

# LESO-PB

**La façade double-peau - Chapitres 6 à 9 -  
Principes physiques et études  
paramétriques**

Faist A. et al.

**Rapport final**



## TIRAGE EFFECTUÉ À PARTIR D'ORIGINAUX «PAPIER»

Votre travail a été exécuté sur une imprimante Xerox 6135

par Philippe Renaud , Tél. 42 77

En cas de problèmes, questions, délais, etc....

Veuillez nous contacter

---

Votre travail a été sauvegardé et archivé

**OUI**       **NON**

*février 2001*  
*chap 5-6-9-10 dossiers*  
*0363*

Si éventuelle réimpression, sans ou avec peu de corrections, il n'est pas nécessaire de renvoyer tous les originaux papier, mais seulement les pages à corriger.

*PS: aucun travail envoyé en direct sur le réseau (fichiers .PS, .PDF, etc..) ne sera conservé, à part les thèses.*



ÉCOLE POLYTECHNIQUE  
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

# La façade double-peau

**Préface**

**Chapitre 6      Principes physiques**

**Chapitre 7      Etablissement des considérations pratiques**

**Chapitre 8      Etudes paramétriques**

**Chapitre 9      Conclusions**

## Liste des collaborateurs et planning

Durée du projet : mars 1993 – juin 1998  
Travail réalisé au Laboratoire d'énergie solaire et de physique du bâtiment de l'Institut de technique du bâtiment – DA – EPFL

Rédaction du rapport : Prof. André P. Faist

### Personnel

Prof. Dr Ing. André P. Faist, chef de projet

Typologie : Zohreh Zaerpour, architecte EPFL  
J.-P. Eggimann, Dr es sc. Phys. EPFL  
Ausilio Bauen, Ing. Phys. EPFL  
Catherine Merz, architecte EPFL

Mesures : Stéphane Citherlet, Ing. Phys. EPFL  
Icham Jaafar, Alexandre Closset, étudiants EPFL  
Flourentzos Flourentzou, Ing. DEA  
Pierre Loesch, mécanicien  
Urs Meierhofer, laborant

### Lumière naturelle

Prof. Dr J.-L. Scartezzini, LESO/PB - EPFL  
Dimitrios Lymberis, ingénieur EINEV

### Acoustique

Prof. Dr M. Rossi, DE – LEMA – EPFL  
W. Koeller, assistant, DE – LEMA - EPFL

### Coordination CVSE

Prof. Dr B. Keller, IHB – ETHZ

### Techniques constructives

M. Laurent Félix, Edgar Joffre  
Félix Constructions SA – Bussigny

### Théorie, simulations, recommandations, synthèse

Prof. André P. Faist

### Secrétariat

Sylvette Renfer, secrétaire

## Liste des symboles

a	Coefficient d'absorption de la lumière	-
A	Section efficace totale	$m^2/m_{jin}$
$A_H$	Ouverture géométrique supérieure du canal	$m^2/m_{jin}$
$A_B$	Ouverture géométrique inférieure du canal	$m^2/m_{jin}$
$A_{sup}$	Ouverture effective supérieure du canal	$m^2/m_{jin}$
$A_{inf}$	Ouverture effective inférieure du canal	$m^2/m_{jin}$
$C_{d,H}$	Coefficient de décharge de l'ouverture supérieure	-
$C_{d,B}$	Coefficient de décharge de l'ouverture inférieure	-
$D_G$	Débit d'air	$m^3/h.m_{jin}$
g	Accélérateur de la pesanteur	$m/s^2$
G	Intensité solaire incidente sur la façade	$W/m.m_{jin}$
$G_{air}$	Intensité transmise à l'air	$W/m.m_{jin}$
H	Hauteur totale du canal de la double-peau	m
$h_{étage}$	Hauteur d'étage	m
$h_{pp}$	Hauteur plancher – plafond	m
$h_t$	Position du niveau neutre par rapport à l'ouverture supérieure du canal	m
$h_{c+c}$	Conductance thermique surfacique par conduction et convection	$W/m^2K$
I	Intensité (du rayonnement)	$W/m^2$
k	Coefficient surfacique de transmission thermique (valeur k)	$W/m^2K$
$l_p$	Profondeur du local	m
m	Variable météorologique, $m = I/\Delta T$	$W/m^2K$
n	Taux de renouvellement en air frais	1/h
N	Nombre d'étages, nombre maximal d'étages ventilables	-
$N^*$	$N^* = N - h_t / 2 \cdot h_{étage}$	-
$T_B$	Température (absolue) de l'air à la base du canal	K
$T_H$	Température (absolue) au sommet du canal	K
$T_{en}$	Température (absolue) à l'entrée du canal	K
$T_{canal}$	Température (absolue) dans le canal	K
$v_B$	Vitesse de l'air dans l'ouverture inférieure	m/s
$v_H$	Vitesse de l'air dans l'ouverture supérieure	m/s
$\alpha$	Coefficient de transfert surfacique	$W/m^2K$
$\alpha_{ext}$	Coefficient de transfert surfacique avec l'air extérieur	$W/m^2K$
$\alpha_{int}$	Coefficient de transfert surfacique avec l'air intérieur	$W/m^2K$
$\Delta T$	Différence de température	K
$\rho \cdot C_p$	Capacité thermique volumique de l'air	$J/m^3K$

## Table des matières

Préface	1
6. Principes physiques	3
6.1 Mise sur pied d'un modèle simplifié	3
6.1.1 Modèle élémentaire : effet de cheminée	3
6.1.2 Echauffement global par des plans parallèles	5
6.1.3 Echauffement local le long de plans parallèles	6
6.2 Description du système	10
6.2.1 Ecran	10
6.2.2 Caillebotis, éléments de liaison	10
6.2.3 Canal	10
6.2.4 Paroi	11
6.3 Principe de fonctionnement du programme TQV	13
6.4 Algorithmes de calcul	14
6.4.1 Transfert de chaleur écran-paroi	14
6.4.2 Températures hors rayonnement	16
6.4.3 Intensités réfléchies, absorbées et transmises	17
6.4.4 Augmentation de la température de l'air	18
6.4.5 Intensité thermique transmise à l'air	19
6.4.6 Echauffement des vitrages, store et contre-cœur	19
6.4.7 Intensités cédées à l'air	21
6.4.8 Vitesses de contrôle	22
7. Etablissement des considérations pratiques	23
7.1 Façade double-peau étanche par rapport aux locaux	23
7.1.1 Niveau neutre	23
7.1.2 Débit du canal	24
7.1.3 Echauffement de l'air	24
7.1.4 Conclusions pratiques	25
7.2 Ventilation de locaux par le canal de la double-peau	26
7.2.1 Façade ombragée	28
7.2.2 Façade uniformément éclairée	31
7.2.3 Conclusions pratiques	33
7.3 Déperditions thermiques hivernales	35
7.3.1 Rayonnement en direction du ciel	35
7.3.2 Estimation de l'effet sur les déperditions	36
7.3.3 Conclusions pratiques	38
7.3.4 Annexe : calcul des pertes vers l'air extérieur et le ciel	39
8. Etudes paramétriques	41
8.1 Buts et moyens	41
8.2 Critères de choix	43
8.2.1 Vitrage de l'écran	43
8.2.2 Vitrage de la paroi intérieure	45
8.2.3 Store	49
8.2.4 Résultats et conclusions	52

8.3	Coefficient de transfert de chaleur apparent du canal	53
8.4	Annexe : définition des données de base	55
8.4.1	Façade et local type	55
8.4.2	Cadres de fenêtres et vitrages	56
8.4.3	Contre-cœur (allège)	56
8.4.4	Stores	56
8.4.5	Energie	56
8.4.6	Canal de la double-peau	57
8.4.7	Ecran	57
8.4.8	Coefficients de transfert surfacique de chaleur	57
8.4.9	Conditions météorologiques	58
9.	Conclusions	59

La table des matières du rapport complet se trouve à la fin du présent rapport.

## Préface

Le présent rapport rend compte de l'étude de "l'Incidence de la typologie des façades double-peau sur leurs performances énergétiques et en physique du bâtiment". C'est sous ce titre (en allemand "Zusammenhang zwischen der Typologie von Doppelwand-Fassaden und ihrem energetischen und bauphysikalischen Verhalten") qu'une requête déposée auprès de l'Office fédéral de l'énergie en 1993 a permis de mener à bien un travail tant expérimental que théorique.

La première démarche a consisté en un répertoriage et une classification des façades double-peau construites en Europe et dans le monde en vue d'en dégager les principales typologies.

La démarche suivante a consisté à mener en parallèle des mesures en laboratoire sur une maquette de géométrie simple et à établir un modèle mathématique exploitable sur ordinateur. Les mesures en laboratoire (ainsi que des mesures réalisées à Genève par Pahud [1]) ont permis de valider le modèle mathématique qui sera lui-même exploité pour réaliser une série d'études paramétriques.

Finalement des rapports concernant les aspects relatifs à la lumière naturelle et à l'acoustique ont été établis sous la responsabilité des Professeurs J.-L. Scartezini (LESO-PB) et M. Rossi (LEMA).

Le rapport final qui présente l'ensemble du travail réalisé dans le cadre de ce projet est structuré comme suit.

Un premier livret regroupe les chapitres 1 à 4 dans lesquels on trouvera à côté d'une description sommaire des principes physiques qui régissent le fonctionnement d'un système double-peau, l'ensemble des propriétés de tels systèmes accompagnés des considérations pratiques qui en découlent. Ce livret est destiné en priorité aux praticiens architectes et ingénieurs désireux de mettre en œuvre une façade double-peau avec les meilleures chances de succès.

Le second livret (chapitre 5) présente l'ensemble des mesures réalisées in-situ ainsi qu'en laboratoire. Si ce livret retiendra d'emblée l'attention des physiciens et ingénieurs du bâtiment, il intéressera également l'architecte qui y trouvera une analyse de deux réalisations pratiques très différentes tant dans leur expression architecturale que dans leur comportement, analyse riche en leçons pratiques.

Le troisième livret explicite les principes physiques et leurs développements mathématiques sur lesquels reposent les considérations pratiques résumées dans le premier livret. Il contient également les études paramétriques qui ont contribué à établir de nombreuses règles pratiques. Il se termine par les conclusions générales relatives au projet dans son ensemble.

Le dernier livret regroupe tous les dossiers établis en soutien au projet. On y trouvera tout d'abord l'étude typologique complète et remise à jour, puis les dossiers relatifs aux mesures in-situ (immeubles Telecom-PTT et Felimob) et finalement les rapports concernant la lumière naturelle et les études acoustiques.

## 6. Principes physiques

### 6.1 Mise sur pied d'un modèle simplifié

La mise sur pied d'un modèle simplifié permettant le calcul de la vitesse et de l'échauffement de l'air circulant dans le canal délimité par une façade double-peau a fait l'objet de trois étapes. Chacune des étapes correspond à un degré de description du phénomène qui comporte des hypothèses simplificatrices que nous allons préciser ci-après.

#### 6.1.1 Modèle élémentaire : effet de cheminée

De l'air à température  $T_{\text{canal}}$  s'élève dans un canal de cheminée entouré d'air extérieur à température  $T_{\text{ext}}$ . Les ouvertures effectives supérieure et inférieure s'écrivent

$$A_{\text{sup}} = C_{d \text{ sup}} \cdot A_H$$

$$A_{\text{inf}} = C_{d \text{ inf}} \cdot A_B$$

où  $A_H$  et  $A_B$  sont les ouvertures géométriques et  $C_{d \text{ sup}}$  et  $C_{d \text{ inf}}$  les coefficients de décharge respectifs. Si  $h$  repère (depuis le haut du canal) l'altitude du niveau neutre (niveau d'égale pression intérieure et extérieure) la relation de Bernoulli permet d'écrire :

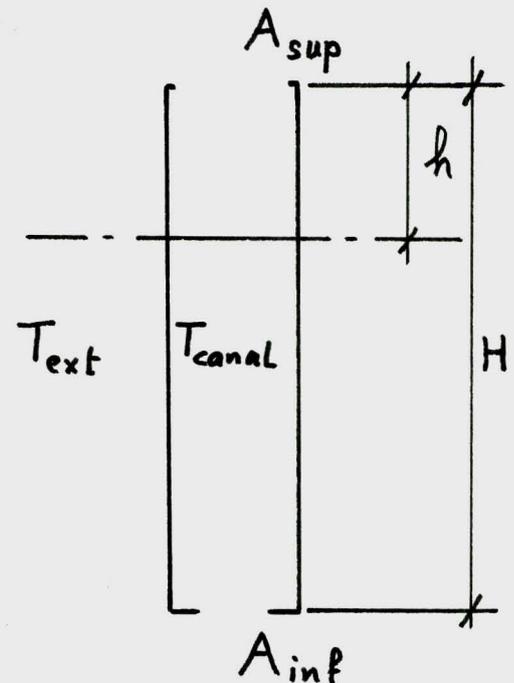


Figure 6.1 : Canal de cheminée

$$\Delta p_{\text{sup}} = -(\rho_{\text{canal}} - \rho_{\text{ext}}) \cdot g \cdot h = \frac{1}{2} \rho_{\text{canal}} \cdot v_{\text{sup}}^2$$

$$\Delta p_{\text{inf}} = -(\rho_{\text{canal}} - \rho_{\text{ext}}) \cdot g \cdot (H - h) = \frac{1}{2} \rho_{\text{ext}} \cdot v_{\text{inf}}^2$$

c'est-à-dire

$$v_{\text{sup}}^2 = 2 g h (\rho_{\text{ext}} - \rho_{\text{canal}}) / \rho_{\text{canal}}$$

$$v_{\text{inf}}^2 = 2 g (H - h) \cdot (\rho_{\text{ext}} - \rho_{\text{canal}}) / \rho_{\text{ext}} \quad (1)$$

La densité de l'air  $\rho_{\text{ext}}$  à l'entrée inférieure diffère de celle  $\rho_{\text{canal}}$  à la sortie supérieure. La loi de conservation du débit de masse s'écrit par conséquent

$$\rho_{ext} \cdot v_{inf} \cdot A_{inf} = \rho_{canal} \cdot v_{sup} \cdot A_{sup} \quad (2)$$

En remplaçant (1) dans l'équation ci-dessus élevée au carré, il vient

$$\rho_{ext} \cdot (H-h) \cdot A_{inf}^2 = \rho_{canal} \cdot h \cdot A_{sup}^2$$

d'où l'expression donnant la position du niveau neutre (comptée à partir du sommet du canal)

$$h = \frac{H}{1 + (\rho_{canal} / \rho_{ext}) (A_{sup} / A_{inf})^2}$$

qui peut également s'écrire en tenant compte de la loi des gaz parfaits ( $p \cdot M = \rho \cdot RT$ ) :

$$h = \frac{H}{1 + (T_{ext} / T_{canal}) (A_{sup} / A_{inf})^2} \quad (3)$$

L'expression donnant la vitesse (théorique) dans l'ouverture supérieure s'écrit

$$\begin{aligned} v_{sup} &= \sqrt{2gh \frac{\rho_{ext} - \rho_{canal}}{\rho_{canal}}} \\ &\cong \sqrt{2gh \frac{T_{canal} - T_{ext}}{T_{ext}}} \end{aligned} \quad (4)$$

et la vitesse réelle dans l'ouverture supérieure

$$\bar{v}_{sup} = C_{d\,sup} \sqrt{2gh \frac{T_{canal} - T_{ext}}{T_{ext}}}$$

expression dans laquelle h peut être remplacée par l'expression (3).

Ce modèle est par contre très éloigné du fonctionnement du canal d'air délimité par une façade double-peau et ceci pour les raisons suivantes :

- le modèle ne décrit pas le mode d'échauffement de l'air du canal
- la différence de température  $T_i - T_e$  est admise comme constante sur toute la hauteur du canal
- les parois du canal isolent parfaitement l'intérieur du canal de l'extérieur et empêchent tout échange de chaleur.

### 6.1.2 Échauffement global par des plans parallèles

Afin de nous rapprocher de la réalité, il faut décrire l'échauffement de l'air du canal qui se fait par conduction et convection (mais pas par rayonnement) le long des plans de l'écran extérieur (vitré) ainsi que le long de la façade (face extérieure). De ce fait, la température de l'air du canal croît de bas ( $\zeta = 0$ ) en haut ( $\zeta = H$ ).

Soient  $T_1$ ,  $T_2$  et  $T_3$  respectivement les températures (absolues) de l'écran, de l'air du canal et de la paroi (Fig. 6.2). Nous formulons les hypothèses suivantes :

- à la hauteur  $\zeta$ ,  $T_2(\zeta)$  est
- l'augmentation de température

$$T_2(\zeta) = T_2(\zeta = 0) + \Delta T_2 \frac{\zeta}{H}$$

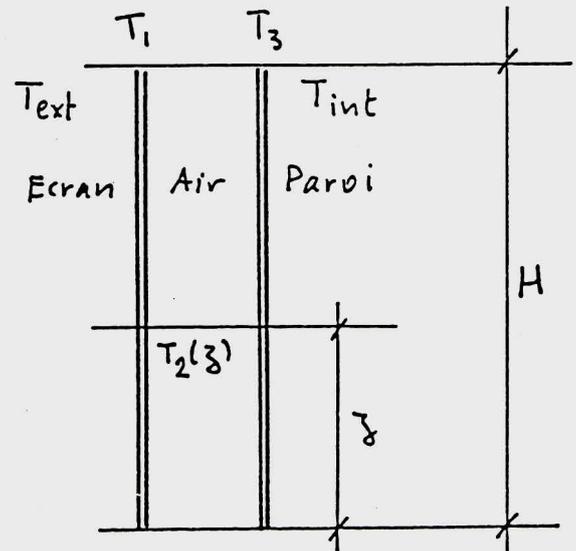


Figure 6.2 : Façade double-peau

- la densité de flux de chaleur cédée à l'air par une paroi est proportionnelle à la différence de température air-paroi à la hauteur  $\zeta$  considérée :

$$I_{\text{paroi - air}} = h_{c+c} (T_{\text{paroi}} - T_{\text{air}})_{\zeta}$$

Du fait de l'échauffement progressif et linéaire de l'air dans le canal, l'expression de la vitesse devient :

$$v_{\text{sup}} = C_d \sqrt{2g \frac{H}{(1 + (\rho_s / \rho_e) (A_{\text{sup}} / A_{\text{inf}})^2) T_2(\zeta = 0)} \Delta T / 2} \quad (5)$$

où  $\Delta T = T_2(\zeta = H) - T_2(\zeta = 0)$

Bien qu'il marque un progrès sur le premier, ce second modèle n'est pas satisfaisant et conduit en pratique à une résolution mathématique qui converge lentement et dans certains cas pas du tout.

### 6.1.3 Echauffement local le long de plans parallèles

L'observation de résultats expérimentaux (d'ailleurs correctement décrits par la résolution de l'équation de Navier-Stokes) montre que la vitesse n'est pas uniforme dans la section du canal : le transfert de chaleur par conduction et convection se fait au voisinage de l'écran (face intérieure) ou de la paroi (face extérieure) et génère des vitesses à priori différentes le long de celles-ci. De plus, le régime de vitesse et de température varie avec la hauteur  $h$  jusqu'à atteindre son plein développement (fully developed flow, Fig. 6.3). Nous admettons dans ce qui suit que toute la hauteur du canal est occupée par le régime pleinement développé.

