

Stockage thermique par changement de phase aux températures de confort

J.L. Chevalier, B. Delcambre, S. Martorana, H. Sallee

▶ **To cite this version:**

J.L. Chevalier, B. Delcambre, S. Martorana, H. Sallee. Stockage thermique par changement de phase aux températures de confort. Cahiers du CSTB, 1982, Livraison 229 (Cahier 1771). hal-04068364

HAL Id: hal-04068364
https://cstb.hal.science/hal-04068364

Submitted on 13 Apr 2023

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



études et recherches

stockage thermique
par changement de phase
aux températures de confort



n° 229 mai 1982 cahier 1771

Toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle de cet ouvrage faite sans le consentement du CSTB est illicite. Elle constitue une contrefaçon au sens de la loi du 11 mars 1957.

CSTB 1982

stockage thermique par changement de phase aux températures de confort

Jean-Luc Chevalier
Bertrand Delcambre
Département Énergie Solaire du CSTB (Centre de Recherche Bâtiments Solaires CSTB-CNRS – Valbonne – Sophia-Antipolis)

Salvatore Martorana
Istituto di Fisica Tecnica del Politecnico di Milano

Hébert Sallee
Division physique des Matériaux du CSTB (Établissement de Grenoble)

résumé

On étudie la faisabilité d'un système permettant d'assurer le confort d'été à l'intérieur d'un bâtiment, basé sur le principe de l'utilisation de la chaleur latente de fusion-solidification d'un matériau incorporé aux parois de la construction ou intégré dans une batterie d'échange placée sur le circuit de ventilation.

On présente ainsi :
- une sélection des matériaux de stockage adaptés à l'emploi prévu,
- une description des essais réalisés sur un prototype d'échangeur,
- une méthode de calcul des performances de ce type d'échangeur,
- une comparaison des mesures et des calculs.

summary

The feasibility of a system ensuring Summer comfort inside a building is studied. This system is based upon the use of the fusion-solidification latent heat of a material inserted in the walls of the structure or integrated in an exchange battery located on the ventilation circuit.

In this paper, are presented :
- a selection of storage materials fit for the planned use,
- a description of the tests carried out on an exchanger prototype,
- a method for calculating the performances of this type of exchanger,
- a comparison between measurements and calculation.

resumen

Se estudia la factibilidad de un sistema, que permite garantizar el confort de verano al interior de un edificio, basado en el principio de la utilización del calor latente de fusión-solidificación de un material incorporado a las paredes de la construcción o integrado a una batería de intercambio, colocada sobre el circuito de ventilación.

Se presenta entonces :
- una selección de materiales de almacenamiento adaptados a la utilización prevista,
- una descripción de los ensayos redizados en un prototipo de intercambiador,
- un método de cálculo de las capacidades técnicas de este tipo de intercambiador,
- una comparación de las medidas y de los cálculos.

sommaire

notations 2

1 introduction : application du stockage thermique par changement de phase à la réalisation du confort d'été à l'intérieur des bâtiments 3

2 les matériaux 4

3 expérimentation 8
3,1 installation expérimentale 8
3,2 les essais 10
3,3 les résultats 10

4 approche théorique : stockage thermique par changement de phase dans un élément d'échangeur à géométrie cylindrique 12
4,1 position du problème 12
4,2 hypothèses de calcul 12
4,3 résolution numérique 12
4,4 méthode simplifiée 13

5 confrontation du calcul et de l'expérience 15
5,1 analyse détaillée d'un essai 15
5,2 tableau comparatif 16
5,3 conclusions sur les méthodes de calcul 17

6 conclusions générales 18

ANNEXES
1 autre méthode de calcul 19
2 calculs complémentaires 19

bibliographie 21

notations

TF	Température de changement de phase du matériau	(°C)
RI	Rayon du tube intérieur	(m)
RE	Rayon du tube extérieur	(m)
L	Longueur de l'élément d'échangeur	(m)
EM	Épaisseur de matériau	(m)
X	Coordonnée longitudinale	(m)
R	Coordonnée radiale	(m)
t	Temps	(s)
TA (X,t)	Température d'air	(°C)
T (X,R,t)	Température de matériau	(°C)
TAE (t)	Température d'air à l'entrée du tube	(°C)
TAS (t)	Température d'air à la sortie du tube	(°C)
TM	Valeur moyenne de TAE (t)	(°C)
$T\Phi$	Demi-amplitude des variations de TAE (t)	(°C)
AE	$= 2\ T\Phi$	(°C)
AS	Amplitude des variations de TAS (t)	(°C)
EFF	1 – AS/AE : Efficacité de l'échangeur	
τ	Période de TAE (t)	(s)
ω	$= 2\pi/\tau$	(rd/s)
C (T)	Fonction chaleur apparente du matériau	($J/m^3.°C$)
CS	Chaleur spécifique solide	($J/m^3.°C$)
CL	Chaleur spécifique liquide	($J/m^3.°C$)
ΔH	Chaleur latente	(J/m^3)
K (T)	Fonction conductivité thermique du matériau	(W/m.°C)
KS	Conductivité thermique solide	(W/m.°C)
KL	Conductivité thermique liquide	(W/m.°C)
CA	Chaleur spécifique de l'air	($J/m^3.°C$)
H	Coefficient de transfert thermique air-paroi de l'échangeur	($W/m^2.°C$)
W	Vitesse de l'écoulement	(m/s)

1

introduction :

application du stockage thermique par changement de phase à la réalisation du confort d'été à l'intérieur des bâtiments

Le fréquent déphasage entre les besoins et les apports, dans le domaine de la thermique de l'habitat, justifie l'importance des recherches sur les possibilités de stockage thermique, en particulier quand il s'agit de l'utilisation de l'énergie solaire pour le chauffage des bâtiments.

Un autre intérêt de certains systèmes de stockage thermique est de contribuer à assurer le confort d'été sans dépense d'énergie pour une réfrigération.

En effet, les apports calorifiques intérieurs ou extérieurs (notamment les apports solaires par les baies vitrées) constituent, l'été, une source d'inconfort importante.

Une solution (réf. 1) pour pallier ces risques d'inconfort est, d'une part, d'assurer une protection efficace des baies vitrées, d'autre part, d'avoir des constructions suffisamment inertes. Il est ainsi possible dans la plupart des cas et pour un été moyen d'avoir une température intérieure confortable.

Par contre, pour les locaux d'inertie faible et à forte densité d'occupation (salles de classe, bureaux collectifs, salles de réunions) situés dans les régions chaudes et occupés l'été, aucune protection n'est satisfaisante et il est nécessaire de recourir à une climatisation artificielle.

L'inertie est apportée traditionnellement par l'existence de paroi suffisamment lourde pour amortir l'onde thermique incidente mais il paraît raisonnable de rechercher un effet comparable dans un volume plus réduit en utilisant, pour stocker les calories reçues, non plus la chaleur sensible, mais la chaleur latente liée au changement d'état d'un matériau qui permet des capacités de stockage plus intéressantes.

La figure 1 présente l'ordre de grandeur des possibilités de stockage thermique entre 0 °C et T °C de quelques matériaux.

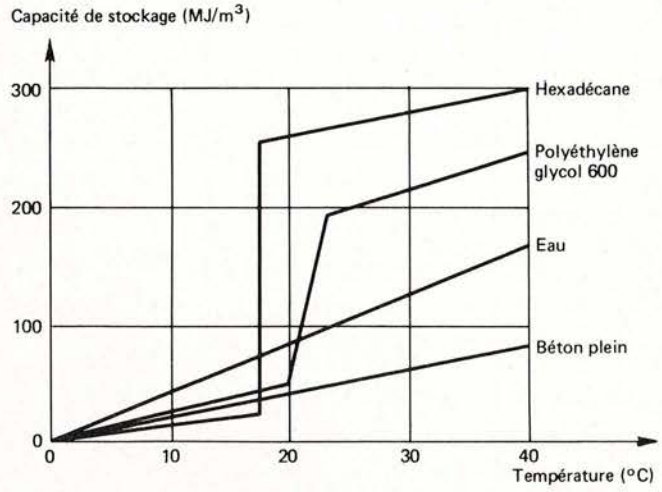


Figure 1
Capacités de stockage comparées de différents matériaux

Une étude précédente (réf. 2), avait montré que parmi les transitions de phase possibles, la fusion était la plus intéressante; elle présente en effet une bonne réversibilité (certains problèmes existent néanmoins et seront abordés plus loin), une variation volumique faible et un choix étendu de températures.

Par ailleurs, des difficultés technologiques éliminent les transitions liquide-gaz (expansion volumique importante). Enfin, la faiblesse des variations enthalpiques solide-solide écarte ce type de transition.

L'objet de cette étude est donc d'examiner la faisabilité d'un conditionnement d'air basé sur le principe de l'utilisation de la chaleur latente de fusion-solidification d'un matériau constitutif d'un échangeur de chaleur : la journée, l'air chaud extérieur est refroidi par passage dans l'échangeur avant d'être envoyé à l'intérieur du local; la nuit, c'est le matériau qui, en se régénérant cède ces calories à l'air extérieur.

En pratique, il s'agit donc d'assurer un stockage d'énergie thermique suivant un cycle de 24 heures.

Par contre, le principe de ce fonctionnement exige le choix d'un matériau dont la température de changement de phase ne soit pas trop différente de la moyenne journalière de la température d'air. La gamme des matériaux concernés est donc imposée par la plage 17-25 °C des températures de changement de phase envisageables.

Le matériau de stockage pourrait être soit incorporé aux parois sous forme d'une couche de faible épaisseur, soit intégré dans une batterie d'échange placée sur le circuit de ventilation. Un calcul rapide (réf. 1) permet de constater qu'une limite importante à l'efficacité de la première solution est le faible coefficient d'échange thermique entre les parois et l'air intérieur.

C'est donc la deuxième solution qui a été retenue pour cette étude.

Nous présenterons successivement :

- *une sélection des matériaux aptes à réaliser le stockage thermique prévu,*
- *une description des essais réalisés sur un prototype d'échangeur,*
- *une approche théorique conduisant à une méthode de calcul des performances de ce type d'échangeur,*
- *une discussion portant sur la comparaison des mesures et des calculs.*

2
les matériaux

Il est clair que le choix du matériau est un élément capital dans la mise au point d'un stockage thermique par changement de phase.

