des facteurs d'émission variables



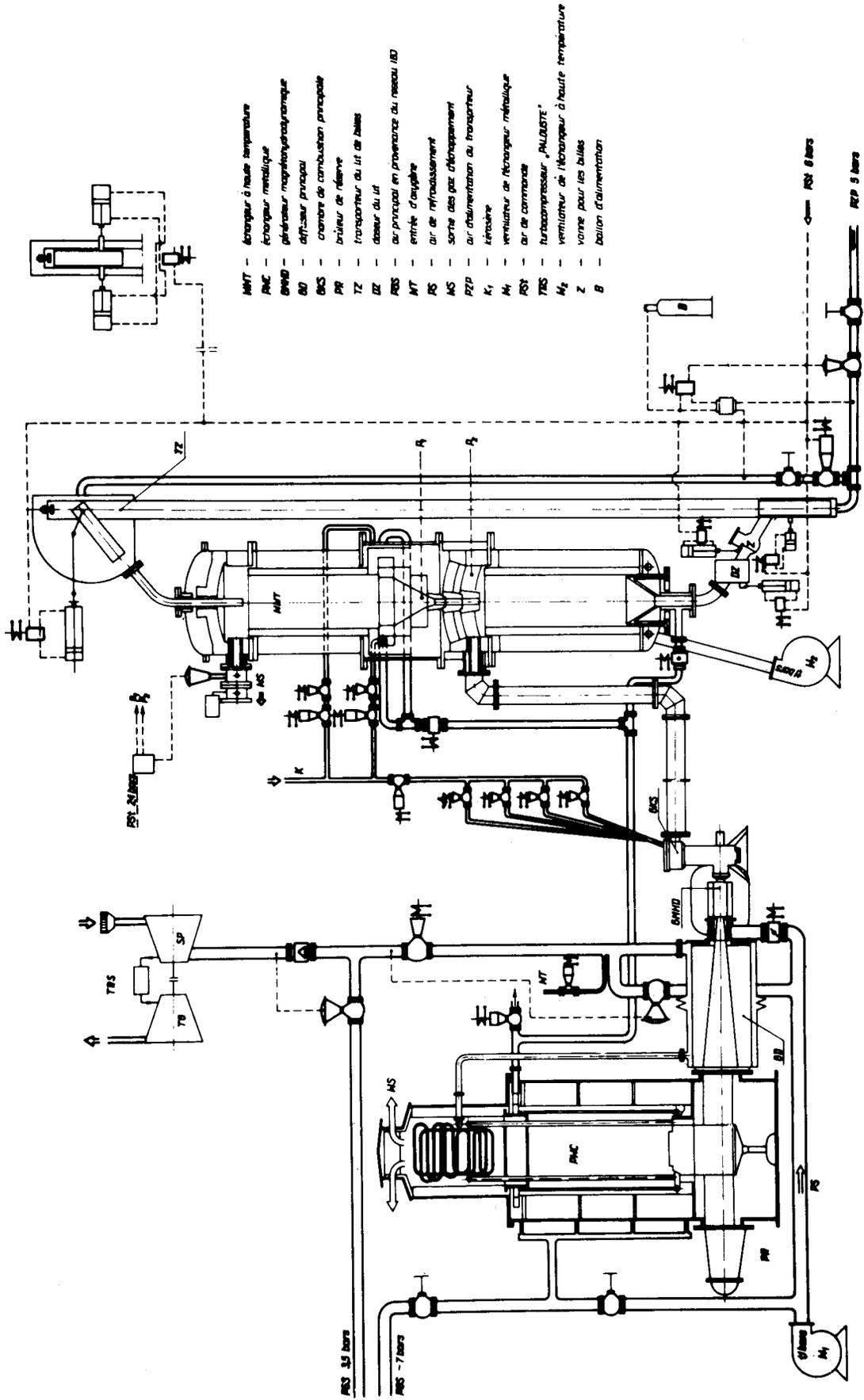


Fig. 31 Schéma du circuit d'air dans l'installation M.H.D. de 300 W (Swierk)

Fig. 31



NOMENCLATURE DE LA FIGURE 32

1,2,3,4,5,6	Briquetage en MgO
7	Demie-voûte de récupération de la semence
8	Goulotte de coulée de la semence
9	Pièces formant la goulotte en MgO
10	Elément de voûte inversée en MgO
11	Retombée de voûte inversée en MgO
12	Piédroits de voûte inversée en MgO
13	Pièce de diffuseur en MgO
14	Isolant poreux au MgO
15, 16	Briquetage latéral en MgO
17	Support métallique refroidi du briquetage supérieur
18	Isolant poreux en MgO
19	Briquetage en MgO
20	Chicanage en MgO pour précipiter la semence vers le bas
21	Briquetage en MgO
22, 23	Refroidissement par water-jacket de la cuve de récupération

