

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL

UNIVERSITÉ CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

G.M.



PROJET DE FIN D'ÉTUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGÉNIEUR DE CONCEPTION

Titre :

**MODELISATION D'UN SYSTEME DE CLIMATISATION
PAR MACHINE A ABSORPTION SOLAIRE**

Auteur : *Mouhamed DIOP*

Directeur : *Banda NDOYE*

Co-directeur : *Mamadou SARR*

DATE : juillet 1996

*A ma mère Sokhna Guèye,
A mon père Assane Diop,
A mon frère Cheickh T. Diop, que son
âme repose en paix*

REMERCIEMENTS

J'aimerais exprimer ma reconnaissance à tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce travail. Ces remerciements vont tout spécialement aux élèves-ingénieurs qui n'ont aucunement ménagé aides et conseils. Plus particulièrement Assane Fall et Saliou Yade pour leurs conseils en Turbo Pascal, la deuxième année pour son aide technique, tout spécialement les élèves suivants: Abdoulaye Wade, Abdoulaye Kane, Haby Kane, Malick Niang, Massamba Touré, Mouhamed Thioye, et enfin les secrétaires Rose Faye, Ndèye Fall et Seynabou Sèye. Je remercie enfin mon directeur de projet Banda Ndoeye qui n'a ménagé aucun effort pour nous fournir de précieux documents.

SOMMAIRE

Le but de ce travail est d'étudier la climatisation solaire par machine à absorption. Après une modélisation du groupe frigorifique, découlant d'une étude du cycle à absorption eau-bromure de lithium, nous avons procédé à l'analyse des influences de paramètres extérieurs sur les performances de la machine. Ensuite, nous avons effectué une étude détaillée des sollicitations thermiques qui existent dans un bâtiment pour mettre en place un outil de calcul des charges frigorifiques. Cet outil pourra ainsi nous permettre d'évaluer pour un pas de temps d'une heure, les charges thermiques d'un local donné de 8 heures à 17 heures (heures solaires).

Les paramètres extérieurs de fonctionnement influent beaucoup sur les performances du groupe à absorption. En effet, une augmentation de la température de rejet de chaleur (eau de refroidissement), par l'effet qu'elle induit sur les températures à l'absorbeur et au condenseur, participe à une détérioration du COP et de la capacité de réfrigération du groupe. Par contre, il est nécessaire, pour l'obtention d'un COP et d'une capacité de réfrigération élevée de faire fonctionner le groupe avec des températures d'eau chaude élevées. Toutefois, les températures d'eau chaude fournies par les capteurs actuels (80 à 100°C) seront largement suffisantes pour obtenir de bonnes performances.

Les groupes frigorifiques à absorption alimentés par énergie thermique solaire occupent une place de choix dans la vaste gamme de systèmes de climatisation solaire. Ils ont le grand avantage de suivre l'évolution de la charge thermique contrairement aux autres systèmes de climatisation. C'est pourquoi beaucoup de travaux de recherche sont actuellement en cours pour l'amélioration de ces machines.

Mots-clés: machine frigorifique, cycle à absorption, bromure de lithium, charges thermiques.

TABLES DES MATIERES

	PAGE
Remerciements.....	I
Liste des tableaux.....	II
Liste des figures.....	III
Sommaire.....	IV
INTRODUCTION.....	1
I-RAPPEL SUR LES MACHINES FRIGORIFIQUES.....	2
1-Les machines frigorifiques à compression.....	2
a)Définition.....	2
b)Cycle théorique d'une machine frigorifique à compression.....	3
c)Expression du travail à fournir.....	4
d)Coefficient d'efficacité frigorifique K_f	4
e)Expression de K_f pour une machine frigorifique fonctionnant selon un cycle de Carnot	4
f)Modifications apportées au cycle théorique.....	5
2-Systèmes de réfrigération utilisant un cycle thermo-mécanique.....	6
3-Systèmes de réfrigération à cycle purement thermique.....	7
4-Machine à absorption à cycle permanent.....	9
a)Description de la machine.....	9
b)Réalisation d'un système de production de froid solaire.....	12
II-LE RAYONNEMENT SOLAIRE.....	14
1-Données géométriques.....	14
a)Heure légale et heure solaire.....	14
b)Hauteur et azimut du soleil.....	15
2-Données énergétiques.....	16
III-MODELISATION DU GROUPE A ABSORPTION.....	18
1-Rappels sur les diagrammes thermodynamiques.....	18
a)Loi des phases.....	18
b)Le diagramme de Merkel.....	19
c)Le diagramme de Oldham.....	22
d)Equations d'état des fluides de travail.....	24
2-Etude des éléments de la machine.....	25
a)Le générateur.....	25
1)Description.....	25
2)L'échange de matière.....	26

3)Equation caractéristique du cycle suivi dans le générateur.....	26
b)L'absorbeur.....	27
1)Description.....	27
2)Equations du cycle dans l'absorbeur.....	28
c)L'échangeur de solution.....	28
d)Dispositifs technologiques.....	29
1)La pompe de solution.....	29
2)Le puits de solution.....	29
d)Le condenseur.....	30
e)La détente.....	30
f)L'évaporateur.....	30
3-Système d'équations.....	30
a)Equilibre des produits du cycle.....	31
b)Equations de conservation de débit et du LiBr.....	31
c)Etude thermique des éléments.....	32
4-Résolution.....	33
a)La conception.....	33
b)La simulation.....	34
1)Influence de la température au générateur.....	35
2)Influence de la température de rejet de chaleur.....	35
5-Environnement énergétique des systèmes de réfrigération solaire.....	39
a)Les capteurs solaires.....	39
b)Accumulation d'énergie.....	40
c)Rejet de chaleur.....	40
d)Sources d'énergie auxiliaires.....	40
IV-EVALUATION DES CHARGES.....	41
1-Synthèse.....	41
2-Conditions extérieures.....	41
a)Les facteurs climatiques.....	41
b)La température sèche extérieure.....	41
c)La température humide et le degré hygrométrique.....	42
d)Variation de la température extérieure sèche et de la température humide en fonction du type de climat.....	43
1)Climat tropical.....	43
2)Climat océanique.....	44
3)Climat tempéré.....	44
4)Climat nordique.....	44
5)Climat désertique.....	44
e)Le rayonnement solaire.....	45
f)Calcul des apports extérieurs.....	45
1)Parois opaques.....	45
2)Transmission de chaleur à travers les vitrages.....	47
3)Infiltrations d'air extérieur.....	49

3-Conditions intérieures.....	51
a)Apports dûs aux occupants.....	51
b)Apports dûs aux machines électriques.....	52
c)Apports dûs à l'éclairage.....	53
4-Exemple d'évaluation.....	54
CONCLUSION.....	58
ANNEXES.....	59
Machine à absorption.....	60
Evaluation des charges.....	63

LISTE DES TABLEAUX

TITRE	PAGE
Paramètres capteurs	39
Coefficients de convection parois	45
Estimation des débits massiques d'infiltration	50
Ecart virtuel de températures pour les toits: tab.1	64
Ecart virtuel de températures pour les murs: tab.2	65
Correction écart virtuel de températures: tab.3	66
Apports effectifs vitrage ordinaire latitude 0°NORD	67
Apports effectifs vitrage ordinaire latitude 10°NORD	68
Apports effectifs vitrage ordinaire latitude 20°NORD	69
Apports effectifs vitrage ordinaire latitude 30°NORD	70
Apports effectifs vitrage ordinaire latitude 40°NORD	71
Apports effectifs vitrage ordinaire latitude 50°NORD	72
Coefficients de trouble et d'altitude	73
Type de murs et coefficients de transfert	73
Coefficients de correction apports des effectifs d'un vitrage	74
Coefficients de correction des apports effectifs d'un vitrage	75
Coefficients de correction des apports effectifs d'un vitrage	76
Facteurs solaires des vitrages spéciaux simple épaisseur	77
Facteurs solaires des vitrages spéciaux double et triple	78
Facteurs solaires des dalles, pavés de verre et coupoles d'éclairage en matière plastique	79
Facteurs solaires des protections intérieures	80
Facteurs solaires des protections entre vitrages	80
Facteurs solaires des protections extérieures	80
Apports dûs aux occupants	81

LISTE DES FIGURES

TITRES	PAGE
Schéma de principe de représentation symbolique du cycle frigorifique ditherme	2
Cycle d'une machine frigorifique	3
Cycle frigorifique de Carnot dans le diagramme entropique	4
Cycle théorique d'une machine frigorifique	6
Système à cycle de Rankine et compression de vapeur	7
Schéma de fonctionnement du cycle tritherme	8
Schéma d'un groupe à absorption	11
Schéma de principe pour une réfrigération solaire	12
La course du soleil et sa projection stéréographique	14
Spectre solaire	17
Intensités approximatives du rayonnement solaire	17
Schéma du groupe frigorifique à absorption	18
Diagramme de Merkel	21
Diagramme de Oldham	23
Schéma du générateur	25
Echangeur de matière	26
Schéma de l'absorbeur	27
Organigramme des calculs thermodynamiques	37
Courbes des influences des paramètres extérieurs	38
Schéma du local étudié	54
Performances expérimentales d'un groupe (ARKLA WFB300)	61
Performances expérimentales d'un groupe (ARKLA WFB300)	62
Différents types de protection antisolaire des vitrages	79
Diagramme de l'air humide	82

INTRODUCTION:

Dans le contexte actuel de crise énergétique, l'énergie solaire peut être un recours très important. En effet, cette énergie calorifique à température modérée est disponible un peu partout sous une forme intermittente, et particulièrement en Afrique où elle constitue une source inépuisable. Jusqu'ici, elle n'a été vraiment utilisée que dans le domaine de l'eau chaude sanitaire, du séchage et de sa conversion photovoltaïque. Cependant la production de froid à partir de cette énergie est envisageable pour nos pays. Parmi les divers systèmes utilisés pour cela, la machine à absorption semble être une voie très prometteuse en ce sens qu'elle a été réalisée avec succès dans le cas de la climatisation des locaux. Dans ce cas d'utilisation de l'énergie solaire, à chaque instant, il existe une très bonne corrélation entre la consommation et le pourcentage disponible de la puissance du soleil.

Le projet qui nous concerne consiste en la recherche des performances d'un tel système en prenant en compte les facteurs qui vont influencer le régime de fonctionnement de l'installation.

D'abord, il a été développé un outil pour les calculs thermodynamiques d'une machine à absorption utilisant le cycle eau-bromure de lithium; cela nous permettra de rechercher les influences des paramètres extérieurs. Ensuite, nous avons procédé à l'établissement d'un programme d'évaluation des charges thermiques d'un local donné.

I - Rappel sur les machines frigorifiques

1 - Les machines frigorifiques à compression

a) Définition

Du point de vue thermodynamique, c'est une machine à deux sources de chaleur et dont le fluide frigorigène décrit un cycle fermé dans le sens indirect.

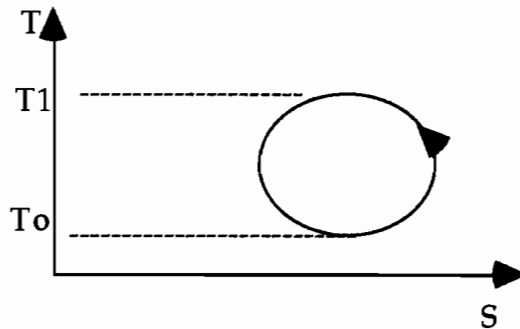
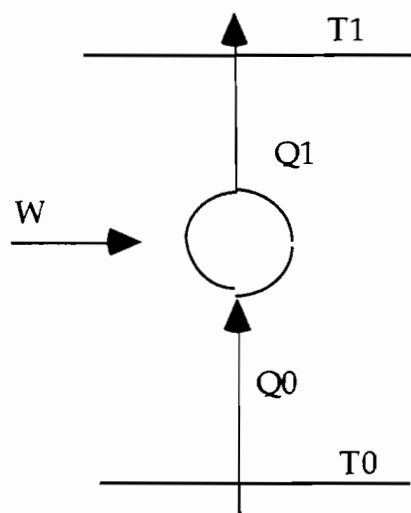
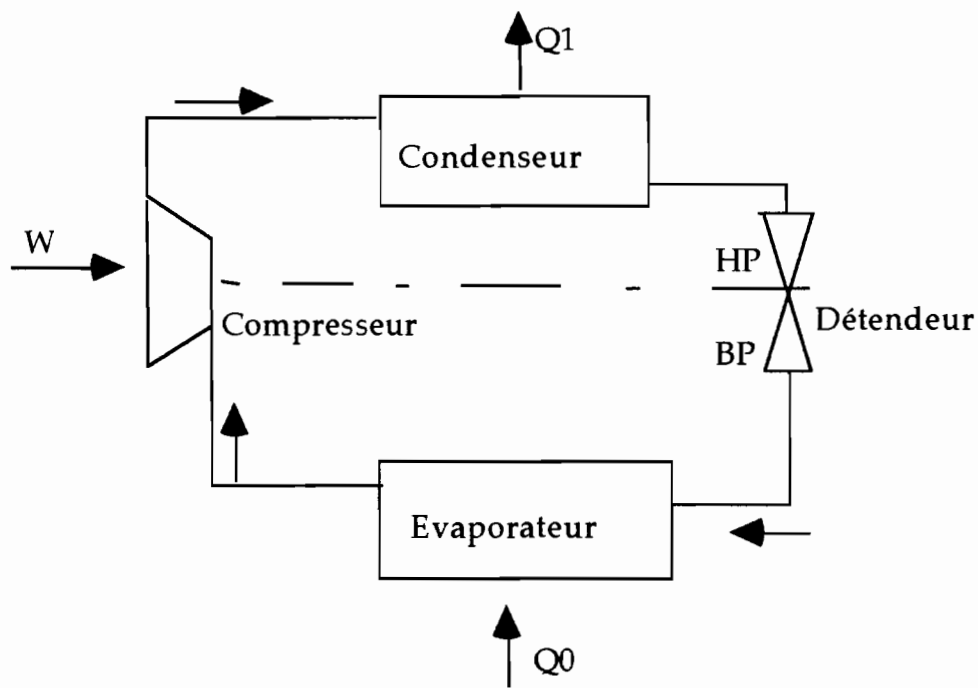


Fig. 1: Cycle d'une machine frigorifique

La machine comprend divers éléments (figure 2) :

- le compresseur qui utilise de l'énergie travail pour comprimer le frigorigène
- le condenseur où le frigorigène subit une condensation en dégageant de l'énergie chaleur,
- le détendeur qui permet le passage du frigorigène de la haute pression à la basse pression du cycle
- l'évaporateur où le frigorigène subit une évaporation à basse pression en utilisant de l'énergie chaleur du milieu à réfrigérer.



$$T_1 > T_0$$

$$W \text{ et } Q_0 > 0, Q_1 < 0$$

Fig. 2: Schéma du principe de représentation symbolique du cycle frigorifique ditherme

b) Cycle théorique d'une machine frigorifique à compression.

Soit le cycle de Carnot parcouru en sens indirect, c'est-à-dire en cycle frigorifique :

- source chaude à T_1 ,
- source froide à T_0 ,
- Q_0 est prise à la source froide,
- Q_1 est cédée à la source chaude.

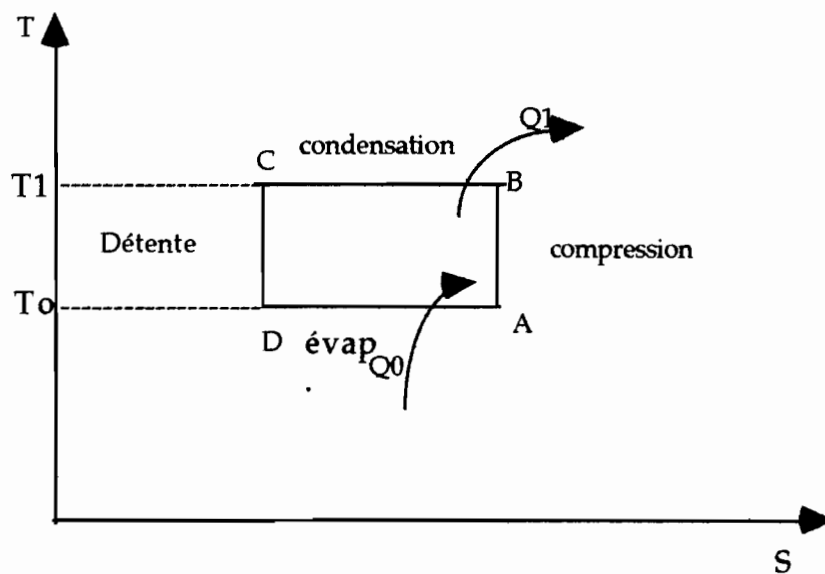


Fig. 3: Cycle frigorifique de Carnot dans le diagramme entropique

c) Expression du Travail à fournir

Le transfert de chaleur d'une source froide vers une source chaude étant impossible sans l'intervention d'un travail extérieur, le fonctionnement de la machine nécessite la présence d'une source extérieure d'énergie.

Le premier principe donne :

$$W + Q_1 + Q_0 = 0$$

$$\Rightarrow W = - (Q_1 + Q_0)$$

d) Coefficient d'efficacité frigorifique Kf

C'est le rapport de la quantité de chaleur Q_0 soutirée à la source froide au travail à fournir à la machine W :

$$Kf = \frac{Q_0}{W}$$

e) Expression de Kf pour une machine frigorifique fonctionnant selon un cycle de Carnot

$$Q_0 = T_0 * (S_A - S_D)$$

$$Q_1 = T_1 * (S_C - S_B) = T_1 * (S_D - S_A)$$

$$Kf_{\max} = \frac{Q_0}{W} = \frac{T_0 * (S_A - S_D)}{-T_0 * (S_A - S_D) + T_1 * (S_A - S_D)}$$

$$\Rightarrow Kf_{\max} = \frac{T_0}{T_1 - T_0}$$

Kf est maximal pour une machine frigorifique fonctionnant selon un cycle de Carnot. Pour toute autre machine, Kf sera inférieur à Kfmax.

f) Modifications apportées au cycle théorique

Dans le cycle de Carnot précédemment étudié, le compresseur travaille en "régime humide" c'est-à-dire qu'il y a des gouttelettes liquides qui apparaissent dans le fluide, préjudiciables au bon fonctionnement du compresseur. Pour éviter cet inconvénient, on effectue la compression sur de la vapeur sèche.

Le compresseur aspire cette vapeur qui se surchauffe au cours de la compression (isentropique). Ainsi, le compresseur travaille en régime sec.

De plus, l'installation est simplifiée en remplaçant l'organe de détente isentropique par une simple vanne de laminage (détente de Joule-Thomson).

Donc la détente ne sera plus isentropique mais isenthalpique.

Comme ces modifications sont les origines de beaucoup d'irrégularités internes, on introduit un rendement exergetique qui exprime le défaut de ce cycle par rapport à celui de Carnot fonctionnant dans les mêmes conditions.