L'efficacité de l'échangeur dépendra en effet beaucoup des caractéristiques physiques et thermiques du produit et l'intérêt du système sera lié à son coût et à sa durabilité.

Dans une autre publication (réf. 3), nous traitons, d'une façon générale, des critères de choix, des types de matériaux possibles et de la stratégie de sélection.

En ce qui concerne l'application particulière aux problèmes de confort d'été, la plage de température de changement de phase constitue une contrainte spécifique et il convient de se limiter aux matériaux dont le point de fusion se situe entre 17 et 25 °C.

Le tableau 1 ci-dessous regroupe les matériaux envisageables.

Ils appartiennent à deux grandes familles très distinctes : les hydrates salins (corps en général bon marché, ayant une chaleur latente élevée, mais dont la fusion est souvent incongruente et qui sont sujets à la surfusion) et les produits organiques (de caractéristiques thermiques souvent inférieures, de coûts plus élevés, mais plus stables, et plus compatibles avec les matériaux d'échangeurs).

Nous avons réalisé des essais sur trois matériaux :

- le polyéthylène glycol 600 dont le prix est abordable mais dont les caractéristiques thermiques sont moyennes et le palier de fusion étalé;
- l'hexadécane, paraffine de synthèse présentant de bonnes caractéristiques, un palier très précis mais dont le coût est prohibitif; nous avons cependant réalisé des essais avec ce matériau aux caractéristiques précises et connues pour simplifier la compréhension des phénomènes d'échange;
- l'octadécane, corps très voisin de l'hexadécane, mais qui se situe légèrement en dehors de la gamme de température, et qui a été utilisé en relais dans les cas pour lesquels il était plus intéressant du point de vue des essais de disposer d'une température de fusion plus élevée.

Ces trois matériaux sont décrits par les fiches techniques des figures 2, 3 et 4; ces fiches extraites de la publication (réf. 3) comportent des informations sur la tenue au cyclage thermique et sur la compatibilité avec les matériaux d'enveloppe.

Tableau 1 Matériaux à changement de phase dans la gamme 17-25 °C

T_F < 25 °C	Caractéristiques thermiques			(Valeur biblio) Valeur mesurée		Densité du solide	Stabilité	
Produit Formule	T_F (°C)	L_F (J/kg)	L_F (J/m³)	λ (W/m.K)	C (J/kg.K)			Système stabilisant
HEXADÉCANE pure $C_{16}H_{34}$ (réf. 4) (réf. 7)	(18,1) 17,5	238 000	198.10^6	solide (0,15)	solide (2 100) liquide (1 500)	(0,83)	OUI	
HEXADÉCANE technique $C_{16}H_{34}$	17,5	180 000	147.10^6			(0,83)	OUI	
FLUORURE DE POTASSIUM KF, 4 H_2O (réf. 6)	(18,5) 18,5	230 000	330.10^6	liquide (0,51)	liquide 1 800	(1,44)	NON*	OUI
POLYÉTHYLÈNE GLYCOL 600 $H(OCH_2CH_2)_n OH$ (réf. 4)	(20-23) 20-23	148 000	162.10^6	liquide (0,16)	liquide (2 300)	(1,18)	OUI	
NITRATE DE MANGANÈSE $Mn(NO_3)_2$, 6 H_2O (réf. 5)	(25) 21-25	100 000	187.10^6			(1,88)	NON**	NON

* : Surfusion ** : Ségrégation

POLYETHYLENE GLYCOL 600

O

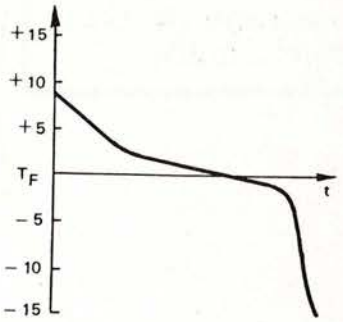
Appellation : _____ Pureté : 98 %

TRANSITION DE PHASE SOLIDE-LIQUIDE

Température « T_F » : 21,5 (20 - 23) (°C)

Chaleur latente « L_F » : 148000 (J/kg)

Expansion volumique : 5,5 (%)



Densité du solide : 1,18

Viscosité dynamique : à θ_F +5 : 150 (cP) à θ_F + 30 : 20 (cP)

	Solide	Liquide
Chaleur spécifique « Cp » : (J/kg.K)		2300
Conductivité thermique « λ » : (W/m.K)		0,16

STABILITÉ

Température maxi. (°C) : 120

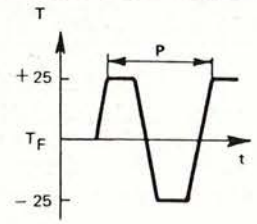
Surfusion : non

Ségrégation : _____

Système stabilisant : _____

Effet sur surfusion : _____ sur L_F : _____

CYCLAGE THERMIQUE



Cycles	0	Court : P = 30'			Long : P = 4 heures				
		2 500	5 500	10 500	50	200	500	1 000	
T_F (°C)	21,5						18	17	
L_F (10^3J/kg)	148		125	127	134	113	107	109	

COMPATIBILITÉ AVEC LES MATÉRIAUX D'ENVELOPPE

Variation de poids
2 mois – θ_F + 20 °C

Métaux	Δp (%)	Observations	Plastiques	Δp (%)	Observations
Al A5			Popyétylène	+0,5	
Cuivre			Polypropylène	0	
Fer Armco			PRV	-0,5	
Inox :			PVC	0	
Z4 CT 17					
Z2 CM 18-10					
Z8 CNDT 17-12					

DONNÉES ÉCONOMIQUES

	< 1	1 à 5	5 à 10	10 à 50	> 50
Francs/kg (1980, grosses quantités) :			X		

Figure 2 Fiche du polyéthylène glycol 600

HEXADECANE PURE

O

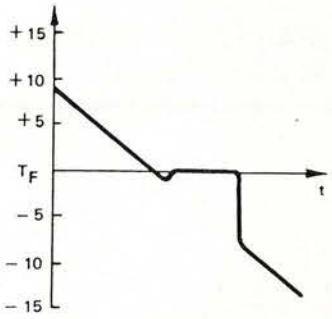
Appellation : _____ Pureté : 99 %

TRANSITION DE PHASE SOLIDE-LIQUIDE

Température « T_F » : 17,5 (°C)

Chaleur latente « L_F » : 238000 (J/kg)

Expansion volumique : 7 (%)



Densité du solide : 0,83

Viscosité dynamique : à θ_F + 2 : 3,4 (cP) à θ_F + 20 : 2,2 (cP)

	Solide	Liquide
Chaleur spécifique « Cp » : (J/kg.K)	2100	1500
Conductivité thermique « λ » : (W/m.K)	0,15	

STABILITÉ

Température maxi. (°C) : 230

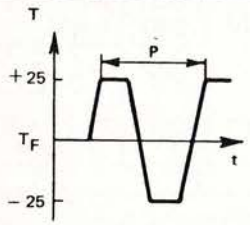
Surfusion : très légère (1°C)

Ségrégation : _____

Système stabilisant : _____

Effet sur surfusion : _____ sur L_F : _____

CYCLAGE THERMIQUE



Cycles	0	Court : P = 30'			Long : P = 4 heures				
		2 500	5 500	10 500	50	200	500	1 000	
T_F (°C)	17,5						17,5		
L_F (10^3J/kg)	238	213		222	234	222	226		

COMPATIBILITÉ AVEC LES MATÉRIAUX D'ENVELOPPE

Variation de poids
2 mois – θ_F + 20 °C

Métaux	Δp (%)	Observations	Plastiques	Δp (%)	Observations
Al A5			Popyétylène	+ 6	
Cuivre	- 0,1	taches, qques piqûres	Polypropylène	+ 5	
Fer Armco			PRV	- 0,4	
Inox :			PVC	0	
Z4 CT 17					
Z2 CM 18-10					
Z8 CNDT 17-12					

DONNÉES ÉCONOMIQUES

	< 1	1 à 5	5 à 10	10 à 50	> 50
Francs/kg (1980, grosses quantités) :					X

Figure 3 Fiche de l'hexadécane pure

OCTADECANE PURE

O

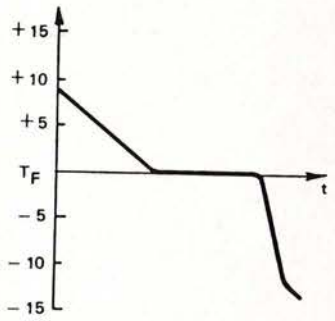
Appellation : _____ Pureté : 99 %

TRANSITION DE PHASE SOLIDE-LIQUIDE

Température « T_F » : 26,5 (°C)

Chaleur latente « L_F » : 242000 (J/kg)

Expansion volumique : 5 (%)



Densité du solide : 0,84

Viscosité dynamique : à θ_F + 10 : 3,1 (cP) à θ_F + 30 : 2 (cP)

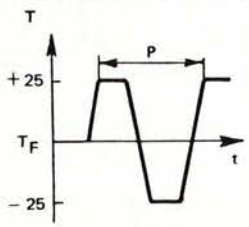
		Solide	Liquide
Chaleur spécifique « Cp » :	(J/kg.K)	2100	
Conductivité thermique « λ » :	(W/m.K)	0,15	0,15

STABILITÉ

Température maxi. (°C) : _____

Surfusion : _____
Ségrégation : _____
Système stabilisant : _____
Effet sur surfusion : _____ sur L_F : _____

CYCLAGE THERMIQUE



Cycles	0	Court : P = 30'			Long : P = 4 heures				
		2 500	5 500	10 500	50	200	500	1 000	
T_F (°C)	26,5							28	
L_F (10^3J/kg)	242		201				242	209	

COMPATIBILITÉ AVEC LES MATÉRIAUX D'ENVELOPPE

Variation de poids
2 mois – θ_F + 20 °C

Métaux	Δp (%)	Observations	Plastiques	Δp (%)	Observations
Al A5	-0,12	petites taches, très fines piqûres	Popyétylène	5,2	
Cuivre			Polypropylène	6	
Fer Armco			PRV		
Inox :			PVC		
Z4 CT 17					
Z2 CM 18-10					
Z8 CNDT 17-12					

DONNÉES ÉCONOMIQUES

	< 1	1 à 5	5 à 10	10 à 50	> 50
Francs/kg (1980, grosses quantités) :					X

Figure 4 Fiche de l'octadécane pure

3
expérimentation

3,1 installation expérimentale

Pour évaluer l'efficacité d'un système échangeur contenant un matériau à changement de phase (M C P), nous avons réalisé une installation expérimentale permettant de tester un élément d'échangeur tubulaire, sous différentes sollicitations thermiques.