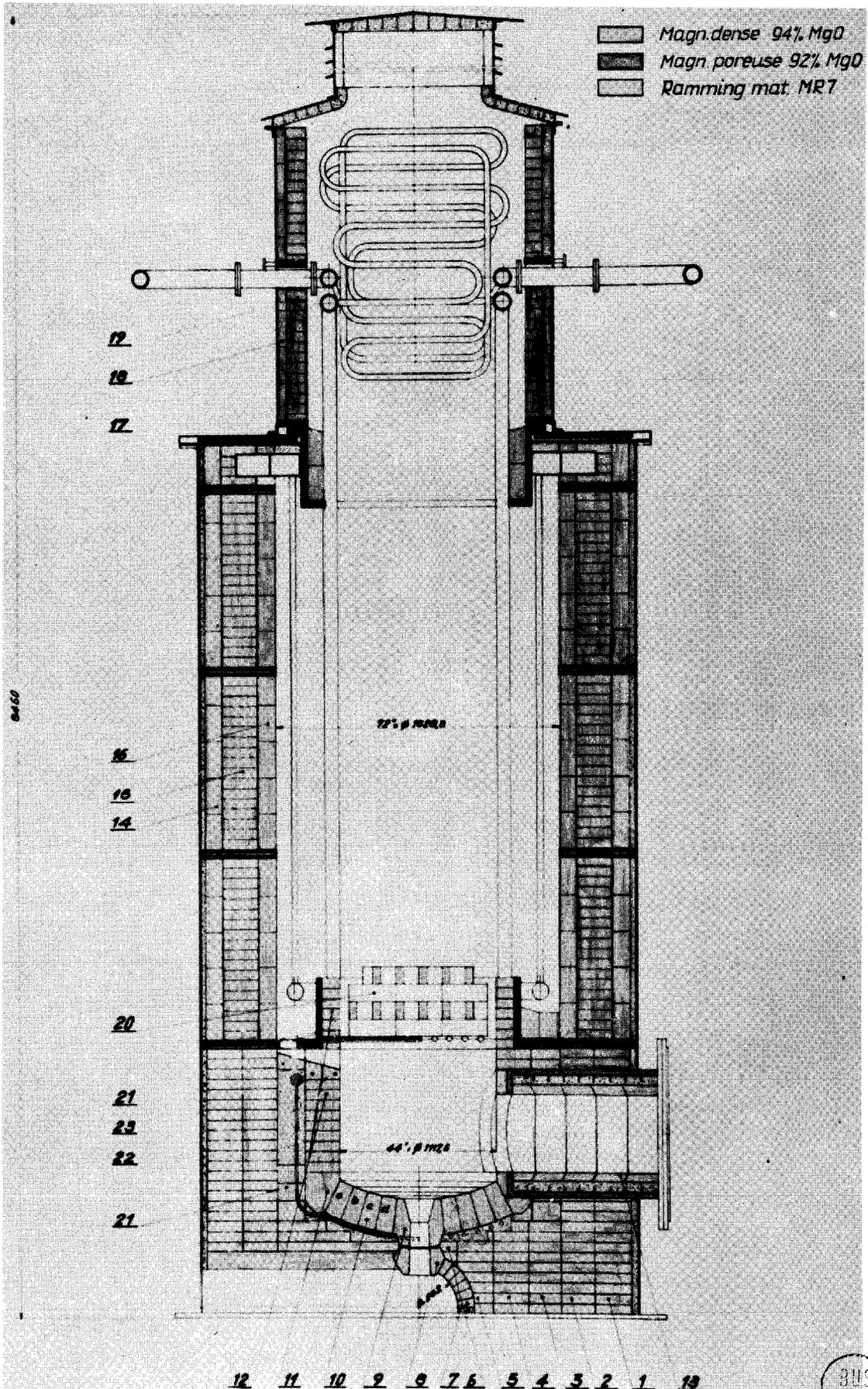


Figure 32
Echangeur tubulaire