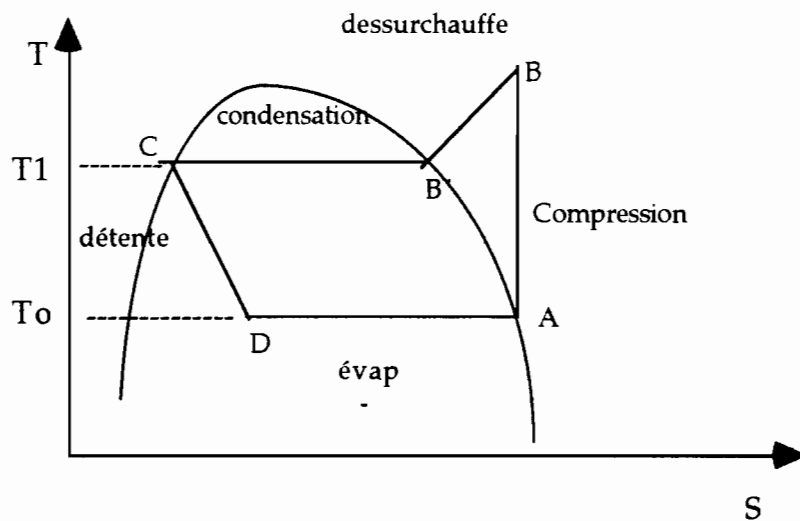


Fig. 4: Cycle théorique d'une machine frigorifique sur un diagramme T,S

2 Systèmes de réfrigération utilisant un cycle thermo-mécanique

exemple du cycle de RANKINE (figure 5)

Ces systèmes ont été les premières solutions utilisées pour la production du froid à partir de l'énergie solaire. Ils reçoivent de l'énergie chaleur, la convertissent en énergie mécanique qui est utilisée ensuite pour entraîner un système de réfrigération conventionnel à compression.

La chaleur est fournie au bouilleur du système par un capteur ou par un accumulateur thermique. La vaporisation du fluide de travail s'effectue dans le bouilleur ; si nécessaire, la vapeur est séparée du liquide, puis traverse la turbine qui fournit du travail mécanique. Suivant le fluide de travail choisi, la vapeur traverse (ou non) ensuite un récupérateur de chaleur où elle cède une partie de son énergie avant de traverser le condenseur, où elle est liquéfiée. Le liquide condensé est pompé et traverse le récupérateur pour regagner le bouilleur.

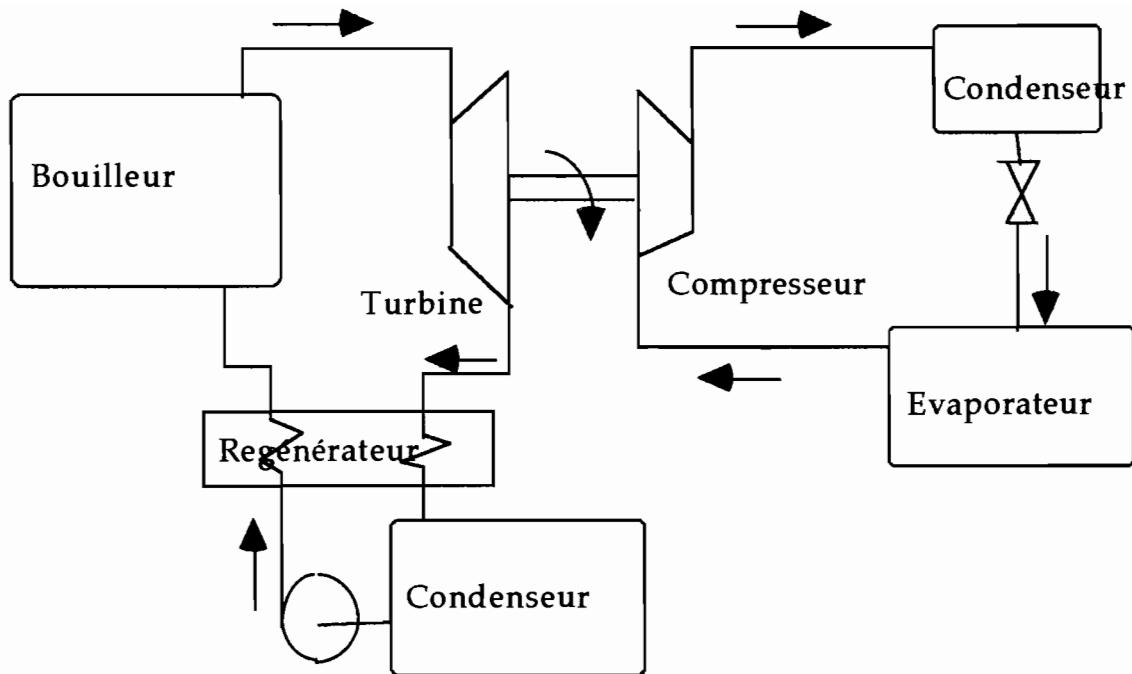


Fig. 5 : Système à cycle de Rankine et compression de vapeur

Le récupérateur sert à améliorer le rendement du système en transférant à l'alimentation du bouilleur l'énergie disponible à l'échappement de la turbine.

L'énergie mécanique obtenue grâce à cette machine thermique est utilisée pour entraîner un compresseur, soit directement, soit par l'intermédiaire d'un système électrique générateur-moteur.

On remarquera que le système complet comporte cinq échangeurs de chaleur, plus la turbine et le compresseur.

Les coefficients de performance de ces systèmes en expérimentation ne dépassent pas 0,6.

A cela, il faut ajouter le coût élevé de ces systèmes du fait du nombre de composants.

3 Systèmes de réfrigération à cycle purement thermique

Ces systèmes utilisent un cycle purement thermique à trois températures (cycles trithermes).

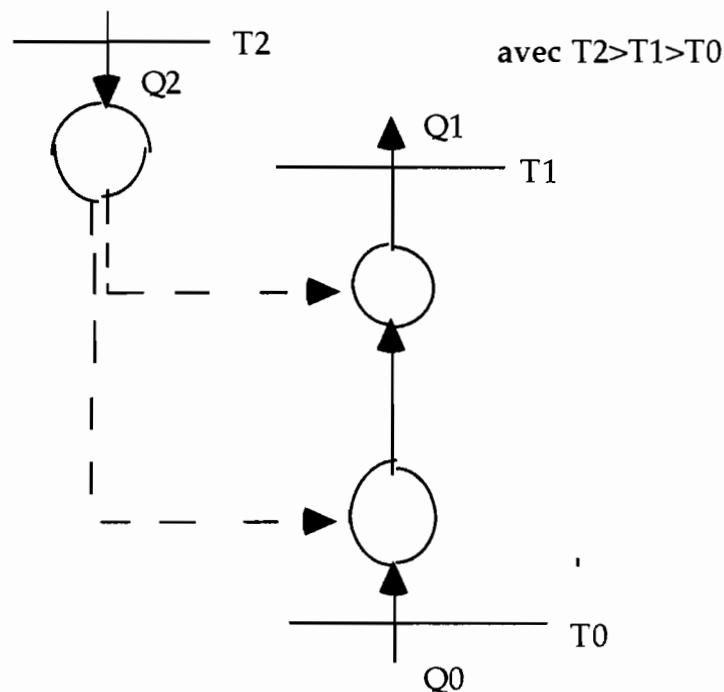


Fig. 6: Schéma de fonctionnement du cycle tritherme

Ils reposent sur des différences d'affinités entre deux corps, suivant leurs conditions thermodynamiques : pression, température, concentration. Pour qu'une telle affinité puisse se manifester et être exploitée, il est nécessaire que l'un des deux corps au moins ne soit pas gazeux, et qu'ils ne soient pas tous deux solides.

Lorsqu'il s'agit de l'affinité physique entre deux fluides (liquide - liquide ou liquide - vapeur), le phénomène est appelé absorption ; au contraire, l'affinité physique d'un solide pour un gaz est appelé adsorption.

Si l'on exclut, pour des raisons de simplicité et de fiabilité, la possibilité de faire circuler le solide de façon cyclique dans différents organes aux fonctions bien spécifiées, les systèmes utilisant un solide ne peuvent fonctionner de façon permanente : la réfrigération recherchée s'opère de façon intermittente, qui peut très bien s'adapter aux besoins eux-mêmes calqués sur un rythme journalier de la

température (et parfois de l'occupation des locaux). Au contraire, l'utilisation d'affinités entre fluides seulement permet une circulation facile de ces fluides et donc un fonctionnement continu ; le fonctionnement intermittent reste bien entendu possible, et peut même diminuer le nombre de composants du système.

4 Machine à absorption à cycle permanent

a) Description de la machine (figure 7)

Le groupe frigorifique à absorption est composé de quatre échangeurs permettant un transfert d'énergie entre le mélange solvant-frigorigène du cycle d'absorption et trois sources extérieures à la machine. La chaleur est échangée grâce aux trois circuits d'eau chaude, d'eau glacée et d'eau de refroidissement qui matérialisent les trois niveaux de température de la machine tritherme. Le solvant et le frigorigène qui constituent le fluide de travail ont l'un pour l'autre une forte affinité.

Pour examiner comment fonctionne ce système, considérons d'abord le générateur.

On apporte de la chaleur à une solution de frigorigène et de solvant contenue dans le générateur, ce qui produit une évaporation du réfrigérant, qui se sépare du mélange en abandonnant une solution pauvre en réfrigérant. La vapeur produite pénètre dans le condenseur, où elle se liquéfie en cédant de la chaleur. L'ensemble du générateur et du condensateur constitue la partie à haute pression du système. Le frigorigène liquide accumulé dans le condenseur peut ensuite être détendu de cette zone à haute pression vers un évaporateur à basse pression, où il s'évapore en effectuant la réfrigération.

Après évaporation du frigorigène dans l'évaporateur et extraction de chaleur du milieu à réfrigérer, le frigorigène pénètre dans l'absorbeur. Dans celui-ci, la vapeur de frigorigène se recombine avec le mélange en provenance du générateur, pauvre en frigorigène.

Comme cette recombinaison est exothermique, il faut extraire de la chaleur de l'absorbeur afin de maintenir sa température suffisamment basse pour conserver l'affinité élevée dont on a besoin entre le frigorigène et la solution. La solution résultante, riche en frigorigène, est recueillie au fond de l'absorbeur et est repompée dans le générateur par une pompe de solution pour y maintenir un niveau requis et une concentration imposés. C'est cette même pompe qui assure la différence de pression requise dans le système.

La nécessité de faire circuler de façon continue, d'une part, la solution pauvre en frigorigène, depuis le générateur à température élevée jusqu'à l'absorbeur à basse température, et d'autre part la solution riche en réfrigérant, à contre-courant, suggère l'utilisation du récupérateur. C'est un simple échangeur de chaleur qui minimise les pertes de chaleur associées aux transferts de fluides entre les deux composants.

En l'absence du récupérateur, la charge thermique sur le capteur solaire et le rejet thermique associé à l'absorbeur seraient augmentés, d'où une diminution du coefficient de performance du système. Le système de réfrigération à absorption comprend donc cinq échangeurs de chaleur et une pompe, ainsi que la tuyauterie et la régulation nécessaires.

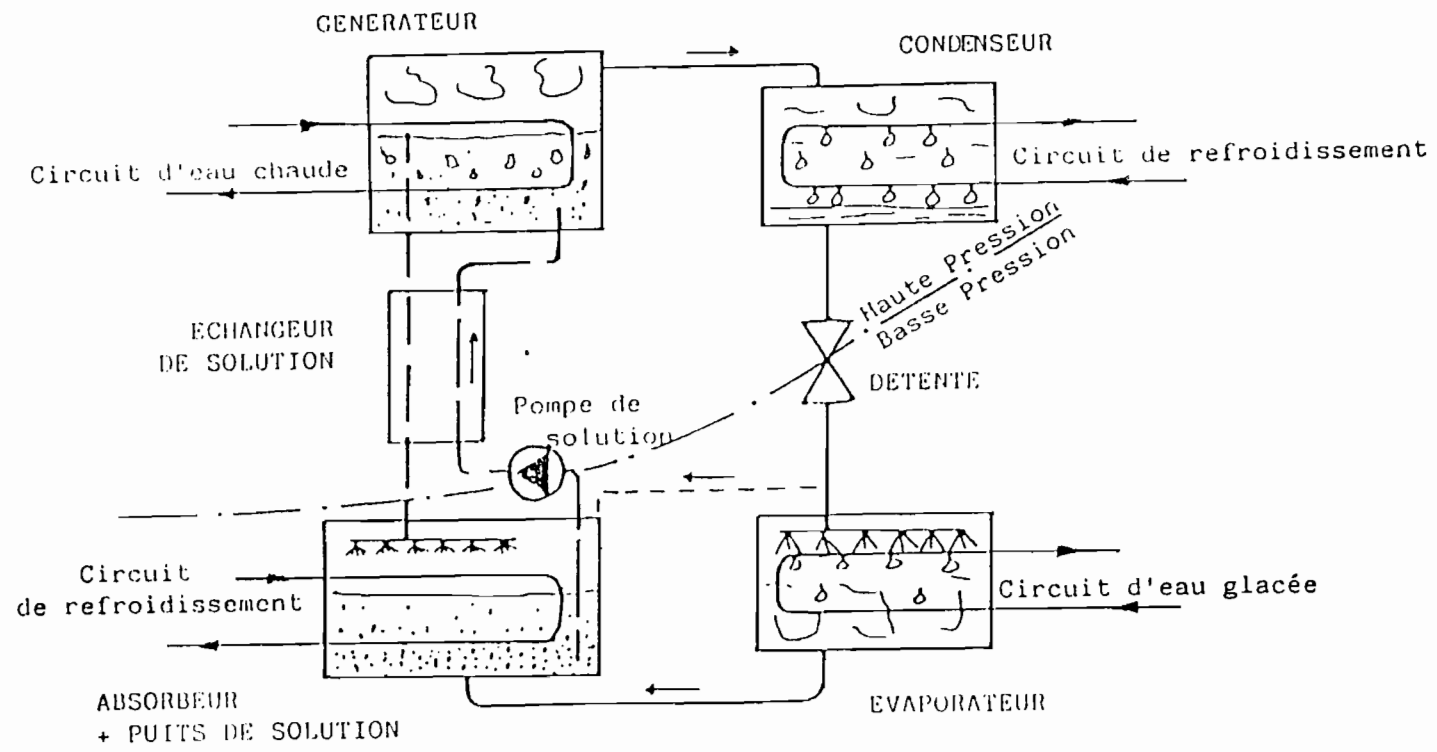


Fig.7: Schéma d'un groupe à absorption

b) Réalisation d'un système de production de froid solaire (figure 8)

La filière de production de froid solaire par machine à absorption à cycle continu est constituée des ensembles suivants :

- système de collecte de l'énergie solaire,
- groupe frigorifique à absorption,
- stockage et distribution d'énergie.

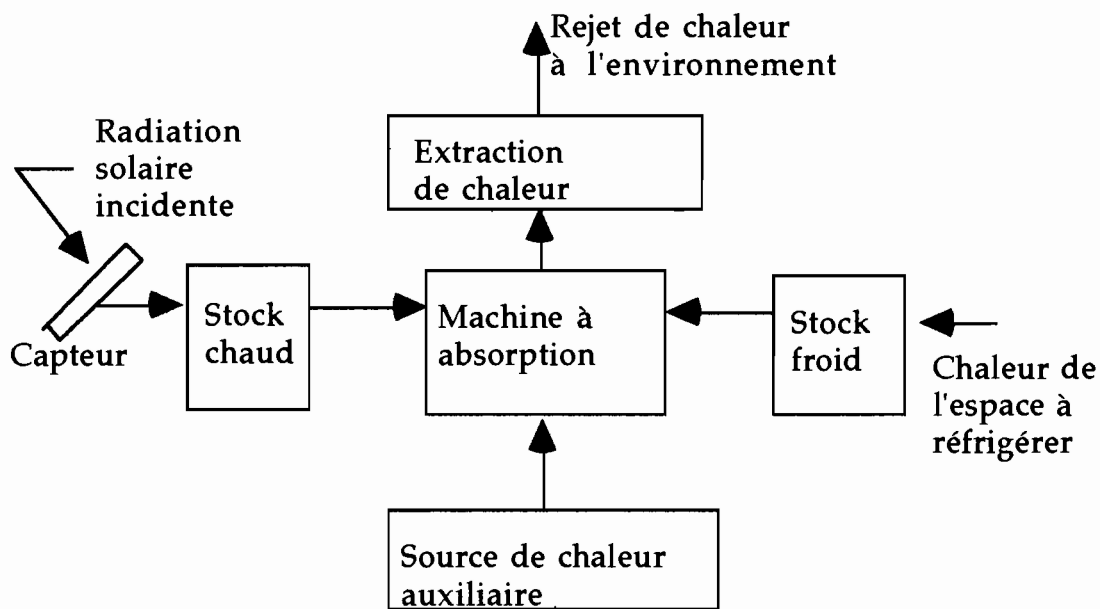


Fig. 8: Schéma de principe pour une réfrigération solaire

La machine consomme une énergie thermique directement fournie par le système capteur, il n'est pas nécessaire de transformer cette chaleur en travail.

DUMINIL propose de chiffrer le comportement du système grâce à un coefficient de performance frigorifique solaire défini par :

$$\varepsilon_g = \varepsilon_f \times n_f \times n_{cap}$$

ε_f = efficacité théorique du cycle à absorption

n_f = rendement exergétique du cycle à absorption

n_{cap} = rendement de captation

$$\text{ou encore } \varepsilon_g = \text{COP}_f \times n_{cap}$$

avec COP_f coefficient de performance frigorifique de la machine.

Le système décrit, et appréhendé grâce à ce coefficient ne tient pas compte du caractère aléatoire des deux phénomènes d'insolation et de besoin de froid pour climatiser le bâtiment. Une réponse est apportée à ce problème avec l'insertion de dispositifs de stockage sur l'installation. Cette opération peut cependant prendre des formes diverses selon le principe de stockage adopté : par chaleur sensible, latente ou sous forme chimique, et selon la forme d'énergie accumulée : chaleur fournie par le champ de capteurs, ou énergie frigorifique produite par le groupe.

Ces considérations nécessitent la définition d'une gestion énergétique de l'installation qui s'appuie sur des critères résultants de travaux théoriques.

Cette approche doit être complétée par l'observation de résultats qui traduisent le comportement dynamique du système de climatisation. Il faut rappeler que la fourniture énergétique solaire est caractérisée par de fortes variations journalières, saisonnières et, de plus, aléatoires. Il en va de même du besoin thermique du bâtiment qui dépend des paramètres variables comme les conditions météorologiques, l'activité des locaux.