L'ensemble expérimental est représenté à la figure 5.

Il comprend de façon permanente le ventilateur ①, l'unité de programmation thermique ②, ③ et le système de mesure du débit ⑩.

Cet ensemble peut recevoir plusieurs types d'éléments d'échangeurs, moyennant quelques adaptations des diamètres.

L'unité de programmation thermique est composé d'un groupe frigorifique qui régule la température de l'air d'entrée à environ 5 °C et d'une régulation de température agissant par un élément chauffant.

Celle-ci est commandée par un programmateur qui reproduit une sinusoïde de température sur 24 heures, dont l'amplitude et la valeur moyenne sont réglables.

La mesure de débit est assurée par un ajustage de Venturi ⑨.

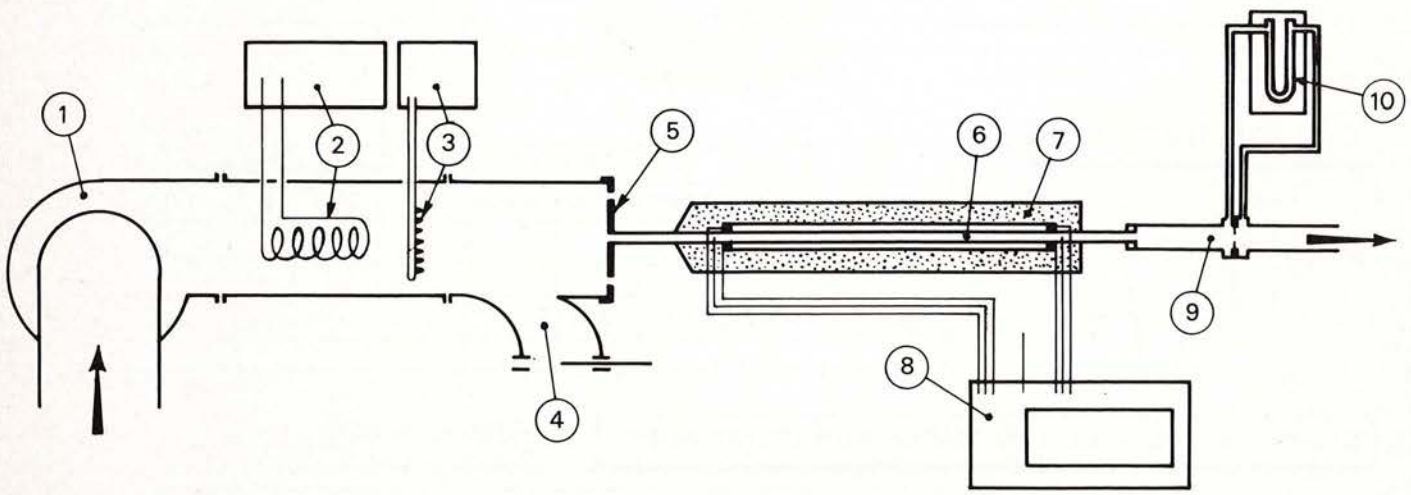
L'élément d'échangeur se compose de deux tubes coaxiaux.

L'air circule au centre ⑥ et le produit est contenu entre les deux tubes ⑬.

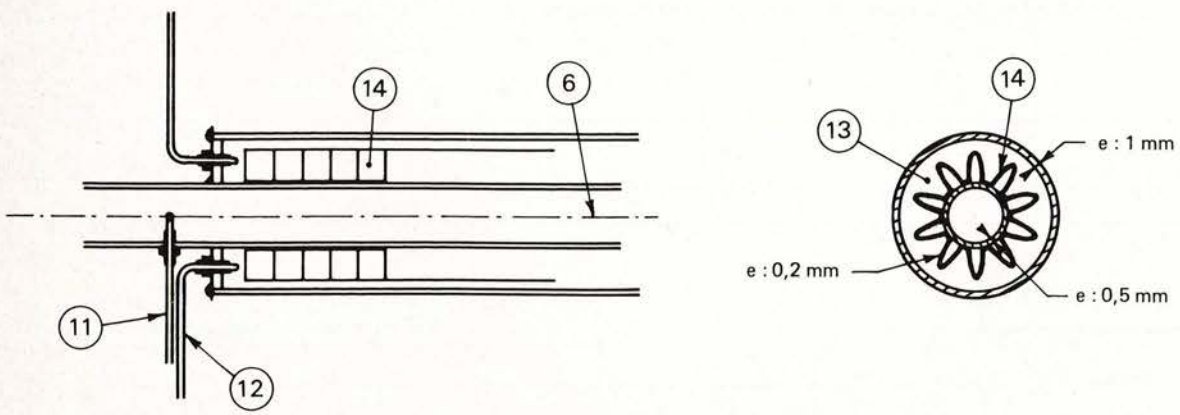
Cet intervalle est, suivant les cas, muni ou non d'ailettes ⑭ améliorant la diffusion thermique au sein du matériau.

Certains essais ont été réalisés en présence d'une lame métallique torsadée placée diamétralement à l'intérieur du tube où circule l'air et appelée « promoteur d'échange » (tableau 2).

Figures 5

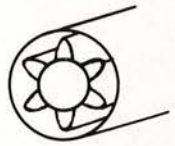
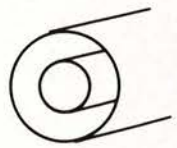
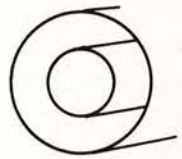
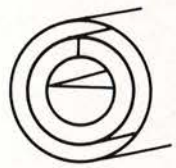
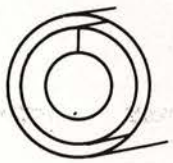
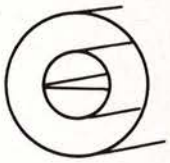


a) Schéma d'ensemble de l'installation



b) Détail de l'entrée de l'élément d'échangeur à l'échelle 1

Tableau 2 Les différents éléments d'échangeur testés

Échangeur	Dimensions (mm)				Contenance (cm^3)	Surface d'échange (m^2/m^3)	Promoteur d'échange	Schéma échelle 1 : 2
	Tube extérieur	Tube intérieur	Ailettes					
			type	hauteur				
0	27 × 29	10 × 11	radiale	6	450	0,125 (290)	NON	
1	26 × 28	10 × 11	sans		450	0,034 (77)	NON	
2	34 × 36	14 × 15	sans		750	0,048 (64)	NON	
3	36 × 38	14 × 16	hélicoïdale	8	810	0,203 (250)	OUI	
4	36 × 38	14 × 16	hélicoïdale	8	810	0,203 (250)	NON	
5	34 × 36	14 × 15	sans		750	0,048 (64)	OUI	

L'échangeur est entouré d'une coquille de mousse de polyuréthanne ⑦ et le tout est placé dans une enceinte isolée pour éviter les échanges avec l'air extérieur.

Le détail de l'élément d'échangeur montre que les thermocouples mis en place permettent de connaître les températures d'air à l'entrée et à la sortie et celles du produit à l'entrée et à la sortie, en position haute et basse de l'échangeur.

La quantité de produit contenue dans l'élément d'échangeur, qui a conditionné la dimension du tube extérieur, a été calculée pour un débit d'air donné de façon à ce que toutes les calories apportées par l'air pendant une alternance puissent être stockées dans des conditions d'échanges idéales.

Six éléments ont été étudiés, tous d'une longueur de 1 mètre (leurs caractéristiques précises apparaissent sur le tableau 2) :

- Échangeur 0 : tube intérieur de diamètre 10 mm, muni d'ailettes radiales dans le M C P;
- Échangeur 1 : tube intérieur de diamètre de 10 mm, sans ailettes;

  les mesures avec ces échangeurs ayant mis en évidence un manque de produit, la quantité de M C P a dû être augmentée sans en augmenter l'épaisseur.
- Échangeur 2 : tube intérieur de diamètre 14 mm, sans ailettes;
- Échangeur 3 : tube intérieur de diamètre 14 mm, muni d'ailettes hélicoïdales dans le produit et d'un promoteur d'échange dans l'air;
- Échangeur 4 : tube intérieur de diamètre 14 mm, muni d'ailettes hélicoïdales dans le produit;
- Échangeur 5 : tube intérieur de diamètre 14 mm sans ailettes dans le produit mais muni d'un promoteur d'échange dans l'air.

Il est possible d'équiper l'élément d'échangeur d'une enveloppe extérieure en verre. La paroi est constituée de deux enveloppes entre lesquelles on maintient un vide primaire pour réaliser une isolation thermique partielle.

On peut adapter à ce tube les échangeurs 2, 3, 4 et 5. Le produit est alors visible de l'extérieur et il est possible de visualiser le front de solidification.

3,2 les essais

Nous avons fait varier successivement les paramètres suivants :

- le type d'élément,
- la nature du M C P,
- le débit d'air au moyen de la sortie ④ et de la chicane ⑤,
- l'amplitude de l'onde thermique d'entrée par rapport à la température de fusion du M C P.

On a mesuré et enregistré (⑧) les températures suivantes :

- de l'air à l'entrée, ⑪
- du produit à l'entrée de l'élément au-dessus et au-dessous ⑫ du tube central,
- du produit à la sortie de l'élément au-dessus et au-dessous du tube central,
- de l'air à la sortie.

Les températures d'air nous ont renseigné sur l'efficacité de l'échangeur, que nous définissons par le rapport :

$\frac{A_E - A_S}{A_E}$ où A_E est l'amplitude en °C de la sinusoïde d'entrée et A_S l'amplitude en °C des variations de la température de sortie.