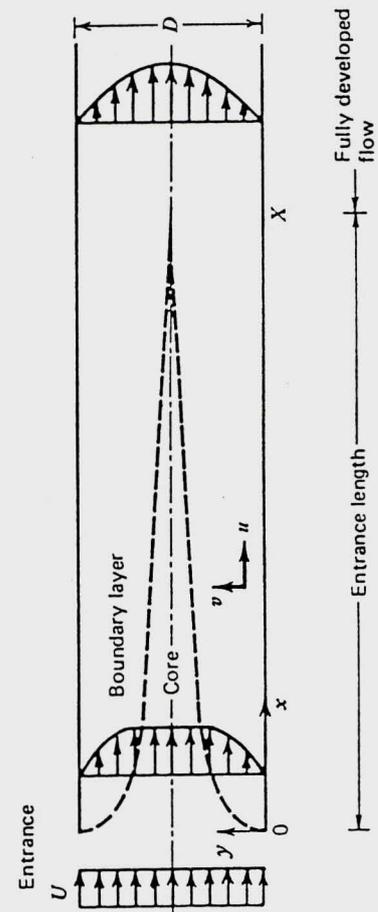


Figure 6.3 : Profil du flux à l'entrée<sup>1</sup>

### Hypothèses

- Il y a superposition simple des phénomènes (pas d'effets de second ordre).
- La vitesse au voisinage de l'écran (respectivement de la paroi) est générée par l'échange de chaleur, par conduction et convection avec cet écran (respectivement cette paroi).
- Les vitesses induites dans l'ouverture inférieure (ou supérieure) par l'échauffement de l'air le long de l'écran et de la paroi s'additionnent (conservation des flux).
- Les augmentations de température de l'air le long de l'écran et de la paroi se combinent (conservation de l'énergie).
- Dans le bilan local d'énergie d'un vitrage interviennent les facteurs suivants :

<sup>1</sup> Adrian Bejan – Convection heat transfer – ISBN 0-471-89612-8, John Wiley and Sons – New York

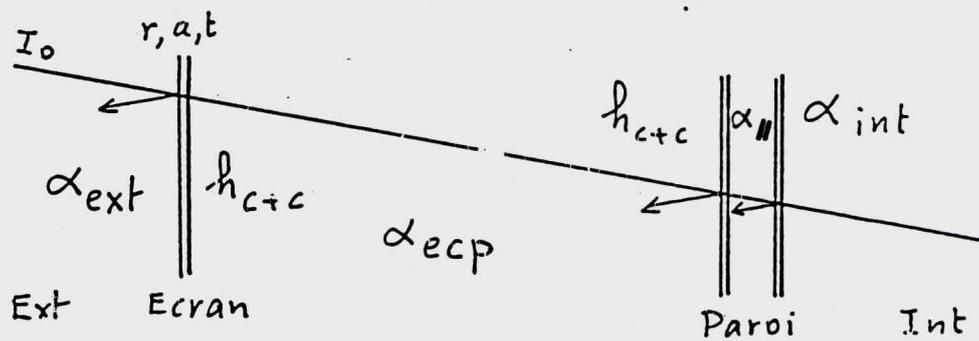


Figure 6.4 : Façade double-peau  
Coefficients de transfert thermique surfaciques

- $\alpha_{ext}$  échange thermique entre l'extérieur et l'écran ( $W/m^2 \cdot K$ )
- $a$  coefficient d'absorption de la lumière incidente ou réfléchie (jusqu'à l'ordre 3)
- $h_{c+c}$  échange thermique entre l'écran et l'air au voisinage de l'écran (conduction et convection)
- $\alpha_{ecp}$  échange (principalement par rayonnement IR) entre l'écran et la paroi
- $\alpha_{//}$  échange thermique entre les deux vitres de la paroi (ou du doublet équivalent en cas de triple vitrage)
- $\alpha_{int}$  échange thermique entre la vitre intérieure et l'intérieur.

Chaque vitrage est décrit par ses propriétés optiques de réflexion, d'absorption et de transmission énergétique.

C'est sur la base de ces hypothèses qu'est construit le modèle de calcul par itération TQV dont le détail des algorithmes est donné en annexe. Afin d'explicitier le principe de ces calculs, considérons un canal limité par deux vitrages, l'un extérieur et l'autre intérieur qui forment la double-peau (Fig. 6.5).

### Flux de chaleur

$$I_{ext} = (T_1 - T_{ext}) \cdot \alpha_{ext}$$

$$I_{ecp} = (T_1 - T_3) \cdot \alpha_{ecp}$$

$$I_{int} = (T_3 - T_{int}) \cdot \alpha_{int}$$

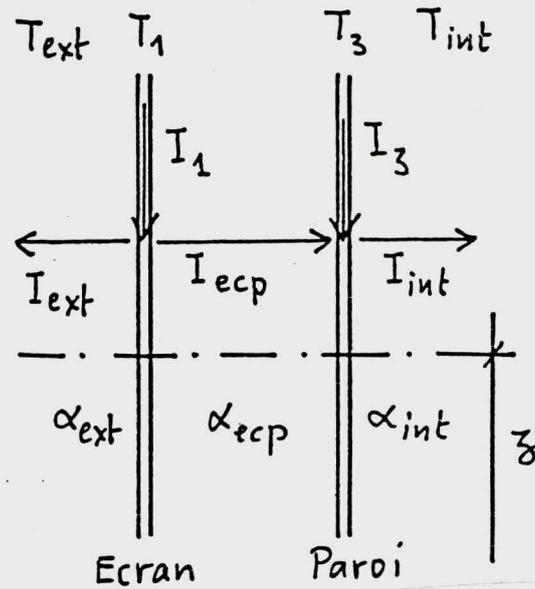


Figure 6.5 : Bilan énergétique radiatif

### Intensité absorbée

Ecran :

$$I_{abs, \text{écran}} = I_1 + I_{\text{écran-air}} \quad \text{avec} \quad I_{\text{écran-air}} = h_{c+c} (T_{\text{écran}} - T_{\text{air}})$$

Paroi :

$$I_{abs, \text{paroi}} = I_3 + I_{\text{paroi-air}} \quad \text{avec} \quad I_{\text{paroi-air}} = h_{c+c} (T_{\text{paroi}} - T_{\text{air}})$$

La température de l'air est la température locale au voisinage de l'écran ou de la paroi. Elle dépend par conséquent de la hauteur  $\zeta$ .

### Conservation de l'énergie

$$I_1 + I_3 = I_{ext} + I_{int}$$

$$I_1 = I_{ext} + I_{e cp}$$

$$I_3 + I_{e cp} = I_{int}$$

6



La résolution de ce système d'équations donne

$$T_1 = \frac{\alpha_{ext} T_{ext} (\alpha_{int} + \alpha_{ecp}) + \alpha_{int} T_{int} \cdot \alpha_{ecp}}{\alpha_{ext} \cdot \alpha_{int} + \alpha_{ext} \cdot \alpha_{ecp} + \alpha_{int} \cdot \alpha_{ecp}}$$

$$+ I_1 \frac{\alpha_{int} + \alpha_{ecp}}{\alpha_{ext} \cdot \alpha_{int} + \alpha_{ext} \cdot \alpha_{ecp} + \alpha_{int} \cdot \alpha_{ecp}}$$

$$+ I_3 \frac{\alpha_{ecp}}{\alpha_{ext} \cdot \alpha_{int} + \alpha_{ext} \cdot \alpha_{ecp} + \alpha_{int} \cdot \alpha_{ecp}}$$

Le premier terme donne la température d'équilibre de l'écran en l'absence de rayonnement.

Le second exprime l'échauffement de l'écran consécutif à l'absorption de lumière de celui-ci diminuée du flux d'énergie cédé à l'air du canal ( $I_{\text{écran-air}}$ ).

Le troisième terme exprime l'échauffement de l'écran consécutif à l'échauffement de la paroi provoqué par l'absorption lumineuse de celle-ci répercutée via le couplage  $\alpha_{ecp}$  entre l'écran et la paroi.

On obtient des expressions semblables pour décrire la température de la paroi.

$$T_3 = \frac{\alpha_{ext} T_{ext} \cdot \alpha_{ecp} + \alpha_{int} T_{int} (\alpha_{ext} + \alpha_{ecp})}{\alpha_{ext} \cdot \alpha_{int} + \alpha_{ext} \cdot \alpha_{ecp} + \alpha_{int} \cdot \alpha_{ecp}}$$

$$+ I_1 \frac{\alpha_{ecp}}{\alpha_{ext} \cdot \alpha_{int} + \alpha_{ext} \cdot \alpha_{ecp} + \alpha_{int} \cdot \alpha_{ecp}}$$

$$+ I_3 \frac{\alpha_{ext} + \alpha_{ecp}}{\alpha_{ext} \cdot \alpha_{int} + \alpha_{ext} \cdot \alpha_{ecp} + \alpha_{int} \cdot \alpha_{ecp}}$$

## 6.2 Description du système

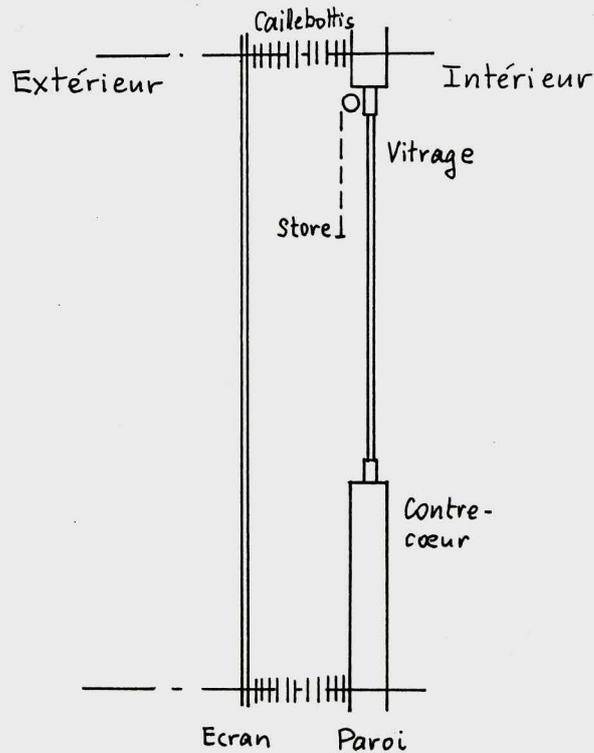


Figure 6.6 : Principe constructif de la façade double-peau

### 6.2.1 Ecran

L'écran forme la peau extérieure de la double-peau (fig. 6.6). Il est décrit dans le programme comme un vitrage simple de caractéristiques optiques,  $r$ ,  $a$  et  $g$  (réflexion, absorption, transmission énergétiques). Lorsqu'il comporte un cadre important ou lorsqu'il est composé d'un double vitrage isolant, la prise en compte de ces éléments se fait par modification de  $\alpha_{\text{ext}}$  (isolation supplémentaire) ou  $r$ ,  $a$  et  $g$ . En l'absence de vent,  $\alpha_{\text{ext}}$  est compris entre 10 et 15 W/m<sup>2</sup>K.

### 6.2.2 Caillebotis, éléments de liaison

La présence d'un caillebotis, ou d'éléments de liaison entre l'écran et la paroi n'est pas décrite explicitement dans le programme. L'effet de tels éléments concerne d'une part l'absorption du rayonnement incident dans l'espace compris entre l'écran et la paroi et l'ombrage résultant sur cette paroi et d'autre part la perte de charge supplémentaire. Ces effets peuvent se décrire par

- une absorption lumineuse supplémentaire de l'écran et la diminution concomitante de l'énergie lumineuse transmise à la paroi
- une réduction du coefficient de décharge.

### 6.2.3 Canal

Les propriétés du canal sont décrites par le coefficient de décharge  $C_d$  et le coefficient de conduction/convection  $h_{\text{air-écran}}$ .

### **Coefficient de décharge**

Le coefficient de décharge  $C_d$  est compris entre 0,3 et 0,6.

### **Coefficient d'échange $h_{c+c}$**

On a adopté un polynôme du second ordre qui assure la stabilité du modèle. Le fondement théorique de cette hypothèse n'a pas été établi. On a observé les valeurs suivantes :

$$h_{c+c} = a + b \cdot v^2 \quad (6)$$

avec

$$2 < a < 9 \quad (\text{W/m}^2\text{K})$$

$$b = 6,9 \quad \frac{\text{W} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^2 \text{K} \cdot \text{m}^2}$$

Les valeurs les plus faibles de  $a$  ont été observées de nuit : faibles différences de température, basses vitesses de l'air.

La même expression de  $h$  est utilisée tant côté écran que côté paroi.

#### **6.2.4 Paroi**

La paroi (peau intérieure) comprend une partie vitrée et son cadre qui peuvent couvrir jusqu'à 100% de la façade. Peuvent faire également partie de la paroi un contre-cœur (en principe isolé) ainsi qu'une protection solaire.

### **Vitrage**

Le vitrage se compose en principe de deux glaces claires séparées par un espace de quelques millimètres. Aux propriétés optiques de réflexion, absorption et transmission énergétiques  $r$ ,  $a$  et  $g$  ( $r + a + g = 1$ ) de chaque verre s'ajoute la donnée de l'émissivité IR de la face protégée. Ceci permet la description exacte de tout doublet ou la description équivalente de triplets munis ou non de couches sélectives par arrangement des huit coefficients à disposition.

### **Cadres**

La fraction de cadre s'exprime en fonction de la surface de fenêtre (cadre plus vitrage). La valeur  $k$  du cadre ainsi que ses propriétés optiques peuvent être librement choisies.

### Contre-coeur

Les facteurs d'absorption et de réflexion ( $a + r = 1$ ) sont accessibles de même que la valeur  $k$  du contre-coeur. L'effet de déphasage du contre-coeur n'est pas pris en compte par le programme.

### Paroi avec contre-coeur et cadre de fenêtre

La fraction de contre-coeur est exprimée en fonction de l'ouverture totale alors que la fraction de cadre s'exprime en fonction de l'ouverture de fenêtre. Le tableau 6.7 récapitule cette situation.

Elément	Fractions		k	r	a	t
Vitrage	$1 - f_{cc}$	$(1 - f_{ca}) (1 - f_{cc})$	$k_v$	$r_v$	$a_v$	$t_v$
Cadre		$f_{ca} (1 - f_{cc})$	$k_{ca}$	$r_{ca}$	$a_{ca}$	0
Contre-coeur	$f_{cc}$	$f_{cc}$	$k_{cc}$	$r_{cc}$	$a_{cc}$	0
Ouverture	100%	100%	$k_{op}$	$r_{op}$	$a_{op}$	0

Tableau 6.7 : Fractions de contre-cœur et de cadre de fenêtre

Afin d'obtenir les températures des vitrages, les conductances thermiques sont calculées sans tenir compte de la présence des cadres (et du contre-cœur). Ceci fausse légèrement le bilan énergétique de la paroi.

### Store

Les propriétés optiques du store sont décrites par les coefficients de réflexion, absorption et transmission énergétique  $r$ ,  $a$  et  $g$  ( $r + a + g = 1$ ). La fonction  $f_{store}$  ne peut prendre que les valeurs 0 (store ouvert) ou 1 (store baissé) : le store ombre alors tout le vitrage. Des positions intermédiaires peuvent être simulées par modification des coefficients  $r$ ,  $a$  et  $g$ . (Si par exemple le store est baissé à moitié,

$$r' = 0,5 \cdot r, a' = 0,5 \cdot a \text{ et } g' \text{ est tel que } r' + a' + g' = 1).$$

Le store est fixé à proximité de la paroi. Un espace permet à l'air de circuler entre le store et la paroi ( $\alpha_{store-paroi} = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ ).

L'émissivité IR du store (vers l'extérieur) peut être choisie librement.

### 6.3 Principe de fonctionnement du programme TQV

On utilise une méthode itérative dont le point de départ est l'estimation des vitesses  $v_1$  et  $v_3$  engendrées dans l'ouverture inférieure du canal par le mouvement d'air le long de l'écran (pour  $v_1$ ) ou le long de la paroi (pour  $v_3$ ). Ces vitesses estimées permettent de calculer l'échauffement (probable) de l'air par la relation

$$\Delta T_{1,3}^{air} = (v_{1,3}^{inf})^2 \cdot T_{en} \cdot (1 + (A_{inf}/A_{sup})^2) / C_d^2 \cdot 9,81 \cdot H \quad (7)$$

(7) s'obtient à partir de (2) et (5) en tenant compte que  $\rho_s \cong \rho_e$

L'intensité thermique emportée par l'air s'écrit

$$I_{1,3}^{air} = v_{1,3}^{inf} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{1,3}^{air} \cdot A_{inf} / H \quad (8)$$

Ceci permet alors de calculer l'échauffement probable des vitrages (écran et paroi), cadre, store et contre-cœur. Les températures de ces éléments permettent de recalculer l'intensité thermique cédée à l'air par conduction et convection :

$$\begin{aligned} I_{1,3}^{air} &= h_{air-paroi}^{1,3} \left( \bar{T}_{vitre 1,3} - \left( T_{base} + \Delta T_{1,3}^{air} / 2 \right) \right) \\ &= h_{air-paroi}^{1,3} \left( \bar{T}_{vitre 1,3} - \bar{T}_{air canal} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

Au premier essai, ces valeurs diffèrent généralement des valeurs précédentes, de même que les vitesses que l'on peut en déduire en combinant (8) et (9) (dites vitesses de contrôle):

$$(v_{base}^{1,3})_{contrôle} = h_{c+c}^{1,3} (\bar{T}_{vit1,3} - \bar{T}_{aircanal}) \left( \frac{v_{base}^{1,3}}{I_{air}^{1,3}} \right)$$

Au pas suivant, le programme corrige les vitesses supposées d'une fraction (entre  $1/5^e$  et  $1/10^e$ ) de la différence entre les vitesses de contrôle et les vitesses supposées précédemment.

Par pas successifs, le calcul aboutit à la solution pour laquelle les vitesses et les intensités s'égalent deux à deux.