II - Le rayonnement solaire

1 - Données géométriques

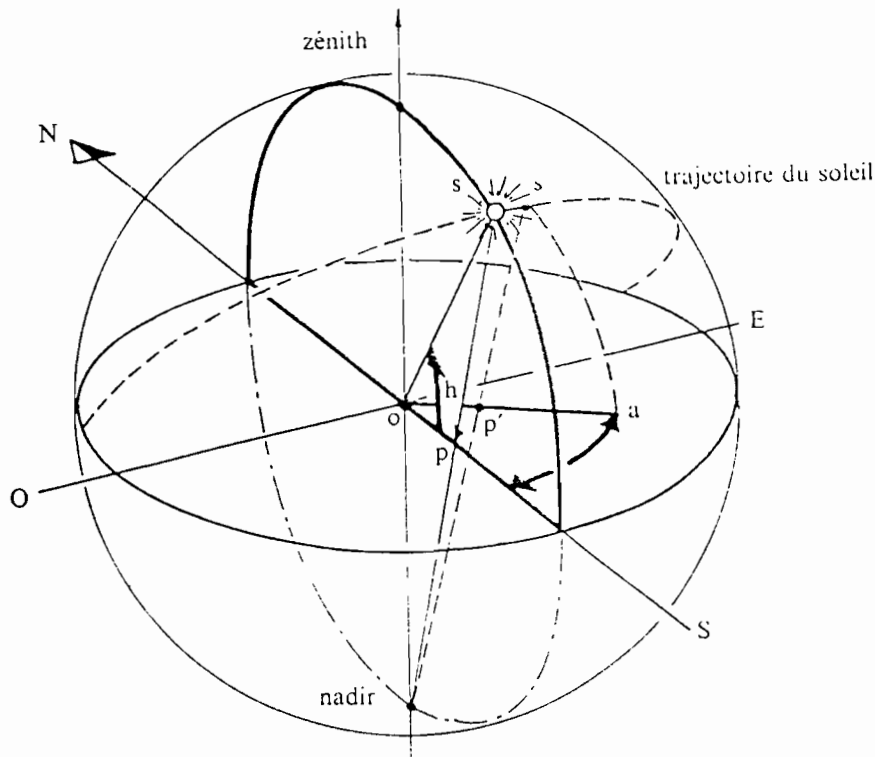


Fig.9: La course du soleil et sa projection stéréographique

a) Heure légale et heure solaire

L'heure solaire est définie par la rotation de la terre. Le midi solaire correspond au passage du soleil au méridien. Cette heure change au cours de l'année et à chaque méridien, ce qui n'est pas pratique. L'heure légale est commune à tout un fuseau horaire, et la durée de l'heure ne varie pas au cours du temps. On passe de l'heure légale à l'heure solaire H_{sol} par :

$$H_{sol} = H_{lég} + T/60 + L/15 - F \text{ (heure)}$$

où $H_{lég}$ est l'heure légale d'hiver. On ajoute une heure en été.

L est la longitude exprimée en degré, positive à l'Est de Greenwich, négative à l'ouest. Le décalage est de 15 minutes par degré longitude.

F est le décalage entre l'heure légale du lieu et l'heure légale de Greenwich.

T est une correction variable au cours de l'année, donnée par l'équation du temps. Elle est due à la combinaison des rotations de la Terre sur elle-même et autour du soleil. L'équation du temps est approximativement donné (en minutes) par :

$$T = -10,1 \sin(360(2J+31)/366) - 6,9 \sin(360J/366)$$

J = Jour de l'année

b) Hauteur et azimut du soleil

La position du soleil par rapport à un point sur la terre est déterminée par la hauteur h au dessus de l'horizon et par l'azimut a pris par rapport au Sud.

Ces deux paramètres dépendent eux-mêmes de la déclinaison d, qui est l'angle entre la direction du soleil et le plan de l'équateur, de la latitude Ø, et de l'heure solaire.

La déclinaison peut être calculée selon la formule approchée de Cooper :

$$d = 23,45 \sin(360(284 + J) / 365) \text{ en degrés}$$

La hauteur est alors donnée par :

$$\sin h = \sin d \sin \varnothing + \cos d \cos \varnothing \cos w$$

où w est l'angle horaire en degrés :

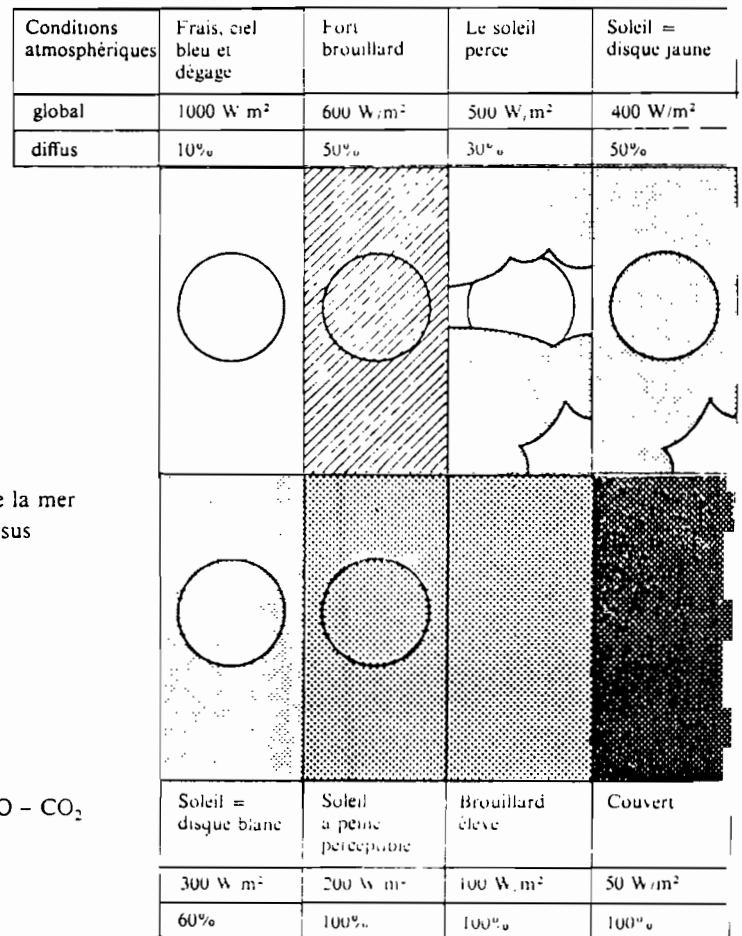
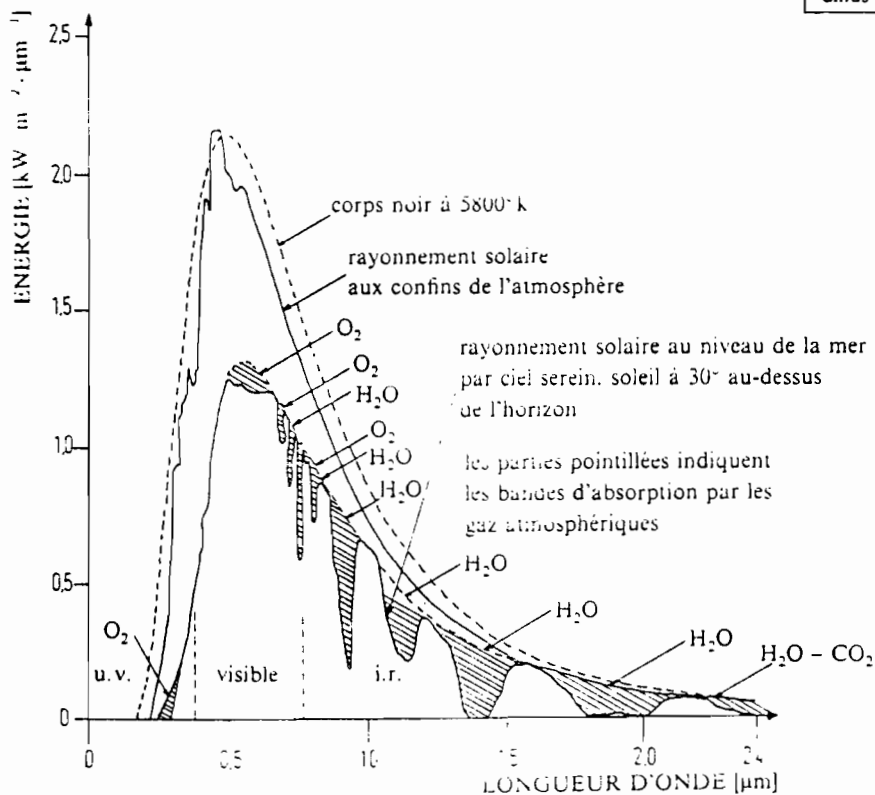
$$w = 15 (H_{\text{sol}} - 12)$$

et l'azimut, soit l'angle entre la direction du soleil et le plan du méridien par :

$$\sin a = \left(\frac{\cos d \sin w}{\cos(\text{Arc sin}(\sin \varnothing \sin d + \cos \varnothing \cos d \cos w))} \right)$$

Si $\cos w < \tan d / \tan \varnothing$, l'azimut est le supplément de l'angle a donné par l'équation précédente. L'azimut est positif vers l'Ouest, nul au Sud et négatif à l'Est. Sur la base de ces paramètres, il est aisé de déterminer à tout instant l'angle d'incidence θ des rayons solaires sur toute surface (par exemple un capteur solaire). Le plan tangent à la surface au point d'incidence étant défini par son angle de pente s (positif si la surface voit le sud), son azimut a et la latitude Ø du lieu, on obtient l'angle d'incidence en tout instant par :

Au niveau du sol, le rayonnement direct, provenant en droite ligne du soleil est donc diminué en intensité et son spectre est modifié. De plus, une composante diffuse apparaît, provenant du ciel bleu par beau temps, et des nuages plus ou moins gris par mauvais temps. L'intensité de ces deux composantes doit être prise en compte pour le calcul des gains solaires d'une installation quelconque. Une estimation grossière de ces composantes, valable en climat tempéré, est donnée à la figure 11.



III- Modélisation du groupe à absorption

Cette modélisation va être faite en établissant les équations de bilan de matière et d' énergie entre différents points particuliers du cycle (voir figure 12).

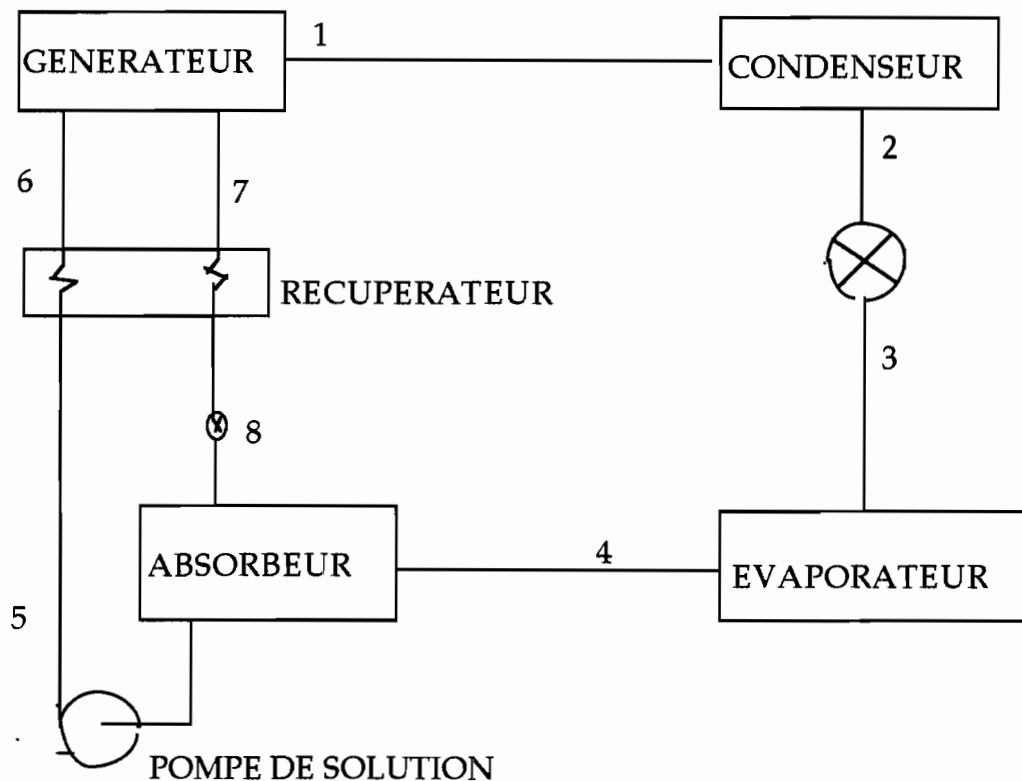


Fig.12: Schéma du groupe frigorifique à absorption

1-Rappels sur les diagrammes thermodynamiques

La mise en jeu, dans les équations caractéristiques de la machine à absorption, de mélanges binaires, rend plus difficile la description du cycle thermodynamique des constituants. Les diagrammes de représentation sont plus complexes et moins utilisés, à cause du moindre développement de ces procédés à l'échelle industrielle.

a) Loi des phases

La loi des phases décrit le nombre de degrés de liberté d'un système, c'est à dire le nombre de variables thermodynamiques nécessaires pour décrire son équilibre. Elle s'écrit pour un système à n composants et φ phases:

$$v = n + 2 - \varphi$$

v est aussi appelée variance du système.

Pour la machine à absorption, cette règle peut être appliquée en considérant un régime permanent. Avec ce régime, l'équilibre est supposé atteint en tout point du cycle interne.

Ainsi pour le mélange LiBr-H₂O, en tenant compte de la présence des phases liquide et vapeur dans le cycle à absorption, on obtient $v=2$.

C'est ce résultat qui conditionne les différents types de représentation des propriétés du couple solvant-frigorigène, et l'utilisation possible de ces diagrammes. Les variables thermodynamiques généralement retenues sont:

- la pression
- les températures en différents points des circuits de solution et de frigorigène
- les enthalpies massiques du mélange
- le titre massique de la solution.

MERKEL et OLDHAM ont proposé deux représentations classiquement retenues, pour étudier le comportement d'un mélange employé dans un cycle à absorption.

b) Le diagramme de MERKEL

Ce diagramme indique les caractéristiques thermodynamiques d'un mélange binaire à l'équilibre : température , titre , enthalpie massique et pression , et ce , quelque soit l'état de la solution liquide ou vapeur . Dans un plan isobare , les enthalpies massiques sont portées en fonction de la composition massique pour toutes les phases du couple considéré . La définition des courbes d'ébullition commençante et de rosée sépare le plan en trois zones , à savoir :

- Les liquides sous refroidis , aux faibles enthalpies

- Les mélanges diphasiques
- Les vapeurs surchauffées , avec de fortes valeurs d'enthalpie

Il est intéressant de noter que sur les axes verticaux , pour $x = 0$ et $x = 1$, sont portées les propriétés du solvant et du frigorigène pur . Les chaleurs latentes de ces corps correspondent aux segments définis par l'intersection avec les courbes de rosée et d'ébullition.

L'allure de l'isotherme portée dans le diagramme s'explique par ces remarques :

- Dans la zone liquide , les réactions de mélange sont exothermiques , le tracé est alors incurvé .
- En région de mélange des phases , l'isotherme est une droite , inclinée par rapport à la verticale du fait de l'écart en teneur des produits , dans chaque phase présente .
- Compte tenu de la faiblesse des chaleurs de réaction dans la zone des vapeurs , le graphe correspond à un segment de droite .

Ce graphique est souvent complexe , suivant le mélange étudié .

Une représentation tridimensionnelle, avec un axe gradué selon le logarithme des pressions, traduit le comportement de solutions binaires. (Voir figure 13).

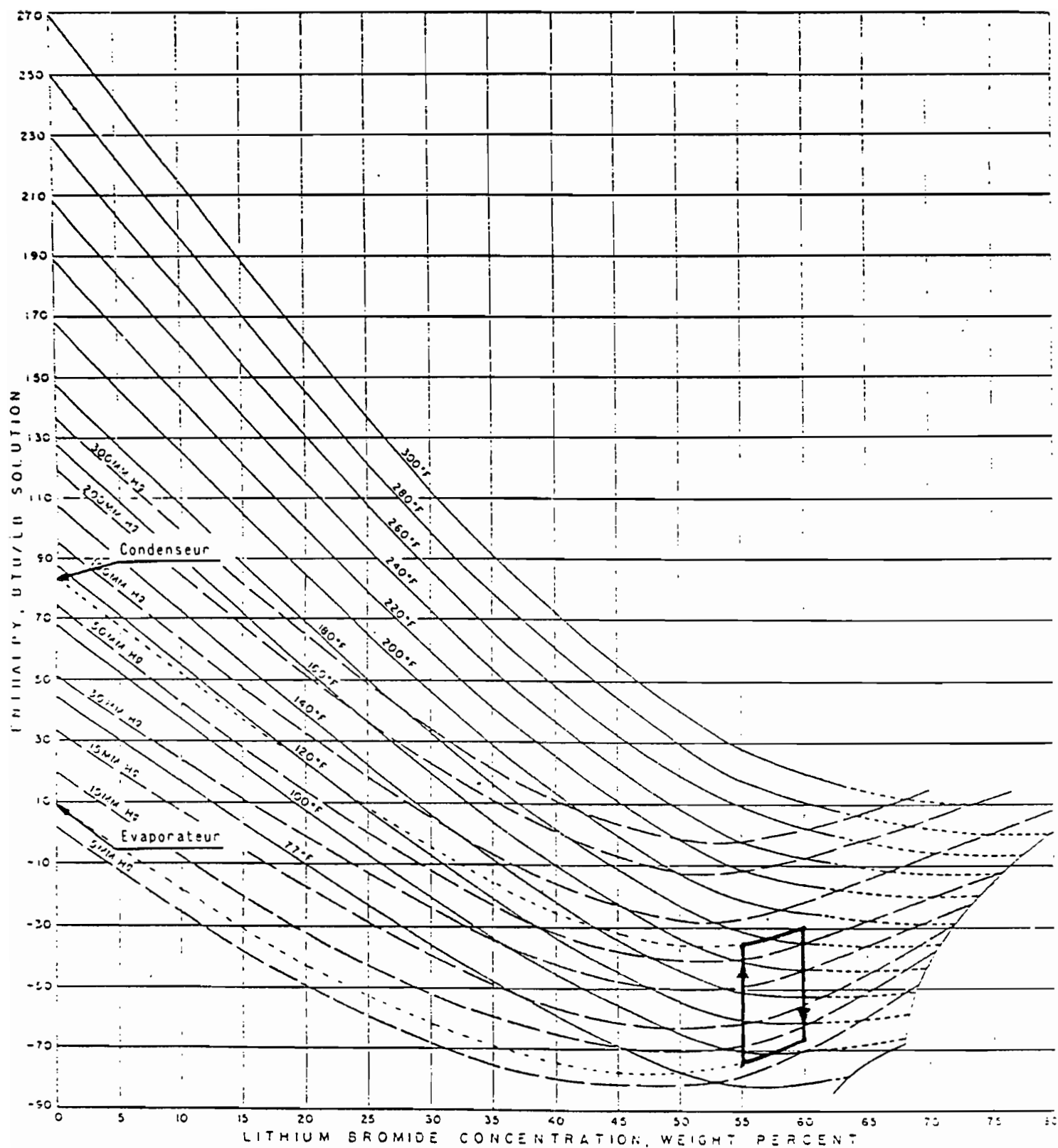


Fig.13: Diagramme de Merkel

c) Le diagramme de OLDHAM

La loi d'équilibre des mélanges peut-être approchée, grâce à un modèle mathématique : $\text{Log } P = A + \frac{B}{T} + \dots$

avec T, P température et pression d'un système à l'équilibre.