Les températures de produit ont permis d'évaluer le déplacement du front de fusion ainsi qu'une éventuelle sédimentation de la phase solide.

3,3 les résultats

Le résultat d'un essai est symbolisé par l'efficacité de l'élément, qui correspond à l'amortissement des variations de la température de l'air entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

Dans les échangeurs 0 et 1, les essais ont permis de montrer de meilleures valeurs d'efficacité avec l'hexadécane qu'avec le PEG 600. On a également constaté le faible rôle joué par la présence d'ailettes radiales dans le produit. Enfin, un décalage de l'onde thermique d'entrée par rapport à la température de fusion du produit de 3 °C conduit à une perte d'efficacité de 10 à 20 %.

Les essais rapportés dans le tableau 3 concernent les échangeurs 2, 3, 4 et 5 contenant de 750 à 810 cm³ de produit, c'est-à-dire une quantité suffisante pour absorber par chaleur latente les calories apportées par une alternance d'une sinusoïde journalière de température de 16 °C d'amplitude, avec un débit de 1,7 m³/h.

Avec les quatre premiers essais, on voit le rôle joué par les modifications de géométrie de l'élément : grâce à l'adjonction d'ailettes et d'un promoteur d'échange, nous avons pu réaliser un amortissement quasiment total de l'onde thermique d'entrée (essai 8).

Les expériences 4 et 9 montrent des résultats très comparables sur l'octadécane dans les mêmes conditions.

Par contre, si le débit d'air est doublé, (essai 5 et 11), on arrive dans une alternance à un changement de phase complet du produit et l'efficacité est fortement réduite.

Dans les essais 10, 12, 13 et 6, l'effet du décalage de 2,5 à 4 °C de l'onde thermique d'entrée par rapport à la température de fusion du produit est une réduction de l'efficacité, y compris en présence de promoteur d'échange.

L'efficacité reste tout de même importante. Le décalage de l'onde thermique au-dessus du point de fusion provoque une chute moins grande de l'efficacité que le décalage en dessous de T_F.

Remarquons toutefois que, pour ces essais, il est possible de caractériser différemment la performance du procédé : une efficacité définie par le rapport entre la différence des températures d'air maximales à l'entrée et à la sortie et la demi-amplitude des variations de température d'air à l'entrée met davantage en évidence l'effet de l'échangeur sur la demi-période chaude. Les valeurs correspondantes sont indiquées entre parenthèses dans le tableau 3.

Tableau 3 Résultats de quelques essais dans l'installation expérimentale

N° de l'essai	N° de l'échangeur	Produit	Débit d'air (m³/h)	Air d'entrée		Air de sortie AS (°C)	Efficacité (AE-AS)/AE
				AE (°C)	T moyenne		
1	2	Hexadécane	1,7	15	TM = TF	6	0,6
2	4 . A	–	1,7	18	–	4,5	0,75
7	5 . P	–	1,7	15	–	3,5	0,77
8	3 . A + P	–	1,7	16	–	1,5	0,91
4	4 . A	Octadécane	1,7	16	TM = TF	6,5	0,59
9	3 . A + P	–	1,7	15	–	1,7	0,89
5	4 . A	–	3	15	–	10,5	0,30
11	3 . A + P	–	3	15	–	7,5	0,50
10	3 . A + P	Octadécane	1,7	15	TM = TF + 3,5	6	0,6 (0,67)
12	3 . A + P	–	1,7	15	TM = TF – 2,5	7	0,53 (0,78)
13	4 . A	–	1,7	15	TM = TF + 4,5	7	0,53 (0,67)
6	4 . A	–	1,7	15	TM = TF – 2,5	9	0,40 (0,62)
14	4 . A	Octadécane	1,7	31	TM = TF	17,5	0,44
15	3 . A + P	–	1,7	30,5	–	16,5	0,46

A : Ailettes P : Promoteur d'échange

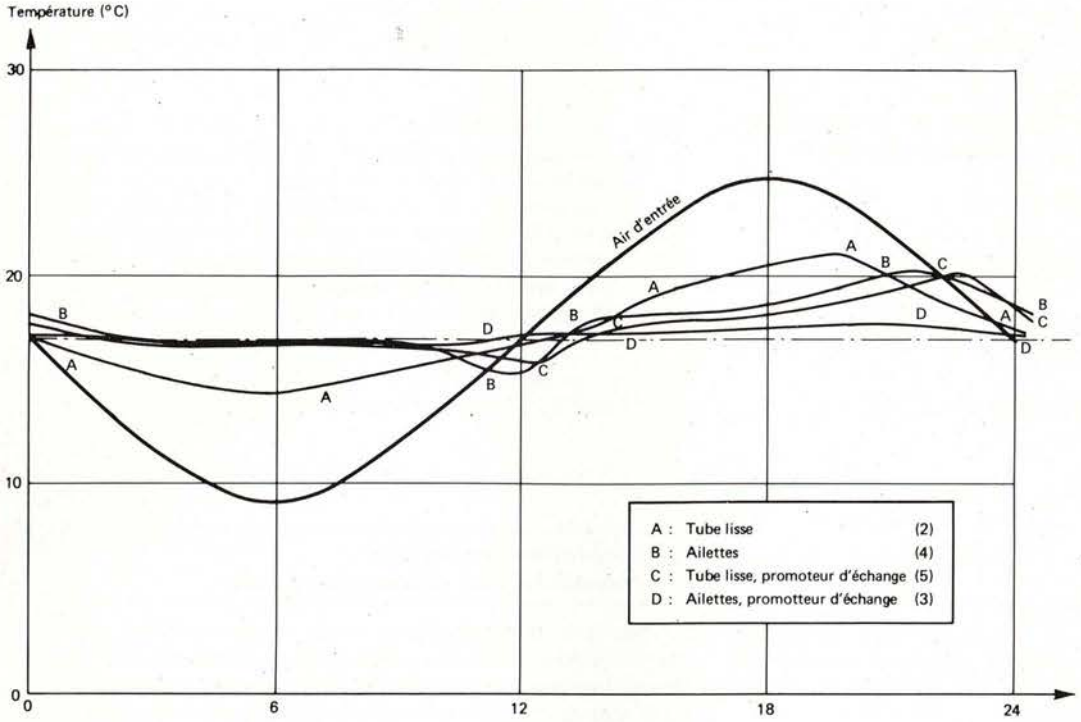


Figure 6
Étude de l'influence de la géométrie de l'échangeur sur l'efficacité du système

Enfin, les deux derniers essais concernent une onde thermique d'entrée centrée sur T_F, mais d'amplitude double (31 °C).

Les efficacités mesurées avec ou sans promoteur d'échange sont semblables, et restent appréciables malgré là aussi un changement d'état complet de tout le produit pendant une alternance.

Ces courbes ont en commun un déphasage important par rapport à la sinusoïde de température d'air d'entrée : entre 2 et 5 heures. Ce déphasage est un élément supplémentaire en faveur de la solution proposée, pour le maintien du confort thermique dans des locaux à occupation temporaire.

Les différentes allures de courbes présentées s'expliquent par les principales résistances thermiques s'opposant à la transformation du produit : R_{MCP} (matériau) et R_{AT} (air-paroi du tube); en présence d'ailettes, R_{MCP} est plus faible et le transfert thermique s'effectue plus rapidement au sein du matériau; le « promoteur d'échange » diminue R_{AT} et augmente le transfert thermique entre l'air et la paroi du tube métallique.

Ces deux résistances étant en série, la présence simultanée d'ailettes et du « promoteur d'échange » provoque la meilleure efficacité.

Échangeur en verre

On a pu noter dans certains cas (surtout avec les paraffines dont la viscosité est plus faible que celle du PEG) une dissymétrie importante entre l'alternance chaude et l'alternance froide. On peut l'attribuer soit à la différence de conductivité entre les deux phases, soit à la convection en phase liquide.

L'utilisation d'un échangeur contenu dans un tube en verre (élément d'échangeur dans lequel le tube et l'isolation extérieure sont remplacés par une double enveloppe sous vide primaire) a permis la visualisation du front de fusion du MCP.

La figure 7 montre la réponse à un échelon froid dans les quatre configurations d'échangeur.

On constate notamment que le promoteur d'échange a pour effet de rendre le font de fusion presque parallèle à l'axe des tubes.

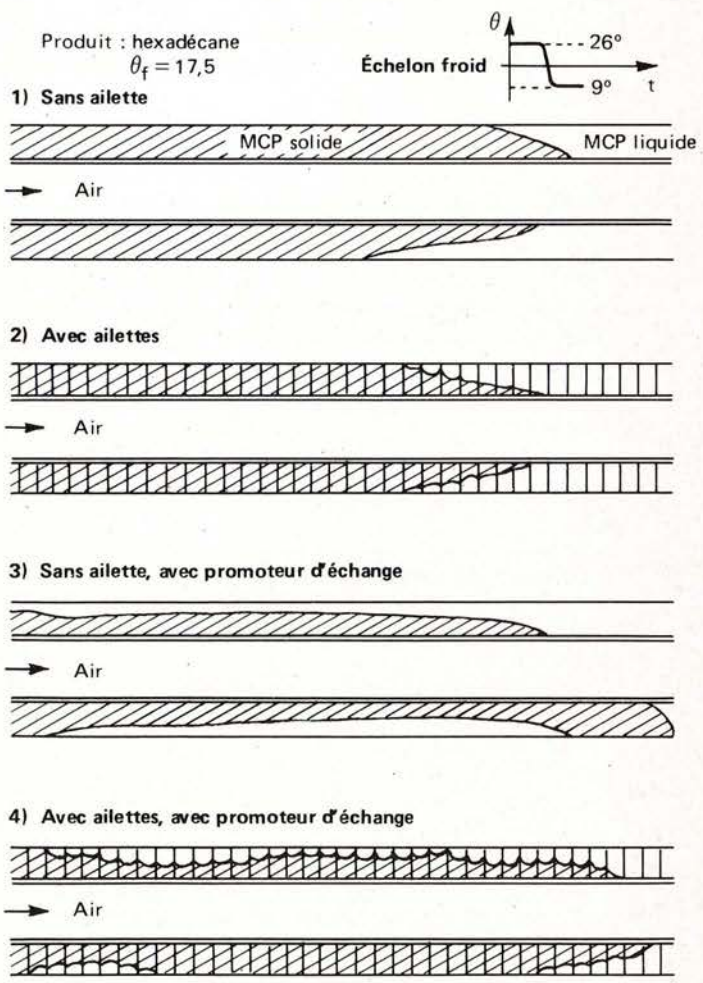


Figure 7 Forme du front de solidification dans l'échangeur soumis à un échelon froid suivant sa géométrie

4

approche théorique :

stockage thermique par changement de phase dans un élément d'échangeur à géométrie cylindrique

4,1 position du problème

Cette approche a pour objet le calcul de l'atténuation des variations, au cours d'une journée, de la température de l'air extérieur, grâce à son soufflage au travers d'un échangeur rempli de matériau à changement de phase.