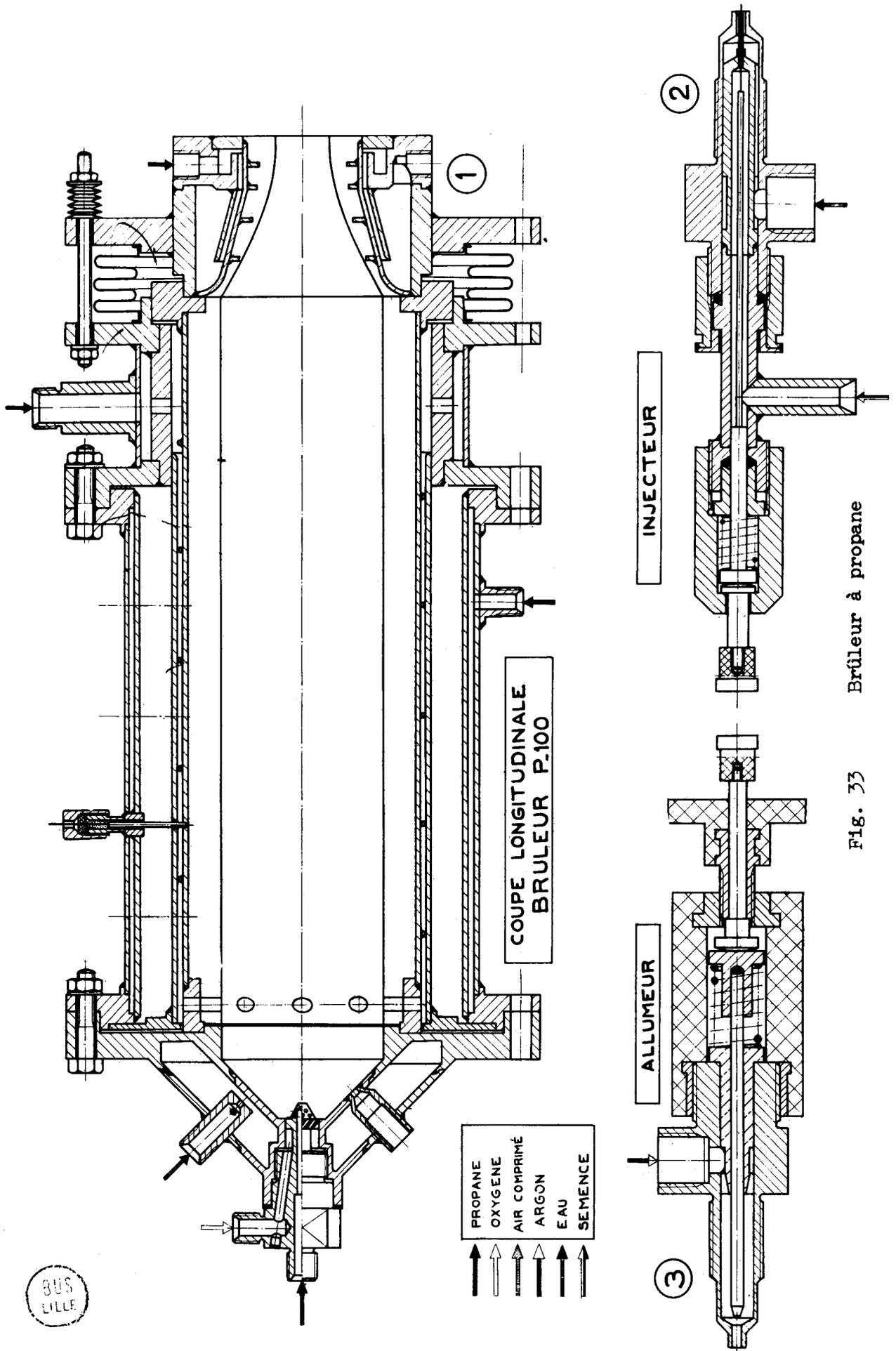


Fig. 33 Brûleur à propane

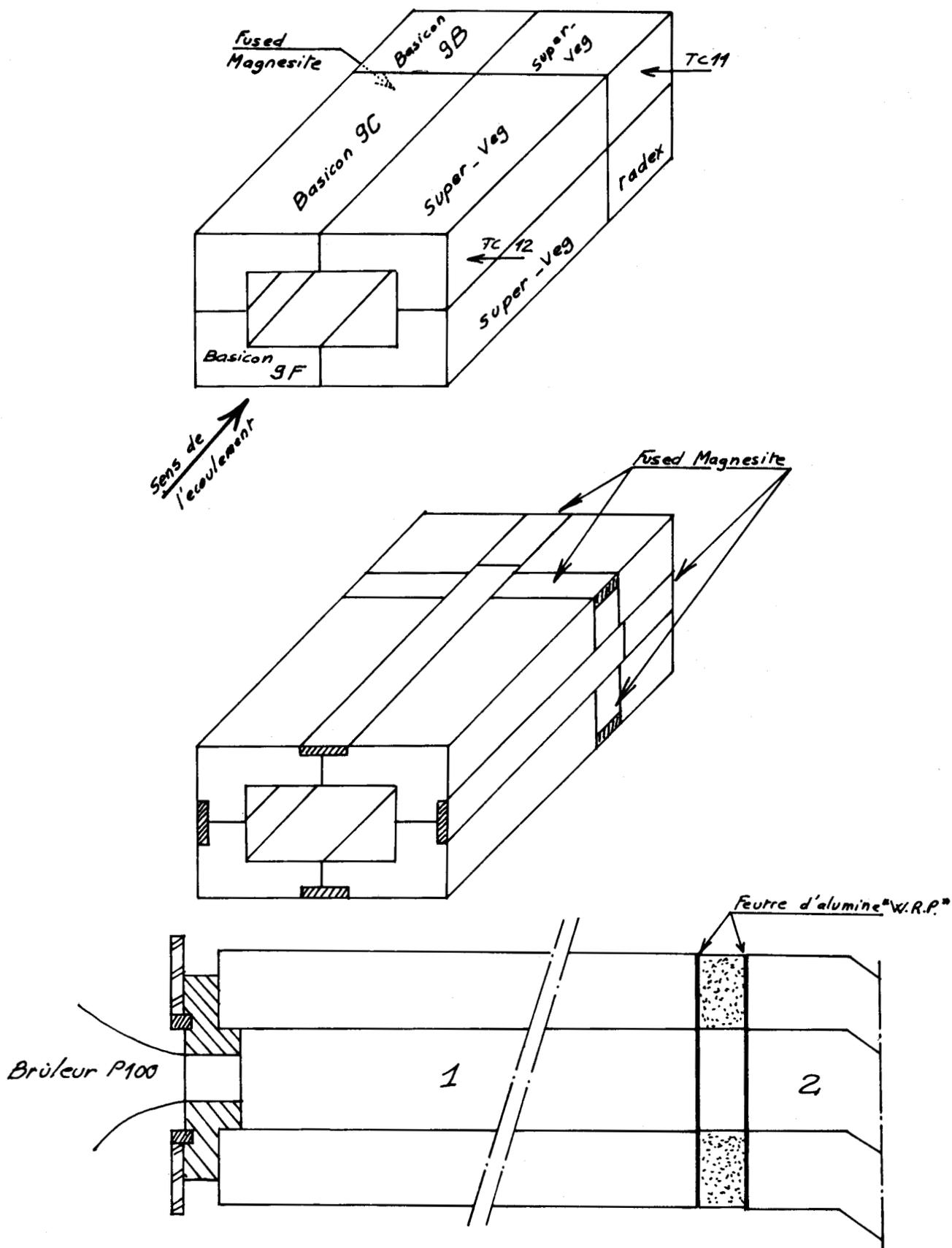