Lorsque la différence est trop grande entre deux pas, il est prudent de corriger manuellement les températures des éléments qui s'éloignent trop de leur température hors rayonnement sous peine de voir les essais successifs s'éloigner de la solution au lieu d'y converger.



$$\alpha_{\text{ext-store}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ecp}}} \right)^{-1} = \alpha_{\text{ext-3}}$$

$$\alpha_{\text{ext-vitg}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ecp}}} + \frac{f_{\text{sto}}}{\alpha_{\text{stv}}} \right)^{-1} = \alpha_{\text{ext-5}}$$

$$\alpha_{\text{ext-vitd}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ecp}}} + \frac{f_{\text{sto}}}{\alpha_{\text{stv}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{vit}}} \right)^{-1} = \alpha_{\text{ext-7}}$$

$$\alpha_{\text{int-vitext}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{ecp}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{stv}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{vit}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{int}}} \right)^{-1} = \alpha_{1\text{-int}}$$

$$\alpha_{\text{int-store}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{stv}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{vit}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{int}}} \right)^{-1} = \alpha_{3\text{-int}}$$

$$\alpha_{\text{int-vitg}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{vit}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{int}}} \right)^{-1} = \alpha_{5\text{-int}}$$

$\alpha_{\text{stovit}}$  = 10 W/m<sup>2</sup>K,  $f_{\text{sto}} = 1$  store baissé, 0 autrement  
 $\alpha_{\text{ecp}}$  est toujours calculé avec p = profondeur du canal

$$\alpha_{\text{vitg-d}} = \frac{\lambda}{d} + \frac{54 \cdot d - 0,22}{4 \sqrt{h}} + \frac{4 \cdot \sigma}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_d} - 1} \left( \frac{T_g + T_d}{2} \right)^3 \quad d < 0,020$$

$$= (2,66 + 1,07 \log d) / 4 \sqrt{h} \quad d > 0,020$$

air  $\lambda = 0,024$  ; argon  $\lambda = 0,011$  [W/mK]

où d est l'espace séparant les deux vitres;  $\varepsilon_g$ ,  $\varepsilon_d$  leurs pouvoirs émissifs respectifs et  $T_g$ ,  $T_d$  leurs températures. La hauteur h du vitrage est fixe et vaut 1,5 m (ce qui peut entraîner une erreur de  $\pm 10\%$  sur ce terme). Il n'est pas tenu compte du détail de la composition de la paroi : vitrage, cadre, contre-cœur, éventuelle infiltration ou exfiltration.

### 6.4.2 Températures hors rayonnement

Position	Élément	Température
1	Ecran (peau ext.)	$T_1$
3	Store et contre-cœur (face ext.)	$T_3^{sto}; T_3^{cc}$
5	Vitre gauche de la paroi	$T_5$
7	Vitre droite de la paroi (face int.); contre-cœur (face intérieure)	$T_7; T_7^{cc}$

$$T_1 = (\alpha_{ext} \cdot T_{ext} + \alpha_{1-int} \cdot T_{int}) / (\alpha_{ext} + \alpha_{1-int})$$

$$T_3^{sto} = \left[ (\alpha_{ext-3} \cdot T_{ext} + \alpha_{3-int} \cdot T_{int}) / (\alpha_{ext-3} + \alpha_{3-int}) \right] \cdot f_{sto}$$

$$T_3^{cc} = \left[ (\alpha_{ext-3} \cdot T_{ext} + (1 / (1/k_{cc} - 1/15)) \cdot T_{int}) / (\alpha_{ext-3} + (1 / (1/k_{cc} - 1/15))) \right] \cdot f_{cc}$$

$$T_5 = (\alpha_{ext-5} \cdot T_{ext} + \alpha_{5-int} \cdot T_{int}) / (\alpha_{ext-5} + \alpha_{5-int})$$

$$T_7 = (\alpha_{ext-7} \cdot T_{ext} + \alpha_{int} \cdot T_{int}) / (\alpha_{ext-7} + \alpha_{int})$$

$T_7^{cc}$  n'est pas utilisé par le programme.

### 6.4.3 Intensités réfléchies, absorbées et transmises

Ces termes sont calculés jusqu'à l'ordre 7, c'est-à-dire 3 réflexions successives.

#### **Intensité réfléchie vers l'extérieur** (position 1)

$$\begin{aligned}
 R_1 = & I \left[ r_1 (1 + r_{sto}^2 \cdot g_1^2) + r_{sto} \cdot g_1^2 \cdot (1 + r_5^2 \cdot g_{sto}^2) \right. \\
 & \left. + (r_5 + g_5^2 \cdot r_7) \cdot g_1^2 \cdot g_{sto}^2 \right] \cdot (1 - f_{cc}) \cdot f_{sto} \\
 & + I \left[ r_1 \cdot (1 + r_5^2 \cdot g_1^2) + r_5 \cdot g_1^2 \cdot (1 + r_7^2 \cdot g_5^2) \right] \times \\
 & \times (1 - f_{cc}) (1 - f_{sto}) \\
 & + I \cdot g_1^2 \cdot r_{cc} \cdot f_{cc}
 \end{aligned}$$

avec  $f_{cc}$  fraction contre-cœur de l'ouverture  
 $f_{sto} = 0$  store levé,  $f_{sto} = 1$  store baissé

#### **Intensité absorbée par l'écran** (position 1)

$$\begin{aligned}
 A_1 = & I \cdot a_1 \cdot \left[ (1 + g_1 (r_5 + r_7 \cdot g_5^2 + r_1 \cdot r_5^2)) (1 - f_{sto}) \right. \\
 & \left. + (1 + g_1 (r_{sto} + (r_5 + g_5^2 \cdot r_7) \cdot g_{sto}^2 + r_1 \cdot r_{sto}^2)) \cdot f_{sto} \right] \times \\
 & \times (1 - f_{cc}) \\
 & + I \cdot a_1 \cdot g_1 \cdot (r_{cc} + r_1 \cdot r_{cc}^2) \cdot f_{cc}
 \end{aligned}$$

#### **Intensité absorbée en position 3**

Store baissé : store et contre-cœur  
 Store levé : contre-cœur

$$\begin{aligned}
 I_{store}^{abs} = & I \cdot g_1 \cdot a_{sto} \left[ 1 + (r_5 + g_5^2 \cdot r_7) \cdot g_{sto} + r_1 \cdot r_{sto} \right. \\
 & \left. + r_1 \cdot (r_5 + g_5^2 \cdot r_7) \cdot g_{sto}^2 + r_1^2 \cdot r_{sto}^2 + g_{sto} \cdot r_5^2 \cdot r_{sto} \right] \times \\
 & \times f_{sto} \cdot (1 - f_{cc})
 \end{aligned}$$

$$I_{contre-cœur}^{abs} = I \cdot g_1 \cdot a_{cc} \cdot \left[ 1 + r_{cc} \cdot (1 + r_1 + r_{cc} \cdot r_1^2) \right] \cdot f_{cc}$$

### Intensité absorbée en position 5

Vitre intérieure gauche (et son cadre)

$$A_5 = I \cdot g_1 \cdot a_5 \left[ 1 + r_7 \cdot g_5 + r_1 \cdot r_5 + r_1 \cdot r_7 \cdot g_5^2 + r_1^2 \cdot r_5^2 \right] * \\ * (1 - f_{sto}) \cdot (1 - f_{cc}) \\ + I \cdot g_1 \cdot g_{sto} \cdot a_5 \left[ 1 + r_{sto} (r_5 + g_5^2 \cdot r_7) + r_1 \cdot r_{sto} + r_1 (r_5 + g_5^2 \cdot r_7) g_3^2 \right. \\ \left. + r_1^2 \cdot r_{sto} + r_{sto}^2 \cdot r_7^2 \right] * f_{sto} \cdot (1 - f_{cc})$$

### Intensité absorbée en position 7

$$A_7 = I \cdot g_1 \cdot g_5 \cdot a_7 \left[ 1 + r_5 \cdot r_7 + r_1 \cdot r_5 + r_1 \cdot r_7 \cdot g_5^2 + r_1^2 \cdot r_5^2 + r_5^2 \cdot r_7^2 \right] * \\ * (1 - f_{sto}) \cdot (1 - f_{cc}) \\ + I \cdot g_1 \cdot g_{sto} \cdot g_5 \cdot a_7 \left[ 1 + r_{sto} (r_5 + g_5^2 \cdot r_7) + r_1 \cdot r_{sto} \right. \\ \left. + r_1 (r_5 + g_5^2 \cdot r_7) \cdot g_{sto}^2 + r_1^2 \cdot r_{sto}^2 + r_{sto}^2 \cdot r_5^2 \right. \\ \left. + r_5^2 \cdot r_7^2 + r_{sto}^2 \cdot r_1 \cdot r_5 + r_{sto} \cdot r_5^2 \cdot r_7 \right] * f_{sto} \cdot (1 - f_{cc})$$

### Rayonnement transmis

Il est égal à la différence entre le rayonnement incident et les rayonnements réfléchis et absorbés:

$$I_{transmis} = I_{incident} - R_1 - (A_1 + A_3 + A_5 + A_7)$$

### 6.4.4 Augmentation de la température de l'air

$$\Delta T_{1,3}^{air} = (v_{1,3})^2 \cdot T_{en} \cdot \left( 1 + (A_{inf}/A_{sup})^2 \right) / C_d \cdot g,81 \cdot H$$

$v_1$  et  $v_3$  sont les vitesses de l'air (supposées) dans l'ouverture inférieure générées par l'échauffement de l'air le long de l'écran (pour  $v_1$ ) ou de la paroi (pour  $v_3$ ).

#### 6.4.5 Intensité thermique transmise à l'air

$$\begin{aligned}
 I_{1,3}^{\text{air}} &= v_{1,3} \cdot \Delta T_{1,3}^{\text{air}} \cdot \rho \cdot c_p \cdot A_{\text{inf}} / H \\
 &= v_{1,3} \cdot \Delta T_{1,3}^{\text{air}} \cdot A_{\text{inf}} \cdot 1,2929 \cdot 273 \cdot 977 \cdot 1000 \\
 &\quad / (273 + T_{\text{en}}) \cdot 1013 \cdot H
 \end{aligned}$$

$A_{\text{inf}}$  est l'ouverture inférieure par m linéaire de façade

$T_{\text{en}}$  est la température (absolue) de l'air à l'entrée inférieure du canal.

#### 6.4.6 Echauffement des vitrages, store et contre-cœur

**Ecran** (position 1)

$$T_{\text{vit1}} = T_{\text{vit1}} (l = 0) + \Delta T_{\text{vit1}}^1 + \Delta T_{\text{vit1}}^{\text{store}} + \Delta T_{\text{vit1}}^{\text{cc}} + \Delta T_{\text{vit1}}^5 + \Delta T_{\text{vit1}}^7$$

Le 1<sup>er</sup> terme est l'échauffement propre du vitrage 1, les autres sont induits par couplage thermique :

$$\Delta T_{\text{vit1}}^1 = (I_{\text{vit1}}^{\text{abs}} - I_1^{\text{abs air}}) / (\alpha_{\text{ext}} + \alpha_{1-\text{int}})$$

$$\Delta T_{\text{vit1}}^{\text{store}} = \Delta T_{\text{store}}^1 (\alpha_{\text{ext-store}} / \alpha_{\text{ext}}) \cdot (1 - f_{\text{cc}}) \cdot f_{\text{store}}$$

$$\Delta T_{\text{vit1}}^{\text{cc}} = \Delta T_{\text{cc}}^1 (\alpha_{\text{ext-cc}} / \alpha_{\text{ext}}) \cdot f_{\text{cc}}$$

$$\Delta T_{\text{vit1}}^5 = \Delta T_5^1 (\alpha_{\text{ext-5}} / \alpha_{\text{ext}}) \cdot (1 - f_{\text{cc}})$$

$$\Delta T_{\text{vit1}}^7 = \Delta T_7^1 (\alpha_{\text{ext-7}} / \alpha_{\text{ext}}) \cdot (1 - f_{\text{cc}})$$

Les contributions respectives de la partie vitrée (ou du store) et du contre-cœur sont une proportion simple de leur importance relative.

**Store** (position 3)

$$T_{store} = T_{store}(I=0) + \Delta T_{store}^1 + \Delta T_{store}^3 + \Delta T_{store}^5 + \Delta T_{store}^7$$

$$\Delta T_{store}^1 = \Delta T_{vit1}^1 (\alpha_{1-int} / \alpha_{3-int}) \cdot f_{store}$$

$$\Delta T_{store}^3 = \frac{I_{store}^{abs} - I_3^{abs air} \cdot a_{sto}(1-f_{cc}) / (a_{cc}f_{cc} + a_{sto}(1-f_{cc}))}{\alpha_{ext-sto} + \alpha_{sto-int}} \cdot f_{sto}$$

La répartition exacte entre l'intensité fournie à l'air par le store et par le contre-cœur devrait se calculer en tenant compte des températures respectives de ces éléments, ce que le programme ne fait pas.

$$\Delta T_{store}^5 = \Delta T_{vit5}^5 \frac{\alpha_{ext-5}}{\alpha_{ext-3}} \cdot f_{sto}$$

$$\Delta T_{store}^7 = \Delta T_{vit7}^7 \frac{\alpha_{ext-7}}{\alpha_{ext-3}} \cdot f_{sto}$$

**Contre-cœur** (position 3)

$$T_{cc} = T_{cc}(I=0) + \Delta T_{cc}^1 + \Delta T_{cc}^3$$

$$\Delta T_{cc}^1 = \Delta T_{vit1}^1 \frac{\alpha_{1-cc-int}}{(1/(1/k_{cc} - 1/15))} \cdot f_{cc}$$

$$\Delta T_{cc}^3 = (I_{cc}^{abs} - I_{cc}^{abs air}) \left[ \frac{1}{(\alpha_{ext-3} + (1/(1/k_{cc} - 1/15)))} \right] \cdot f_{cc}$$

avec

$$\alpha_{1-cc-int} = \left( \frac{1}{\alpha_{ecp}} + \frac{1}{(1/(1/k_{cc} - 1/15))} \right)^{-1}$$

$$I_{cc}^{abs air} = I_3^{abs air} \left[ \frac{f_{sto} \cdot a_{cc} \cdot f_{cc}}{(a_{cc} \cdot f_{cc} + a_{sto}(1-f_{cc}))} + \frac{(1-f_{sto}) \cdot a_{cc} \cdot f_{cc}}{(a_{cc} \cdot f_{cc} + a_{vg} \cdot (1-f_{cc}))} \right]$$

**Vitre gauche de la paroi** (position 5)

$$T_{vit5} = T_{vit5}(I=0) + \Delta T_{vit5}^1 + \Delta T_{vit5}^{sto} + \Delta T_{vit5}^5 + \Delta T_{vit5}^7$$

$$\Delta T_{vit5}^1 = \Delta T_{vit1}^1 \cdot \alpha_{1-int} / \alpha_{5-int}$$

$$\Delta T_{vit5}^{sto} = \Delta T_{store}^{sto} (\alpha_{3-int} / \alpha_{5-int}) \cdot f_{sto}$$

$$\Delta T_{vit5}^5 = (I_{vit5}^{abs} - I_{vit5}^{abs\ air}) / (\alpha_{ext-5} + \alpha_{5-int})$$

$$I_{vit5}^{abs\ air} = I_3^{abs\ air} \left[ \frac{a_5(1-f_{cc})}{(a_{cc}f_{cc} + a_5(1-f_{cc}))} \right] \cdot (1-f_{sto})$$

Lorsque le store est baissé, la contribution de la vitre à l'échauffement de l'air est négligeable.

$$\Delta T_{vit5}^7 = \Delta T_{vit7}^7 \frac{\alpha_{ext-7}}{\alpha_{ext-5}}$$

**Vitre droite de la paroi** (position 7)

$$T_{vit7} = T_{vit7}(I=0) + \Delta T_{vit7}^1 + \Delta T_{vit7}^{sto} + \Delta T_{vit7}^5 + \Delta T_{vit7}^7$$

$$\Delta T_{vit7}^1 = \Delta T_{vit1}^1 \cdot \alpha_{1-int} / \alpha_{int}$$

$$\Delta T_{vit7}^{sto} = \Delta T_{sto}^{sto} \cdot \alpha_{sto-int} / \alpha_{int}$$

$$\Delta T_{vit7}^5 = \Delta T_{vit5}^5 \cdot \alpha_{5-1} / \alpha_{int}$$

$$\Delta T_{vit7}^7 = I_{vit7}^{abs} / (\alpha_{ext-7} + \alpha_{int})$$

La connaissance de toutes les températures permet le calcul des intensités cédées à l'air (contrôle) puis des vitesses (de contrôle).

#### 6.4.7 Intensités cédées à l'air

**Ecran** (position 1)

$$I_{\text{écran}}^{abs\ air} = h_{c+c}(v_1)(T_{vit1} - T_{air}^1)$$

avec

$$T_{air}^1 = T_{en} + \Delta T_{air}^1 / 2$$

Les températures de l'écran (vit1) et de l'air sont prises à mi-hauteur du canal (côté écran).  
**Paroi** (positions 3 et 5)

$$I_{paroi}^{absair} = I_{contre-coeur}^{absair} + I_{vitre5}^{absair} + I_{store}^{absair}$$

Si le store est levé, on a

$$I_{contre-coeur}^{absair} = h_{c+c}(v_3) \cdot (T_{cc} - T_{air}^3) \cdot f_{cc}$$

$$I_{vitre5}^{absair} = h_{c+c}(v_3) \cdot (T_{vit5} - T_{air}^3) \cdot (1 - f_{cc})$$

Si le store est baissé, il vient

$$I_{contre-coeur}^{absair} = h_{c+c}(v_3) \cdot (T_{cc} - T_{air}^3) \cdot f_{cc}$$

$$I_{store}^{absair} = h_{c+c}(v_3) \cdot (T_{sto} - T_{air}^3) \cdot (1 - f_{cc})$$

avec

$$T_{air}^3 = T_e + \Delta T_{air}^3 / 2$$

#### 6.4.8 Vitesses de contrôle

**Ecran** (position 1)

$$v_{controle}^1 = I_{ecran}^{absair} \cdot \left( \frac{v_1}{I_1} \right)_{estimé}$$

**Paroi** (position 3)

$$v_{controle}^3 = I_{paroi}^{absair} \cdot \left( \frac{v_3}{I_3} \right)_{estimé}$$

La comparaison entre les valeurs estimées et les valeurs de contrôle permet des itérations successives jusqu'à l'accord voulu.

## 7. Etablissement des considérations pratiques

### 7.1 Façade double-peau étanche par rapport aux locaux

#### 7.1.1 Niveau neutre

Considérons tout d'abord une façade double-peau dans laquelle les fenêtres ouvrant dans le canal de la double-peau sont tenues fermées. La position du niveau neutre dépendra alors essentiellement de la répartition des ouvertures inférieure et supérieure du canal :

$$h = \frac{H}{1 + (T_{\text{ext}} / T_{\text{canal}}) (A_{\text{sup}} / A_{\text{inf}})^2}$$

La hauteur  $h$  est comptée depuis le haut du canal, le rapport  $T_{\text{ext}} / T_{\text{canal}} \cong 1$  et les ouvertures  $A_{\text{sup}}$  et  $A_{\text{inf}}$  sont les ouvertures effectives (par mètre courant de façade).

$$A_{\text{sup}} = C_{d \text{ sup}} \cdot A_H ; A_{\text{inf}} = C_{d \text{ inf}} \cdot A_B$$

Si ces ouvertures sont égales, le niveau neutre est à mi-hauteur. Par une ouverture pratiquée dans la façade en dessous du niveau neutre, l'air va du bâtiment au canal (air extrait du bâtiment) alors que l'inverse se produit au-dessus du niveau neutre. La mise en surpression (ou en dépression) du bâtiment par rapport à l'extérieur changerait cette situation dans un sens ou dans l'autre.