Nous étudions ici les échangeurs à géométrie cylindrique; l'élément d'échangeur pris comme modèle théorique est constitué par deux tubes coaxiaux à axe rectiligne et horizontal (fig. 8).

Entre les deux tubes se trouve le matériau à changement de phase.

L'air circule dans le tube intérieur à vitesse imposée.

La température de l'air à l'entrée de l'élément d'échangeur varie, en fonction du temps, suivant une loi sinusoïdale de période de 24 heures :

$$TAE = TM + T\Phi \sin\omega t$$

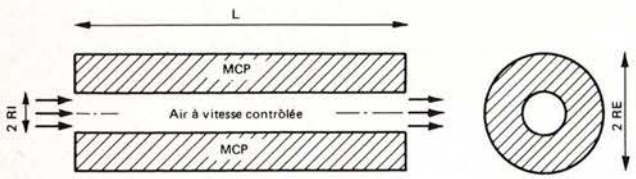


Figure 8

4,2 hypothèses de calcul

Dans ce paragraphe nous présentons les principales hypothèses de calcul adoptées :

- H1 : la surface extérieure de l'élément d'échangeur est adiabatique; les échanges thermiques entre le matériau à changement de phase et l'environnement extérieur à l'élément d'échangeur sont nuls;
- H2 : la capacité thermique du tube intérieur (métallique ou plastique, d'épaisseur environ 1 mm) est négligeable; seule sa résistance thermique est prise en compte;
- H3 : les transferts thermiques longitudinaux au sein du matériau sont négligés par rapport aux transferts thermiques radiaux;
- H4 : les propriétés physico-thermiques de l'air sont constantes;
- H5 : le coefficient de transfert thermique (H) entre l'air et la paroi de l'élément d'échangeur est constant et uniforme le long du tube;
- H6 : la valeur moyenne de la température de l'air à l'entrée de l'élément d'échangeur (TM) est peu différente de la température de changement de phase du matériau (TF);
- H7 : le transfert thermique considéré au sein du matériau est uniquement conductif; la convection peut modifier sensiblement le régime du transfert thermique en phase liquide (réf. 14), les corrélations disponibles (réf. 16), (réf. 17) montrent toutefois que le transfert convectif moyen dans l'alternance chaude reste limité, compte tenu des épaisseurs de matériau utilisé et des écarts de température imposés.

4,3 résolution numérique (méthode des différences finies)

Compte tenu de l'abondance et de la diversité des méthodes analytiques ou numériques destinées au traitement du comportement thermique des matériaux à changement de phase ((réf. 8) à (réf. 13) et (réf. 20)) notre choix s'est effectué à la suite, d'une part, de constatations expérimentales concernant les matériaux et les essais effectués et, d'autre part, de l'examen des travaux les plus récents mettant en évidence les principales options possibles pour la modélisation (réf. 13).

Les remarques essentielles à propos de matériaux, effectués grâce aux mesures de leurs propriétés physicothermiques, ont été les suivantes :

- la transition de phase considérée ne se produit pas, pour la plupart d'entre eux, à température fixe mais à l'intérieur d'un intervalle de température pouvant atteindre plusieurs degrés;
- compte tenu de l'amplitude ($2\,T\Phi$) des variations de la température de l'air d'entrée, des transformations secondaires peuvent intervenir;
- la plupart des propriétés concernées des matériaux (chaleur massique, masse volumique, conductivité thermique) varient de façon continue et non négligeable de part et d'autre de TF.

Par ailleurs, la sensibilité des résultats des essais, effectués sur les éléments d'échangeur, au décalage entre TM et TF impose de pouvoir en calculer l'impact.

La nécessité de tenir compte de l'ensemble de ces phénomènes déconseille tout traitement analytique. D'après les hypothèses, le système d'équations en jeu est le suivant :

$$\text{pour } 0 < X < L$$
$$\text{et } RI < R < RE$$

$$C(T)\frac{\delta T}{\delta t} = K(T)\left[\frac{\delta^2 T}{\delta R^2} + \frac{1}{R}\frac{\delta T}{\delta R}\right] \qquad (1)$$

Conditions aux limites :

$$R = RI : \left[K(T)\frac{\delta T}{\delta R}\right] = H\,(T - TA) \qquad (2)$$

$$R = RI : \left[\frac{\delta T}{\delta R}\right] = 0 \qquad (3)$$

Bilan énergétique du fluide caloporteur

$$R = RI : RI\,CA\left[\frac{\delta TA}{\delta t} + W\frac{\delta TA}{\delta X}\right] = 2\,H\,(T - TA) \qquad (4)$$

A l'entrée du tube : (X = 0)

$$TA = TAE = TM + T\Phi \sin\omega t \qquad (5)$$

Conditions initiales : (t = 0)

$$T = TA = TM \text{ (par exemple)} \qquad (6)$$

Dans l'équation (1), C (T) est la chaleur spécifique apparente du matériau.

C'est une fonction continue de la température qui rend compte des variations de chaleur spécifique de part et d'autre de TF et donc des enthalpies d'éventuelles transformations secondaires mais également, par ses variations importantes au voisinage de TF, de l'enthalpie du changement de phase considéré.

Exprimée en $J/m^3.°C$, cette fonction permet aussi de tenir compte implicitement des variations de masse volumique en fonction de la température.

K (T) représente la conductivité thermique du matériau, variable, en fonction de la température.

H est le coefficient de transfert thermique entre l'air et la paroi du tube R = RI.

Le traitement numérique de ce système d'équations est particulièrement délicat dans la mesure où la fonction C (T) présente des variations rapides autour de la température de changement de phase TF.

Nous avons adopté un schéma aux différences finies à trois niveaux de temps dont la stabilité est grande et qui ne nécessite pas d'itérations à chaque pas de temps ΔT.

L'espace est découpé en NX mailles constantes longitudinalement (ΔX) et NR radialement (ΔR) avec (fig. 9) :

$$NX.\Delta X = L$$
$$NR.\Delta R = EM$$

A l'intérieur de chaque maille de matériau, la température est supposée uniforme et constante pendant Δt; il en est de même à l'intérieur du tube d'air et ce pour chaque maille suivant X.

Longitudinalement, les mailles ne sont couplées qu'au niveau des températures d'air des sections communes, prises pour inconnues; ce qui permet un calcul semi-explicite suivant X : connaissant la température d'air en amont de la tranche I, on effectue le calcul complet de cette tranche (NR + 2 équations) qui donne la température d'air en aval de la tranche I et permet le passage à la tranche suivante : soit, à chaque pas de temps, NX résolutions de systèmes linéaires à NR + 2 équations.

On utilise un algorithme de résolution directe.

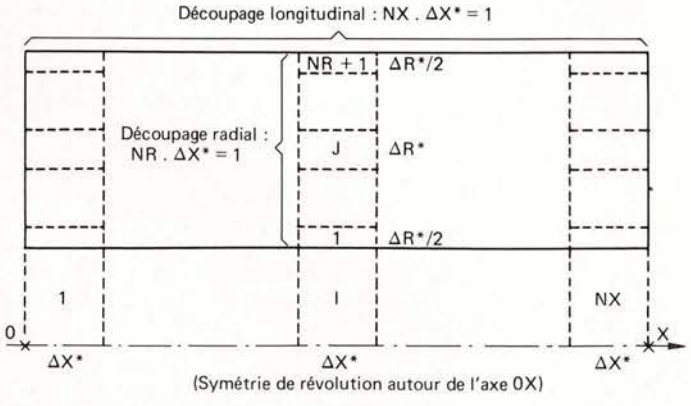


Figure 9

Le passage du pas de temps N − 1 au pas de temps N + 1 s'effectue en exprimant les caractéristiques du matériau au pas de temps N et en utilisant pour les températures une moyenne pondérée des températures aux trois niveaux de temps, N − I, N et N + I :

$$\hat{T}(N) = \frac{1}{3}\ [T(N-1)] + T(N) + T(N+1)$$

Par exemple, l'équation (1), discrétisée, devient :

pour $1 < I < NX$ et $2 < J < NR$

$$C\ [T(I,J,N)] \times \left[\frac{T(I,J,N+1) - T(I,J,N-1)}{2\,\Delta t}\right] =$$

$$K\ [T(I,J,N)] \times \left[\frac{\hat{T}(I,J,N) - 2\,\hat{T}(I,J,N) + \hat{T}(I,J-1,N)}{\Delta R^2} + \right.$$

$$\left. \frac{\hat{T}(I,J+1,N) - \hat{T}(I,J-1,N)}{2\,R(J)\,\Delta R}\right]$$

avec : $R(J) = RI + J.\Delta R$

La solution obtenue à partir de schémas de ce type est évidemment d'autant plus proche de la solution réelle du problème physique que la discrétisation est fine et que le pas de temps utilisé (Δt) est faible.

Par contre, le temps de calcul augmente en fonction du produit NX.NR.Nt (avec : $NT.\Delta T = \tau$). Un compromis est donc nécessaire et le choix des valeurs de NX, NR et Nt dépendant des grandeurs physiques du problème ne peut s'effectuer que cas par cas, après différents essais.

4,4 méthode simplifiée

La méthode numérique de résolution précédemment exposée nécessite l'exploitation d'un programme informatique à partir d'un ordinateur rapide (temps de calcul important) et offrant des possibilités de mémoire suffisantes : elle n'est donc pas à la portée de tous.