Fig. 34-35 Equipement réfractaire d'une section à parois variables
36

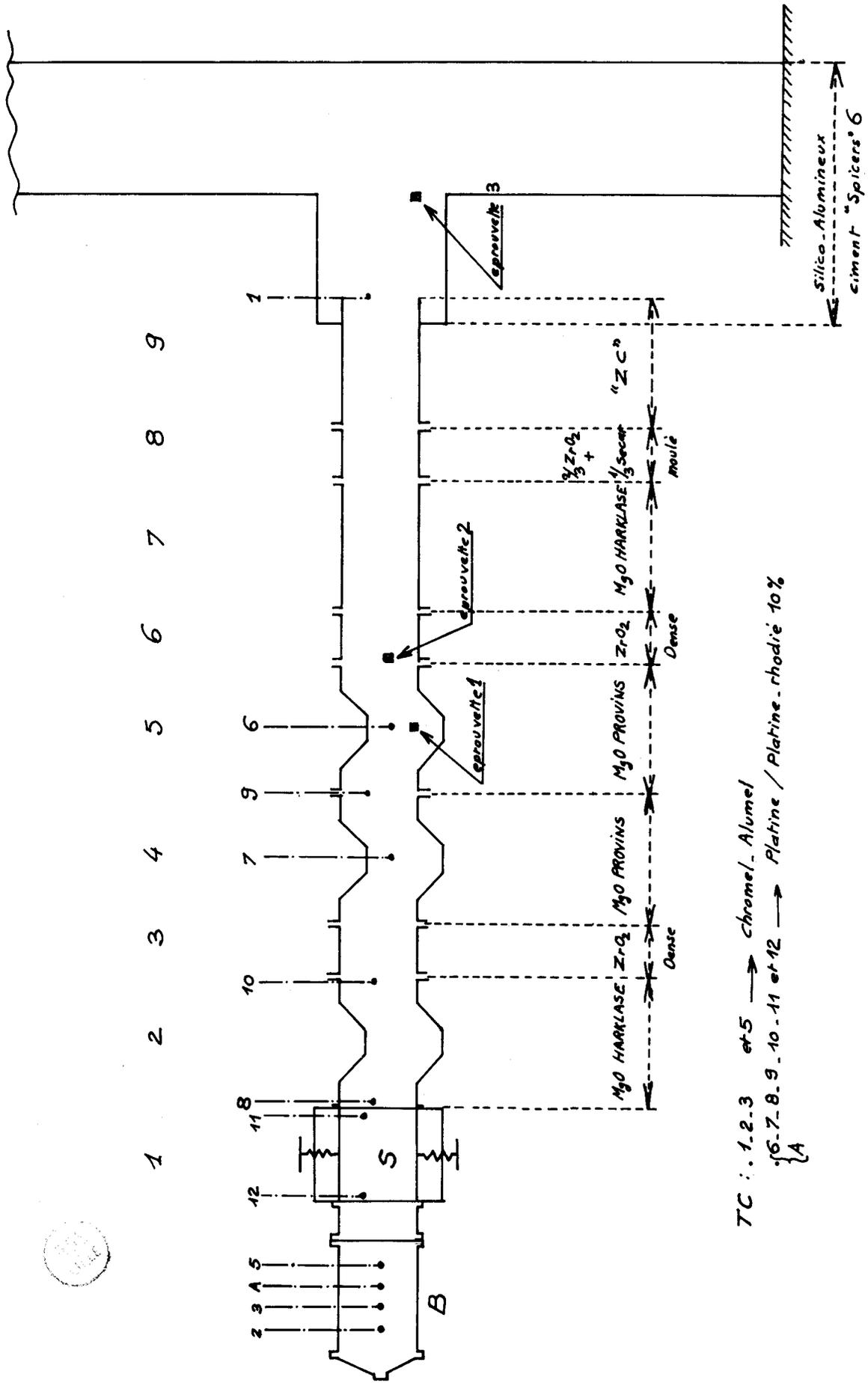
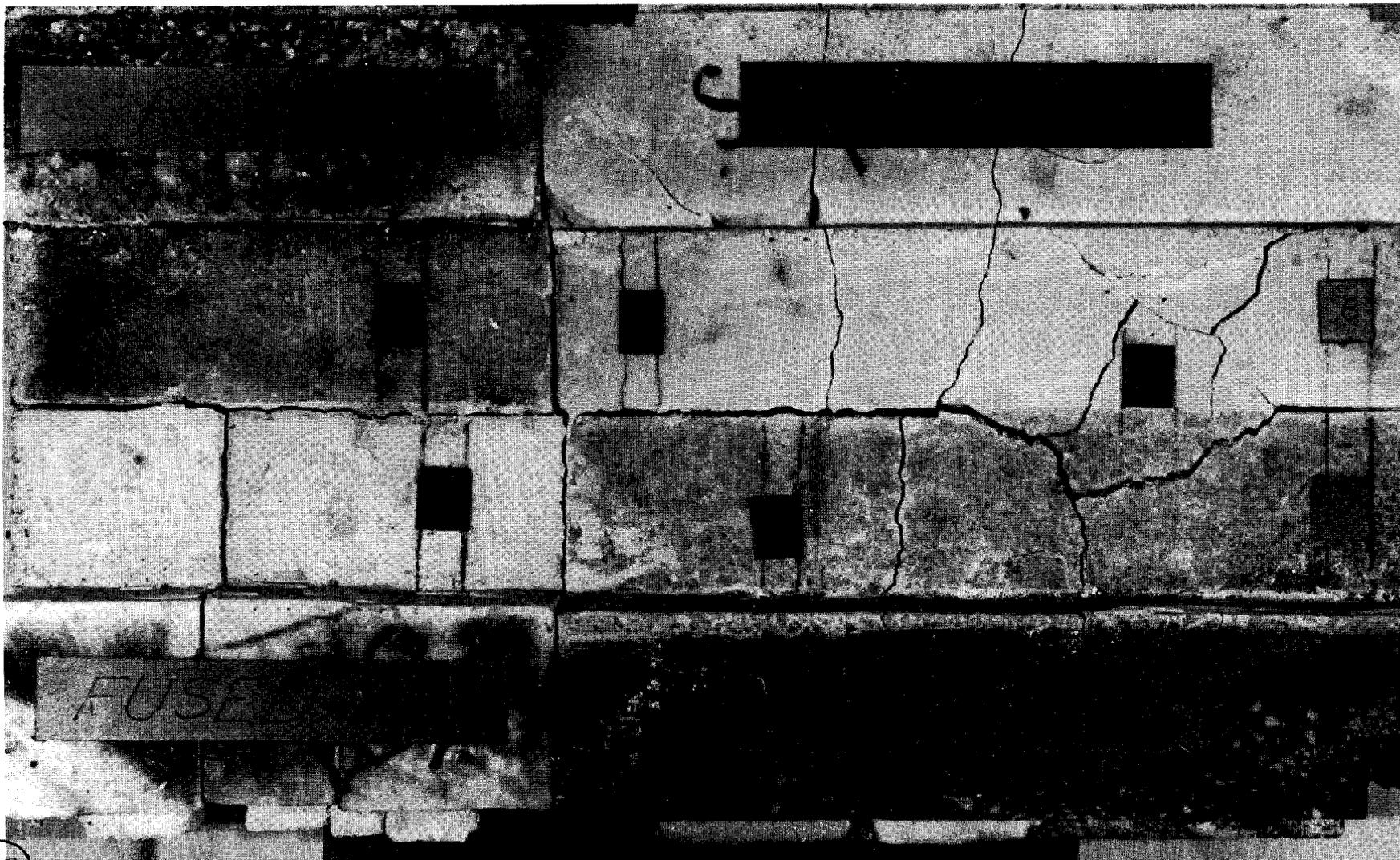