Si l'on désire que le niveau neutre se trouve au-dessus des fenêtres du dernier étage (c'est-à-dire que le canal de la double-peau soit en dépression sur toute la hauteur de façade), il faut que le canal de la double-peau dépasse la façade d'une hauteur  $h_t$  telle que

$$h_t \cdot A_{\text{sup}}^2 \geq (H - h_t) \cdot A_{\text{inf}}^2$$

ou bien

$$A_{\text{inf}} \leq A_{\text{sup}} \sqrt{h_t / (H - h_t)}$$

Ces expressions découlent de l'équation (3) du paragraphe 6.1.1.

$$h_t = \frac{H}{1 + (T_{\text{ext}} / T_{\text{canal}}) (A_{\text{sup}} / A_{\text{inf}})^2}$$

et

$$H - h_t = \frac{H \cdot (T_{\text{ext}} / T_{\text{canal}}) (A_{\text{sup}} / A_{\text{inf}})^2}{1 + (T_{\text{ext}} / T_{\text{canal}}) (A_{\text{sup}} / A_{\text{inf}})^2}$$

en tenant compte que  $T_{\text{ext}} / T_{\text{canal}} \cong 1$ ,  
on retrouve les expressions ci-dessus.

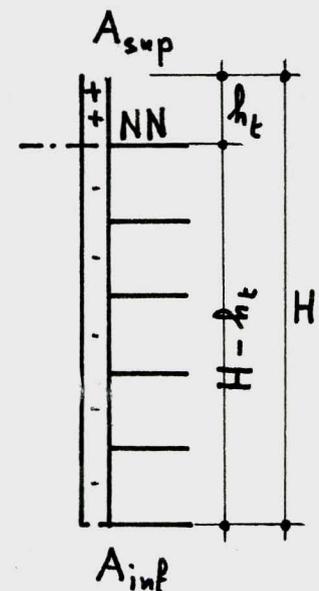


Figure 7.1 : Niveau neutre

### 7.1.2 Débit du canal

La chaleur emportée par l'air qui traverse le canal de la double-peau est proportionnelle au produit du débit massique par l'échauffement.

$$P = \frac{dm}{dt} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad W(\text{ou } W/m_{\text{linéaire}})$$

$$= D \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (10)$$

En partant de l'équation donnant la vitesse dans l'ouverture supérieure (ou inférieure), il est possible d'exprimer le débit volumique  $D$  du canal de la double-peau :

$$D = A_{\text{haut}} \cdot \bar{v}_{\text{sup}}$$

$$\cong A_{\text{haut}} \cdot C_{d \text{ sup}} \sqrt{\frac{g \cdot H}{(1 + (A_{\text{sup}}/A_{\text{inf}})^2)} \frac{\Delta T}{T_{\text{en}}}} \quad (11)$$

Il vient

$$D = A_{\text{eff}} \sqrt{g H \Delta T / T_{\text{en}}} \quad (12)$$

où  $T_{\text{en}}$  est la température (absolue) de l'air qui entre dans le canal et  $A_{\text{eff}}$  est la surface effective équivalente qui résulte de l'effet de tous les obstacles qui « freinent » le passage de l'air : embouchures, changements de section, obstacles, etc.

$$\frac{1}{A_{\text{eff}}^2} = \frac{1}{A_{\text{sup}}^2} + \frac{1}{A_{\text{inf}}^2} + \dots$$

La multiplication des obstacles a pour effet de diminuer la valeur de  $A_{\text{eff}}$  et donc d'abaisser le débit. On remarquera également que le débit varie comme la racine carrée de l'échauffement  $\Delta T$ , donc plus lentement que celui-ci.

### 7.1.3 Echauffement de l'air

En reportant dans l'équation (10) l'expression du débit, on obtient pour l'échauffement de l'air

$$\Delta T^3 = \left( \frac{P_{\text{air}}}{\rho \cdot c_p} \right)^2 \frac{T_{\text{en}}}{g \cdot H} \frac{1}{A_{\text{eff}}^2} \quad ; \quad P_{\text{air}} = G_{\text{air}} \cdot H$$

$P_{\text{air}}$  est la puissance totale emportée par l'air (par mètre courant de façade). On peut l'exprimer en fonction de la puissance  $G_{\text{air}}$  transmise à l'air par  $m^2$  de façade

$$\Delta T^3 = \left( \frac{G_{\text{air}}}{\rho c_p} \right)^2 \frac{T_{\text{en}}}{g} \frac{H}{A_{\text{eff}}^2} \quad (13)$$

On voit qu'une diminution de  $A_{\text{eff}}^2$  ou une augmentation de  $H$  provoque un accroissement de l'échauffement de l'air.  $\Delta T$  n'est pas proportionnel à la puissance fournie à l'air, mais varie selon l'exposant 2/3. L'exemple ci-dessous illustre ce phénomène.

#### Exemple

Immeuble Marcinhès (Genève - Cointrin)

Double-peau  $A_H = A_B = 0,25 \text{ m}^2/\text{m}_{\text{linéaire}}$ ,  $C_d = 0,77$ ,  $H = 13 \text{ m}$ ,  $T_{\text{en}} = 300 \text{ K}$ .

$G_{\text{air}} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$	$\Delta T \text{ [K]}$	$D \text{ [m}^3/\text{s]}$	$v \text{ [m/s]}$
50	3,35	0,16	0,64
100	5,3	0,20	0,82
400	13,4	0,32	1,28

On vérifie que lorsque la puissance varie d'un facteur 8, l'élévation de température est multiplié par 4 (huit puissance 2/3) et le débit par 2 (huit puissance 1/3) de même que la vitesse.

#### 7.1.4 Conclusions pratiques

##### **Niveau neutre**

- La position du niveau neutre dépend avant tout du rapport entre les sections des ouvertures du canal double-peau en position haute et basse. Un resserrement de la section haute provoque un abaissement du niveau neutre ( $h_t$  augmente).
- En dessous du niveau neutre, le canal est en dépression par rapport à l'air extérieur.
- L'ouverture d'ouvrants placés dans l'écran perturbe le système et déplace le niveau neutre.

##### **Puissance transmise à l'air**

- La puissance transmise à l'air n'est qu'une fraction de la puissance (solaire) absorbée par l'écran et la façade et/ou le store. De nuit ou en l'absence de soleil, cette chaleur est fournie par le bâtiment : chauffage de l'air le long de la façade du bâtiment lorsque la température de cette dernière est supérieure à celle de l'air extérieur.

### ***Débit du canal***

- Le débit du canal est proportionnel à la section effective totale du canal. A section géométrique totale constante ( $A_H + A_B = \text{constante}$ ), il y a avantage à choisir des sections supérieures et inférieures égales ( $A_H = A_B$ ). La présence d'obstacles ou de variations de section du canal diminue la section effective totale, donc le débit.
- Le débit du canal est proportionnel à la racine cubique de la puissance transmise à l'air : un facteur 8 sur la puissance ne produit qu'un doublement du débit.
- Le débit du canal est proportionnel à la racine carrée de la hauteur : il double si la hauteur est multipliée par quatre.

### ***Echauffement de l'air***

- L'air n'absorbe pas directement la chaleur du soleil.
- L'air est chauffé au contact de l'écran et de la paroi ou des objets qui se trouvent dans le canal de la double-peau : structure, caillebotis, store, etc.
- Une grande section effective totale (canal large, grandes sections inférieure et supérieure, peu d'obstacles au passage de l'air) réduit l'échauffement de l'air.
- L'échauffement de l'air augmente comme la racine cubique de la hauteur : il double si la hauteur est multipliée par huit.
- L'échauffement de l'air n'est pas proportionnel à la puissance emportée par l'air : lorsque cette dernière est multipliée par 3, l'échauffement de l'air ne fait que doubler (exposant 2/3).

### ***7.2. Ventilation des locaux par le canal de la double-peau***

Lorsqu'on désire utiliser l'effet de cheminée de la double-peau pour assurer la ventilation des locaux (en mode d'extraction), plusieurs conditions sont à respecter :

- il faut que le niveau neutre se situe au-dessus de l'ouverture (en façade) de l'étage supérieur,
- il faut que l'ouverture supérieure de la double-peau ( $A_{\text{sup}} = A_H \cdot C_d$ ) soit à même d'évacuer tout l'air extrait des différents étages,
- finalement, il faut, afin d'assurer un renouvellement d'air égal des étages, équilibrer le circuit aéraulique entre ceux-ci et minimiser les interactions entre étages en ce qui concerne les mouvements d'air.

Considérons une construction de N étages dont une des faces est en contact avec l'extérieur alors que l'autre face donne sur le canal d'une double-peau. On désire ventiler les locaux avec un taux de ventilation n en utilisant l'effet de cheminée de la double-peau comme « moteur » de cette ventilation naturelle.

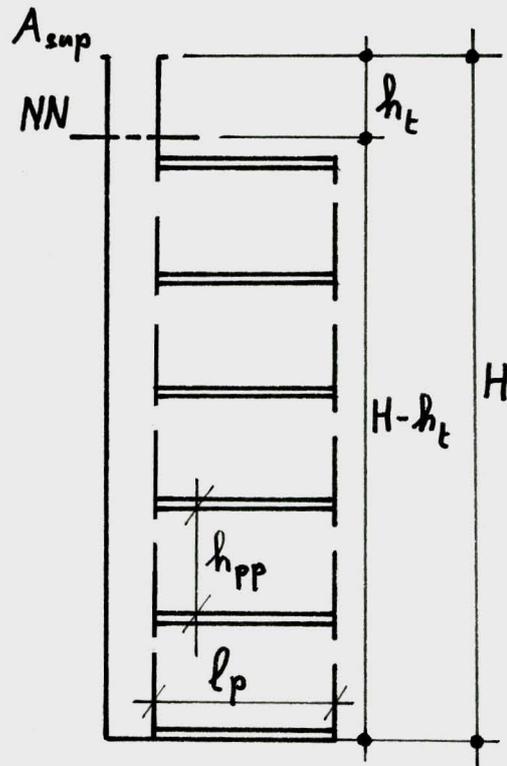


Figure 7.2 : Ventilation des locaux par la double-peau

Les caractéristiques dimensionnelles sont les suivantes :

H	Hauteur totale de la double-peau	[m]
$h_t$	Distance séparant le niveau neutre NN du sommet du canal	[m]
N	Nombre d'étages	
$h_{pp}$	Distance plancher-plafond	[m]
$h_p$	Profondeur des locaux	[m]
n	Taux de renouvellement d'air frais	[1/h]
$A_H$	Ouverture géométrique du sommet du canal (par mètre courant de façade)	$[m^2/m_{lin}]$
D	Débit d'air (par mètre courant de façade)	$[m^3/s \cdot m_{lin}]$
$\bar{V}_H$	Vitesse moyenne de l'air dans l'ouverture supérieure	[m/s]

Le débit total d'air à travers le bâtiment est

$$\sum D = \frac{n}{3600} \sum V = \frac{n \cdot h_{pp} \cdot l_p \cdot N}{3600}$$

Pour que le canal double-peau puisse évacuer ce débit, l'ouverture supérieure  $A_{sup}$  doit être telle que l'équation (12) soit satisfaite, c'est-à-dire, en tenant compte que  $h_t = H / (1 + A_{sup}/A_{inf})^2$  et  $A_{sup} = A_H \cdot C_d$ .

$$\Sigma D \leq A_{sup} \cdot \sqrt{g \cdot h_t \cdot \Delta T / T_{en}}$$

$$A_{sup} \geq (\Sigma D) / \sqrt{g \cdot h_t \cdot \Delta T / T_{en}} \quad (14)$$

La hauteur  $h_t$  dépend de la géométrie de la façade. L'échauffement de l'air dans le canal dépend pour sa part de l'ensoleillement de la façade.

### 7.2.1 Façade ombragée

On admet que seule la partie supérieure du canal est éclairée sur une hauteur  $h_t$  et qu'une intensité  $G_{air}$  [ $W/m^2$ ] est transmise à l'air sur cette seule hauteur. Dans ces conditions, l'échauffement de l'air est donné par la relation

$$P = \frac{dm}{dt} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$G \cdot h_t = (\Sigma D) \cdot \rho c_p \cdot \Delta T \quad (15)$$

En regroupant (14) et (15), on peut établir les deux relations suivantes :

$$A_{sup} \geq \left( \frac{n \cdot N \cdot l_p \cdot h_{pp}}{3600} \right)^{3/2} \frac{1}{h_t} \sqrt{\frac{\rho c_p \cdot T_{en}}{g \cdot G_{air}}} \quad (16)$$

avec  $A_{sup} = A_H \cdot C_d$  et

$$N \leq \frac{3600}{n \cdot l_p \cdot h_{pp}} \left( A_{sup} \cdot h_t \right)^{2/3} \left( \frac{g \cdot G_{air}}{\rho \cdot c_p \cdot T_{en}} \right)^{1/3} \quad (17)$$

La première expression (16) permet, pour un immeuble ombragé donné, de calculer l'ouverture minimale du canal double-peau propre à assurer la ventilation des locaux avec un taux de renouvellement  $n$ .

La seconde (17) fixe quant à elle la limite supérieure du nombre d'étages ventilés naturellement par une double-peau dont la section efficace supérieure du canal est fixée.

Dans les deux cas, seule la partie supérieure du canal de la double-peau est éclairée sur la hauteur  $h_t$  et une intensité  $G_{air}$  est transmise à l'air.

Dans les deux cas, seule la partie supérieure du canal de la double-peau est éclairée sur la hauteur  $h_t$  et une intensité  $G_{air}$  est transmise à l'air.

L'abaque 7.3 transcrit graphiquement ces relations. Soit, par exemple, une intensité  $G_{air}$  de  $100 \text{ W/m}^2$  transmise à l'air et un taux de renouvellement d'air de  $4 \text{ [1/h]}$  désiré dans les locaux. Avec une hauteur  $h_t$  de  $2 \text{ [m]}$  et une ouverture effective de  $0,5 \text{ [m}^2/\text{m}_{lin}]$  ( $A_{sup} \cdot h_t = 1$ ), il sera possible de ventiler au maximum un volume de  $126 \text{ [m}^3/\text{m}_{lin}]$  soit par exemple, 6 étages de  $2,8 \text{ m}$  de haut et  $7,5$  de profondeur.

L'échauffement de l'air (dans la partie supérieure du canal) se calcule à partir de la relation (15) :

$$G_{air} \cdot h_t = (\sum D) \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$\sum D = \frac{n}{3600} N \cdot l_p \cdot h_{pp}$$

$$\Delta T = \frac{3600}{\rho \cdot c_p} \frac{G_{air} \cdot h_t}{n (N l_p h_{pp})}$$

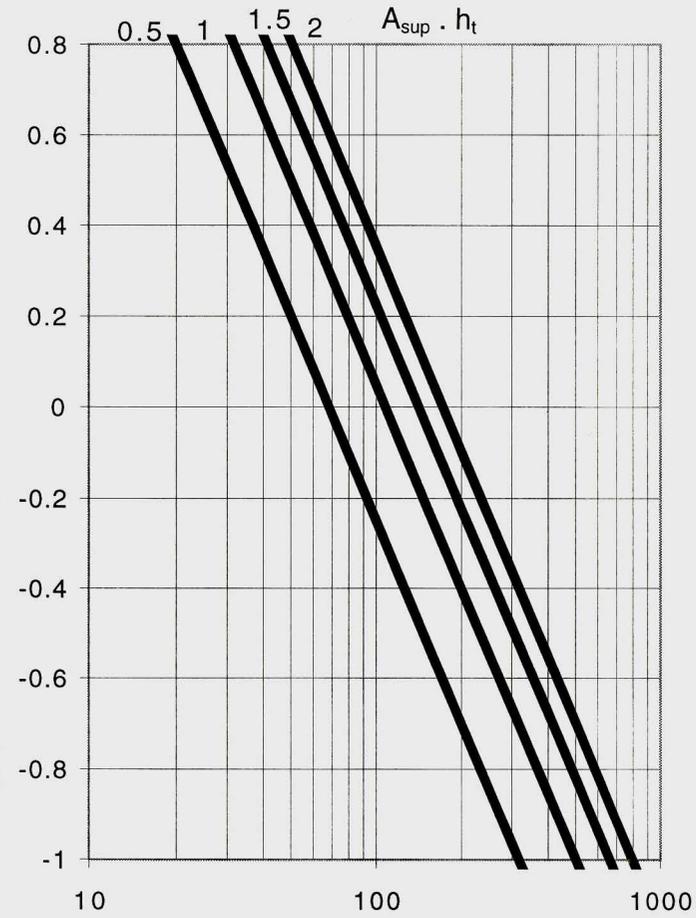
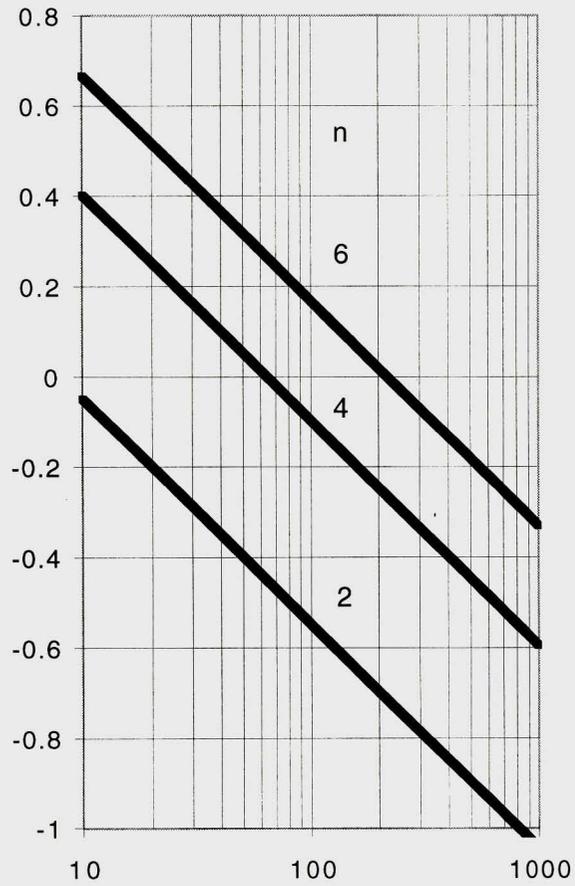
$$\Delta T \approx 3 \cdot \frac{G_{air} \cdot h_t}{n (N l_p h_{pp})}$$

En reprenant l'exemple précédent :

$$\Delta T \approx 3 \cdot 100 \cdot 2 / 4 \cdot 126 = 1.2 \text{ [K]}$$

Les conditions discutées ci-dessus ne sont pas les seules à satisfaire pour que le système fonctionne correctement. Il faut en plus s'assurer par une disposition et un dimensionnement correct des ouvertures en façade que le niveau neutre est bien situé au-dessus de la dernière ouverture en façade et que les étages sont ventilés également et sans gêne mutuelle excessive.