A, B coefficients calculés en fonction du titre, pour un mélange particulier.

Les premiers termes ont les poids les plus forts, le graphe de $\log P = f\left(\frac{1}{T}\right)$ coïncide avec des droites définies pour différentes valeurs de la concentration X .

Ce diagramme donne la pression en fonction de la température pour différentes solutions avec des titres donnés quelque soit l'état de la solution (liquide ou vapeur). Toutefois, dans l'application à la machine frigorifique à absorption, seul l'état liquide des solutions est considéré.

La représentation est bien adaptée pour détailler le cycle du couple de solution à l'intérieur de la machine. Elle visualise de manière claire les relations entre les grandeurs thermodynamiques. En A , la solution sort du puits de solution, à basse pression, riche en frigorigène ,elle subit l'effet de la pompe, traverse l'échangeur et pénètre dans le générateur où elle se chauffe puis cède progressivement du réfrigérant sous phase vapeur. Cette solution apporte ensuite de la chaleur au mélange qui lui succède au bouilleur, avant de se recombinaer avec le réfrigérant produit sur l'évaporateur. Enfin , elle s'écoule dans le puits de solution pour y être pompée à nouveau.

Le cycle tracé présente plusieurs points particuliers auxquels sont associés des valeurs caractéristiques de températures, titres des pressions de la solution.

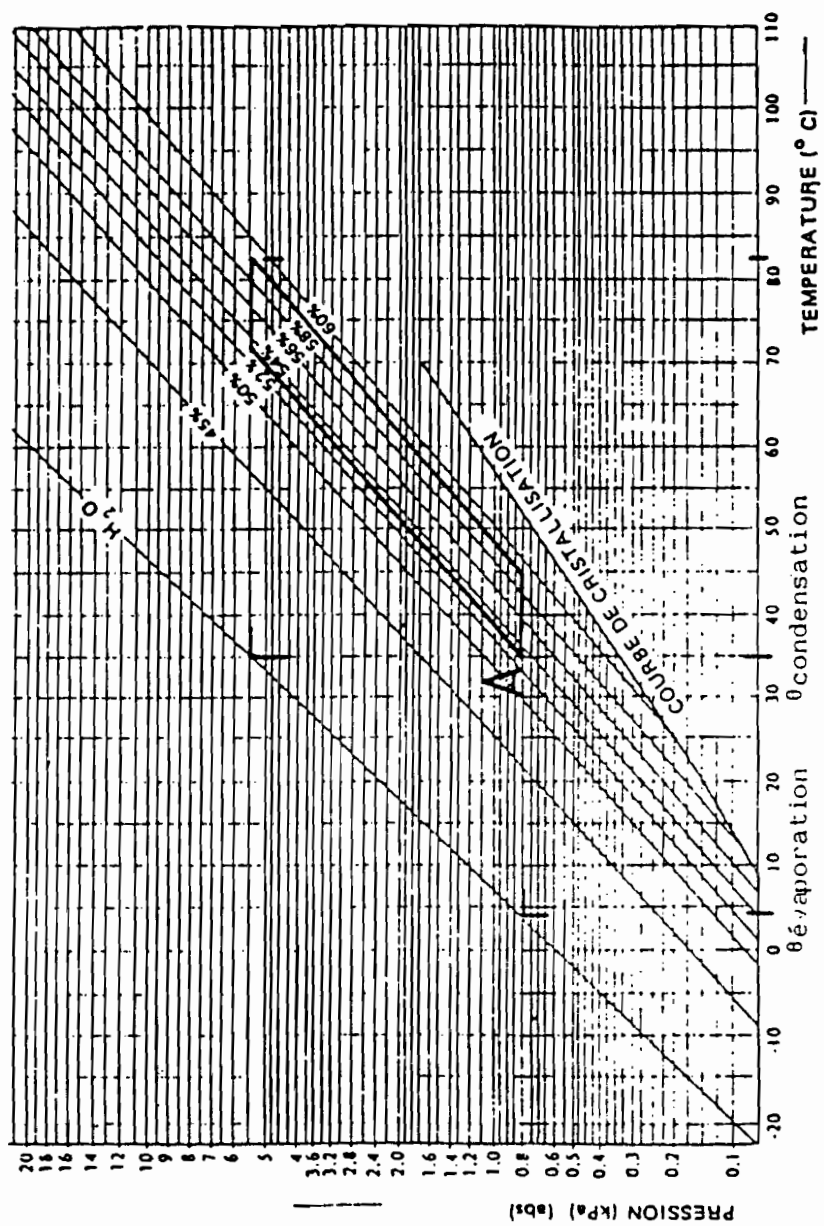


Fig.14:Diagramme de Oldham

d) Équations d'état des fluides de travail

Pour mettre sur pied le bilan thermique d'un composant quelconque et pouvoir dimensionner les surfaces de transfert thermique qui lui sont associées, il est nécessaire de connaître avec précision les enthalpies des fluides de travail à l'état liquide et gazeux en fonction de la température et de la concentration, ce que les diagrammes thermodynamiques de dimensions réduites ne permettent pas. Les relations ci-après ont été obtenues en ajustant des courbes sur les résultats expérimentaux. La température de référence pour les valeurs d'enthalpie est de 25°C.

-L'enthalpie de l'eau à la température T est:

$$\begin{aligned}h_{H_2O}(T) &= (T - 25) \text{ kcal / kg} \\ &= 4,185 \cdot (T - 25) \text{ kJ / kg}\end{aligned}$$

-L'enthalpie de la vapeur saturée à la température T est:

$$h_{vap}(T) = (1,80 \cdot T + 2365) \text{ kJ / kg}$$

-L'enthalpie de la vapeur surchauffée à la température T1 et à une pression égale à la pression de saturation de la température T2 est:

$$h_{vs}(T1, T2) = (1,925 \cdot T1 - 0,125 \cdot T2 + 2365) \text{ kJ / kg}$$

-La chaleur massique d'une solution de LiBr de concentration x a pour valeur:

$$c_p(x) = (2,01 \cdot x^2 - 5,15 \cdot x + 4,23) \text{ kJ / kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

-L'enthalpie d'une solution de LiBr de concentration x est donnée par:

$$h(x, T) = 1744 \cdot x^2 - 1911 \cdot x + 285 + c_p(x) \cdot (T - 25) \text{ kJ / kg}$$

-La courbe caractéristique de l'eau donne :

$$\text{pour } T > 0^\circ\text{C} \quad p = \exp\left(\frac{17,279 \cdot T}{237,4765 + T} + 6,4146\right) \text{ Pa}$$

2- Étude des éléments de la machine

a) Le générateur

1) Description (figure 15)

Le liquide, riche en frigorigène, entre dans le générateur en (6), où il est partiellement vaporisé grâce à l'énergie apportée par le circuit d'eau chaude ; les deux phases résultantes sont : une vapeur de réfrigérant (1) et une solution concentrée de l'absorbant (7).

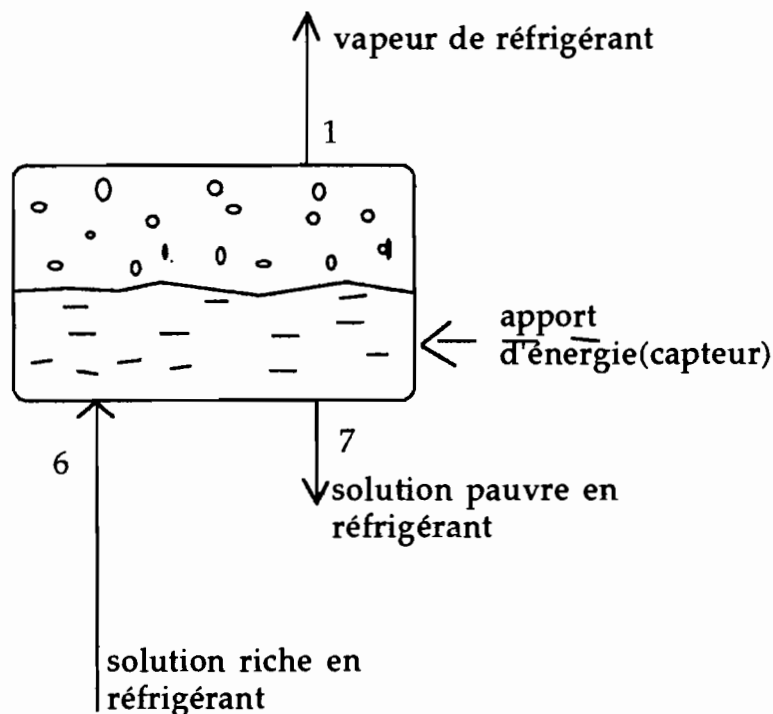


Fig.15: Schéma du générateur

Notons que les températures d'évaporation du LiBr et de l' H_2O sont très éloignées, c'est pourquoi il n'est pas nécessaire de rectifier le frigorigène généré contrairement au mélange $NH_3 - H_2O$.

La chaleur prélevée du circuit d'eau chaude, permet :

- l'apport de chaleur sensible pour le réchauffage de la solution riche en réfrigérant jusqu'au début de l'évaporation de ce dernier ;
- l'évaporation du frigorigène et l'élévation de température progressive du mélange restant;
- la séparation des deux composants du couple de solution : chaleur de dilution.

L'évaporation et la séparation sont simultanées.

2) L'échange de matière

La réaction de désorption au générateur engendre un transfert de matière entre phases ; la solution entrante cède une part de son eau liquide qui se vaporise. Cette opération s'apparente au phénomène de distillation utilisé dans le raffinage du pétrole.

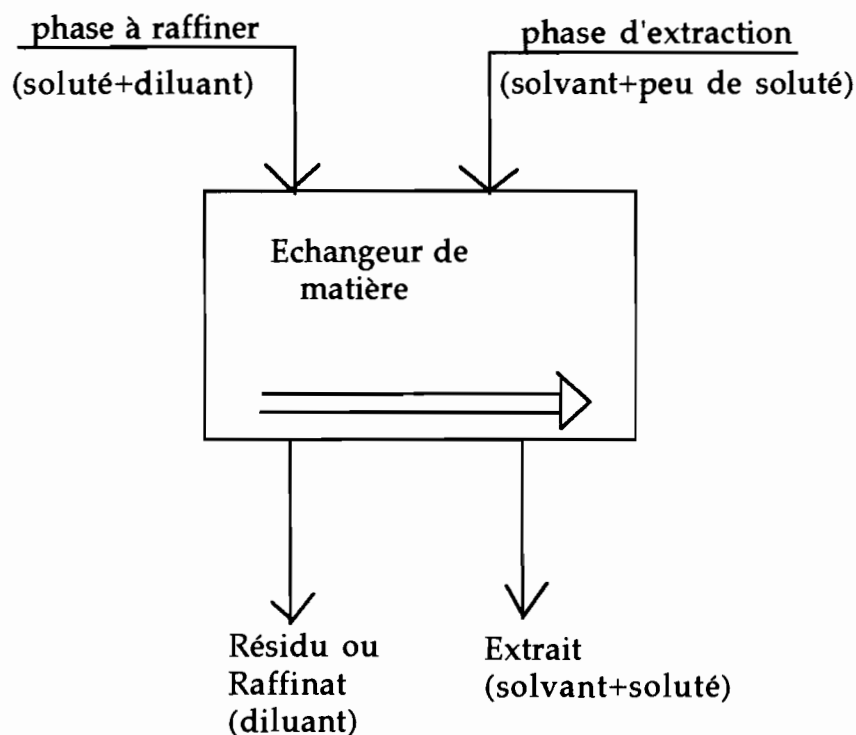


Fig.16: Échangeur de matière

L'eau constitue ici le diluant et le solvant. Le soluté est le Libr. L'objectif est la purification du diluant (l'eau).

Pour l'étude, on considère que les corps en présence sont en équilibre thermodynamique c'est à dire que les températures, pression, potentiel chimique de chaque constituant sont identiques dans chaque phase ;

c) Équations caractéristiques du cycle suivi dans le générateur

Si on néglige les déperditions vers l'ambiance, et pour un régime permanent de fonctionnement, le bilan d'enthalpie donne :

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_7 * h_7 - \dot{m}_6 * h_6$$

La conservation de la matière donne:

-conservation globale: $\dot{m}_1 + \dot{m}_7 = \dot{m}_6$

-conservation du LiBr: $\dot{m}_6 * x_6 = \dot{m}_7 * x_7$

avec:

h_i : enthalpie massique au point i,

x_6, x_7 : titres respectifs des solutions riche et pauvre en réfrigérant

$\dot{m}_i$: débit solution au point i

b) L'absorbeur

1) Description (figure 17)

La solution pauvre en réfrigérant provenant du générateur absorbe lors de sa chute la vapeur de réfrigérant provenant de l'évaporateur. Cette vapeur se liquéfie en cédant sa chaleur au circuit de refroidissement. Le mélange obtenu à basse pression est repompé vers le générateur. L'absorbeur constitue ainsi un échangeur de matière et de chaleur.

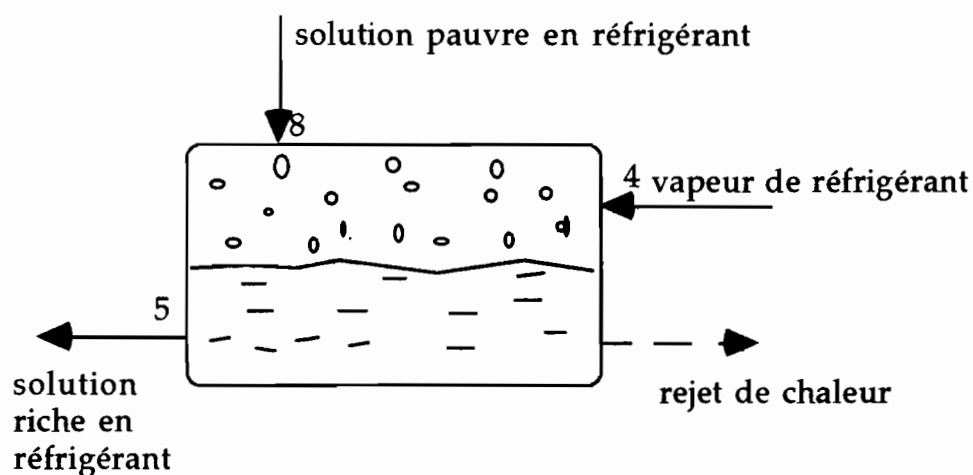


Fig.17: Schéma de l'absorbeur

Deux phases d'échange de chaleur se déroulent lors du processus d'absorption :

- la solution pauvre en réfrigérant subit un refroidissement sans modification de concentration, l'énergie cédée est uniquement sensible ;

- le processus d'absorption du frigorigène modifie la concentration du mélange ; les chaleurs dégagées sont sensible (différence de températures), chimique avec la dilution et latente avec la liquéfaction du réfrigérant. Ainsi dans l'absorbeur, le réfrigérant est totalement absorbé par le LiBr. Cette réaction a un caractère très exothermique, ce qui fait qu'une grande quantité de chaleur doit être évacuée. Pour le calcul, il est possible de connaître les quantités de chaleur mises en jeu par la connaissance des variables d'état: température, pression et titre des solutions.

2) Équations du cycle dans l'absorbeur

L'hypothèse de l'équilibre thermodynamique des constituants reste posée. Les pertes thermiques sont négligées. Le bilan d'enthalpie donne:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_5 \cdot h_5$$

La conservation de la matière donne:

$$\text{-conservation globale: } \dot{m}_4 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5$$

$$\text{-conservation du LiBr: } \dot{m}_8 \cdot x_7 = \dot{m}_5 \cdot x_6$$

avec:

h_i : enthalpie massique au point i

$\dot{m}_i$: débit solution au point i

c) L'échangeur de solution

Il permet de diminuer les puissances du générateur et de l'absorbeur en permettant un transfert d'énergie du mélange pauvre en réfrigérant provenant du générateur au mélange riche en réfrigérant provenant de l'absorbeur. Cette diminution de puissances permet une double économie : les surfaces d'échange sont réduites et les quantités d'énergie rejetée et fournie sont moindres.

Cet échangeur de solution est caractérisé par :

-sa puissance qui est égale à la quantité de chaleur reçue par chaque fluide en un instant:

$$\dot{Q}_{ech} = \dot{m}_6 \cdot c_{p6} \cdot (T_6 - T_5) = \dot{m}_7 \cdot c_{p7} \cdot (T_7 - T_8)$$

cp6, cp7: chaleurs massiques des solutions riche et pauvre en réfrigérant

-son efficacité exprimée ainsi:

$$\text{eff}_{\text{ech}} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_5} = 1 - \exp(-\text{NUT})$$

Cette efficacité est liée au nombre d'unités de transfert(NUT) avec

$$\text{NUT} = \frac{k \cdot S}{\dot{q}_{\text{tmin}}}$$

avec:

S: surface d'échange (m^2)

k: coefficient d'échange (W / m^2)

$\dot{q}_{\text{tmin}}$: minimum entre les débits de capacité ($\dot{m}_6 \cdot \text{cp}_6$) et ($\dot{m}_7 \cdot \text{cp}_7$)

Dans cette relation S et k dépendent de la géométrie de l'échangeur et de la configuration de l'écoulement qui sont fixées pour de bon à la conception de l'appareil. Cependant, les débits de capacité dépendent du régime de fonctionnement de l'échangeur (à charge partielle ou totale). Toutefois, on peut considérer la constance de cette efficacité dans cette étude, l'erreur ne dépassant pas 10 %. [2]

d) Dispositifs technologiques

1) La pompe de solution

Elle assure la circulation du mélange riche en réfrigérant du puits de solution vers le générateur, à travers l'échangeur. Elle est dimensionnée de manière à permettre le passage de basse à haute pression, et à s'opposer aux pertes de charge dans le circuit et l'échangeur de solution.

2) Le puits de solution

Cet appareil reçoit tous les fluides qui circulent dans le groupe et provoque donc une reconstitution permanente de la solution à la concentration initiale x6. La présence continue de mélange dans ce réservoir est une assurance pour le constructeur de la bonne tenue mécanique de la machine, la pompe de solution est régulièrement et constamment alimentée en solution liquide.

d) Le condenseur

La vapeur de réfrigérant générée au bouilleur se liquéfie sur le faisceau d'échange. La pression qui règne dans la calandre du condenseur correspond à l'équilibre liquide-vapeur du frigorigène.