C'est pourquoi, sous réserve de retenir un certain nombre d'hypothèses simplificatives qui s'ajoutent aux sept hypothèses de base données au paragraphe 4,2, il est possible de proposer au utilisateurs potentiels un outil de calcul, de portée plus limitée, susceptible d'être exploité à partir de supports plus légers : calculatrices programmables ou non, par exemple.

Ces hypothèses complémentaires qui fixent les limites de validité de cet outil simple sont les suivantes :

H8 : le changement de phase a lieu à température fixe TF;

H9 : la capacité thermique du matériau à changement de phase est négligeable; seules interviennent sa résistance thermique et sa chaleur latente; les propriétés physico-thermiques du matériau sont constantes et égales de part et d'autre de TF;

H10 : la valeur moyenne de la température de l'air à l'entrée de l'élément d'échangeur (TM) est égale à la température de changement de phase (TF);

H11 : la quantité de matériau est suffisante pour qu'il y ait toujours coexistence des deux phases;

H12 : l'atténuation des variations de la température de l'air extérieur réalisée par soufflage au travers d'un élément d'échangeur ne dépend que de la position moyenne (au cours du temps et le long du tube) du front de fusion; cette position moyenne est repérée par un rayon moyen R_m.

Compte tenu de ces nouvelles hypothèses, on peut écrire le bilan thermique local et instantané de l'air à l'intérieur de l'élément d'échangeur, de la façon suivante :

$$CA\ RI^2\left(\frac{\delta TA}{\delta t}+\frac{W\delta TA}{\delta X}\right)=-2H_m.RI.(TA-TF) \qquad (1)$$

où H_m est le coefficient moyen (dans le temps et le long du tube) de transfert thermique entre l'air et le front de fusion (hypothèse H12). H_m est lié à R_m par la relation :

$$H_m=\frac{1}{\frac{1}{H}+\frac{RI\,Log\,\frac{Rm}{RI}}{\lambda}} \qquad (2)$$

où λ est la conductivité thermique du matériau (W/m.°C). En intégrant l'équation (1), il vient :

$$TA(L,t)-TF=(TA(0,t)-TF)e^{-Ym}$$

avec $$Y_m=H_m\,\frac{2L}{W.CA.RI} \qquad (3)$$

puisque $TA(0,t)=TF+T\Phi.\sin\omega t$
on trouve :

$$TA(L,t)=TF+T\Phi.e^{-Ym}\sin\omega t \qquad (4)$$

d'où l'expression de l'efficacité de l'échangeur :

$$EFF=1-\frac{AS}{AE}=1-e^{-Ym} \qquad (5)$$

Toutefois, une relation supplémentaire est nécessaire pour l'obtention de Y_m, c'est-à-dire de R_m.

Il est possible d'écrire, par exemple, le bilan énergétique du matériau sur une demi-période et pour l'élément d'échangeur complet.

On obtient l'équation implicite donnant R_m :

$$\pi(Rm^2-RI^2).L.\Delta H.=RI^2.W.CA.(1-e^{-Ym}).T\Phi. \qquad (6)$$

avec :
$$H_m=\frac{1}{\frac{1}{H}+\frac{RI}{\lambda}\,Log\,\frac{Rm}{RI}} \qquad (2)$$

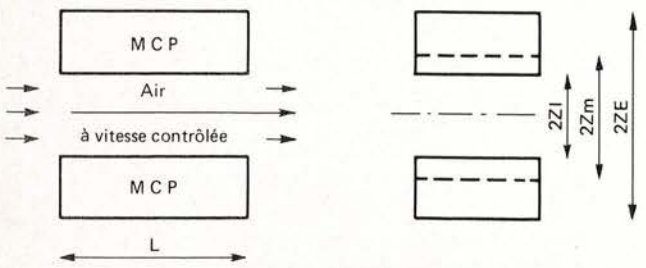
et :
$$Y_m=h_m.\,\frac{2L}{W.CA.RI} \qquad (3)$$

Cette équation se résoud par itérations successives à partir de $R°_m = RI$ et en adoptant le schéma suivant :

$$R^N_m \xrightarrow{(2)} H^N_m \xrightarrow{(3)} Y^N_M \xrightarrow{(6)} R^{N+1}_m$$

Le schéma converge très rapidement et un petit nombre d'itérations (au plus 5) sont nécessaires pour obtenir R_m avec une précision suffisante. On en déduit l'efficacité EFF d'après la référence 5.

Ce type de méthode de calcul, approchée mais très rapide, est valable pour d'autres géométries; à titre d'exemple, nous présentons ci-dessous les équations correspondant à la géométrie plane suivante :



où Z_m caractérise la position moyenne (au cours du temps et le long de la plaque) du front de fusion.

Les équations (2), (3) et (6) deviennent :

$$H_m=\frac{1}{\frac{1}{H}+\frac{Zm-ZI}{\lambda}} \qquad (7)$$

$$Y_m=\frac{L}{H_m\,W.CA.ZI} \qquad (8)$$

$$(Z_m-ZI)L.\Delta H=ZI.W.CA.(1-e^{-Ym}).T\Phi\,\frac{\tau}{\pi} \qquad (9)$$

L'équation (9) se résoud par itérations successives à partir, par exemple, de $Z^\circ_m = ZI$ et en adoptant le schéma suivant :

$$Z^N_m \xrightarrow{(7)} H^N_m \xrightarrow{(8)} Y^N_m \xrightarrow{(9)} Z^{N+1}_m$$

L'efficacité est calculée par la formule :

$$EFF=1-e^{-Ym}.$$

Une autre méthode de calcul de l'atténuation des variations de la température de soufflage lorsque celles-ci sont symétriques par rapport à la température de changement de phase du matériau (TM = TF) a été également étudiée.

Elle est décrite en annexe 1.

Il s'agit d'une méthode numérique faisant intervenir l'évolution au cours du temps de la position du front de fusion.

Elle présente l'intérêt de s'affranchir de la notion de la position moyenne repérée par un rayon moyen « RM » (hypothèse H12).

Par contre, son exploitation nécessite le recours à un outil de calcul programmable (calculatrice ou ordinateur).

5
confrontation du calcul et de l'expérience

Dans ce paragraphe, nous présentons une comparaison entre les résultats des essais et les calculs correspondants effectués soit suivant la méthode des différences finies exposée au paragraphe 4,3, soit suivant la méthode simplifiée proposée au paragraphe 4,4.
Nous commençons par effectuer cette comparaison de manière plus détaillée pour un des essais.

5,1 analyse détaillée d'un essai

L'essai que nous considérons est l'essai n° 1 du tableau 6 de la page 16.

matériau
Cet essai a été réalisé avec l'hexadécaneE ($C_{16}H_{34}$) pure dont les principales caractéristiques physicothermiques sont les suivantes :

- Température de changement de phase . 17,5 °C
- Masse volumique solide ..... 835 kg/m³
- Masse volumique liquide ..... 776 kg/m³
- Conductivité thermique ..... 0,15 W/m.°C
- Chaleur massique solide ..... 2 100 J/kg.°C
- Chaleur massique liquide ..... 1 500 J/kg.°C
- Chaleur latente (entre 16 °C et 19 °C) .. 238 000 J/kg

conditions d'essai
- Vitesse d'air : W = 3 m/s
- Température d'air à l'entrée de l'élément d'échangeur programmée de manière à approximer la fonction

(1) $F(t) = 17,5 + 7,5 \sin 2\pi \frac{t}{86\,400}$

où t est le temps exprimé en secondes.

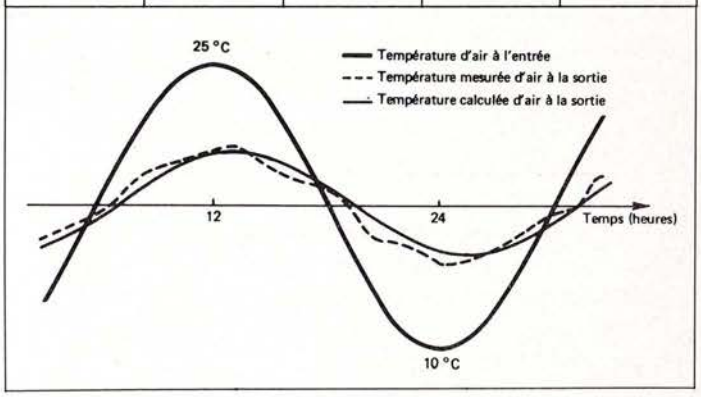
Le conditionnement initial du matériau au voisinage de 17,5 °C a nécessité trois jours d'expérience avant l'atteinte du régime périodique.

mesures
On a mesuré heure par heure les températures d'air à l'entrée et à la sortie de l'élément d'échangeur (tableau 4).

Compte tenu des thermocouples utilisés, l'erreur absolue à prendre en compte pour la mesure de ces températures était de l'ordre de $\Delta T = 0,5$ °C. On constate que l'écart entre les valeurs mesurées et calculées suivant la formule (1) de la température d'air à l'entrée de l'élément d'échangeur atteint 1 °C au maximum et reste la plupart du temps inférieure à 0,5 °C; la programmation de la sinusoïde a donc été satisfaisante.