27



Intensité transmise à l'air  $G$  [W/ m . m<sub>lin</sub>]

Volume ventilé  $N \cdot l_p \cdot h_{pp}$  [m<sup>3</sup>/m<sub>lin</sub>]

Abaque 7.3 : Façade ombragée. Volume ventilé par la double-peau en fonction des caractéristiques géométriques et énergétiques. Le taux de renouvellement d'air  $n$  s'exprime en [1/h]. La section effective supérieure vaut  $A_{sup} = A_H \cdot C_{d\ sup}$ . Le produit  $A_{sup} \cdot h_t$  s'exprime en [m<sup>3</sup>/m<sub>lin</sub>],

28

$G_{air}$ [W/m <sup>2</sup> m <sub>lin</sub> ]	$P_{air}$ [W/m <sub>lin</sub> ]	$N \leq$	$N_{max}$	$H$ [m]	$\Delta T$ [K]	$P/\Delta T$ [W/K . m <sub>lin</sub> ]
100	200	3.76	3	11.9	1.5	133
200	400	4.74	4	15.2	2.3	178
300	600	5.42	5	18.5	2.7	222
400	800	5.97	6	21.8	3.0	267

Tableau 7.4 : Immeuble ombragé ventilé au travers du canal d'une double-peau

Hauteur éclairée  $h_t = 2$  m,  $n = 6$

Hauteur d'étage  $h_{pp} = 2,8$ , profondeur  $l_p = 8$  m

Ouverture supérieure effective  $A_{sup} = 0,6 \cdot 0,84 = 0,5$  m<sup>2</sup>/m<sub>lin</sub>

Le tableau ci-dessus donne le nombre maximum d'étages, la hauteur du canal double-peau ainsi que l'échauffement de l'air. On constate (dernière colonne) que la puissance thermique évacuée rapportée à l'échauffement correspondant de l'air augmente avec la puissance absorbée par l'air.

### 7.2.2 Façade uniformément éclairée

On admet que toute la façade est éclairée et qu'une intensité  $G_{air}$  est transmise à l'air uniformément sur toute la hauteur du canal double-peau. Dans ces conditions, l'échauffement de l'air devient :

$$P_{air} = G_{air} \cdot (h_t + N \cdot h_{étage}) = G_{air} (1 + N \cdot h_{ét}/h_t) \cdot h_t$$

Il suffit par conséquent de remplacer  $G_{air}$  par  $G'_{air}$  dans les expressions précédentes (16) et (17) :

$$A_{sup} \geq \left( \frac{n N l_p \cdot h_{pp}}{3600} \right)^{3/2} \frac{1}{h_t} \left( \frac{\rho c_p \cdot T_{en}}{g \cdot G'_{air}} \right)^{1/2} \quad (18)$$

$$N \leq \frac{3600}{n \cdot l_p \cdot h_{pp}} \left( A_{sup} \cdot h_t \right)^{2/3} \left( \frac{g \cdot G'_{air}}{\rho c_p \cdot T_{en}} \right)^{1/3} \quad (19)$$

où  $G'_{air} = G_{air} \cdot H/h_t = G_{air} \cdot (h_t + N \cdot h_{étage}) / h_t$

<b>G</b> [W/m <sup>2</sup> ]	<b>N</b> ≤	<b>N</b> <sub>max</sub>	<b>H</b> [m]	<b>ΔT</b> ≥ [K]	<b>P</b> [W/m <sub>lin</sub> ]	<b>P/ΔT</b> [W/K . m <sub>lin</sub> ]
100	12,0	12	42,9	8	4290	536
200	16,7	16	56,1	16	11220	719
300	20,4	20	69,3	23	20790	896
400	23,4	23	79,2	31	31680	1029

Tableau 7. 6 : Immeuble ventilé au travers du canal double-peau. Pas d'ombrage.

Mêmes données que celles relatives au tableau précédent sauf  $h_t = 3,3$  m. On notera l'amélioration des performances du système qui découle de l'augmentation de  $h_t$ .

### 7.2.3 Conclusions pratiques

#### **Niveau neutre**

- Pour ventiler les locaux par extraction de l'air en direction du canal double-peau, il faut que le niveau neutre se trouve au-dessus de l'ouverture supérieure de l'étage supérieur.
- Il faut par conséquent que le canal de la double-peau dépasse le niveau du dernier étage (de la hauteur  $h_t$ ).

#### **Puissance transmise à l'air**

- La puissance thermique transmise à l'air du canal de la double-peau dépend de l'ombrage porté sur celui-ci par des éléments extérieurs (immeubles, végétation, etc.). Si l'immeuble n'est pas trop haut, la chaleur transmise à l'air dans la partie supérieure du canal peut suffire à assurer la ventilation naturelle des locaux à travers la double-peau.
- La puissance transmise à l'air n'est qu'une fraction de la puissance (solaire) absorbée par l'écran et la façade et/ou le store.

#### **Hauteur maximale de l'immeuble - Nombre d'étages**

- La hauteur maximale d'un immeuble ventilé au travers de la double-peau dépend de l'ombrage porté sur celle-ci par le voisinage. Pour un immeuble ombragé, la limite est de 3 à 4 étages alors qu'en l'absence d'ombrage elle est de 10 à 12 étages.
- La hauteur maximale d'un immeuble ventilé au travers de la double-peau peut en première approximation se calculer (relations (17) ou (19)) ou se déduire graphiquement (abaque 7.3).

### **Canal de la double-peau**

- Le canal de la double-peau se caractérise par son ouverture effective supérieure avec ( $A_{\text{sup}} = A_H \cdot C_d$ ) et sa hauteur  $h_t$  au-dessus de la dernière ouverture de la façade de l'immeuble qui donne dans la double-peau.
- La section de l'ouverture supérieure du canal doit être à même de laisser passer la somme de tous les débits sortant des locaux qui donnent dans la double-peau sans que le niveau neutre soit à plus de la distance  $h_t$  du sommet du canal. Ceci impose une limite inférieure au produit  $A_{\text{sup}} \cdot h_t$  qui peut se calculer (relation (16)) ou se déduire graphiquement (abaque 7.3).

### **Echauffement de l'air**

- L'échauffement de l'air reste modéré lorsque la façade est ombragée (à l'exception de la partie supérieure du canal de la double-peau). Il devient par contre important en l'absence d'ombrage.
- Lorsque la façade n'est pas ombragée, l'échauffement de l'air du canal de la double-peau peut limiter le nombre possible d'étages pour des raisons de confort thermique.

### **Ouvertures de ventilation**

- Afin d'assurer le taux de renouvellement d'air désiré dans les locaux, les surfaces des ouvrants qui permettent l'aération des locaux doivent être ajustées étage par étage, leurs surfaces vont en augmentant du bas vers le haut. Il n'existe pas de procédure élémentaire pour leur dimensionnement.

### 7.3 Déperditions thermiques hivernales

En hiver, la température équivalente du ciel est (par ciel clair) de 10 à 20°C inférieure à celle de l'air extérieur ce qui augmente les pertes thermiques, plus particulièrement celles des vitrages qui sont les éléments qui présentent la plus faible résistance thermique.

#### 7.3.1 Rayonnement en direction du ciel

Le rayonnement de la surface extérieure du bâtiment en direction de son environnement s'exprime par

$$h_{\text{ext, r}} = \varepsilon_0 \sigma \cdot 4 \cdot \bar{T}^3$$

où  $h_{\text{ext, r}}$  conductance par rayonnement [W/m<sup>2</sup>K]  
 $\sigma$  constance de Stefan-Boltzmann  
 $\bar{T}$  température moyenne = 0,5 (T<sub>surface</sub> + T<sub>air ext</sub>)

En raison de la différence de température entre le ciel et l'air extérieur, on observe un surcroît de pertes par rayonnement qui peut s'écrire

$$\Delta T = F_{\text{sky}} \sigma \cdot (1 - \varepsilon_{\text{sky}}(c)) \cdot T_{\text{air ext}}^4 \quad [\text{W/m}^2]$$

Pour une façade verticale, le coefficient de forme  $F_{\text{sky}}$  vaut 0,45 ( $F_{\text{sky}} = 1$  pour une surface horizontale). L'émissivité apparente du ciel  $\varepsilon_{\text{sky}}(c)$  est une fonction linéaire de la couverture moyenne  $c$  du ciel (généralement exprimée en dixième de ciel couvert).

$$\varepsilon_{\text{sky}}(c) = (1 - 0,84 \cdot c) \cdot \varepsilon_{\text{sky}}(0) + 0,84 \cdot c$$

Par ciel parfaitement clair ( $c = 0$ ), l'émissivité du ciel  $\varepsilon_{\text{sky}}(0)$  est comprise entre 0,7 et 0,9. Elle peut s'exprimer comme une fonction linéaire du point de rosée de l'air extérieur [Th. Frank].

$$\varepsilon_{\text{sky}}(0) = 0,745 + 0,0056 \cdot t_{\text{rosée}}$$

Le surcroît de pertes par rayonnement (qui est pratiquement indépendant de la température extérieure) peut à son tour s'exprimer en fonction de la couverture nuageuse du ciel (Fig. 7.7). On observe toutefois une très grande marge d'erreur qui provient d'une part de la dispersion des valeurs relatives au point de rosée de l'air extérieur et d'autre part de l'imprécision relative à l'estimation de la fraction de la couverture nuageuse.

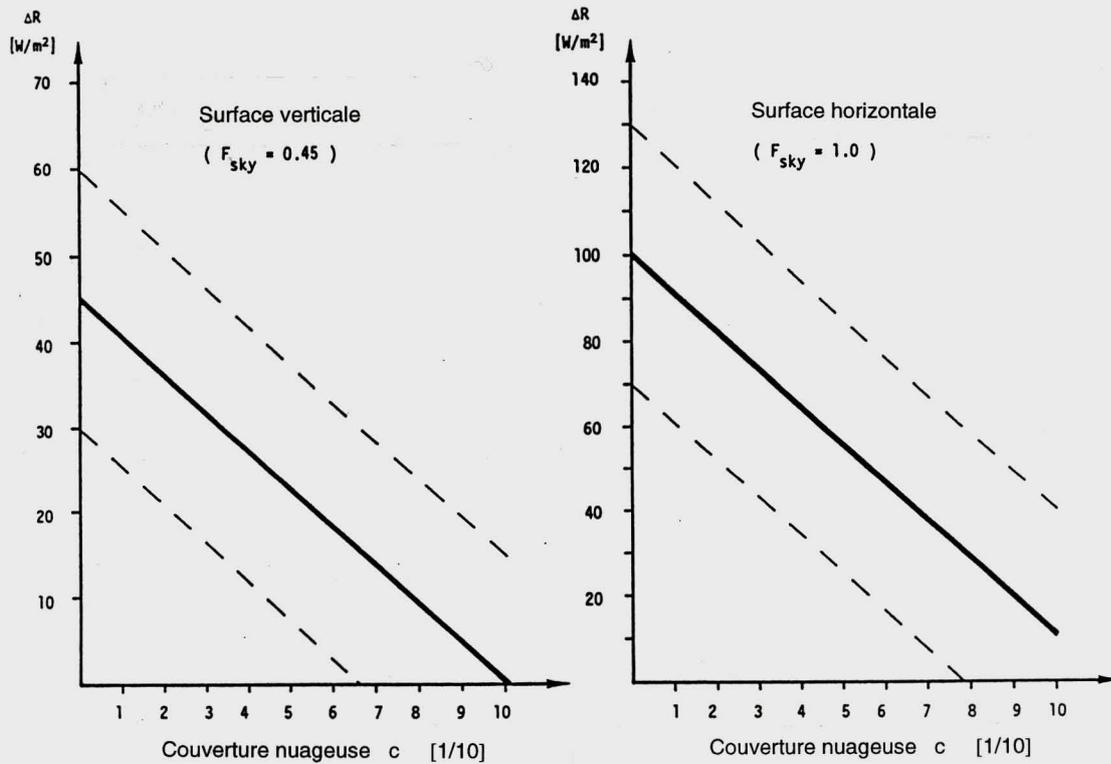


Figure 7.7 : Pertes supplémentaires par rayonnement en direction du ciel  
 Le facteur de forme  $F_{sky}$  vaut 0,45 pour une surface verticale.  
 La moyenne statistique — est entourée de sa marge d'erreur - - -

Par ciel faiblement couvert, une déperdition supplémentaire par rayonnement de l'ordre de  $25 \text{ W/m}^2$  est à prendre en compte pour toute surface verticale. Elle serait proche du double pour une surface horizontale. Remarquons qu'elles ne dépendent ni de la température extérieure ni de celle du bâtiment.

### 7.3.2 Estimation de l'effet sur les déperditions

En raison de ce qui vient d'être dit, tout objet non chauffé placé à l'extérieur prend une température d'équilibre légèrement inférieure à la température de l'air extérieur. En effet, les pertes (supplémentaires) vers le ciel clair sont compensées par les échanges thermiques avec l'air extérieur (Fig. 7.8.)

$$\alpha_{ext} (T_{ext} - T_{objet}) = \Delta R$$

$$\Delta T = \frac{\Delta R}{\alpha_{ext}}$$

d'où

$$0,5 < \Delta T < 2 \text{ [K]}$$

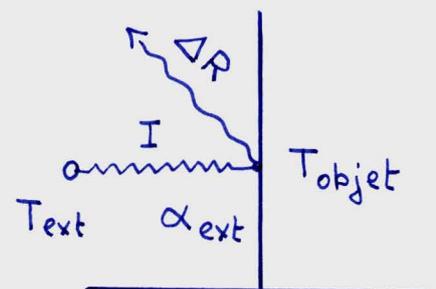


Figure 7.8 : Déperditions vers l'environnement et le ciel d'un objet non chauffé

Si l'objet est chauffé au-dessus de la température extérieure, la baisse de température  $\Delta T$  est plus faible et vaut

$$\Delta T = \frac{\Delta R}{\alpha_{ext} + \alpha_{int}^*}$$

avec 
$$\frac{1}{\alpha_{int}^*} = \frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_{ext}}$$

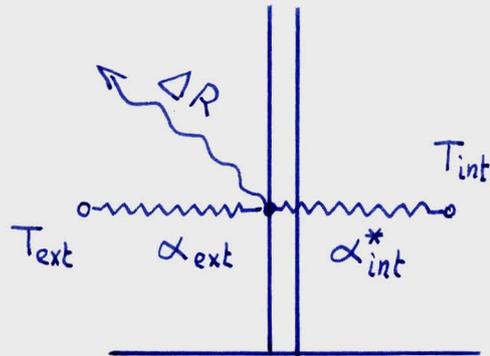


Figure 7.9 : Déperditions vers l'environnement et le ciel d'un objet chauffé

L'augmentation des pertes thermiques est également proportionnelle à  $\Delta R$ . Elle dépend de la qualité d'isolation de l'élément (cf. 7.3.4). :

$$\Delta I = \Delta R \frac{\alpha_{int}^*}{\alpha_{ext} + \alpha_{int}^*}$$

$$I = \frac{\alpha_{ext} \cdot \alpha_{int}^*}{\alpha_{ext} + \alpha_{int}^*} (T_{int} - T_{ext}) + \Delta I$$

L'augmentation relative des pertes  $\Delta I/I$  est par contre indépendante de la qualité d'isolation de l'élément. En effet, le flux  $I$  s'écrit :

d'où

$$\frac{\Delta I}{I} = \frac{\Delta R}{\alpha_{ext} (T_{int} - T_{ext}) + \Delta R}$$

Cette propriété s'explique par le fait que  $\Delta R$  est un flux imposé, indépendant de  $T_{ext}$  et de  $T_{vitre}$ , flux qui se répartit entre l'intérieur (par  $\alpha_{int}^* / (\alpha_{ext} + \alpha_{int}^*)$ ) et l'extérieur (par  $\alpha_{ext} / (\alpha_{ext} + \alpha_{int}^*)$ ).

Considérons par exemple trois types de vitrages de valeur  $k = 1 ; 2$  et  $3$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ] et des différences de température  $T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}$  de 20, 10, 5 et 0 [K]. Le tableau 7.10 montre que les pertes supplémentaires  $\Delta I$  ne dépendent pas de  $\Delta T$ , alors que les pertes relatives  $\Delta I/I$  et  $\Delta I/(I - \Delta I)$  ne dépendent au contraire que de  $\Delta T$ .

$K, \alpha^*$ [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]	$\Delta I, I$ [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]	$\Delta T = T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}$ [K]			
		20	10	5	0
$k = 1$ $\alpha^* = 1,05$		1,64	1,64	1,64	1,64
		21,64	11,64	6,64	1,64
		0,07	0,14	0,24	1
	$\Delta I/(I - \Delta I)$	0,08	0,16	0,32	$\infty$
$k = 2$ $\alpha^* = 2,22$		3,22	3,22	3,22	3,22
		43,22	23,22	13,22	3,22
		0,07	0,10	0,24	1
	$\Delta I/(I - \Delta I)$	0,08	0,16	0,32	$\infty$
$k = 3$ $\alpha^* = 3,53$		4,76	4,76	4,76	4,76
		64,76	34,76	19,76	4,76
		0,07	0,14	0,24	1
	$\Delta I/(I - \Delta I)$	0,08	0,16	0,32	$\infty$

Tableau 7.10 : Pertes supplémentaires par rayonnement vers le ciel clair.  
 Les pertes supplémentaires  $\Delta I$  ne dépendent pas de  $\Delta T$ .  
 Les pertes relatives  $\Delta I/I$  et  $\Delta I/(I - \Delta I)$  ne dépendent au contraire que de  $\Delta T$ . Elles ne dépendent pas de la qualité d'isolation des vitrages (ou des murs) contrairement aux pertes  $I$  qui en dépendent étroitement.  
 Paramètres :  $\alpha_{\text{ext}} = 15$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ] et  $\Delta R = 25$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

### 7.3.3 Conclusions pratiques

#### Calcul de la valeur $k$

- Le coefficient surfacique de transmission thermique  $k$  (U value) se calcule selon l'usage et représente la transmission thermique (surfacique) de l'intérieur vers l'environnement et l'air extérieur.

### Pertes supplémentaires vers le ciel

- Le rayonnement d'une surface verticale vers le ciel se solde par un supplément de pertes thermiques  $\Delta R$  de l'ordre de 25 [W/m<sup>2</sup>] par ciel partiellement couvert. Par rapport à cette valeur moyenne, de forts écarts sont observés allant du 0 (forte couverture moyenne) à 60 [W/m<sup>2</sup>] (ciel clair, air sec).
- Le supplément de pertes vers le ciel se reporte partiellement sur les déperditions thermiques de l'élément de façade et partiellement sur le flux de chaleur extérieur à la façade (échange avec l'air extérieur).
- L'augmentation relative des pertes thermiques de la façade (augmentation relative de la valeur k) ne dépend que de la différence de température  $\Delta T = T_{int} - T_{ext}$ . Elle est de 8% pour une différence de température de 20 [K] et ceci indépendamment de la valeur k de la façade.
- L'augmentation absolue des pertes thermiques de la façade [en W/m<sup>2</sup>] est quant à elle proportionnelle à la valeur k ainsi qu'à  $\Delta R$ . Pour  $k = 1$  [W/m<sup>2</sup>K] et  $\Delta R = 25$  [W/m<sup>2</sup>], cette augmentation vaut 1,64 [W/m<sup>2</sup>] et ceci quelle que soit la différence de température existant entre l'intérieur et l'extérieur.