La condensation d'un corps pur se fait à température constante, avec un dégagement de chaleur latente. La chaleur sensible mise en jeu est nulle du fait que le refroidissement de la vapeur qui entre dans la calandre est négligé. La puissance du condenseur s'exprime ainsi:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_1 * (h_1 - h_2)$$

h_1, h_2 : enthalpies massiques respectives entrée et sortie condenseur

$\dot{m}_1$: débit massique de vapeur

e) Le détendeur

Le réfrigérant condensé s'écoule dans cet appareil où il subit une détente isenthalpique supposée parfaite. Cette hypothèse donne:

$$h_2 = h_3$$

h_2, h_3 : enthalpies massiques respectives entrée et sortie détendeur

f) L'évaporateur

L'énergie prélevée sur le circuit d'eau glacée du groupe à absorption, source froide de la machine, provoque un changement de phase du frigorigène liquide. Le réfrigérant subit dans l'échangeur un changement de phase sans préchauffage sensible du frigorigène, ni surchauffe de la vapeur. La puissance de l'évaporateur s'exprime:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_1 * (h_4 - h_3)$$

h_3, h_4 : enthalpies massiques entrée et sortie évaporateur

3-Système d'équations

L'introduction des relations d'état des fluides de travail dans les formules d'expression des bilans d'énergie et de matière, conduit à écrire le système d'équations.

a) Équilibre des produits du cycle

$$p_{hp} = \exp\left(\frac{17,279 \cdot T_c}{237,4765 + T_c} + 6,4146\right) \text{ (Pa)}$$

$$p_{bp} = \exp\left(\frac{17,279 \cdot T_e}{237,4765 + T_e} + 6,4146\right) \text{ (Pa)}$$

p_{hp} = fonction de (T_g , x_7)

p_{bp} = fonction de (T_a , x_6)

avec:

T_c , p_{hp} : température et pression de condensation du frigorigène

T_e , p_{bp} : température et pression d'évaporation du frigorigène

T_g , x_7 : température générateur et titre solution pauvre en frigorigène

T_a , x_6 : température absorbeur et titre solution riche en frigorigène

b) Équations de conservation de débit et du LiBr

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_6 \cdot x_6 = \dot{m}_7 \cdot x_7$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7$$

avec:

$\dot{m}_i$: débit massique au point i

c)Étude thermique des éléments

$$h1(Tg, Tc) = 1,925 * Tg - 0,125 * Tc + 2356$$

$$h2(Tc) = 4,185 * (Tc - 25)$$

$$h3 = h2$$

$$h4(Te) = 1,80 * Te + 2365$$

$$cp(x6) = 2,01 * x6^2 - 5,15 * x6 + 4,23$$

$$h5(x6, Ta) = 1744 * x6^2 - 1911 * x6 + 285 + cp(x6) * (Ta - 25)$$

$$cp(x7) = 2,01 * x7 - 5,15 * x7 + 4,23$$

$$h7(x7, Tg) = 1744 * x7^2 - 1911 * x7 + 285 + cp(x7) * (Tg - 25)$$

$$T8 = Tg - eff_rec * (Tg - Ta)$$

$$h8(x7, T8) = 1744 * x7^2 - 1911 * x7 + 285 + cp(x7) * (T8 - 25)$$

$$h6 = h5 + (h7 - h8) * \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_6}$$

$$\text{évaporateur: } qe = h4 - h3$$

$$\text{condenseur: } qc = h1 - h2$$

$$\text{générateur: } qg = \eta_7 * h7 + h1 - \eta_6 * h6$$

$$\text{absorbeur: } qa = \eta_7 * h8 + h4 - \eta_5 * h5$$

$$\dot{m}_1 = \frac{W_{frigo}}{qe}$$

$$\eta_7 = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{x6}{x7 - x6}$$

$$\eta_5 = \eta_6 = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} = \frac{x7}{x7 - x6}$$

$$COP = \frac{qe}{qg}$$

avec:

hi: enthalpie au point i,

cp(x6): chaleur massique de la solution de titre x6,

cp(x7): chaleur massique de la solution de titre x7

Te: température à l'évaporateur,

Ta: température à l'absorbeur,

Tg: température au générateur,

T_c : température au condenseur,

$\eta_5 = \eta_6$: taux de recirculation du générateur,

η_7 : taux de recirculation de l'absorbeur,

W_{frigo} : charge frigorifique désirée,

Les puissances des différents éléments s'expriment ainsi:

évaporateur: $\dot{Q}_e = \dot{m}_1 * q_e$

condenseur: $\dot{Q}_c = \dot{m}_1 * q_c$

générateur: $\dot{Q}_g = \dot{m}_1 * q_g$

absorbeur: $\dot{Q}_a = \dot{m}_1 * q_a$

4-Résolution

Les données du problème sont les températures des différents éléments de la machine: générateur, condenseur, évaporateur, absorbeur. Ces températures fixent ainsi les conditions de fonctionnement de la machine, en ce sens qu'elles sont déterminées par les sollicitations externes du groupe à absorption: températures et débits sur les trois sources thermiques.

La démarche utilisée ici devra d'une part aider à la conception et au choix d'une machine pour une application donnée; et d'autre part elle pourra permettre l'étude d'une machine donnée pour des conditions de sollicitations données. En d'autres termes, cette démarche est orientée sur deux sens: la conception et la simulation.

a) La conception

La procédure de conception permet une évaluation de la capacité thermique des différents éléments de la machine pour un choix éventuel de ces derniers.

L'organigramme suivant visualise clairement les étapes de ce calcul.

Avec les conditions de fonctionnement suivantes:

- $T_g=90,6^\circ\text{C}$

- $T_c=43,3^\circ\text{C}$

$$-T_a=37,8^{\circ}\text{C}$$

$$-T_e=4,4^{\circ}\text{C}$$

$$-W_{\text{frigo}}=10,53\text{kw}$$

le programme donne les résultats suivants:

$$-x_6=0,57\text{kg LiBr/ kg solution et } x_7=0,607\text{kg LiBr/ kg solution}$$

$$-\dot{m}_6 = 0,0752 \text{ kg / s} = 271 \text{ kg / h}$$

$$-\dot{Q}_e = 10,53 \text{ kw}; \dot{Q}_g = 13,6 \text{ kw}$$

$$-\dot{Q}_c = 11,3 \text{ kw}; \dot{Q}_a = 12,85 \text{ kw}$$

$$-\text{COP} = 0,78$$

b) La simulation

Elle va nous permettre de connaître l'influence des divers paramètres externes sur une machine à absorption donnée. Pour cela, on considère une machine dont les paramètres nominaux correspondent à ceux donnés dans la phase précédente:

-titre solution initiale dans la machine $x_6=0,57 \text{ kgLiBr/ kg solution}$,

-débit nominal pompe de solution $\dot{m}_6 = 0,0752 \text{ kg / s} = 271 \text{ kg / h}$

-température nominale du générateur $T_{g_nom}=90,6^{\circ}\text{C}$,

-température nominale du condenseur $T_{c_nom}=43,3^{\circ}\text{C}$

-température nominale de l'absorbeur $T_{a_nom}=37,8^{\circ}\text{C}$,

-température nominale de l'évaporateur $T_{e_nom}=4,4^{\circ}\text{C}$

-puissance frigorifique nominale $W_{\text{frigo_nom}}=10,53 \text{ kw}$

Donc, lorsque ce n'est pas l'influence d'une grandeur qui est observée, celle-ci est prise égale à la valeur nominale donnée ci-dessus.

Les températures dont les influences sont étudiées dépendent des sollicitations externes du groupe (débits et températures eau chaude, eau froide et eau de refroidissement).

Les performances réelles d'une machine sont données en annexe(figures 18 et 19).

Ces courbes montrent que l'augmentation de la température au générateur accroît

les performances de la machine. Pour la température de rejet de chaleur, son augmentation détériore les performances du groupe. Les résultats trouvés dans cette phase de simulation devront donc confirmer ce qui est obtenu en expérimentation.

1) Influence de la température au générateur:

Après observation des courbes, on remarque qu'il existe une température minimale pour le fonctionnement de la machine. A partir de ce minimum, toute augmentation de T_g se solde par un accroissement de la puissance frigorifique et du COP. Cependant, à partir d'une valeur de T_g , le COP devient constant, même si l'accroissement de la capacité de réfrigération reste permanente. Cette valeur de T_g correspond à la valeur nominale T_{g_nom} . Ce résultat nous apprend qu'il n'est pas nécessaire d'augmenter indéfiniment la température de l'eau chaude pour avoir de bonnes performances du groupe. En général, pour les machines à absorption au LiBr, des températures d'eau chaude inférieures à 100°C suffisent; les températures au delà de ce seuil pouvant induire des phénomènes de cristallisation de la solution.

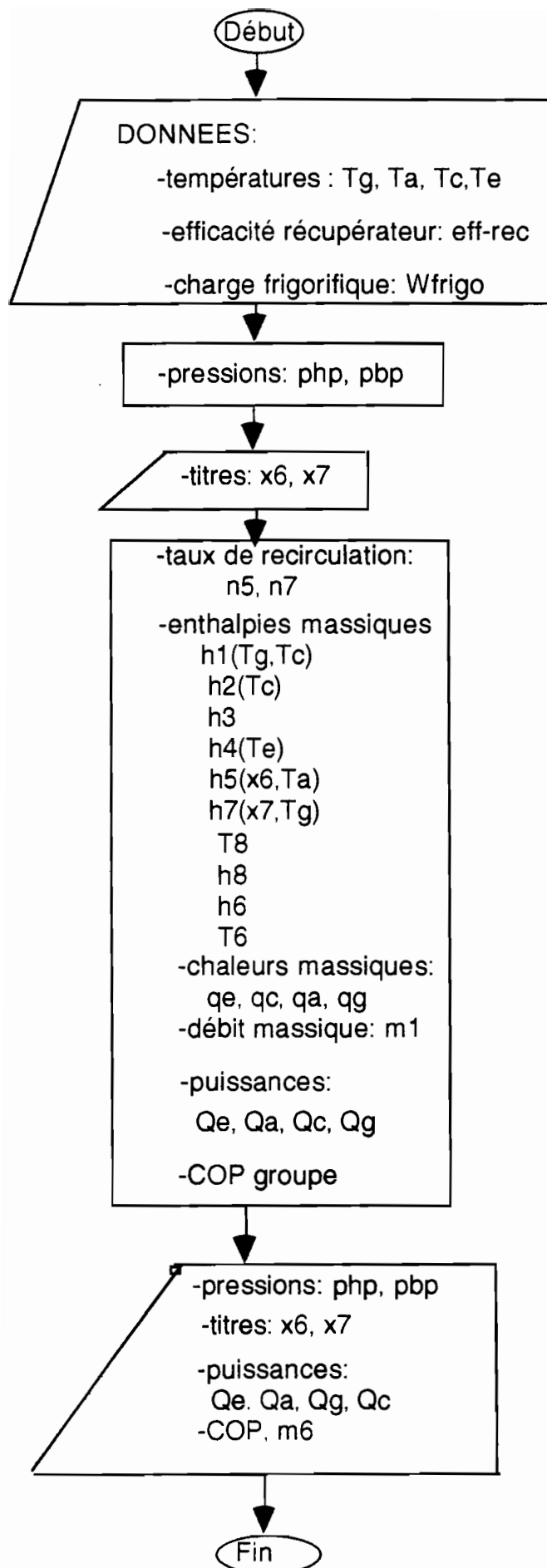
En outre, la croissance de la fonction $Q_e=f(T_g)$ prouve ce qui a été considéré précédemment : la capacité de réfrigération du groupe est en phase avec le besoin de réfrigération du local. En effet, la température au générateur et la charge frigorifique à l'évaporateur dépendent en grande partie du rayonnement solaire. Ainsi, si l'intensité du rayonnement s'élève, la capacité de captation des capteurs solaires s'accroît, par contre, la charge du bâtiment climatisé augmente en même temps.

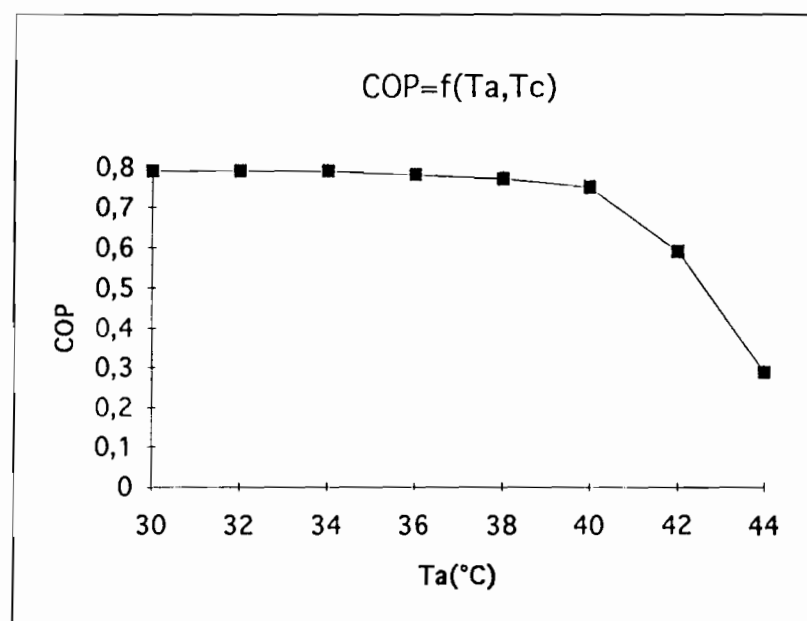
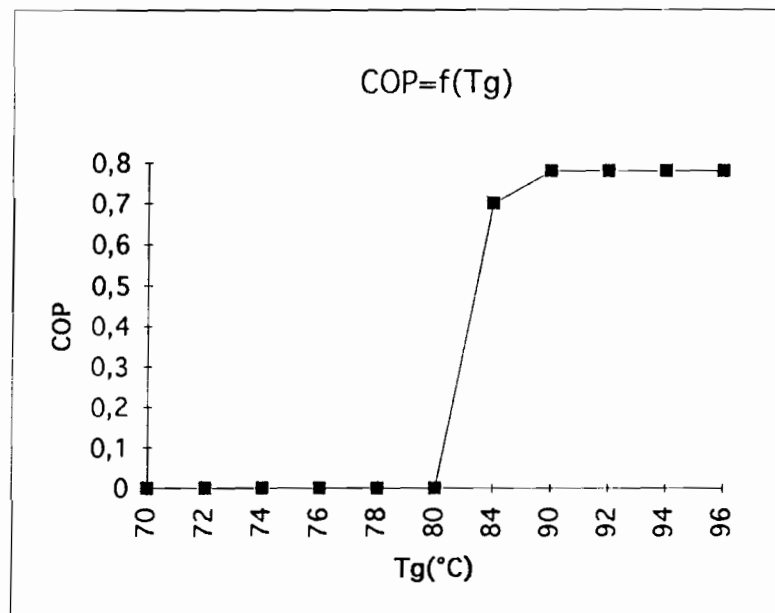
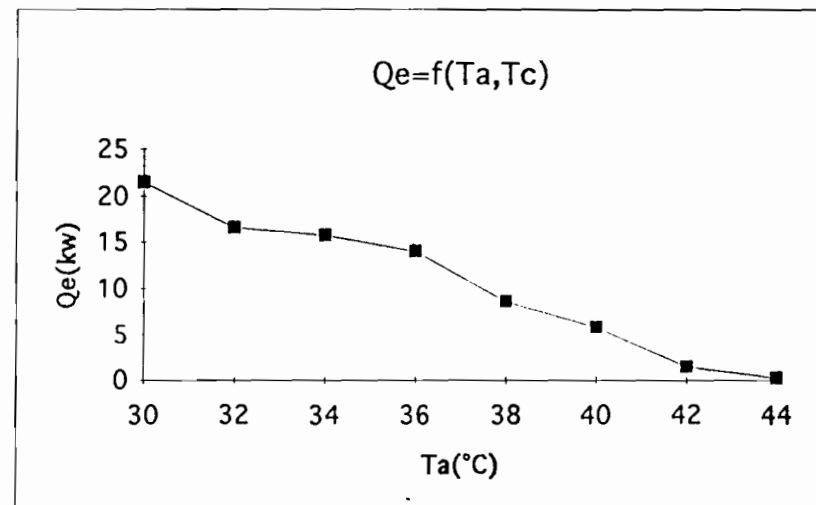
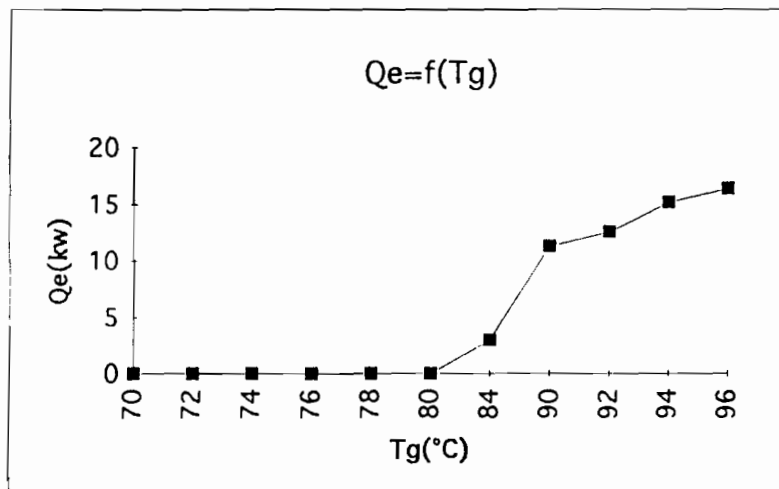
2) Influence de la température de rejet de chaleur

Cette influence est analysée par l'observation de la variation de la capacité de réfrigération et du COP en fonction des températures de l'absorbeur et du condenseur. Dans les graphiques, seule la température à l'absorbeur est

représentée; mais, on a considéré que la température au condenseur est toujours égale à celle de l'absorbeur plus 6°C . Cette façon de faire a été prise car les constructeurs font rentrer l'eau de refroidissement dans l'absorbeur avant le générateur; en effet, la température à l'absorbeur est toujours plus faible que celle du condenseur.

Dans les courbes, on observe que le COP et la capacité de réfrigération varient en sens contraire des températures de l'absorbeur et du condenseur, donc de la température de l'eau de refroidissement. Pour une plage de températures ($T_a < 40^{\circ}\text{C}$ et $T_c < 46^{\circ}\text{C}$), le COP est presque égale à 0,8. Ceci nous indique qu' il est plus intéressant de faire fonctionner le groupe à absorption dans cette plage. Tout fonctionnement en dehors de celle-ci se traduit par une détérioration des performances.





5- Environnement énergétique des systèmes de réfrigération solaire

a) Les capteurs solaires

Les capteurs constituent la source où est captée l'énergie thermique nécessaire au bon fonctionnement de la machine frigorifique. Le principe de captation solaire étant l'absorption des rayons lumineux, l'élément fondamental est une surface constituée d'un corps noir. Le capteur doit transmettre l'énergie absorbée par ce corps noir à un fluide caloporteur. Pour augmenter cette captation, divers capteurs ont été développés (à double vitrage, à tubes sous vide etc.). Le rendement est un critère très important de choix des capteurs. Il est défini par le rapport entre la différence des températures du capteur T_c et de l'environnement extérieur du capteur T_0 et la variation de la puissance incidente E_r . Ce rendement dépend aussi des caractéristiques de fabrication du capteur. Ces caractéristiques sont résumées par deux nombres: le rendement optique ν et le coefficient surfacique de perte thermique μ . Les constructeurs s'efforcent d'élever la valeur de ν et de diminuer celle de μ . Les ordres de grandeurs pour divers capteurs sont représentés dans le tableau ci-dessous.