Tableau 4
Comparaison heure par heure des résultats de mesure et de calcul

Temps en heures	TA (X = O)		TA (X = L)	
	Mesure	Calcul	Mesure	Calcul
1	10	10,3	14,5	14,9
2	11	11	15	14,7
3	12,5	12,2	15,5	15,1
4	14,5	13,8	16	15,4
5	16,5	15,6	16,5	16,0
6	18,1	17,5	17	16,5
7	20	19,4	17,4	17,4
8	21	21,3	19	17,9
9	23	22,8	19,3	18,8
10	24,5	24	19,7	19,2
11	24,9	24,7	20	19,8
12	25	25	20,3	20,0
13	24,6	24,7	20,6	20,3
14	24	24	20	20,1
15	22,5	22,8	19,4	20,1
16	21	21,3	19	19,5
17	19,9	19,4	18,8	19,2
18	18,2	17,5	18,4	18,4
19	16,6	15,6	17,6	17,8
20	14,5	13,8	16	16,9
21	12,5	12,2	15,7	16,5
22	11	11	15,4	15,7
23	10	10,3	15	15,4
24	9,5	10	14,4	14,9



Du tableau 4, on déduit l'efficacité mesurée EFF_m définie par :

$$EFF_m = \frac{AE_m - AS_m}{AE_m}$$

avec $\begin{cases} AE_m = 25,0 - 9,5 = 15,5\ °C \\ AS_m = 20,6 - 14,4 = 6,2\ °C \end{cases}$

soit $EFF_m = 0,60$

L'erreur commise sur EFF_m, soit (EFF_m) se déduit de celle commise sur AS_m et AE_m :

$$(EFF_m) = \left(\frac{ASm}{AEm}\right) = 2\,\Delta(T) \cdot \frac{ASm}{AEm} \cdot \left(\frac{1}{ASm} + \frac{1}{AEm}\right)$$

$$(EFF_m) = 2.0,5 \cdot \frac{1}{15,5} \cdot \left(\frac{6,2}{6,2} + \frac{1}{15,5}\right) = 0,09$$

soit finalement :

$$\boxed{EFF_m = 0,60 \pm 0,09}$$

calcul

Au tableau 4 on trouve, heure par heure, la température de l'air de sortie calculée par la méthode des différences finies exposées au II-1.

Les températures de sortie maximale et minimale sont respectivement 20,3 °C et 14,7 °C.

L'efficacité de calcul est $EFF_c = \frac{1 - 20{,}3 - 14{,}7}{15} = 0{,}63$

Le calcul effectué suivant la méthode simplifiée exposée au II-2 donne comme résultats :

$R_m = 0{,}0136$ m et EFF = 0,64

REMARQUES :

– Pour les calculs, nous adoptons la valeur de H déduite des formules suivantes (15) :

- Régime laminaire (Re < 2 000)

$Nu = 3{,}66$

- Régime turbulent (Re > 2 100)

$Nu : 0{,}0225\ (Re)^{0.8}\ (Pr)^{0.4}$

Les nombres adimensionnels de Reynolds (Re), Nusselt (Nu), Prandtl (Pr) sont reliés aux grandeurs physiques de l'écoulement par les expressions suivantes :

- $Re = \frac{2\ RI.W}{\nu A}$
- $Nu = \frac{2\ RI.H}{\lambda A}$
- $Pr = \frac{CA.\nu A}{\lambda A}$

où :

- CA : chaleur spécifique volumique de l'air
- νA : viscosité cinématique de l'air
- λA : conductivité thermique de l'air

A 17,5 °C

- $CA = 1\ 220$ J/m³.°C
- $\nu A = 1{,}5\ 10^{-5}$ m²/s
- $\lambda A = 0{,}026$ W/m.°C

$P_r = 0{,}7$

Pour l'essai considéré, nous avons comme valeurs numériques :

- Re = 2 800
- Nu = 11,2

soit H = 21 W/m².°C

– Il est possible de vérifier, a posteriori, la validité de l'hypothèse H3.

En effet le calcul par la méthode aux différences finies, des valeurs moyennes des gradients de température respectifs donne comme résultats :

- Gradient longitudinal : 1,2 °C/m
- Gradient radial : 121 °C/m

Il semble donc tout à fait légitime de négliger la conduction longitudinale par rapport aux transferts conductifs radiaux.

– La discrétisation adoptée pour l'obtention des résultats du tableau 4 correspond aux valeurs suivantes :

NX = 2, NR = 5, Δt = 3 600 s.

A titre indicatif, on a fait figurer dans le tableau 5 les résultats du même calcul effectué avec les valeurs NX = 10, NR = 20, Δt = 180 s. Le gain de précision numérique obtenu avec ces dernières valeurs ne justifie pas l'augmentation très importante du temps de calcul.

Tableau 5 Températures d'air de sortie

Temps en heures	NX = 2 NR = 5 Δt = 3 600 s	NX = 10 NR = 20 Δt = 180 s
1	14,9	14,8
2	14,7	14,8
3	15,1	15,1
4	15,4	15,4
5	16,0	16,0
6	16,5	16,6
7	17,4	17,4
8	17,9	18,1
9	18,8	18,8
10	19,2	19,4
11	19,8	19,8
12	20,0	20,2
13	20,3	20,3
14	20,1	20,3
15	20,1	20,0
16	19,5	19,6
17	19,2	19,1
18	18,4	18,4
19	17,8	17,7
20	16,9	17,0
21	16,5	16,3
22	15,7	15,7
23	15,4	15,4
24	14,9	14,9

– La fonction C (T) utilisée pour le calcul est une fonction en triangle, centrée sur 17,5 °C à partir des valeurs de chaleur spécifique solide et liquide et dont la largeur à la base est 6 °C.

– La fonction K (T) est constante.

5,2 tableau comparatif

Sur le tableau 6, on a rassemblé, d'une part, les résultats expérimentaux (EFF_m) de 10 essais, d'autre part les résultats des calculs correspondants (efficacités) effectués par la méthode des différences finies (D.F.) et par la méthode simplifiée (M.S.) pour les essais centrés (TM = TF).

Tableau 6 Comparaison des résultats d'essais et de calcul

N°	Matériau	RI (m)	RE (m)	Ailettes	Promoteur d'échange	W (m/s)	2 TΦ (°C)	TM-TF (°C)	Efficacité mesurée EFF_m	Efficacité calculée	
										D.F.	M.S.
1	HEXADÉCANE	0,007	0,018	NON	NON	3	15	0	0,60	0,63	0,64
2	–	0,007	0,019	OUI	NON	3	18	0	0,75	0,69	0,69
3	–	0,005	0,014	NON	NON	6	18	0	0,44	0,13	0,61
4	OCTADÉCANE	0,007	0,019	OUI	NON	3	16	0	0,59	0,69	0,70
5	–	0,007	0,019	OUI	NON	5	15	+ 1,0	0,30	0,36	–
6	–	0,007	0,019	OUI	NON	3	15	– 2,5	0,40	0,39	–
7	HEXADÉCANE	0,007	0,018	NON	OUI	3	15	0	0,77	0,72	0,79
8	–	0,007	0,019	OUI	OUI	3	16	0	0,91	0,83	0,88
9	OCTADÉCANE	0,007	0,019	OUI	OUI	3	15	0	0,89	0,84	0,89
10	–	0,007	0,019	OUI	OUI	3	15	+ 3,5	0,60	0,64	–

Ces essais sont représentatifs de l'ensemble des essais effectués; pour chacun d'eux on a indiqué :

- le matériau utilisé,
- les dimensions de l'élément d'échangeur de longueur 1 m (RI et RE),
- la présence ou non d'ailettes au sein du matériau, et d'un promoteur d'échange,
- la vitesse de soufflage d'air (W),
- l'amplitude ($2T\Phi$) des variations de la température d'air à l'entrée et le décalage (TM-TF) entre la température moyenne de l'air à l'entrée et la température de changement de phase.

L'examen du tableau 6 appelle un certain nombre de commentaires :

- Dans les calculs, l'effet de la présence d'ailettes métalliques au sein du matériau a été traduit par une augmentation de la conductivité thermique du matériau; le coefficient multiplicateur a été évalué en fonction de la géométrie des ailettes et de l'élément d'échangeur :

$$Ka = 2,3$$

- Les essais numérotés 7, 8, 9 et 10 ont été effectués à partir d'un élément d'échangeur équipé d'un promoteur d'échange.

  Les coefficients de transfert adoptés pour les calculs correspondants ont été déduits des formules expérimentales de corrélation entre les pertes de charge linéaires et les échanges thermiques (réf. 18 et réf. 19).

  Les résultats ont été rassemblés dans le tableau 7, ci-dessous. Ils mettent en évidence une augmentation importante des pertes de charge en présence du promoteur.

Tableau 7 Pertes de charge linéaires mesurées et coefficients de transfert adoptés

W (m/s)	ΔPs (Pa)	ΔP (Pa)	ΔP/ΔPs	H/Hs
3	18	64	3,6	1,7
4	31	98	3,2	1,6
5	49	135	2,8	1,5
6	70	181	2,6	1,5

ΔPs, Hs : sans promoteur d'échange
Δp, H : avec promoteur d'échange

- L'essai 3 présente une différence importante entre les résultats de l'expérience et ceux du calcul.

  Cette anomalie peut s'expliquer de la façon suivante : cet essai a été réalisé à partir d'un élément d'échangeur de dimensions telles que la quantité de matériau à changement de phase mise à l'épreuve s'est révélée trop faible pour les conditions d'essai, ainsi la totalité du matériau contenu changeait d'état avant la fin de chaque demi-période et fonctionnait ensuite en chaleur sensible.

  La méthode simplifiée suppose la présence d'une quantité suffisante de matériau.

  L'efficacité correspondante est donc trop importante quand cette hypothèse n'est pas respectée; en effet, dans ce cas, la possibilité d'absorber les calories amenées par l'air est supérieure en théorie (chaleur latente) qu'en réalité (chaleur sensible) lorsque la totalité du matériau s'est transformée.

  La méthode aux différences finies, supposant une isolation thermique parfaite du tube extérieur (condition de flux nul), ne tient pas compte des échanges thermiques avec l'environnement, qui, dans cet essai, ont atténué les variations de température du matériau et donc celles de l'air de sortie; l'efficacité ainsi calculée est trop faible.

- Mis à part l'essai précédent, et compte tenu de la précision des diverses mesures effectuées, la confrontation entre l'expérience et le calcul apparaît satisfaisante, aussi bien pour la méthode aux différences finies que pour la méthode simplifiée lorsqu'elle s'applique.

5,3 conclusions sur les méthodes de calcul

Les méthodes de calcul proposées présentent un degré de fiabilité suffisant pour pouvoir servir d'outils de base à la conception d'échangeurs en ce qui concerne le choix des dimensions et du débit en fonction du matériau envisagé et de l'application.

Lorsqu'il est possible de prévoir un fonctionnement périodique centré sur la température de changement de phase, la méthode simplifiée convient parfaitement : très rapide d'utilisation, elle donne des résultats très satisfaisants.