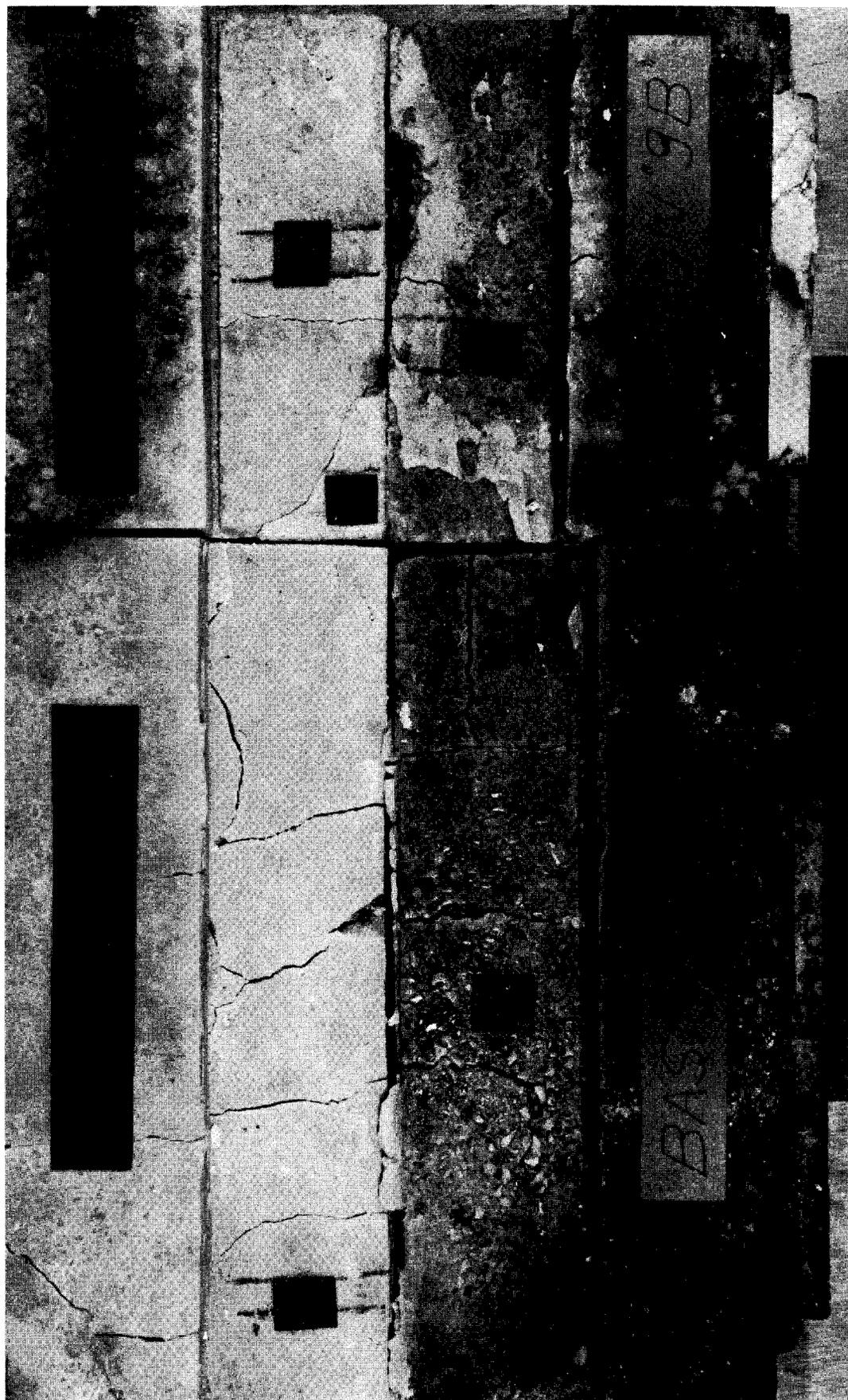
Fig. 37 Montage de la tuyère d'essais de matériaux



BAS

Figure 38

Section de briques de MgO diverses après essais
(partie basse de la figure 35)