#### 7.3.4 Annexe : calcul des pertes vers l'air extérieur et le ciel

##### Bilan

$$I = I_e + \Delta R$$

$$I = \alpha_{int}^* (T_{int} - T_{surf})$$

$$I_e = \alpha_{ext}^* (T_{surf} - T_{ext})$$

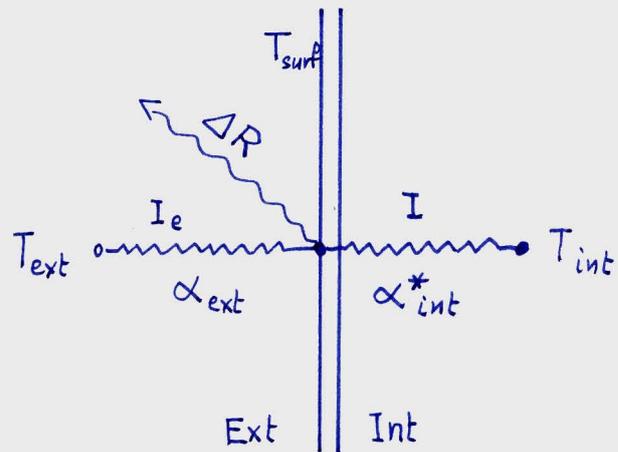


Figure 7.11 : Bilan thermique

##### Température de surface

$$T_{surf} = \frac{\alpha_{ext} T_{ext} + \alpha_{int}^* T_{int}}{\alpha_{ext} + \alpha_{int}^*} - \frac{\Delta R}{\alpha_{ext} + \alpha_{int}^*}$$

37

## Pertes thermiques

$$I = \alpha_{\text{int}}^* (T_{\text{int}} - T_{\text{vit}})$$
$$= \alpha_{\text{int}}^* \left( T_{\text{int}} - \frac{\alpha_{\text{ext}} T_{\text{ext}} + \alpha_{\text{int}}^* T_{\text{int}}}{\alpha_{\text{ext}} + \alpha_{\text{int}}^*} + \frac{\Delta R}{\alpha_{\text{ext}} + \alpha_{\text{int}}^*} \right)$$

d'où

$$I = \frac{\alpha_{\text{ext}} \alpha_{\text{int}}^*}{\alpha_{\text{ext}} + \alpha_{\text{int}}^*} (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) + \frac{\alpha_{\text{int}}^*}{\alpha_{\text{ext}} + \alpha_{\text{int}}^*} \cdot \Delta R$$

$$\Delta I = \Delta R \cdot \frac{\alpha_{\text{int}}^*}{\alpha_{\text{ext}} + \alpha_{\text{int}}^*}$$

si  $\alpha_{\text{ext}}$  est identique à celui contenu dans le calcul de k, alors I s'écrit

$$I = k \cdot (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) + \Delta I$$

## 8. Etudes paramétriques

### 8.1 Buts et moyens

Des études paramétriques ont été effectuées à l'aide du modèle mathématique TQV décrit au chapitre 6 dans le but de rechercher l'influence de divers paramètres constructifs sur les performances de la façade. Les paramètres suivants ont été pris en compte :

- nature du vitrage de l'écran,
- géométrie du canal de la double-peau : profondeur, hauteur, ouvertures inférieure et supérieure, obstacles au passage de l'air,
- store, protection solaire,
- nature du vitrage de la paroi intérieure,
- gestion d'un local type : taux de ventilation et niveau de gains internes.

Pour effectuer ces études, les états suivants ont été définis :

- Ecran : 2 types,
- Canal : 2 rapports des ouvertures  $A_{sup}/A_{inf}$ ,  
3 hauteurs de canal,  
2 profondeurs,  
3 niveaux d'obstruction au passage de l'air,
- Store : 2 types,
- Paroi intérieure : 3 types de vitrage  $V_1$ ,  $V_2$  et  $V_3$ ,
- Local type : 2 taux de renouvellement d'air,  
3 niveaux de gains internes.

La description détaillée de l'état de base et des variantes est donnée en annexe (8.4 Annexe)

Les conditions météorologiques envisagées dans ces simulations sont les suivantes (Tab. 8.1.1 à 8.1.3) :

$T_{int} - T_{ext}$	10	20	25	K
$T_{ext}$	10	0	-5	°C
$T_{int}$	20	20	20	°C

Tableau 8.1.1 : Conditions météorologiques nocturnes

<b>m</b>	<b>5</b>		<b>10</b>			<b>25</b>			<b>W/m<sup>2</sup> K</b>
<b>I</b>	50	100	50	100	250	100	250	500	<b>W/m<sup>2</sup></b>
<b>ΔT</b>	10	20	5	10	25	4	10	20	<b>K</b>
<b>T<sub>ext</sub></b>	10	0	15	10	- 5	16	10	0	<b>°C</b>
<b>T<sub>int</sub></b>	20		20			20			<b>°C</b>

Tableau 8.1.2 : Conditions météorologiques hivernales et d'entre-saisons.  
La variable météorologique est définie par  $m = I / (T_{int} - T_{ext})$ .

<b>I</b>	<b>100</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>100</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>W/m<sup>2</sup></b>
<b>ΔT</b>	4	4	4	- 4	- 4	- 4	<b>K</b>
<b>T<sub>ext</sub></b>	18	18	18	30	30	30	<b>°C</b>
<b>T<sub>int</sub></b>	22	22	22	26	26	26	<b>°C</b>

Tableau 8.1.3 : Conditions météorologiques estivales

Un choix judicieux des états de simulation a permis de ramener les 46656 simulations possibles à un lot de 135 simulations dont les résultats sont présentés ci-après.

Les propriétés et considérations pratiques qui font l'objet du Chapitre 4 tirent profit de ces études paramétriques.

## Le diagramme h/m

Lorsqu'un vitrage est traversé par le rayonnement solaire il s'échauffe sous l'effet de l'absorption partielle de ce rayonnement. Les pertes thermiques (hivernales) s'en trouvent diminuées : le coefficient surfacique de transmission thermique  $k$  mesuré en l'absence de rayonnement est remplacé par la conductance apparente  $h$  ( $m$ ) qui est une fonction linéaire de la variable météorologique  $m = I / (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$ . Le diagramme construit en portant  $h$  en fonction de  $m$  permet d'illustrer le comportement du vitrage (ou du mur) en présence de rayonnement (Fig. 8.1.4).

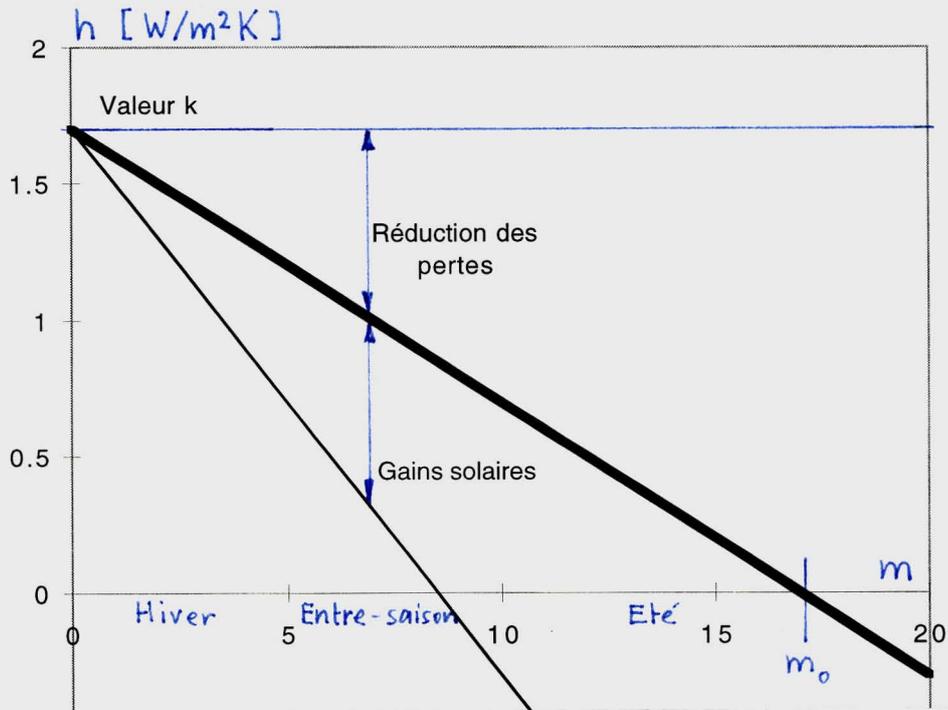


Figure 8.1.4 : Le diagramme  $h/m$   
 La conductance thermique apparente  $h$  ( $m$ ) diminue lorsque  $m$  augmente.  
 Pour  $m > m_0$  la température de surface de la vitre (du mur) est supérieure à la température de l'air intérieur : les pertes thermiques sont nulles.  
 La variable météorologique  $m = I / (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$ .

## 8.2 Critères de choix

### 8.2.1 Vitrage de l'écran

L'effet de la nature de l'écran a été testé en comparant les résultats relatifs aux deux types de vitres suivants :

$E_1$	Glace claire (6 mm)	$r = 0,07$	$a = 0,15$	$T = 0,78$
$E_2$	Glace Blue 40/50	$r = 0,10$	$a = 0,58$	$T = 0,32$

En passant de l'écran E, à l'écran E<sub>2</sub>, on constate une très faible diminution de la température de surface de la vitre intérieure. On observe par contre une très forte réduction des gains solaires directs. En période hivernale ( $m \leq 5$ ) ceci empêche de profiter d'une réduction bienvenue des pertes thermiques alors qu'à mi-saison ou en été ( $m \geq 10$ ) la protection solaire offerte reste insuffisante (Fig. 8.2.1).

Ce type d'écran (E<sub>2</sub>) est à rejeter au profit d'une glace claire associée à un système de store mobile.

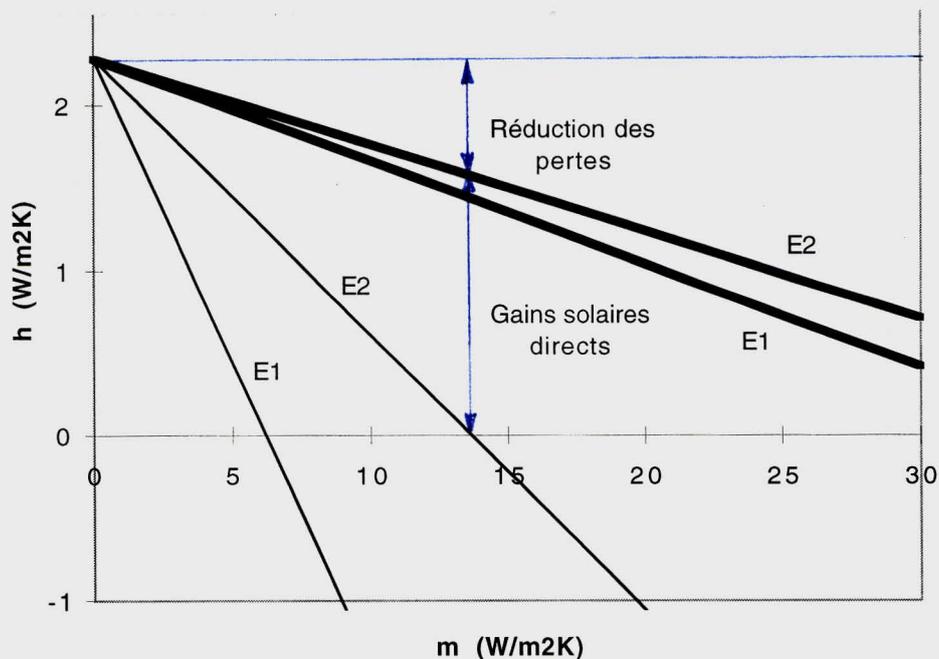


Figure 8.2.1 : Choix du type de vitrage de l'écran.  
 E<sub>1</sub> : glace claire (6 mm), E<sub>2</sub> : glace Blue 40/50.  
 Les performances obtenues avec la glace claire sont supérieures : meilleure réduction des pertes thermiques et gains solaires directs supérieurs.

### 8.2.2 Vitrage de la paroi intérieure

Trois types de vitres ont été envisagés pour l'équipement de la paroi intérieure :

V <sub>1</sub>	deux glaces claires	4 / 12 / 4
V <sub>2</sub>	deux glaces claires, 1 couche K en pos. 2	4 K / 12 / 4
V <sub>3</sub>	trois glaces claires, couches K en pos. 2 et 4	4 K / 12 / 4 K / 12 / 4

#### Performances de nuit (I = 0)

- La qualité du vitrage joue un rôle prépondérant quant à l'isolation thermique de la double-peau et au confort thermique au voisinage de la paroi (Fig. 8.2.2). Pour une différence de 20°C entre les températures intérieure et extérieure, la température de surface du vitrage de type V<sub>1</sub> est 5,8°C plus basse que celle de l'air intérieur, alors que cette différence n'est plus que de 2,7°C pour un vitrage de qualité V<sub>3</sub>, ceci pour une profondeur du canal de 0,60 m. Ces différences de température s'atténuent de quelques dixièmes de degré lorsque l'ouverture supérieure est réduite ( $A_s < A_i$ ) et que le mouvement de l'air est freiné dans le canal.
- Par rapport à une façade simple équivalente dont la partie vitrée comporterait une feuille de verre supplémentaire (pour remplacer l'écran), les pertes thermiques sont réduites de 14% dans le cas de la double-peau avec vitrage type V<sub>3</sub>; elles sont comparables, voire supérieures dans le cas de la double-peau avec vitrage type V<sub>1</sub>.
- Ces conclusions dépendent peu du nombre d'étages.

#### Performances de jour

- Le choix d'un vitrage présentant une haute qualité d'isolation est également prépondérant de jour en situation hivernale. Ceci ressort clairement du graphique h/m qui fait l'objet de la Fig. 8.2.3. Pour  $m < 6 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  (conditions hivernales), les performances de la double-peau avec vitrage V<sub>3</sub> sont supérieures et ceci malgré les gains solaires directs légèrement plus réduits de ce vitrage (par rapport à V<sub>1</sub>). Pour des valeurs plus grandes de m, l'usage indispensable de stores (éblouissement) donnera toujours encore l'avantage à la façade équipée de vitrages présentant une forte isolation thermique ( $k \leq 1,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ).
- Le tableau 8.2.4 présente le bilan thermique d'un local type (cf Annexe 8.4). Pour chaque combinaison des gains internes (occupants, éclairage et machines de bureau), le tableau indique le taux de renouvellement d'air qui assure un bilan thermique nul du local, et ceci pour une différence de température ( $T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}$ ) de 10 et 25 K. Le vitrage le plus performant (V<sub>3</sub>) est surtout supérieur en saison froide et peu ensoleillée.

Les gains de chaleur sont alors supérieurs aux pertes lorsque

- $m \geq 3$ , local occupé par 2 personnes, avec machines *et* éclairage
- $m \geq 8$ , local occupé par 2 personnes, machines *ou* éclairage.

Les performances des deux vitrages sont comparables à l'entre-saison.

Il est à noter que ces performances ne sont que peu supérieures à celles d'un mur simple qui serait équipé de vitrages comportant une feuille de verre supplémentaire (pour remplacer l'écran).

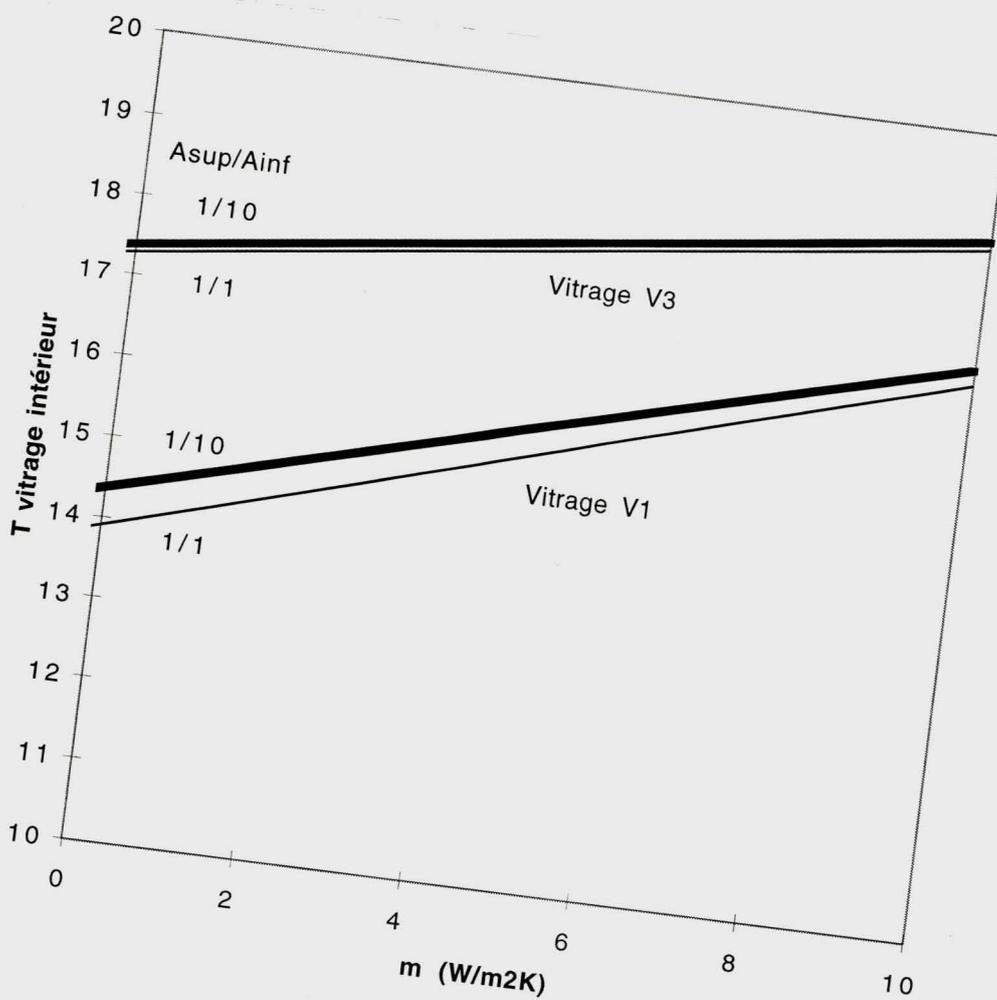


Figure 8.2.2 : Température de surface du vitrage intérieur.  
 Le confort thermique offert par le vitrage  $V_3$  est nettement supérieur à celui offert par le vitrage  $V_1$ .  
 Conditions :  $T_{\text{ext}} = 0^\circ\text{C}$  ;  $T_{\text{int}} = 20^\circ\text{C}$  ;  $d = 0,6 \text{ m}$ .