TYPE DE CAPTEUR	ν	μ (W/m ² .°K)
sans vitrage	0,9	20
simple vitrage	0,8	8
double vitrage	0,7	4,5
simple vitrage avec revêtement sélectif	0,8	5
double vitrage avec revêtement sélectif	0,7	3

Le rendement du capteur est exprimé comme suit:

$$\eta = \nu - \mu * \frac{(T_c - T_0)}{E_r}$$

E_r est la puissance incidente en W/m²

T_c et T_0 sont les températures du capteur et de l'environnement extérieur du capteur en °C.

b) Accumulation d'énergie

Pour faire face à une intermittence des besoins en froid et de l'énergie solaire, il est nécessaire de prévoir une accumulation d'énergie. Cette accumulation se fait sous forme de stock froid ou de stock chaud. L'accumulateur froid sera un réservoir (récipients ou longues tuyauteries) ayant une capacité de 25 à 50 litres d'eau glacée par m^2 de capteur [3]. L'accumulateur chaud doit avoir une capacité 50 à 75 litres d'eau par m^2 de capteur [3]. Les réservoirs d'accumulation doivent être suffisamment isolés.

c) Rejet de chaleur

L'importance à accorder à la température de rejet de chaleur doit conduire à un bon dimensionnement des tours de refroidissement. Les tours humides sont les plus utilisées du fait de leurs performances; cependant, comme elles requièrent un entretien très soigné, les tours sèches sont de plus en plus développées, surtout pour les applications résidentielles. Comme la température de rejet des tours sèches est beaucoup plus élevée que celle des tours humides (de 10 à 20%), il faut compenser la dégradation des performances résultant de leur utilisation par un relèvement de la température d'eau chaude avec une utilisation de capteurs plus performants (capteurs à tubes sous vide par exemple).

d) Sources d'énergie auxiliaires

Beaucoup d'autres sources d'énergie peuvent être disponibles comme appoint à l'énergie solaire. Par exemple, au Sénégal, nous pouvons noter le développement actuel que connaît le gaz.

IV- Évaluation des charges

1- Synthèse

L'importance d'une évaluation très précise des charges thermiques dans un local à climatiser n'est plus à démontrer . En effet, une surévaluation de ces charges amène à concevoir des installations de grandes puissances inutilement coûteuses, par contre, par une sous estimation de ces mêmes charges on obtient des installations trop faibles, ne donnant pas satisfaction.

Les charges thermiques vont dépendre des conditions extérieures de base, des différents besoins auxquels doivent répondre les conditions d'ambiance et du type de structure.

2- Conditions extérieures

L'environnement extérieur est constitué par l'ensemble des facteurs climatiques, susceptibles d'influencer le milieu. Il est caractérisé par les conditions extérieures qui seront l'un des points de départ pour déterminer la puissance des installations de climatisation.

a) Les facteurs climatiques

Les facteurs climatiques qui influent directement sur notre environnement intérieur sont au nombre de trois :

- La température sèche de l'air extérieur
- La température humide ou le degré hygrométrique
- Le rayonnement solaire.

b) La température sèche extérieure

C'est une donnée fondamentale pour le calcul des charges de climatisation, pour le choix du fluide frigorigène et le dimensionnement de l'évaporateur et du condenseur. La variation journalière de la température sèche est très voisine d'une sinusoïde. Quelque soit le lieu ou la saison, on constate au

température humide de l'air. La température humide extérieure suit sensiblement les mêmes variations diurnes que la température sèche extérieure. Par contre, le degré hygrométrique suit les variations inverses : à un minimum de la température humide correspond un maximum de degré hygrométrique extérieur. L'humidité relative de l'air est maximale avant le lever du jour ; c'est ce qui explique la rosée matinale.

d) Variation de la température sèche extérieure et de la température humide en fonction du type de climat

En climatisation, on définit un type de climat par les caractéristiques suivantes :

- valeurs maximales des températures sèches et humides
- amplitudes des variations diurnes et annuelles des températures sèches et humides
- valeurs moyennes de ces températures
- amplitude des variations de l'humidité absolue.

On distingue cinq types de climat :

- le climat tropical
- le climat océanique
- le climat tempéré
- le climat nordique
- le climat désertique

1) climat tropical (DAKAR)

Il est caractérisé par :

- une température moyenne annuelle très élevée : $\theta_m > 25^\circ\text{C}$
- un degré hygrométrique et une teneur en humidité très élevée : $\varphi_m > 50\%$ et $\Gamma > 15 \text{ g / kg as}$

- des variations diurnes ou annuelles de la température qui sont relativement faibles
- d'importantes variations de l'humidité absolue d'une saison à une autre (saison sèche / saison humide).

2) Climat océanique (BRETAGNE)

Il est caractérisé par :

- une température moyenne annuelle entre 10 et 20°C
- un degré hygrométrique et une teneur en humidité relativement élevés
 $\varphi_m > 60\%$ et $\Gamma > 10\text{g} / \text{kg a.s.}$
- de faibles variations de températures (inférieures à 5°C).

3) Climat tempéré (PARIS)

Il est caractérisé par :

- une température moyenne annuelle modérée
- un degré hygrométrique moyen entre 30 et 50%
- des variations de température entre 5 et 10°C

4) Climat nordique (SIBÉRIE)

Il est caractérisé par :

- une température moyenne très basse $\theta_m < 10^\circ\text{C}$
- un degré hygrométrique moyen relativement faible $\varphi_m < 50\%$
- de grandes variations de température 10 à 20°C

5) Climat désertique (SAHARA)

Il est caractérisé par :

- une température moyenne annuelle très élevée: $\theta_m > 25^\circ\text{C}$
- un degré hygrométrique et une teneur en humidité très faible : $\varphi_m < 45\%$
- de très grandes variations de température diurne et annuelle (40 à 50°C°).

e) Le rayonnement solaire

Le rayonnement solaire qui a été étudié précédemment influence de manière considérable les charges thermiques d'un bâtiment donné. Cette influence se fait principalement en apports à travers les vitrages, les ouvertures et le chauffage des parois.

f) Calcul des apports extérieurs

1) Parois opaques

Parois extérieures du bâtiment :

$w / m^2 \text{°C}$			
h_e	17	20	20
h_i	9	11	6

Dans le cas où la vitesse $u > 4 \text{ m/s}$ $\implies h_i = 8 + 3,8.u$

h_e = coefficient de convection extérieur

h_i = coefficient de convection intérieur

$h_e > h_i$

Cloisons intérieures :

$w / m^2 \text{°C}$			
h_i	8,5	10	6

La valeur du coefficient partiel est la même dans les deux faces.

Notion de température extérieure virtuelle:

Cette notion a été introduite pour pallier au décalage horaire entre le moment où la chaleur transmise au local à travers les parois est maximale et le moment où la température extérieure est maximale. Ce décalage est dû aux facteurs suivants :

- la température de l'air extérieur varie au cours d'une journée
- la durée de l'insolation des parois varie avec leur orientation
- l'inertie thermique des parois est fonction de leur structure.

Donc la température extérieure virtuelle en un instant donné, est une température extérieure qui produirait en régime permanent un apport calorifique identique à celui que produisent les parois extérieures en régime variable au même instant.

Dans la pratique, le calcul des apports par les parois extérieures fait plutôt intervenir l'écart virtuel de température

$$\Delta\theta_{ev} = \theta_{ev} - \theta_i$$

Les apports par les parois extérieures se calculent par l'utilisation de la relation

$$\dot{Q} = K.S.\Delta\theta_{ev}$$

Q= apports d'énergie chaleur par une paroi extérieure [w]

K= coefficient global de transfert de chaleur [W/m².°C]

S= Aire de la paroi à travers laquelle se fait l'apport d'énergie chaleur [m²]

$\Delta\theta_{ev}$ = Écart virtuel de température en [°C]

Les tableaux N°1 et 2 donnent les écarts virtuels de température pour les toits avec ou sans plafond et pour les murs. Ces données ont été calculées pour une température de 25,5°C à l'intérieur des locaux, une température extérieure maximale de 35°C, une température extérieure moyenne de 29,4°C avec une variation journalière de 12°C et une radiation solaire correspondante à celle du 21 Juillet à la latitude de 40°Nord. Pour d'autres conditions, il est nécessaire de corriger les valeurs de ces tableaux.

- correction de l'écart virtuel de température pour les toits

$$(\Delta\theta_{ev})_{corr} = \{ (\Delta\theta_{ev} + LM).k_c + (25,5 - \theta_{ir}) + (\bar{\theta}_{ex} - 29,4) \}.f$$

$\Delta\theta_{ev}$ est lu sur la table N°1

LM est le facteur correctif latitude - mois donné par la table N°3

K est un facteur correctif lié à la couleur

$K_c = 1$ si la coloration est sombre

$K_c = 0,5$ si elle est claire

$(25,5 - \theta_{ir})$ est la correction de la température interne du local

$(\theta_{ex} - 29,4)$ est la correction de la température moyenne extérieure

f est un facteur correctif lié à la présence de ventilateurs ou de conduits en dessous du plafond.

$f = 1$ si pas de conduits et de ventilation

$f = 0,75$ si plafond isolé et ventilation installée entre le plafond et le toit.

- Correction de l'écart virtuel de température pour les murs

$$(\Delta\theta_{ev})_{corr} = (\Delta\theta_{ev} + LM) \cdot K_c + (25,5 - \theta_{ir}) + (\bar{\theta}_{ex} - 29,4)$$

avec

$K_c = 1$ pour une couleur sombre

$K_c = 0,83$ pour une couleur médiane (vert,jaune,bleu)

$K_c = 0,65$ pour une couleur claire

2) Transmission de chaleur à travers les vitrages

Le flux total de chaleur à travers le vitrage est composé du flux par conduction et du flux par rayonnement.

Le flux par conduction est lié au gradient de température entre l'intérieur et l'extérieur:

$$\dot{Q} = K * S * \Delta\theta_{ev\ corr}$$

K = coefficient global de transfert de chaleur à travers le vitrage en $W/m^2 \cdot ^\circ K$

S = surface de vitrage en m^2

$\Delta\theta_{ev\ corr}$ écart virtuel de température corrigé

$$\Delta\theta_{ev\ corr} = \Delta\theta_{ev} + (25,5 - \theta_i) - (29,4 - \bar{\theta}_{ex})$$

$\Delta\theta_{ev}$ est donné par la table 23.

Le flux par rayonnement est dû à la radiation transmise à travers le vitrage et au flux de chaleur rentrant dans le local lié à la radiation solaire absorbée.

Les tableaux N° 4 à 9 donnent pour les latitudes de 0 à 50° Nord, pour chaque mois de l'année et chaque heure de la journée ces apports pour un vitrage ordinaire (épaisseur de 3 mm) simple dont les surfaces ne sont pas spécialement traitées et ne comportant aucune protection antisolaire extérieure ou intérieure au local en fonction de l'orientation du vitrage.

Les valeurs de ces tableaux ont été calculées d'après les hypothèses suivantes :

- L'encadrement du vitrage est en bois et représente environ 15% de la surface de l'ouverture de la fenêtre dans le mur extérieur. Pour les châssis métalliques, on considérera que la surface du vitrage représente la totalité de la surface de l'ouverture de la fenêtre; ensuite, on multipliera par 1,17 les valeurs des apports effectifs du vitrage lues sur les tableaux 4 à 9.
- Les valeurs fournies par les tableaux correspondent à l'altitude 0 et aux conditions de troubles minimales. Lorsque l'altitude sera différente de 0 , le tableau 10 donne le coefficient de correction à appliquer aux valeurs d'apport effectif en fonction des diverses conditions de trouble de l'atmosphère , de l'heure solaire et de l'altitude. Ces valeurs sont établies pour certaines latitudes seulement; pour d'autres latitudes, il faut effectuer des interpolations.

Apports réels des vitrages :

Les apports réels par ensoleillement des vitrages sont nettement inférieurs aux apports effectifs précédemment calculés en raison de plusieurs facteurs :

- l'inertie thermique des parois
- l'utilisation éventuelle de vitres spéciales.
- la protection éventuelle des vitres

Pour ces trois facteurs, des coefficients ont été calculés à appliquer aux apports.

Pour prendre en compte l'inertie des parois , il est nécessaire de chercher le coefficient N qui dépend du fonctionnement de la climatisation (continu, pendant 18 heures, ou pendant 12 heures), de la présence ou non d'écrans

intérieurs (stores intérieurs), de l'orientation du vitrage, de la masse moyenne des matériaux (lourde, moyenne, légère) et de l'heure solaire. Voir tableaux 11 à 15. Les vitrages spéciaux donnent des apports réels inférieurs à ceux d'un vitrage ordinaire. Donc pour le cas de ces vitrages, il est nécessaire de corriger les apports par un facteur solaire F. Les apports réels du vitrage simple seront multipliés par le facteur solaire du vitrage pour obtenir les apports du vitrage spécial. Les facteurs solaires de vitrages spéciaux sont indiqués dans les tableaux 16, 17 et 18. Il existe aussi des facteurs solaires pour corriger ces apports pour les vitrages protégés. Ces facteurs dépendent du type de vitrage et du type de protection. Les facteurs solaires sont indiqués dans les tableaux 19, 20 et 21 pour des types de vitre et de protection.

3) Infiltrations d'air extérieur :

L'air extérieur humide provoque par infiltration à l'intérieur des locaux climatisés des variations d'enthalpie et d'humidité.

Les apports ou les pertes d'enthalpie et d'humidité sont donnés par les relations :

$$Q = q_{\max, v} (h_e - h_i)$$

$$M = q_{\max, v} (r_e - r_i)$$

avec

Q : apport ou perte de chaleur dans le local climatisé [W]

$q_{\max, v}$: débit massique d'air sec d'infiltration directement introduit dans le local climatisé sans être traité en [kg/s]

h_e, h_i : enthalpie spécifique de l'air extérieur ou intérieur en kJ/kgas

M : apport ou perte d'humidité dans le local climatisé [kg/s]

r_e, r_i : teneur en humidité de l'air extérieur ou intérieur [kg/kgas]

Les valeurs h_e, h_i, r_e et r_i sont lues sur le diagramme de l'air humide après connaissance de $\theta_i, \phi_i, \theta_e, \phi_e$

avec:

θ_i, θ_e températures intérieure et extérieure

φ_i , φ_e humidités relatives intérieure et extérieure

Ici si les conditions intérieures (θ_i et φ_i) sont constantes, ce n'est pas le cas des conditions extérieures (θ_e , φ_e) qui varient. Cependant, il est admis avec une très bonne appréciation la constance de la teneur en humidité de l'air extérieur (φ_e). Par contre, il est nécessaire de tenir compte de la variation de la température sèche extérieure (θ_e).

La valeur de $q_{\max v}$ dépend :

- de l'étanchéité à l'air des menuiseries (fenêtres, portes etc....)
- de la différence entre la pression à l'extérieur et la pression à l'intérieur des locaux climatisés.

Si le local est en surpression, c'est-à-dire si le débit d'air soufflé est supérieur au débit d'air extrait, il n'y aura pas d'infiltrations, mais une certaine quantité d'air est perdue, pas d'apport ou perte calorifique dans le local climatisé.

Si le local est en légère dépression, il en résultera des infiltrations d'air qu'il est difficile d'apprécier et de calculer précisément.

On a donc avantage à faire régner une certaine surpression dans les locaux climatisés.

Si la pression relative du local est nulle, c'est-à-dire si le débit de soufflage est égal au débit d'extraction, on calculera les infiltrations en adoptant les valeurs suivantes:

Nombre de Parois extérieurs ayant des fenêtres ou des portes	débit massique d'infiltration kg/h.m ³ du local
1	1,1
2	1,8
3	2,2
4	2,5

3- Conditions intérieures

Les charges dues à l'environnement intérieur sont essentiellement constituées par les dégagements ou gains de chaleur et d'humidité à l'intérieur même des locaux climatisés. Leur importance dépend de l'utilisation à laquelle les locaux sont destinés. Ici, nous considérerons que ces dégagements sont continus, c'est-à-dire qu'ils sont constants pendant la période d'occupation des locaux climatisés. Toutefois, il est assez rare que ces gains intérieurs soient simultanés ou atteignent au même instant leur maximum. Pour obtenir une estimation valable de ces apports et limiter la puissance maximale de l'installation à une valeur économique, nous serons amenés à appliquer des coefficients de simultanéité à certains des gains intérieurs.

a) Apports dus aux occupants

L'homme peut être assimilé à un "générateur thermique" dont l'énergie est produite par son activité physique et par la combustion lente des aliments. Il est doué de remarquables propriétés de régulation thermique puisque sa température reste toujours voisine de 37°C lorsqu'il est en bonne santé que ce soit au Sahara par 50°C ou en Sibérie à -60°C. Ces possibilités d'adaptation à des températures aussi différentes proviennent d'une part d'une véritable autorégulation et d'autre part de l'expérience acquise par l'homme de l'usage des vêtements contre le froid.

Ainsi, l'homme étant un générateur thermique, et sa température restant constante, les calories qu'il produit dans l'unité de temps sont donc intégralement éliminées pendant la même unité, aux déphasages près; déphasages permis par les effets d'inertie de la couche superficielle du corps ou des vêtements.

L'on conçoit donc que l'activité de l'individu soit intimement liée à la possibilité qui lui est donnée d'éliminer les calories dues à cette activité : il exercera cette dernière d'autant plus facilement que l'équilibre entre production et élimination

entraînera le déplacement le plus faible de l'équilibre biologique interne. Ceci nous amène à la notion de confort, qui est lié à la facilité avec laquelle l'individu peut se concentrer sur son occupation du moment.

L'évacuation de la chaleur se fait de façon continue sous forme de chaleur sensible et de chaleur latente et suivant les quatre types d'échanges : conduction, convection, rayonnement et évaporation. Voir Tableau 22.

Les données de ce tableau sont calculées pour un homme adulte pesant 65 kg en bonne santé et pour un séjour supérieur à 3 heures dans le local climatisé considéré. Lorsque l'occupation est exclusivement féminine, il faut diminuer les chiffres de 20 %. S'il s'agit d'enfants, il faut réduire de 20 % à 40 % suivant leur âge. Si la proportion d'hommes, de femmes et d'enfants n'est pas connue, on diminuera forfaitairement les chiffres de 10 %.

b) Apports dus aux machines électriques

Les machines électriques que l'on peut rencontrer dans les locaux climatisés sont très diverses. En raison de leur fonctionnement à l'intérieur même du local climatisé, elles émettent toutes une certaine quantité de chaleur dans l'ambiance. Les machines modifiant l'humidité ne sont pas considérées ici.

-Machines de bureau

Une machine électrique utilisée dans un local dégage intégralement l'équivalent calorifique de la puissance électrique moyenne absorbée.

Ainsi, une machine électrique absorbant pour son fonctionnement une puissance de 1 kw dégage en une heure d'utilisation 1 kwh.