HAUT

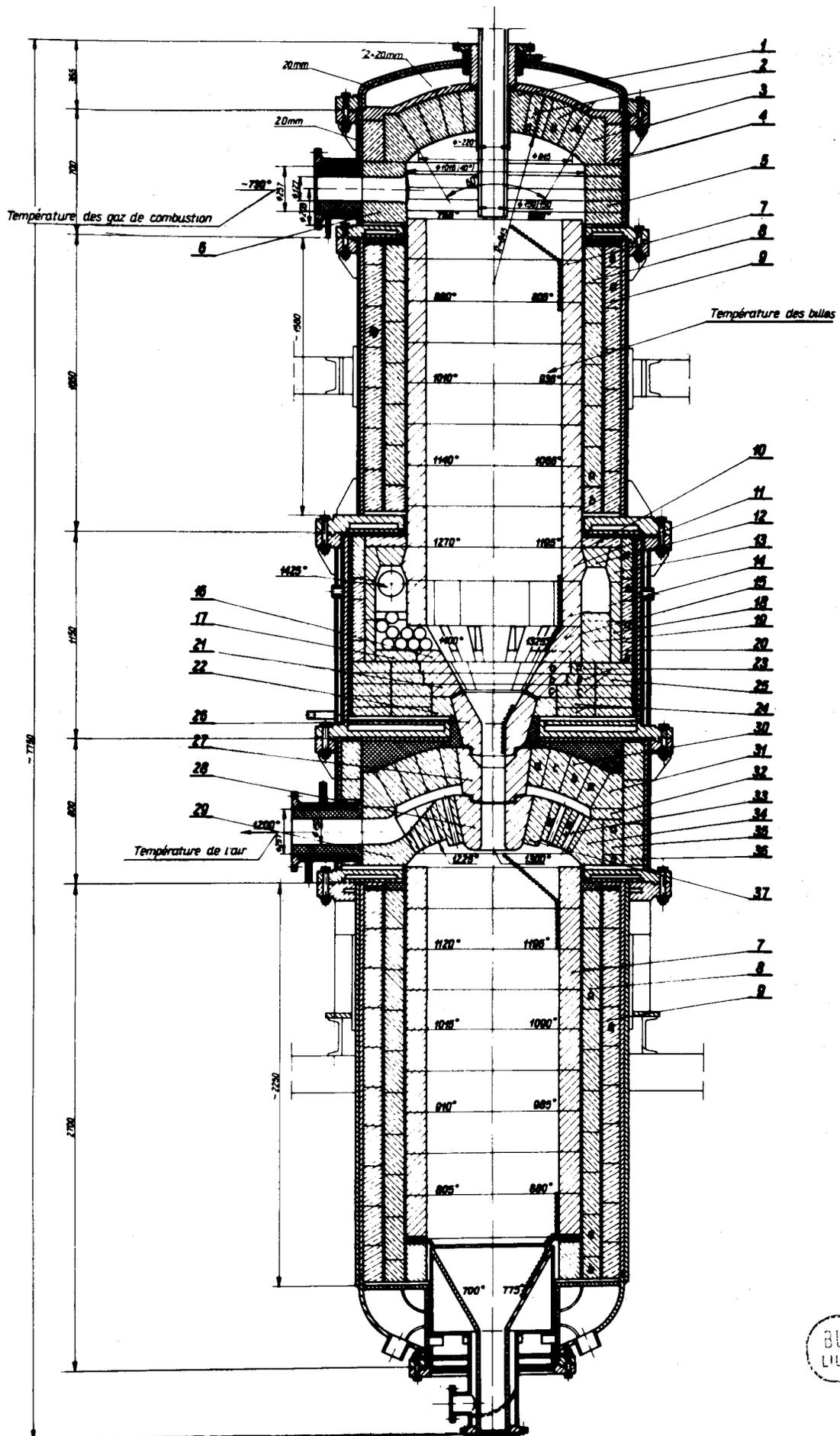
Figure 39

Section de briques de MgO diverses après essais
(partie haute de la figure 35)

BIS
ELLE

NOMENCLATURE DE LA FIGURE 40

1, 2, 3, 4	Eléments en Al_2O_3 du briquetage de la voûte
5 et 6	Piédroits en Al_2O_3
7	Première couche du revêtement en $Al_2O_3 > 95\%$
8	Seconde couche du revêtement en $StO_2-Al_2O_3$ à 46% d' Al_2O_3
9	Troisième couche du revêtement en Al_2O_3 poreuse
10	Piédroits en Al_2O_3
11, 12	Briquetage en Al_2C_3
13, 14	
15, 16	
17, 18	
19, 20	
21, 23	
24, 25	
22, 27	Pièces de goulotte en Al_2O_3
28	
29	Sortie d'air chauffé en Al_2O_3
31	Retombée en Al_2O_3
32	Piédroit en Al_2O_3
33	Pièce perforée en Al_2O_3
35, 36, 37	Pièces en Al_2O_3