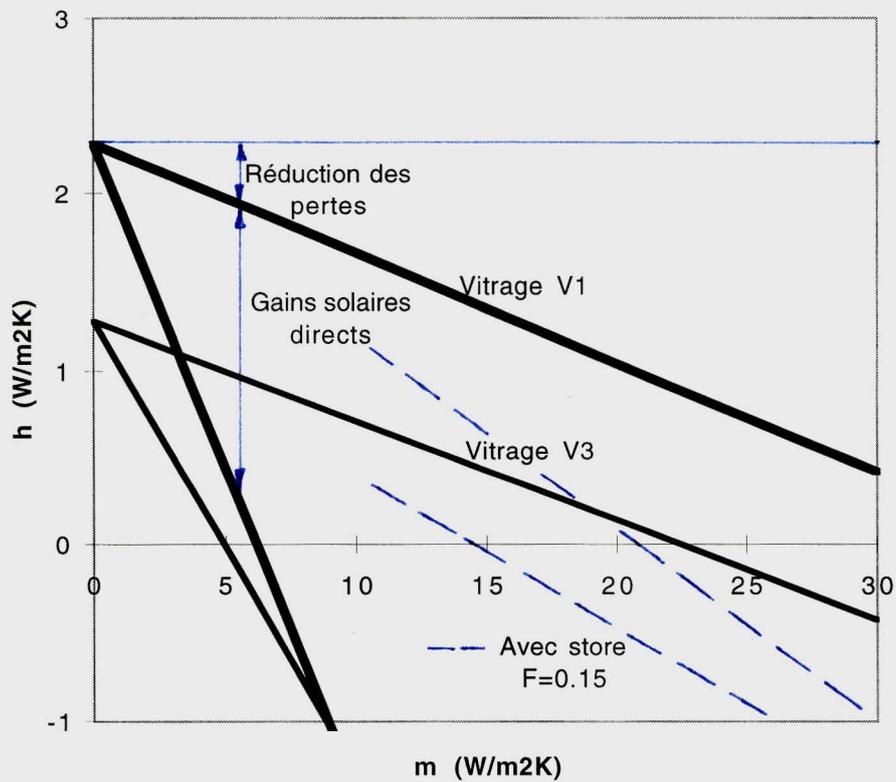


Figure 8.2.3 : Performances de jour.  
 En situation hivernale ( $m < 6$ ), le vitrage  $V_3$  présente des performances nettement supérieures à celles du vitrage  $V_1$ . Il en est de même à l'entre-saison ( $5 < m < 15$ ), époque à laquelle l'utilisation d'un store est indispensable.

<b>Vitrage type V<sub>3</sub></b>	<b>A</b> 8 [W/m <sup>2</sup> ]	<b>B</b> 12 [W/m <sup>2</sup> ]	<b>C</b> 20 [W/m <sup>2</sup> ]	<b>D</b> 30 [W/m <sup>2</sup> ]
<b>De nuit, (I = 0)</b>	-	n < 0,5	0,3 < n < 1,3	0,8 < n < 2,3
<b>Hiver (m = 5 W/m<sup>2</sup>K)</b>	0,4 < n < 0,8	-	1 < n < 2	1,5 < n < 3
<b>Entre-saison (m = 10 W/m<sup>2</sup>K)</b>	1 < n < 1,3	-	1,4 < n < 2,5	-
<b>Vitrage type V<sub>1</sub></b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
<b>De nuit, (I = 0)</b>	-	n < 0	n < 0,8	0,3 < n < 1,8
<b>Hiver (m = 5 W/m<sup>2</sup>K)</b>	0,2 < n < 0,6	-	0,7 < n < 1,6	1,3 < n < 2,8
<b>Entre-saison (m = 10 W/m<sup>2</sup>K)</b>	1,1 < n < 1,6	-	1,5 < n < 2,6	-

Tableau 8.2.4 : Bilan d'un local type (cf. Annexe 8.4).

Le tableau ci-dessus indique le taux de renouvellement d'air qui assure un bilan thermique nul du local pour une différence de température  $\Delta T = T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}$  de 20 (chiffre de gauche) ou 10°C (chiffre de droite).

- Situation triviale ou sans intérêt

A	2 occupants	160 W	(8 W/m <sup>2</sup> )
B	Eclairage artificiel (seul)	233 W	(12 W/m <sup>2</sup> )
C	2 occupants, machines de bureau ou 2 occupants, éclairage artificiel	360 W 393 W	(19 W/m <sup>2</sup> ) (20 W/m <sup>2</sup> )
D	2 occupants, machines de bureau, éclairage	593 W	(31 W/m <sup>2</sup> )

### 8.2.3 Store

Un store est indispensable pour assurer le confort thermique et visuel des occupants et éviter dans la mesure du possible le recours à la climatisation. La nature du store (toile ou à lamelles) n'est pas déterminante.

Deux situations météorologiques ont été utilisées dans les simulations :

$$\begin{array}{llll} \text{A : } & T_{\text{ext}} = 18^{\circ}\text{C} ; & T_{\text{int}} = 22^{\circ}\text{C} & 0 < I < 500 \text{ W/m}^2 \\ \text{B : } & T_{\text{ext}} = 30^{\circ}\text{C} ; & T_{\text{int}} = 26^{\circ}\text{C} & 0 < I < 500 \text{ W/m}^2 \end{array}$$

#### **Conditions A** (Fig. 8.2.5)

La présence du store (en toile ou à lamelles) abaisse de 1,5 à 2°C la température de surface du vitrage intérieur. Il réduit fortement le facteur solaire ( $g_{\text{store}} = 0,15$ ) qui augmente toutefois légèrement en fonction de I. La ventilation doit être à même d'évacuer les gains internes auxquels s'ajoutent les gains solaires.

#### **Conditions B** (Fig. 8.2.6)

La présence du store (en toile ou à lamelles) abaisse de 0,5 à 1,5°C la température de surface du vitrage intérieur. Il réduit fortement le facteur solaire ( $g_{\text{store}} = 0,15$ ) qui s'améliore lorsque I augmente. La température intérieure de 26°C est assurée soit par l'inertie du bâtiment (combinée à une ventilation nocturne des locaux), soit par le recours à une installation de production de froid.

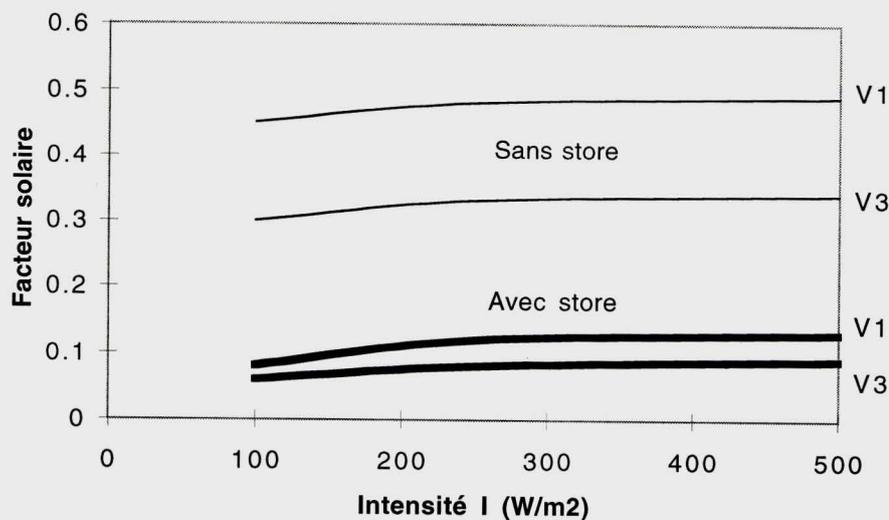
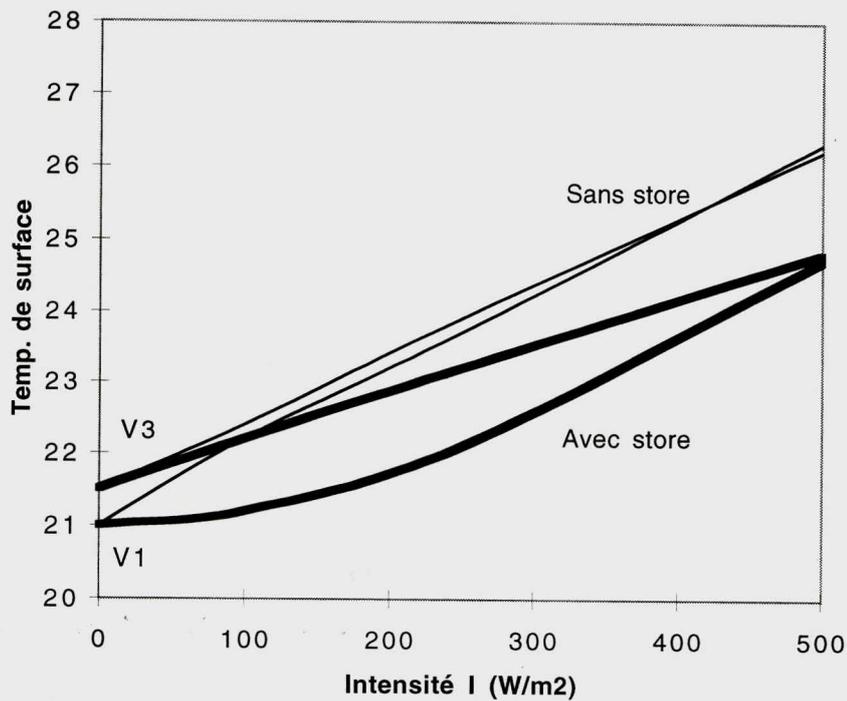


Figure 8.2.5 : Effet du store.  
 La présence d'un store devant le vitrage de la paroi intérieure permet d'abaisser la température de surface de la vitre intérieure et de limiter fortement les gains solaires directs.  
 Conditions de température :  $T_{\text{ext}} = 18^{\circ}\text{C}$  ;  $T_{\text{int}} = 22^{\circ}\text{C}$ .

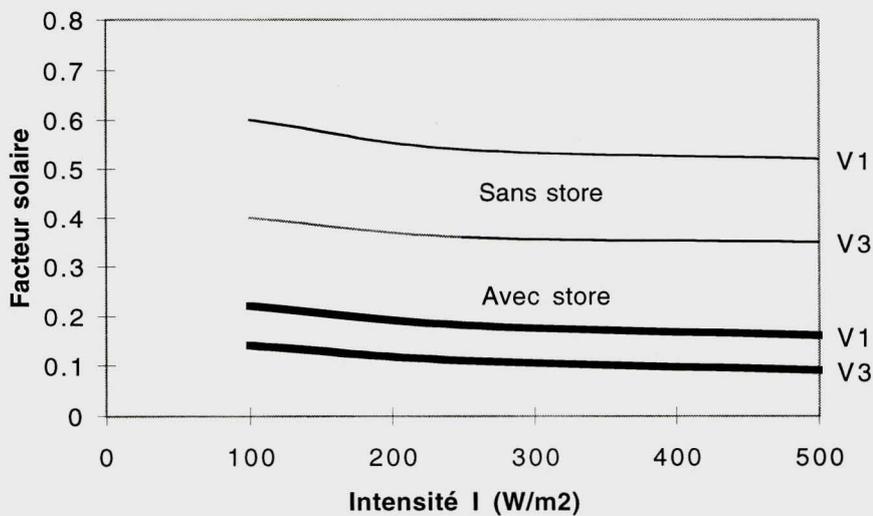
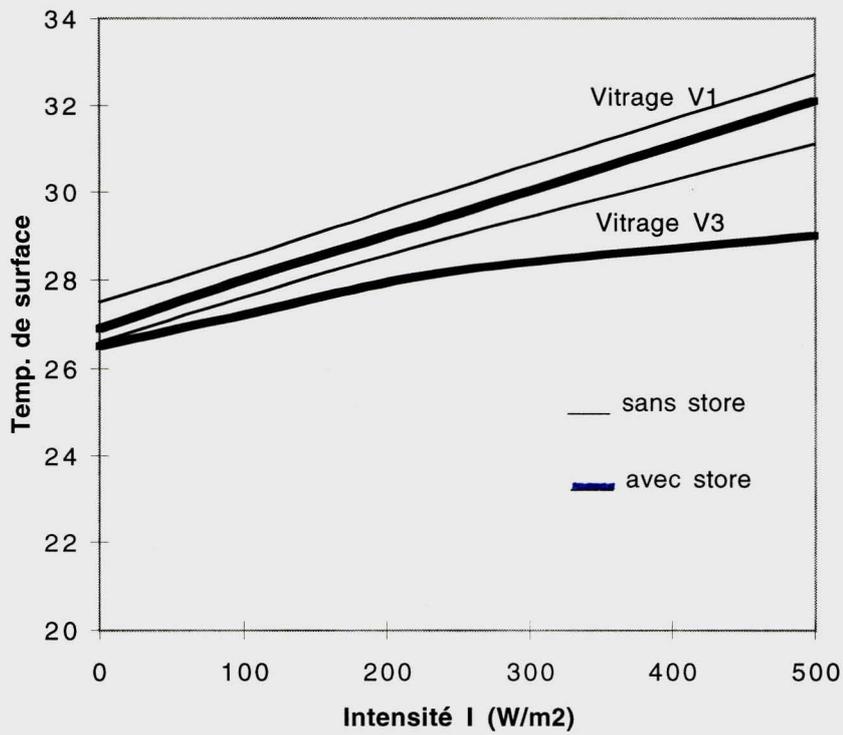


Figure 8.2.6 : Effet du store.  
 La présence d'un store devant le vitrage de la paroi intérieure permet d'abaisser la température de surface de la vitre intérieure et de limiter fortement les gains solaires directs.  
 Conditions de température :  $T_{\text{ext}} = 30^{\circ}\text{C}$  ;  $T_{\text{int}} = 26^{\circ}\text{C}$

#### 8.2.4 Résultats et conclusions

- L'écran de la double-peau doit être réalisé en glace claire et présenter une surface de cadre ou de fixations aussi réduite que possible.
- L'isolation thermique de la peau intérieure est prépondérante quant aux performances hivernales. Tant les vitres que les cadres ou le contre-cœur (allège) doivent présenter une forte résistance thermique.

Vitres  $k \leq 1,5 \text{ W/m}^2$

Cadres  $k \leq 1,5 \text{ W/m}^2$

Allège  $k \leq 0,3 \text{ W/m}^2$

- Pour être supérieure à une façade simple équivalente (c.-à-d. dont la partie vitrée comporte le même nombre de pans de verre et la même qualité de cadre), une façade double-peau doit être équipée de vitrages de haute qualité c.-à-d. de valeur  $k < 2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .
- Dans ces conditions, la fermeture de la partie supérieure du canal permet une économie supplémentaire de 7 à 15%.
- Une façade double-peau entièrement vitrée présente des gains solaires très importants. Du fait de sa faible inertie thermique (inférieure à 2 h. cf. mesures in-situ), ceci conduit à de fortes et rapides variations de température peu propices au confort thermique de l'occupant. La surface vitrée devrait par conséquent être dimensionnée en fonction des besoins en lumière naturelle.
- Des stores (en toile ou à lamelles) disposés à l'extérieur des locaux sont indispensables d'une part pour lutter contre l'éblouissement et d'autre part pour contrôler les apports de chaleur.
- En présence d'importants gains internes de chaleur, les besoins en chauffage deviennent rapidement négligeables. Par contre, le danger de surchauffe devient important et conduit à une demande de rafraîchissement, voire de climatisation en été.
- La profondeur du canal modifie très peu les résultats présentés lorsqu'elle est comprise entre 18 et 60 cm. Les obstructions (fixations, coffres de stores, cadres, caillebotis) diminuent la vitesse de l'air ce qui conduit à un échauffement plus important de celui-ci.
- La hauteur du canal n'apporte que peu de modification des températures à *mi-hauteur*. Par contre, les températures au dernier étage augmentent avec la hauteur du canal et peuvent atteindre des valeurs intolérables du point de vue du confort de l'occupant.

### 8.3 Coefficient de transfert de chaleur apparent du canal

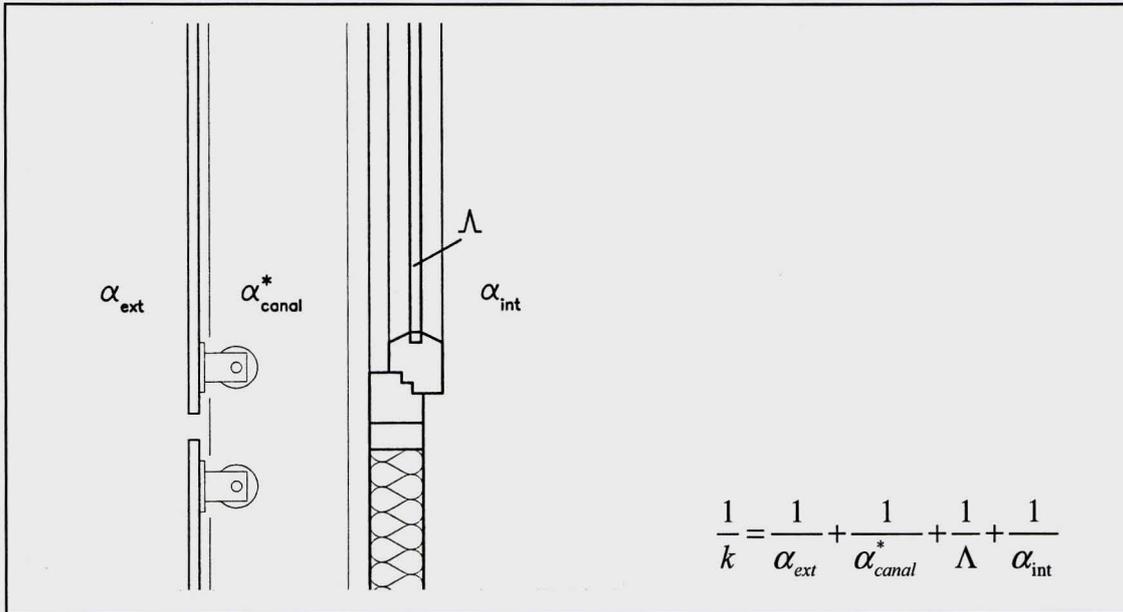
En raison du mouvement de l'air dans le canal de la double-peau, le coefficient de transfert de chaleur  $\alpha^*$  attribué à celui-ci doit rendre compte à la fois des pertes vers l'écran et de la chaleur emportée par l'air qui circule dans le canal. Une série de simulations a été effectuée pour différentes valeurs de la hauteur H, du rapport des ouvertures  $A_{sup} / A_{inf}$ , du coefficient de décharge  $C_d$  et de la profondeur p et ceci pour les types de vitrage  $V_1$  et  $V_3$  (Tableau 8.3.1). On en tire la règle de calcul présentée au chapitre 4 (Tableau 4.1.1).

Type de vitrage	Hauteur H [m]	Rapport $A_{sup} / A_{inf}$	Coeff. de décharge $C_d$	Profondeur [m]	Valeur k	Vitrage $\Lambda$	Canal $\alpha_{canal}^*$	Canal $\alpha_{canal}$
$V_1$	16,5	1/1	0,25	0,6	2,41	6,47	14,6	5,11
$V_1$	16,5	1/1	0,30	0,6	2,43	6,47	15,4	5,10
$V_1$	16,5	1/1	0,35	0,6	2,45	6,47	16,2	5,10
$V_1$	9,9	1/10	0,30	0,6	2,29	6,49	11,0	5,29
$V_1$	16,5	1/10	0,30	0,6	2,25	6,50	10,1	5,13
$V_1$	42,9	1/10	0,30	0,6	2,18	6,51	8,8	4,89
$V_1$	16,5	1/1	0,30	0,2	2,37	6,48	13,2	4,94
$V_1$	16,5	1/10	0,30	0,2	2,11	6,53	7,8	4,98
$V_3$	16,5	1/1	0,30	0,6	1,12	1,60	13,2	5,02
$V_3$	16,5	1/10	0,30	0,6	1,08	1,60	9,2	5,04
$V_3$	42,9	1/10	0,30	0,6	1,06	1,60	7,9	5,17
$V_3$	16,5	1/1	0,30	0,2	1,11	1,60	11,9	4,85
$V_3$	16,5	1/10	0,30	0,2	1,04	1,60	6,9	4,88

Toutes les conductances surfaciques k,  $\Lambda$ ,  $\alpha^*$  et  $\alpha$  en  $[W/m^2 K]$   $\alpha_{ext} = 15$  ;  $\alpha_{int} = 8$   $[W/m^2 K]$

Tableau 8.3.1 : Coefficient de transfert thermique surfacique équivalent  $\alpha_{canal}^*$ .