-Moteurs électriques

Les moteurs électriques entraînant des machines tournantes sont une source importante d'émission de chaleur du fait de la transformation d'une partie plus ou moins grande de l'énergie électrique absorbée en énergie calorifique.

Un moteur électrique est caractérisé par une puissance effective nominale W_e et un rendement η avec $\eta = \frac{W_e}{W_a}$

W_a est la puissance absorbée

Quatre cas d'installation sont à noter pour le calcul de l'émission de chaleur:

*le moteur et la machine entraînée sont dans le même local climatisé; dans ce cas,

$$Q = W_a$$

*seul le moteur est dans le local climatisé, $Q = W_a \cdot (1 - \eta) = W_a - W_e$

*seule la machine est dans le local climatisé, dans ce cas la chaleur transmise au local dépend du type de machine:

+ pour les pompes et ventilateurs, $Q = W_e - \Delta p \cdot q_{v,m}$ avec

$q_{v,m}$: débit volumique moyen en m^3/s

Δp : pression du ventilateur ou hauteur manométrique de la pompe en pa

+ pour les autres types de machines, $Q = W_e$

*pour les motopompes ou moto ventilateurs dans un même local climatisé,

$$Q = \frac{W_e}{\eta} - \Delta p \cdot q_{v,m}$$

c) Apports dus à l'éclairage

Il est nécessaire, pour une bonne évaluation des charges d'un local, de rechercher les apports dus à l'éclairage. En effet, ces apports sont quelquefois très importants qu'il faut même envisager le refroidissement des luminaires. Ces derniers sont soit à incandescence soit à fluorescence.

La chaleur est dégagée par l'éclairage:

-par convection avec l'air ambiant

-par rayonnement absorbé par les parois et les matériaux environnants.

Ce dégagement dépend essentiellement du type d'ampoule ou de luminaire utilisé.

Les apports réels s'évaluent comme suit:

$$\text{apports réels} = M \cdot W_a$$

où:

W_a est la puissance électrique réellement installée pour l'éclairage

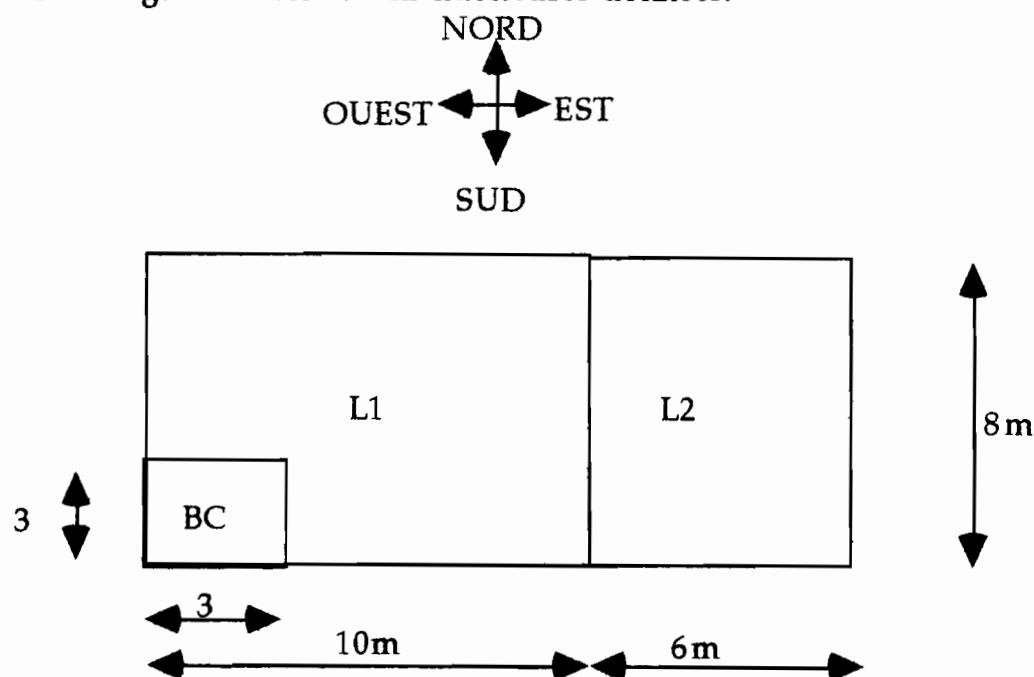
M est un coefficient de correction sans dimension qui tient compte des facteurs suivants:

- le type d'éclairage (fluorescent ou incandescent)
- le temps écoulé après l'allumage de l'éclairage en heures
- la masse moyenne des parois (lourde, moyenne ou légère)
- la durée de l'éclairage en heures
- la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation en heures.

Les valeurs de coefficient sont données en annexe.

4) Exemple d'évaluation

Le bâtiment étudié est schématisé ci-dessous; il comprend trois(3) pièces où il faut faire régner les conditions intérieures données.



-Conditions intérieures:

Température=22°C et humidité relative=50%

Ces conditions donnent l'enthalpie et l'humidité absolue suivantes

$h_i=42,64 \text{ kJ/kgas}$ et $r_i=0,0083 \text{ kg/kgas}$

-Conditions extérieures:

Nous estimons ces conditions pour la latitude de 15°NORD

Température=30°C et humidité relative=50%

Ce qui nous donne l'enthalpie et l'humidité absolue suivantes

$h_e=65 \text{ kJ/kg}$ et $re=0,0133 \text{ kg/kg}$

-Conditions climatiques

Le climat est moyennement brumeux et l'altitude est nulle.

-Fonctionnement de l' installation de climatisation 12 heures

-Murs

en briques (common brick) épaisseur de 101,6 mm, masse de 439 kg/m^2

coloration claire,

hauteur de 3 m

-Toits

En terrasse sans plafond (Roof terrace system) masse de 366 kg/m^2

-Vitrages

En verre absorbant d'épaisseur 5,5 mm

L1 dispose de 4 m^2 de vitrage orienté NORD, L2 de 2 m^2 orienté EST et de 2 m^2 orienté NORD et le bureau du chef de 1 m^2 orienté OUEST.

Tous les vitrages sont protégés intérieurement par des stores vénitiens claires sauf ceux qui sont orientés NORD. La hauteur de vitrages est de 1m. Ils disposent tous d'un châssis métallique.

-Occupants

Il est prévu un homme dans le bureau du chef, 20 personnes(hommes et femmes) dans L1 et 12 personnes(hommes et femmes) dans L2. Ces personnes y effectuent un travail modéré en position assise.

-Éclairage

Les lampes sont fluorescentes et non encastrées. Les puissances installées sont de 360 watts dans L1, de 240 watts dans L2 et de 80 watts dans le bureau. Ces lampes sont allumées à 8 heures et éteintes à 18 heures.

-Machines électriques

Dans L1 et dans le bureau est installé un ordinateur avec onduleur de 250 watts.

-Infiltrations

Les débits d'infiltration d'air extérieur estimés sont de 0,1065 kgas/s pour L1, de 0,072 kgas/s pour L2 et de 0,00825 kgas/s pour le bureau.

-Résultats

Les résultats sont détaillés dans la page suivante. Les maxima sont obtenus pour une journée du mois de JUIN .

La charge globale maximale est obtenue à 17 heures et a pour valeur:
enthalpie maximale=11112 watts et humidité maximale=6249 g/h.

Résultats exemple:

*** ENTHALPIE (w) ***

HS	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
MOIS										
Juin	12755	13511	14212	12609	14765	14094	14467	16429	15046	17112
Ju/Mai	12514	13294	14028	12434	14612	13916	14283	16214	14803	16845
Aou/Av	12104	12998	13784	12203	14383	13683	14033	15915	14393	16406
Sep/Mar	12126	13055	13849	12269	14453	13750	14098	15972	14415	16340
Oct/Fev	12124	13074	13875	12311	14498	13794	14128	15995	14409	16308
Nov/Jan	12004	12963	13787	12234	14426	13719	14047	15891	14298	16180
Dec	11915	12888	13701	12162	14358	13649	13964	15817	14209	16076

*** HUMIDITE (g/h) ***

HS	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
MOIS										
Juin	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249
Ju/Mai	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249
Aou/Av	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249
Sep/Mar	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249
Oct/Fev	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249
Nov/Jan	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249
Dec	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249	6249

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES DE TRAVAIL:

L' application des lois de transfert thermique et de la thermodynamique au cycle de la machine a permis de réaliser un modèle.

Celui-ci est un outil pour aider à la conception des éléments de la machine. Une extension du modèle à la simulation peut aider à la recherche des performances thermodynamiques d' une machine donnée dans des conditions de contraintes spécifiées (paramètres extérieurs).

L' analyse des différentes sollicitations thermiques complétée par une étude documentaire notamment celle des notes de cours de climatisation sur l' évaluation des charges a permis une automatisation du calcul des charges thermiques d' un bâtiment donné.

Cependant, ce travail doit être complété. Les axes de développement de ce travail seront les suivants:

- Ce travail ne prend en compte que l'aspect thermodynamique, il est nécessaire d'étudier les machines et de préciser l' influence de leur design (la géométrie et l'efficacité des échangeurs).
- Le modèle étudié devra aussi être intégré dans un système de climatisation pour déterminer le taux de couverture des besoins en froid et le système de régulation requis.
- Après toutes ces études, il serait aussi intéressant d' effectuer des mesures sur site pour valider les études théoriques.

ANNEXES

MACHINE A ABSORPTION

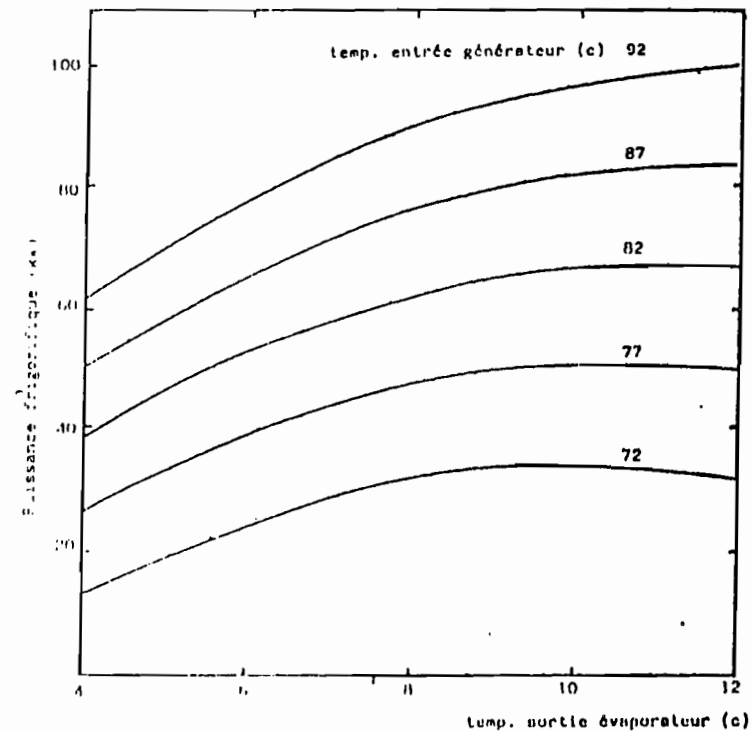
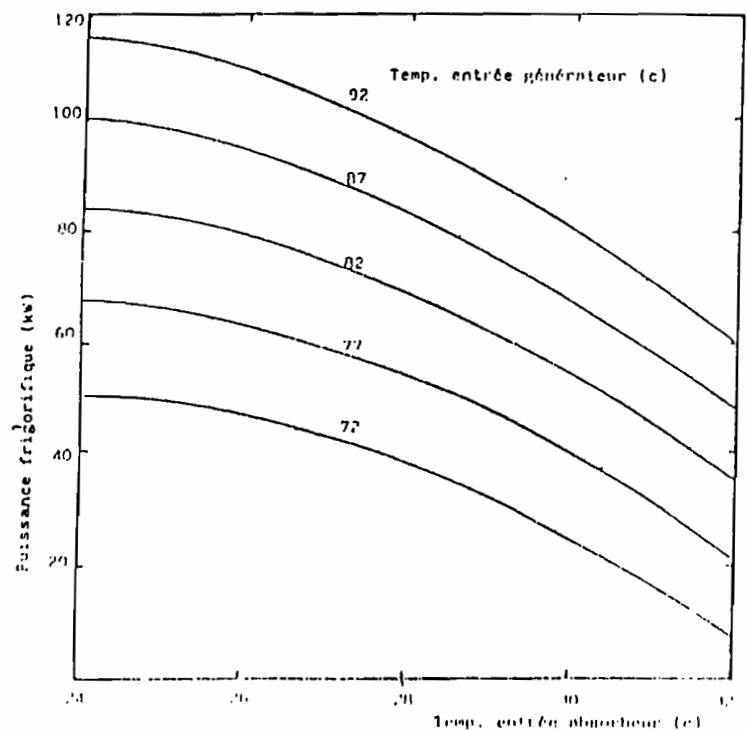
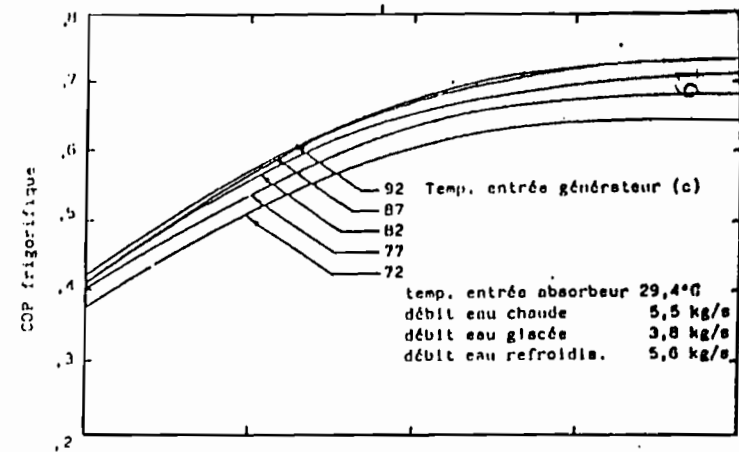
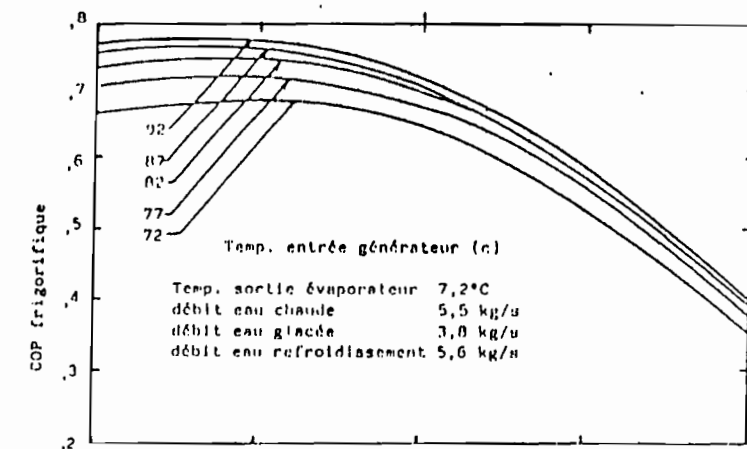


Fig. 18 - Performances de l'unité ARKLA WFB 300

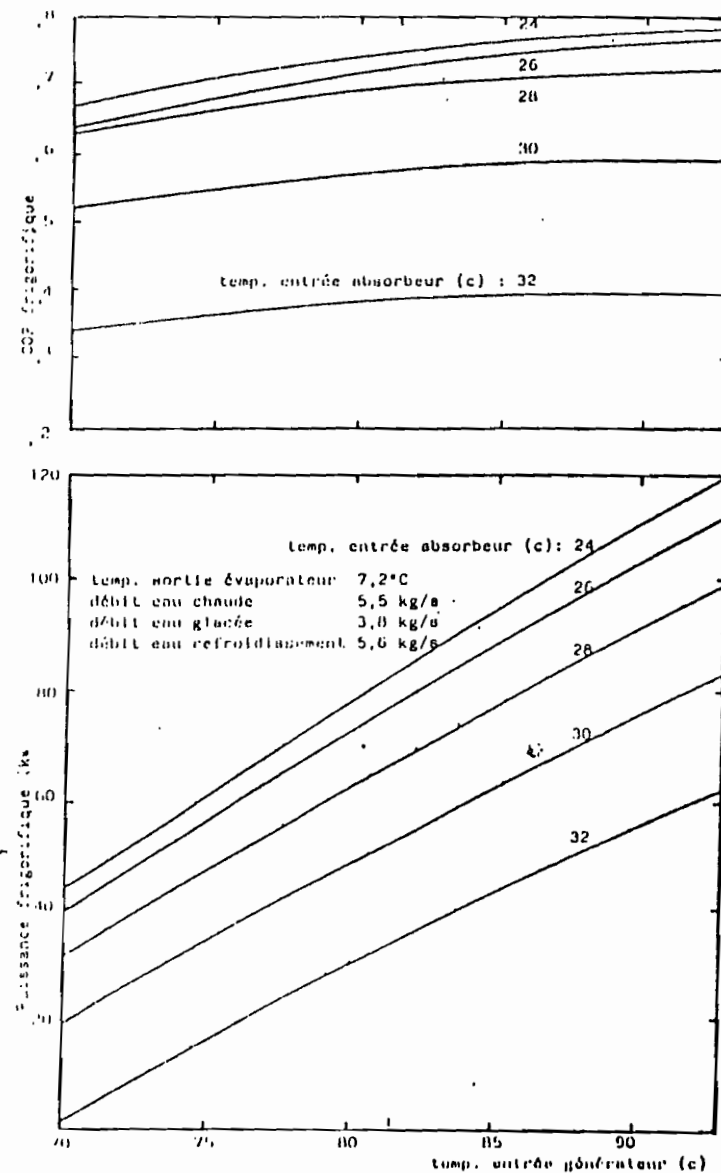
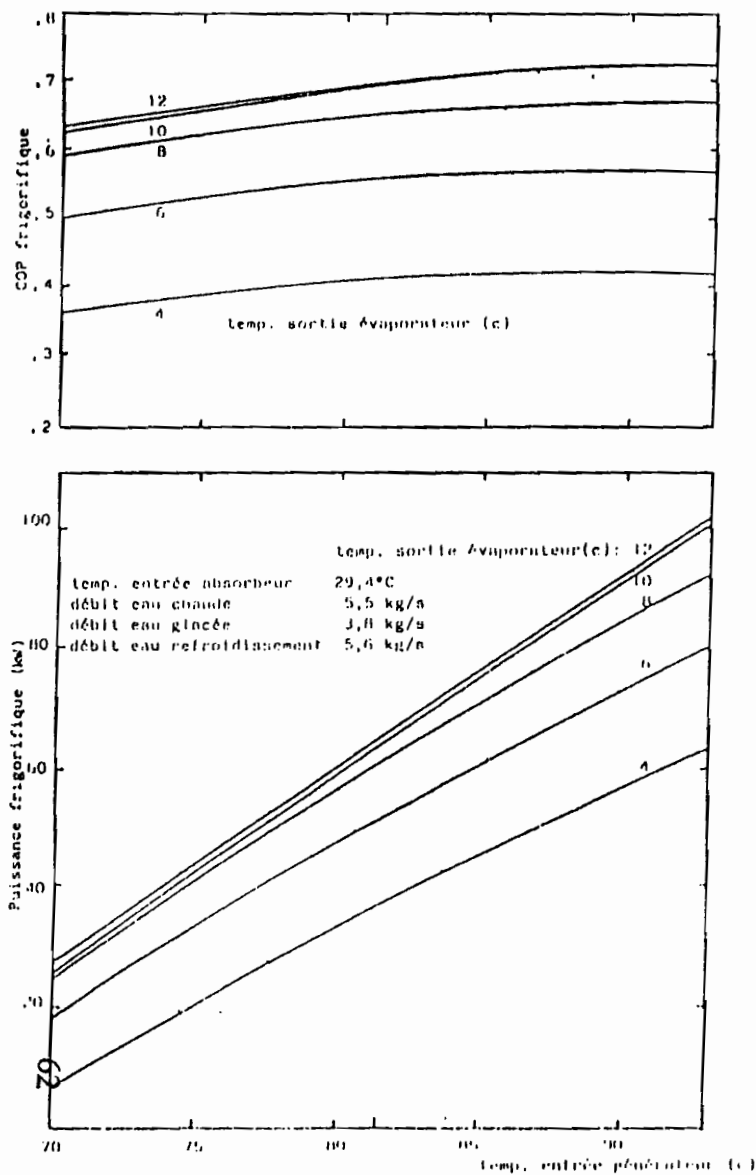