BUS LILLE

Figure 40 Echangeur à lit de billes mobiles de Swierk (chauffage direct)

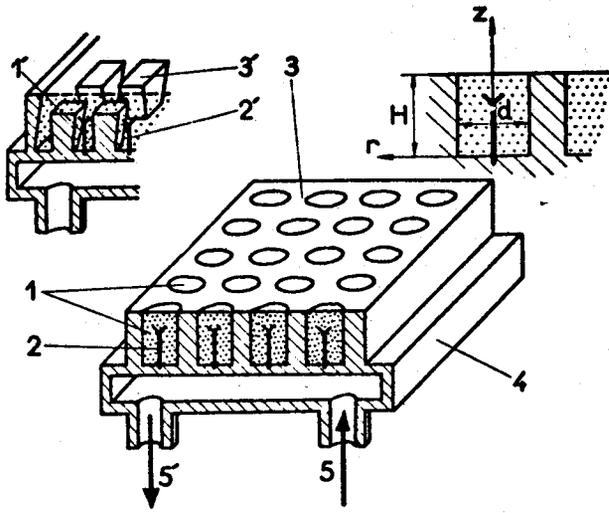


Figure 41

Module à insertions de céramiques réfractaires

- 1 et 1' : insertions céramiques
- 2 et 2' : ancrages
- 3 et 3' : boîtier refroidi - face chaude
- 4 : boîtier refroidi - corps
- 5 et 5' : arrivée et départ d'eau

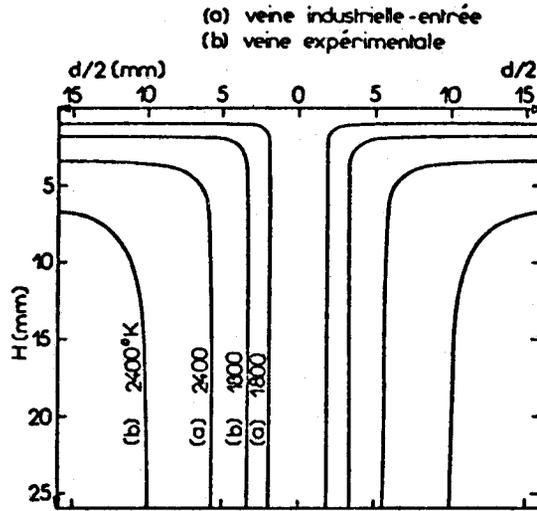


Figure 42

Distribution de la température dans le module à insertions

- (1)-ZrO₂ por. (2)-ZrO₂ dense (3)-MgO por. (6)-MgO dense
- (4)-Al₂O₃ por. (5)-Al₂O₃ dense (7)-Acier inox (8)-Cuivre

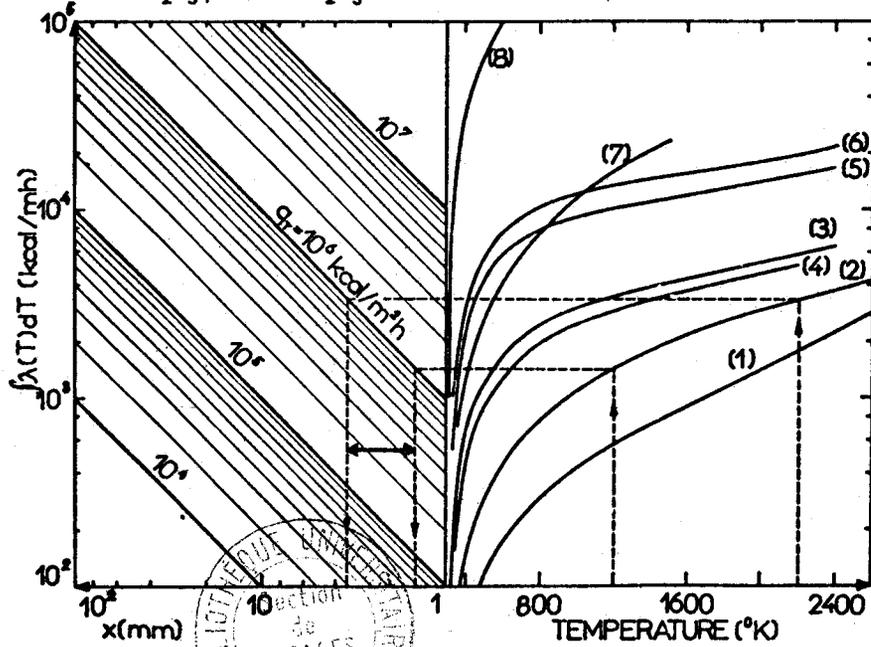


Figure 43

Diagramme des épaisseurs de céramiques