Par contre, l'impact d'un décalage entre la température moyenne de soufflage et la température de changement de phase ne peut être évalué qu'à partir d'une méthode de calcul, telle que celle qui a été mise au point, tenant compte de la cinétique de transfert au sein du matériau et de l'ensemble des propriétés physicothermiques. L'exploitation d'une méthode de ce genre nécessite toutefois le recours à un ordinateur ayant une taille mémoire suffisante.

On trouvera, en annexe 2, quelques résultats complémentaires donnant, à titre indicatif, l'incidence de la variation de certaines grandeurs physiques (chaleur latente du matériau, vitesse de soufflage, dimensions des tubes) sur l'efficacité d'un des échangeurs étudiés.

6
conclusions générales

Le présent travail visait à examiner l'intérêt et les possibilités du stockage thermique par changement de phase pour pallier les risques d'inconfort, en période chaude, à l'intérieur des bâtiments.

Une étude bibliographique systématique a été menée afin de dresser la liste des corps dont la température de fusion se situe entre 17 et 25 °C et d'en connaître les propriétés : chaleur latente de fusion, surfusion, stabilité, toxicité, corrosivité.

Après cette première sélection, des tests ont été effectués qui ont permis de vérifier les propriétés annoncées. La tenue au cyclage thermique a également été examinée.

Ces investigations ont mis en évidence 4 matériaux envisageables :

- deux hydrates salins : le fluorure de potassium [KF, $4H_2O$] et le nitrate de manganèse [Mn (NO3)2), $6H_2O$]
- deux composés organiques : l'hexadécane [C_{16} H_{34}] et le polyéthylène glycol 600 [$H(OCH_2\ CH_2)_M\ OH$].

L'étape suivante a été la réalisation d'une installation expérimentale permettant de tester le matériau dans les conditions évoquées ci-dessus : l'air circulait au travers d'un élément d'échangeur constitué de deux tubes coaxiaux; le produit était contenu entre les deux tubes et une unité de programmation thermique imposait la température de l'air introduit. Différentes configurations d'échangeur ont été examinées : avec ou sans ailettes métalliques au sein du matériau, avec ou sans promoteur d'échange.

Les essais ont montré la faisabilité de la solution envisagée. Un élément d'échangeur lisse (sans ailettes ni promoteur d'échange) d'un volume total de 1 000 cm^3 et contenant 750 cm^3 d'hexadécane (température de changement de phase : 17,5 °C) a une efficacité de 0,60 sur un débit d'air de 1.7 m^3/h : des variations journalières de 15 °C de la température d'air extérieur sont atténuées à 60 %.

Avec des ailettes et un promoteur d'échange, l'efficacité peut atteindre 0,90.

La sensibilité des résultats d'essais aux différents paramètres (débits d'air, amplitude des variations de température, décalage de la température moyenne d'air par rapport à la température de changement de phase, configuration d'échangeur, propriétés physicothermiques du matériau) a imposé l'élaboration d'un outil de calcul susceptible d'aider à la conception d'unités de conditionnement d'air du type envisagé.

Notre choix s'est porté sur la mise au point d'un programme de calcul sur ordinateur qui utilise une méthode aux différences finies pour la résolution du transfert thermique conductif au sein du matériau et convectif le long de l'échangeur.

La comparaison des résultats de calcul et des essais est satisfaisante : elle laisse espérer une bonne fiabilité de notre outil de calcul. Relativement rapide, cet outil nécessite néanmoins le recours à un ordinateur ayant des possibilités suffisantes, c'est pourquoi, nous proposons également une méthode de calcul simplifiée des performances du type d'échangeur étudié; susceptible d'être exploitée à partir de supports légers (calculatrices programmables ou non), cette méthode est cependant de portée plus limitée : elle suppose des variations de températures centrées autour de la température de changement de phase du matériau.

* * *

annexe 1

autre méthode de calcul

La méthode décrite ci-dessous permet le calcul de l'atténuation des variations de la température de soufflage lorsque celles-ci sont symétriques par rapport à la température de changement de phase du matériau (TM = TF).

Pour la résolution du système d'équations en jeu, on adopte ensuite les principes suivants :

- une discrétisation temporelle (pas de temps Δt)
- une discrétisation spatiale : découpage suivant l'axe du tube en NX zones de longueur ΔX.
- la position du front de fusion (RF) dépend, pendant un intervalle de temps Δt, uniquement de la zone considérée. Cette position permet de caractériser le transfert thermique entre l'air et le front de fusion, pour cette zone et pour ce pas de temps :

$$\frac{1}{H_m} = \frac{1}{\frac{1}{H} + \frac{RI}{\lambda} \text{Log} \frac{RF}{RI}}$$

On en déduit l'évolution du front de fusion pendant Δt et les températures d'air, successivement et de proche en proche pour chacune des zones.

Les résultats des calculs effectués suivant cette méthode (M3) pour quelques-uns des essais du tableau 6 (page 16), sont les suivants :

N°	Efficacité mesurée	Efficacité calculée		
		D.F	M.S.	M3
1	0,60	0,63	0,64	0,70
2	0,75	0,69	0,69	0,74
4	0,59	0,69	0,70	0,75
7	0,77	0,72	0,79	0,89
8	0,91	0,83	0,88	0,95
9	0,89	0,84	0,89	0,96

Pour ces calculs, la discrétisation adoptée correspond aux valeurs :

NX = 20 et Δt = 300 s

annexe 2

calculs complémentaires

Les conditions de l'essai 1 du tableau 6 (page 16) sont prises comme références :

$\Delta H = 198\ 10^6$ J/m³ (hexadécaneE)
W = 3m/s
RI = 0,007 m TM = TF
RE = 0,018 m AE = 2TΦ = 15 °C
L = 1 m

Efficacité correspondante : $EFF_o = 0,63$

Dans le tableau ci-dessous on trouve l'incidence sur l'efficacité d'une variation d'une des conditions précédentes, toutes les autres restant inchangées.

ΔH 10^6J/m³	EFF
154	0,61
198	0,63
230	0,64

W (m/S)	EFF
1	0,82
3	0,63
5	0,48

RI (m)	EFF
0,005	0,78
0,007	0,63
0,010	0,16

L (m)	EFF
0,5	0,39
1,0	0,63
1,5	0,78

AE (°C)	EFF
5	0,64
10	0,63
15	0,63

TM-TF (°C)	EFF
0	0,63
2	0,41
4	0,22

Ces résultats montrent :

- une faible incidence sur l'efficacité, d'une variation de la chaleur latente (ΔH) ou de l'amplitude des oscillations de la température d'air de soufflage (AE) à condition que celle-ci reste dans des limites acceptables,
- une forte incidence sur l'efficacité, d'une variation d'une des autres conditions expérimentales :
  - vitesse de soufflage (W),
  - dimensions de l'élément d'échangeur (L et RI),
  - décalage (TM-TF).

Valables pour l'essai considéré, ces conclusions sont données à titre indicatif; quelques-unes d'elles trouvent toutefois des confirmations expérimentales dans les essais du tableau 3 (page 10).

bibliographie

(1) J. ANQUEZ, J.-C. BOREL, M. CROISET
La protection solaire des baies vitrées
Cahier du CSTB 608, livraison 72 (1965).

(2) P. EURIN
Stockage de chaleur par changement de phase
Rapport CSTB Physique des Matériaux n° 89 (1975).

(3) Les matériaux de stockage thermique par changement de phase.
CSTB (à paraître).

(4) HALLE D.V., HOOVER M.J., O'NEIL M.J.
Phase change materials handbook
Rapport NASA CR 61363 (1971).

(5) LANE G.A. et Al
Solar energy subsystems employing isothermal heat sink materials
Rapport Dow Chemical Co, n° PB 258.738 (1976).

(6) K. GAWRON, J. SCHROEDER,
Energy Research vol 1, p. 351, 363 (1977).

(7) BAILEY J.A., LIAO C.K.
Thermal and mechanical property data for selected materials potentially useful in thermal capacitor design and construction
Rapport NASA de Univ. North Carolina (1978).

(8) W.D. MURRAY and F. LANDIS
Numerical and machine solutions of transient heat conduction problems involving melting or Freezing.
J. Heat transfer, 81-106-112 (1959).

(9) K. MASTANAIAH
On the numerical solution of phase change problems in transient transfer non linear heat conduction.
Int. J. for Numerical's Methods in Engng., 10, 833-844 (1976).

(10) C. BONACINA and G. COMINI
On the solution of non linear heat conduction equations by numerical methods.
Int. J. Heat Mass Transfer, 16, 581-589 (1973).

(11) KATAYAMA and M. HATTORI
Research on heat conduction with freezing (Ist. report) : numerical method on Stefan's problem
Bul. of J.S.M.E., 18, n° 115, 41-46 (1975).

(12) C. BONACINA, G. COMINI, A. FASANO and M. PRIMICERIO,
Numerical solution of phase change problems.
Int. J. Heat Mass Tranfer, 16, 1825-1832 (1973).

(13) J. BRANSIER
Stockage périodique par chaleur latente, aspects fondamentaux liés à la cinétique des transferts.
Int. J. Heat Mass Tranfer, 22, 875-883 (1979).

(14) J. P. BARDON, E. VRIGNAUD, D. DELAUNAY
Étude expérimentale de la fusion et de la solidification périodique d'une plaque de paraffine.
Revue Générale de Thermique, 212-213, 501-510 (1979).

(15) W.H. MAC ADAMS
Heat Transmission, Traduction française
DUNOD (1964).

(16) M. JAKOB
Heat Transfer, Vol I, Wiley and Sons,
Inc., New York (1950).

(17) V. ISACHENKO, V. OSIPOVA et A. SUKOMEL
Heat Transfer, MIR, Moscou (1974).

(18) G. BOLLA, G. DE GIORGIO, E. PEDROCCHI
Heat transfer and pressure drop comparison in tubes with transverse ribs and with twisted tape.
Energia Nucleare, Vol 20, n° 11 (1973).

(19) G. DE GIORGIO et E. PEDROCCHI
Il problema dell'altezza ottimale delle minialettature
La Termotecnica. Vol XXIX – n° 2 (1975).

(20) J. C. MUEHLBAUER et J. E. SUNDERLAND
Heat Conduction with Freezing or Melting Applied Mechanics Reviews – Vol 18 n° 12, décembre (1965).