La valeur k de la double-peau (en l'absence de rayonnement) peut se calculer selon la méthode habituelle (SIA) à condition de remplacer le coefficient de transfert thermique surfacique  $\alpha_{canal}$  par le coefficient de transfert thermique surfacique équivalent  $\alpha_{canal}^*$ .



Type de vitrage	$A_{sup} / A_{inf}$	Profondeur	
		0,6 m	0,2 m
V <sub>1</sub>	1/1	15	13
	1/10	10	8
V <sub>3</sub>	1/1	13	12
	1/10	9	7

Valeurs prises par  $\alpha_{canal}^*$  [W/m<sup>2</sup>K] en fonction du type de vitrage de la paroi et du rapport des ouvertures du canal.

V<sub>1</sub> Vitrage isolant 4/12/4  $\Lambda_1 = 2,1$  [W/m<sup>2</sup>K]

V<sub>3</sub> Vitrage triple avec couches K : 4K/12/4 K/12/4  $\Lambda_3 = 1,2$  [W/m<sup>2</sup>K]

En fonction de la hauteur du canal et du coefficient de décharge, les valeurs de  $\alpha_{canal}^*$  données par le tableau ci-dessus sont à ajuster comme suit :

Hauteur < 10 m augmenter  $\alpha_{canal}^*$  de 1 W/m<sup>2</sup>K

> 30 m diminuer de 1 W/m<sup>2</sup>K

Coefficient de décharge  $c_d \leq 0,25$  diminuer de 1 W/m<sup>2</sup>K

$c_d \geq 0,35$  augmenter de 1 W/m<sup>2</sup>K

Tableau 4.1.1 : Coefficient de transfert thermique équivalent  $\alpha_{canal}^*$  du canal de la double-peau.

## 8.4 Annexe : définition des données de base

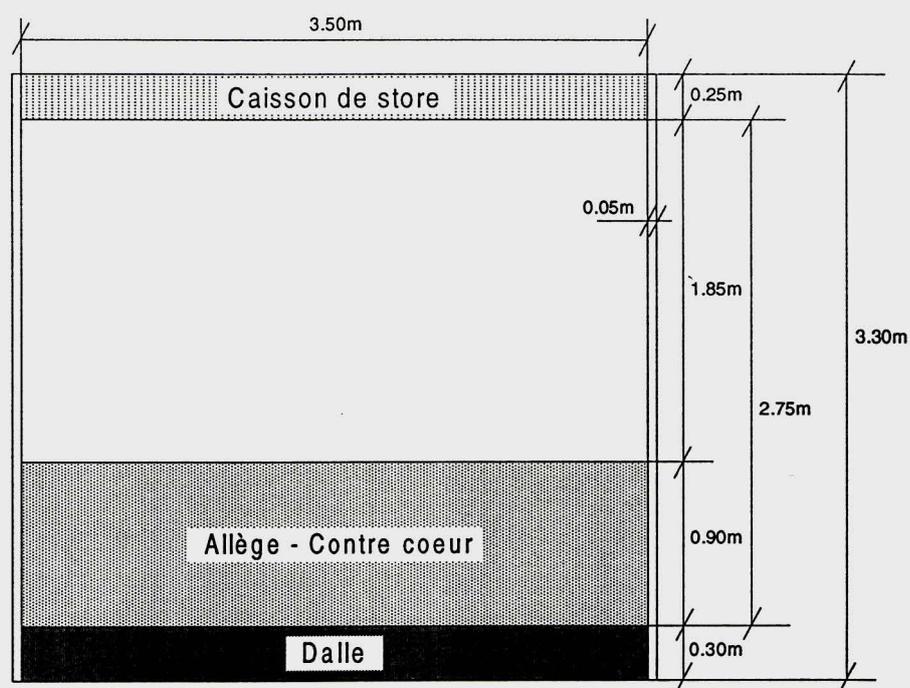


Figure 8.4.1 : Local type. Elévation

### 8.4.1 Façade et local type

	Cas de base	Variantes	
Largeur de la façade	3,6 [m]	--	--
Largeur intérieure	3,5	--	--
Profondeur	5,4	--	--
Hauteur plancher / plafond	3,0	--	--
Hauteur d'étage	3,3	--	--
Caisse de store	0,25	--	--
Dalle	0,30	--	--
Surface au sol hors tout	19,44 [m <sup>2</sup> ]	--	--
Surface au sol du local	18,9	--	--
Surface de façade en tableau	10,8	--	--
Surface vitrée (sans contre-cœur)	7,43	--	--
(avec contre-cœur)	--	5,0	--
Volume intérieur du local	56,7 [m <sup>3</sup> ]	--	--
Coefficients de réflexion			
• paroi / plafond / sol	0,5 / 0,7 / 0,15	--	--
• environnement	0,1	--	--

### 8.4.2 Cadres de fenêtres et vitrages<sup>1) 2)</sup>

	Cas de base	Variantes	
Fraction de cadre $f_{ca}$	0,25	--	--
Valeur k (U value)	3 [W/m <sup>2</sup> K]	--	--
$r / a // \epsilon$	.7 / .3 // .9		
Vitres			
• types	glace claire	gl. cl. et couche K	gl. cl. +2 couch. K
• épaisseurs [mm]	4 / 12 / 4	4 K / 12 / 4	4 K/12/4 K/12/4
			doublet équivalent:
$r_d / a_d / t_d // \epsilon_d$ [-]	.07 / .11 / .82 // .89	.1 / .17 / .73 // .16	.154/.286/.56//.04
lame d'air [m]	0,012	0,012	0,048
$r_g / a_g / t_g // \epsilon_g$ [-]	.07 / .11 / .82 // .89	.07 / .11 / .82 // .89	.08/.14/.78//.04
visible : $\tau_{vis}$	.89 * .89 = .79	.89 * .84 = .75	--

### 8.4.3 Contre-cœur (allège)

	Cas de base	Variantes	
Hauteur (ext/int)	0	1,2 / 0,9 [m]	--
Fraction $f_{cc}$	--	0,36 / 0,3 [-]	--
Valeur k (U value)	--	0,35 [W/m <sup>2</sup> K]	--
$r / a // \epsilon$	--	.7 / .3 // .9 [-]	--
	--		--

### 8.4.4 Stores

	Cas de base	Variantes	
Fraction de store $f_{sto}$	--	1	1
Valeur k (U value)	--	toile	lamelles
$r_{sto} / a_{sto} // t_{sto}$	--	.3 / .55 .15	.7 / .2 / .1
$\epsilon_{sto}$	--	.9	.9

### 8.4.5 Energie

	Cas de base	Variantes	
Taux de renouvellement en air frais			
jour	0,8 [h <sup>-1</sup> ]	--	--
nuit	0,3	--	--
Occupants 2 pers.	160 [W]	--	--
Machines de bureau	--	200	--
Eclairage (~12 W/m <sup>2</sup> )	--	--	233

<sup>1)</sup> Pilkington, Glas in Buildings

<sup>2)</sup> Flachglas, K-Plus in Zahlen

#### 8.4.6 Canal de la double-peau

	Cas de base	Variantes	
Nombre d'étages	3	5	13
Hauteur [m]	9,9	16,5	42,9
Profondeur [m]	0,6	0,18	0,05
$A_{inf}$ [ $m^2/m_{lin}$ ]	0,5	0,15	0,042
$A_{sup} / A_{inf}$ [-]	1/1 et 1/10	idem	idem
$C_d$ [-]	0,3	0,25	0,35
Caillebotis	oui	oui / non	non

#### 8.4.7 Ecran<sup>1)</sup>

	Cas de base	Variantes	
Type	glace claire	Blue	--
	87 / 78	40 / 50	--
Epaisseur [mm]	6	6	--
$r / a / t // \epsilon$	.07 / .15 / .78 // .89	.1 / .58 / .32 // .89	--
avec caillebotis :			
$r' / a' / t' // \epsilon$	.07 / .35 / .58 // .89	.1 / .66 / .24 // .89	--
visible : $\tau_{vis}$	.87	.40	--

#### 8.4.8 Coefficients de transfert surfacique de chaleur

	Cas de base	Variantes	
$\alpha_{ext}$ [ $W/m^2 K$ ]	15	--	--
$h_{store - vitrage}$	10	--	--
$\alpha_{int}$	8	--	--
$h_{air - paroi} = \underline{a} + \underline{b} v + \underline{c} v^2$	4 / 0 / 6,9	--	--

Nota : Sous "variantes", on recense les valeurs autres que celles retenues pour le cas de base. Chaque *variante de calcul* est construite par *combinaison* des valeurs portées dans les tableaux ci-dessus.

<sup>1)</sup> Pilkington, Glas in Buildings

8.4.9 Conditions météorologiques (cf. 8.1)

$T_{int} - T_{ext}$	10	20	25	K
$T_{ext}$	10	0	-5	°C
$T_{int}$	20	20	20	°C

Conditions météorologiques nocturnes

<b>m</b>	<b>5</b>		<b>10</b>			<b>25</b>			<b>W/m<sup>2</sup> K</b>
<b>I</b>	50	100	50	100	250	100	250	500	<b>W/m<sup>2</sup></b>
<b>ΔT</b>	10	20	5	10	25	4	10	20	<b>K</b>
<b>T<sub>ext</sub></b>	10	0	15	10	-5	16	10	0	<b>°C</b>
<b>T<sub>int</sub></b>	20		20			20			<b>°C</b>

Conditions météorologiques hivernales et d'entre-saisons.  
La variable météorologique est définie par  $m = I / (T_{int} - T_{ext})$ .

<b>I</b>	<b>100</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>100</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>W/m<sup>2</sup></b>
<b>ΔT</b>	4	4	4	-4	-4	-4	<b>K</b>
<b>T<sub>ext</sub></b>	18	18	18	30	30	30	<b>°C</b>
<b>T<sub>int</sub></b>	22	22	22	26	26	26	<b>°C</b>

Conditions météorologiques estivales

## 9. Conclusions générales

Le présent projet a permis d'étudier deux familles particulières de façades double-peau : d'une part la double-peau contre façade étanche et d'autre part la double-peau capable d'assurer la ventilation naturelle des locaux. La théorie, les mesures en laboratoire et in-situ ainsi que les études paramétriques réalisées avec un logiciel ad-hoc ont permis d'illustrer le fonctionnement de ces façades, d'en dégager les principales propriétés et d'en déduire un certain nombre de règles pratiques touchant la nature de l'écran, l'exécution de la peau intérieure, le dimensionnement du canal de la double-peau et le fonctionnement des stores. S'y ajoutent des considérations touchant les aspects acoustiques et la lumière naturelle.

Les principaux résultats se retrouvent sous forme de recommandation aux concepteurs. Parmi celles-ci, on notera plus particulièrement :

- l'avantage d'un écran en glace claire par rapport à un écran teinté ou réfléchissant,
- l'avantage d'un vitrage à haute valeur d'isolation sur la façade intérieure,
- l'intérêt à dimensionner la fraction vitrée en fonction des besoins en lumière naturelle (par opposition à une façade entièrement vitrée),
- la nécessité d'assurer l'étanchéité de l'écran si celui-ci doit servir de "bouclier acoustique",
- la possibilité d'utiliser le canal de la double-peau comme moteur de la ventilation naturelle des locaux et ceci même pour un immeuble partiellement ombragé par ses voisins.

Le présent projet ne représente toutefois qu'une première étape dans l'étude et l'optimisation des façades double-peau et les travaux suivants sont encore à réaliser :

- production d'un logiciel convivial à destination des architectes et ingénieurs, logiciel utilisable au niveau de la projétation et de l'avant-projet,
- couplage de ce logiciel à d'autres outils développés dans le cadre de l'étude de la ventilation naturelle,
- étude d'autres types de façade double-peau (cf. Typologie et réalisations),
- poursuite des mesures en laboratoire et in-situ sur ces mêmes types de façade,
- organisation de séminaires de présentation et de discussion des résultats de ces études.

De nombreuses réalisations pour lesquelles l'étude technique n'a pas été menée parallèlement à l'étude du projet présentent des défauts de conception qui se répercutent négativement sur les performances thermiques du système de même que sur le confort des usagers. Il est par conséquent impératif d'une part de transmettre à la pratique les résultats déjà acquis et d'autre part de poursuivre l'étude des façades double-peau dont la diffusion va s'empilant année après année.

# Table des matières

## Préface

1. Introduction
2. Typologie
  - 2.1 Typologie en coupe
  - 2.2 Typologie en élévation
3. Principe de fonctionnement
  - 3.1 Double-peau contre façade étanche
  - 3.2 Ventilation des locaux à travers la double-peau
    - 3.2.1 Double-peau assurant la ventilation des locaux  
Façade ombragée  
Façade uniformément ensoleillée
    - 3.2.2 Un modèle thermodynamique de la façade double-peau
  - 3.3 Bilan thermique
    - 3.3.1 De nuit (absence de rayonnement solaire)
    - 3.3.2 De jour
4. Propriétés et considérations pratiques
  - 4.1 Double-peau contre façade étanche
  - 4.2 Recommandations : Double-peau contre façade étanche
  - 4.3 Double-peau assurant la ventilation des locaux
  - 4.4 Recommandations : Double-peau assurant la ventilation des locaux
  - 4.5 Bibliographie
    - 4.5.1 Compte-rendus de conférences
    - 4.5.2 Revues
    - 4.5.3 Etudes et rapports
    - 4.5.4 Livres
5. Mesures in-situ et en laboratoire
  - 5.1 Exploitation de mesures existantes
    - 5.1.1 Calage du modèle TQV sur les mesures
  - 5.2 Mesures en laboratoire
    - 5.2.1 Résultats : profondeur du canal  $d = 0,6$  m
    - 5.2.2 Profondeur du canal  $d = 0,15$  m
  - 5.3 Mesures in-situ
    - 5.3.1 Bâtiment des Telecom-PTT
    - 5.3.2 Bâtiment Felimob
  - 5.4 Annexes
    - 5.4.1 Centre industriel et artisanal "Marcinhès" Meyrin (GE)
    - 5.4.2 Modèle de laboratoire
    - 5.4.3 Bâtiment des Telecom-PTT
    - 5.4.4 Bâtiment Felimob
6. Principes physiques
  - 6.1 Mise sur pied d'un modèle simplifié
    - 6.1.1 Modèle élémentaire : effet de cheminée
    - 6.1.2 Echauffement global par des plans parallèles
    - 6.1.3 Echauffement local le long de plans parallèles
  - 6.2 Description du système
    - 6.2.1 Ecran
    - 6.2.2 Caillebotis, éléments de liaison
    - 6.2.3 Canal
    - 6.2.4 Paroi

- 6.3 Principe de fonctionnement du programme TQV
- 6.4 Algorithmes de calcul
  - 6.4.1 Transfert de chaleur écran-paroi
  - 6.4.2 Températures hors rayonnement
  - 6.4.3 Intensités réfléchies, absorbées et transmises
  - 6.4.4 Augmentation de la température de l'air
  - 6.4.5 Intensité thermique transmise à l'air
  - 6.4.6 Echauffement des vitrages, store et contre-cœur
  - 6.4.7 Intensités cédées à l'air
  - 6.4.8 Vitesses de contrôle
- 7. Etablissement des considérations pratiques
  - 7.1 Façade double-peau étanche par rapport aux locaux
    - 7.1.1 Niveau neutre
    - 7.1.2 Débit du canal
    - 7.1.3 Echauffement de l'air
    - 7.1.4 Conclusions pratiques
  - 7.2 Ventilation de locaux par le canal de la double-peau
    - 7.2.1 Façade ombragée
    - 7.2.2 Façade uniformément éclairée
    - 7.2.3 Conclusions pratiques
  - 7.3 Déperditions thermiques hivernales
    - 7.3.1 Rayonnement en direction du ciel
    - 7.3.2 Estimation de l'effet sur les déperditions
    - 7.3.3 Conclusions pratiques
    - 7.3.4 Annexe : calcul des pertes vers l'air extérieur et le ciel
- 8. Etudes paramétriques
  - 8.1 Buts et moyens
  - 8.2 Critères de choix
    - 8.2.1 Vitrage de l'écran
    - 8.2.2 Vitrage de la paroi intérieure
    - 8.2.3 Store
    - 8.2.4 Résultats et conclusions
  - 8.3 Coefficient de transfert de chaleur apparent du canal
  - 8.4 Annexe : définition des données de base
    - 8.4.1 Façade et local type
    - 8.4.2 Cadres de fenêtres et vitrages
    - 8.4.3 Contre-cœur (allège)
    - 8.4.4 Stores
    - 8.4.5 Energie
    - 8.4.6 Canal de la double-peau
    - 8.4.7 Ecran
    - 8.4.8 Coefficients de transfert surfacique de chaleur
    - 8.4.9 Conditions météorologiques
- 9. Conclusions
- 10. Dossiers
  - Typologie et réalisations
  - Bâtiment Telecom-PTT
  - Bâtiment Felimob
  - Lumière naturelle
  - Aspects acoustiques

## Remerciements

Ce travail de recherche a été rendu possible grâce au soutien des organismes et personnes suivantes :

- l'Office Fédéral de l'Energie (OFEN), qui a assuré le financement des ressources humaines du projet,
- l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL), qui a mis son infrastructure à disposition,
- M. R. Hastings (OFEN), qui a assuré le rôle de parrain,

ainsi que tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à ce travail,

.... qu'ils soient ici tous sincèrement remerciés.

Tirage : 100 exemplaires  
Lausanne, juin 1998  
Réimpression : 30 ex. oct. 1999, 30 ex. fév. 2001, 30 ex. fév. 2004



ÉCOLE POLYTECHNIQUE  
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

# La façade double-peau

**Préface**

**Chapitre 6      Principes physiques**

**Chapitre 7      Etablissement des considérations pratiques**

**Chapitre 8      Etudes paramétriques**

**Chapitre 9      Conclusions**

**PROJET OFEN**

**LA FACADE DOUBLE-PEAU**

**RAPPORT FINAL - CHAPITRES 6 - - 9**

Tirage : 100 exemplaires  
Lausanne, juin 1998  
**Réimpression : 30 exemplaires, octobre 1999**



ÉCOLE POLYTECHNIQUE  
FÉDÉRALE DE LAUSANNE

# La façade double-peau

**Préface**

**Chapitre 6      Principes physiques**

**Chapitre 7      Etablissement des considérations pratiques**

**Chapitre 8      Etudes paramétriques**

**Chapitre 9      Conclusions**

Tirage : 100 exemplaires  
Lausanne, juin 1998  
Réimpression : 30 ex. oct. 1999 et 30 ex. fév. 2001