Fig. 19: Performances de l'unité ARKLA WFB 300

EVALUATION DES CHARGES

Table 1 Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Flat Roofs

$\Delta \theta_{ev}$ en °C pour les toits

Roof No	Description of Construction	Mass, kg/m ²	K-value, W/m ² ·°C	Solar Time, h																Hour of Max. Min. Max. Differ- ence num num num ect											
				0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	CLTD	CLTD	CLTD	CLTD
Without Suspended Ceiling																															
1	Steel sheet with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	34 (39)	1.209 (0.704)	0	-1	-2	-2	-3	-2	3	11	19	27	34	40	43	44	43	39	33	25	17	10	7	5	3	1	14	-3	44	47
2	25.4-mm wood with 25.4-mm insulation	39	0.965	3	2	0	-1	-2	-2	-1	2	8	15	22	29	35	39	41	41	39	35	29	21	15	11	8	5	16	-2	41	43
3	101.6-mm l.w. concrete	88	1.209	5	3	1	0	-1	-2	-2	1	5	11	18	25	31	36	39	40	40	37	32	25	19	14	10	7	16	-2	40	42
4	50.8-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	142	1.170 (0.691)	7	5	3	2	0	-1	0	2	6	11	17	23	28	33	36	37	37	34	30	25	20	16	12	10	16	-1	37	38
5	25.4-mm wood with 50.8-mm insulation	44	0.619	2	0	-2	-3	-4	-4	-2	3	9	15	22	27	32	35	36	35	32	27	20	14	10	6	3	16	-4	36	40	
6	152.4-mm l.w. concrete	117	0.897	12	10	7	5	3	2	1	0	2	4	8	13	18	24	29	33	35	36	35	32	28	24	19	16	18	0	36	36
7	63.5-mm wood with 25.4-mm insulation	63	0.738	16	13	11	9	7	6	4	3	4	5	8	11	15	19	23	27	29	31	31	30	27	25	22	19	19	3	31	34
8	203.2-mm l.w. concrete	151	0.715	20	17	14	12	10	8	6	5	4	4	5	7	11	14	18	22	25	28	30	30	29	27	25	22	20	4	30	36
9	101.6-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	254 (254)	1.136 (0.681)	14	12	10	8	7	5	4	4	6	8	11	15	18	22	25	28	29	30	29	27	24	21	19	16	18	4	30	36
10	63.5-mm wood with 50.8-mm insulation	63	0.528	18	15	13	11	9	8	6	5	5	5	7	10	13	17	21	24	27	28	29	29	27	25	23	20	19	5	29	34
11	Roof terrace system	366	0.612	19	17	15	14	12	11	9	8	7	8	8	10	12	15	18	20	22	24	25	26	25	24	22	21	20	7	26	19
12	152.4-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	366 (266)	1.090 (0.664)	18	16	14	12	11	10	9	8	8	9	10	12	15	17	20	22	24	25	25	25	24	22	20	19	19	8	25	17
13	101.6-mm wood with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	83 (88)	0.602 (0.443)	21	20	18	17	15	14	13	11	10	9	9	10	12	14	16	18	20	22	23	24	24	23	22	22	9	24	15	
With Suspended Ceiling																															
1	Steel Sheet with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	44 (49)	0.761 (0.522)	1	0	-1	-2	-3	3	0	5	13	20	28	35	40	43	43	41	37	31	23	15	10	7	5	3	15	-3	43	44
2	25.4-mm wood with 25.4-mm insulation	49	0.653	11	8	6	5	3	2	1	2	4	7	12	17	22	27	31	33	35	34	32	28	24	20	17	14	17	1	35	34
3	101.6-mm l.w. concrete	97	0.761	10	8	6	4	2	1	0	0	2	6	10	16	21	27	31	34	36	36	34	30	26	21	17	13	17	0	36	34
4	50.8-mm h.w. concrete with 25.4-mm insulation	146	0.744	16	14	13	11	10	8	7	7	8	9	11	14	17	19	22	24	25	26	26	25	23	21	20	18	18	7	26	11
5	25.4-mm wood with 50.8-mm insulation	49	0.471	14	11	9	7	5	4	3	3	4	6	10	14	18	23	27	30	31	32	31	29	26	22	19	16	18	3	32	30
6	152.4-mm l.w. concrete	127	0.619	18	15	13	11	9	7	6	4	4	4	6	9	12	16	20	24	27	29	30	30	28	26	23	20	20	4	30	28
7	63.5-mm wood with 25.4-mm insulation	73	0.545	19	18	16	14	13	12	10	9	8	8	9	10	12	14	17	19	21	23	24	25	24	23	22	21	20	8	25	17
8	203.2-mm l.w. concrete	161	0.525	22	20	18	16	15	13	11	10	9	8	8	9	11	14	16	19	21	23	25	25	25	25	24	23	20	8	25	17
9	101.6-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	259 (264)	0.727 (0.511)	17	16	15	14	13	13	12	11	11	11	12	13	15	16	18	19	20	21	21	21	21	20	19	18	19	11	21	10
10	63.5-mm wood with 50.8-mm insulation	73	0.409	19	18	17	16	14	13	12	11	10	10	10	11	12	14	16	18	19	21	22	23	23	22	22	21	21	10	23	13
11	Roof terrace system	376	0.466	17	16	16	15	15	14	13	13	13	12	12	13	13	14	15	16	16	17	18	18	19	18	18	18	21	12	19	7
12	152.4-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	376 (376)	0.710 (0.499)	16	16	15	15	14	13	13	12	12	12	12	13	14	15	16	17	18	18	19	19	19	18	18	18	20	12	19	7
13	101.6-mm wood with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	93 (97)	0.465 (0.363)	20	19	19	18	17	16	15	14	14	13	12	12	12	13	14	15	16	18	19	20	20	20	20	23	12	20	8	

Table 2 Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Sunlit Walls

2

ΔT_{ev} en °C pour les murs

Solar Time, h

0100 0200 0300 0400 0500 0600 0700 0800 0900 1000 1100 1200 1300 1400 1500 1600 1700 1800 1900 2000 2100 2200 2300 2400

CLTD

CLTD

CLTD

Difference CLTD

North Latitude
Wall Facing

Group A Walls

Group B Walls

Group C Walls

Group D Walls

Group E Walls

Group F Walls

Group G Walls

Table 3 CLTD Correction For Latitude and Month Applied to Walls and Roofs, North Latitudes

Lat.	Month	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HOR
0	Dec	-1.6	-2.7	-2.7	-2.7	-1.1	0.0	1.6	3.3	5.0	-0.5
	Jan/Nov	-1.6	-2.7	-2.2	-2.2	-0.5	0.0	1.1	2.2	3.8	-0.5
	Feb/Oct	-1.6	-1.1	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0.0	-0.5	3.8	-0.0
	Mar/Sept	-1.6	0.0	0.5	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	-2.7	-4.4	0.0
	Apr/Aug	2.7	2.2	1.6	0.0	-1.1	-2.7	-3.3	-4.4	-4.4	-1.1
	May/Jul	5.5	3.8	2.7	0.0	-1.6	-3.8	-4.4	-5.0	-4.4	-2.2
	Jun	6.6	5.0	2.7	0.0	-1.6	-3.8	-5.0	-5.5	-4.4	-2.7
8	Dec	-2.2	-3.3	-3.3	-3.3	-1.6	0.0	2.2	4.4	6.6	-2.7
	Jan/Nov	-1.6	-2.7	-3.3	-2.7	-1.1	0.0	1.6	3.3	5.5	-2.2
	Feb/Oct	-1.6	-2.2	-1.6	-1.6	-0.5	-0.5	0.5	1.1	2.2	-0.5
	Mar/Sept	-1.6	-1.1	-0.5	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	-1.6	-2.2	0.0
	Apr/Aug	1.1	1.1	1.1	0.0	-0.5	-2.2	-2.7	-3.8	-3.8	-0.5
	May/Jul	3.8	2.7	2.2	0.0	-1.1	-2.7	-3.8	-5.0	-3.8	-1.1
	Jun	5.0	3.3	2.2	0.0	-1.1	-3.3	-4.4	-5.0	-3.8	-1.1
16	Dec	-2.2	-3.3	-4.4	-4.4	-2.2	-0.5	2.2	5.0	7.2	-5.0
	Jan/Nov	-2.2	-3.3	-3.8	-3.8	-2.2	-0.5	2.2	4.4	6.6	-3.8
	Feb/Oct	-1.6	-2.7	-2.7	-2.2	-1.1	0.0	1.1	2.7	3.8	-2.2
	Mar/Sept	-1.6	-1.6	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0.0	0.0	0.0	-0.5
	Apr/Aug	-0.5	0.0	-0.5	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	-2.7	-3.3	0.0
	May/Jul	2.2	1.6	1.6	0.0	-0.5	-2.2	-2.7	-3.8	-3.8	0.0
	Jun	3.3	2.2	2.2	0.5	-0.5	-2.2	-3.3	-4.4	-3.8	0.0
24	Dec	-2.7	-3.8	-5.0	-5.5	-3.8	-1.6	1.6	5.0	7.2	-7.2
	Jan/Nov	-2.2	-3.3	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	5.0	7.2	-6.1
	Feb/Oct	-2.2	-2.7	-3.3	-3.3	-1.6	-0.5	1.6	3.8	5.5	-3.8
	Mar/Sept	-1.6	-2.2	-1.6	-1.6	-0.5	-0.5	0.5	1.1	2.2	-1.6
	Apr/Aug	-1.1	-0.5	0.0	-0.5	-0.5	-1.1	-0.5	-1.1	-1.6	0.0
	May/Jul	0.5	1.1	1.1	0.0	0.0	-1.6	-1.6	-2.7	-3.3	0.5
	Jun	1.6	1.6	1.6	0.5	0.0	-1.6	-2.2	-3.3	-3.3	0.5
32	Dec	-2.7	-3.8	-5.5	-6.1	-4.4	-2.7	1.1	5.0	6.6	-9.4
	Jan/Nov	-2.7	-3.8	-5.0	-6.1	-4.4	-2.2	1.1	5.0	6.6	-8.1
	Feb/Oct	-2.2	-3.3	-3.8	-4.4	-2.2	-1.1	2.2	4.4	6.1	-5.5
	Mar/Sept	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-1.1	-0.5	1.6	2.7	3.8	-2.7
	Apr/Aug	-1.1	-1.1	-0.5	-1.1	0.0	-0.5	0.0	0.5	0.5	-0.5
	May/Jul	0.5	0.5	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	0.5
	Jun	0.5	1.1	1.1	0.5	0.0	-1.1	-1.1	-2.2	-2.2	1.1
40	Dec	-3.3	-4.4	-5.5	-7.2	-5.5	-3.8	0.0	3.8	5.5	-11.6
	Jan/Nov	-2.7	-3.8	-5.5	-6.6	-5.0	-3.3	0.5	4.4	6.1	-10.5
	Feb/Oct	-2.7	-3.8	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	4.4	6.6	-7.2
	Mar/Sept	-2.2	-2.7	-2.7	-3.3	-1.6	0.5	2.2	3.8	5.5	-4.4
	Apr/Aug	-1.1	-1.6	-1.1	-1.1	0.0	0.0	1.1	1.6	2.2	-1.1
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.5	0.5
	Jun	0.5	0.5	0.5	0.0	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	1.1
48	Dec	-3.3	-4.4	-6.1	-7.7	-7.2	-5.5	-1.6	1.1	3.3	-13.3
	Jan/Nov	-3.3	-4.4	-6.1	-7.2	-6.1	-4.4	-0.5	2.7	4.4	-11.6
	Feb/Oct	-2.7	-3.8	-5.5	-6.1	-4.4	-2.7	0.5	4.4	6.1	-10.5
	Mar/Sept	-2.2	-3.3	-3.3	-3.8	-2.2	-0.5	2.2	4.4	6.1	-7.2
	Apr/Aug	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-0.5	0.0	2.2	3.3	3.8	-4.4
	May/Jul	0.0	-0.5	0.0	0.0	0.5	0.5	1.6	1.6	2.2	-1.1
	Jun	0.5	0.5	1.1	0.5	1.1	0.5	1.1	1.1	1.6	1.1
56	Dec	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-8.8	-7.7	-5.0	-2.7	-1.6	-15.0
	Jan/Nov	-3.3	-4.4	-6.1	-8.3	-7.7	-6.6	-3.3	-0.5	1.1	-13.3
	Feb/Oct	-3.3	-4.4	-5.5	-6.6	-5.5	-3.8	0.0	3.3	5.0	-11.6
	Mar/Sept	-2.7	-3.3	-3.8	-4.4	-2.7	-1.1	2.2	4.4	6.6	-8.1
	Apr/Aug	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-0.5	0.5	2.7	3.8	5.0	-4.4
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	1.1	1.1	2.7	3.3	3.8	-1.1
	Jun	1.1	0.5	1.1	0.5	1.6	1.6	2.2	2.7	3.3	1.1
64	Dec	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-9.4	-10.0	-8.8	-7.7	-6.6	-16.6
	Jan/Nov	-3.8	-5.0	-6.6	-8.8	-8.8	-8.8	-7.2	-5.5	-4.4	-14.4
	Feb/Oct	-3.3	-4.4	-6.1	-7.7	-7.2	-5.5	-2.2	0.5	2.2	-12.2
	Mar/Sept	-2.7	-3.8	-5.0	-5.5	-3.8	-2.2	1.1	3.8	6.1	-10.5
	Apr/Aug	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-0.5	0.5	2.7	5.0	6.1	-7.2
	May/Jul	0.5	0.0	0.5	0.0	1.6	2.2	3.3	4.4	5.5	-4.4
	Jun	1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	3.3	3.8	5.0	-1.1

MOIS	ORIENTATION	0	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUIN	N	0	142	204	272	245	252	258	252	245	232	204	142	0
	NE	0	374	481	404	410	410	400	67	44	41	74	19	0
	E	0	304	482	425	282	135	44	44	44	41	34	19	0
	SE	0	116	131	85	46	44	44	44	44	41	34	19	0
	S	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0
	SO	0	19	34	41	44	44	44	44	46	85	131	116	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	292	425	482	364	0
	NO	0	19	34	41	44	63	166	310	418	484	580	374	0
	Horizontale	0	87	273	462	601	602	710	601	601	462	273	87	0
JUILLET ET MAI	N	0	116	169	191	204	200	210	200	204	191	169	116	0
	NE	0	371	480	471	390	270	135	50	44	41	34	19	0
	E	0	380	478	437	302	135	44	44	44	41	34	19	0
	SE	0	144	184	113	56	44	44	44	44	41	34	19	0
	S	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0
	SO	0	19	34	41	44	44	44	44	56	113	184	144	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	302	437	478	380	0
	NO	0	19	34	41	44	51	135	270	390	471	480	371	0
	Horizontale	0	90	285	474	612	701	732	701	612	474	305	97	0
AOÛT ET AVRIL	N	0	53	87	97	103	107	107	107	103	97	87	53	0
	NE	0	346	443	418	320	191	75	44	44	41	37	19	0
	E	0	405	513	465	324	143	44	44	44	41	37	19	0
	SE	0	210	246	204	100	46	44	44	44	41	37	19	0
	S	0	19	37	41	44	44	44	44	44	41	37	19	0
	SO	0	19	37	41	44	44	44	46	109	204	246	210	0
	O	0	19	37	41	44	44	44	240	324	465	513	405	0
	NO	0	19	37	41	44	44	75	101	320	418	443	346	0
	Horizontale	0	97	305	471	647	735	770	735	647	471	305	97	0
SEPTEMBRE ET MARS	N	0	19	37	41	44	44	44	44	44	41	37	19	0
	NE	0	296	371	317	213	97	44	44	44	41	37	19	0
	E	0	421	524	474	336	147	44	44	44	41	37	19	0
	SE	0	298	371	317	213	97	44	44	44	41	37	19	0
	S	0	19	37	41	44	44	44	44	44	41	37	19	0
	SO	0	19	37	41	44	44	44	97	213	317	371	298	0
	O	0	19	37	41	44	44	44	147	336	474	524	421	0
	NO	0	19	37	41	44	44	44	97	213	317	371	298	0
	Horizontale	0	100	305	513	660	754	788	754	660	513	314	100	0
OCTOBRE ET FEVRIER	N	0	19	37	41	44	44	44	44	44	41	37	19	0
	NE	0	210	246	204	100	46	44	44	44	41	37	19	0
	E	0	405	513	465	324	143	44	44	44	41	37	19	0
	SE	0	346	443	418	320	191	75	44	44	41	37	19	0
	S	0	53	87	97	103	107	107	107	97	87	87	53	0
	SO	0	19	37	41	44	44	75	191	320	418	443	346	0
	O	0	19	37	41	44	44	44	144	324	465	513	405	0
	NO	0	19	37	41	44	44	44	46	109	204	246	210	0
	Horizontale	0	97	305	471	647	735	770	735	647	471	305	97	0
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0
	NE	0	144	184	113	56	44	44	44	44	41	34	19	0
	E	0	300	478	437	302	135	44	44	44	41	34	19	0
	SE	0	121	180	121	390	270	135	50	44	41	34	19	0
	S	0	116	169	191	204	200	210	200	204	191	169	116	0
	SO	0	19	34	41	44	50	135	270	390	471	480	371	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	302	437	478	380	0
	NO	0	19	34	41	44	44	44	44	56	113	184	144	0
	Horizontale	0	90	285	474	612	701	732	701	612	474	285	90	0
DECEMBRE	N	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0
	NE	0	116	131	85	46	44	44	44	44	41	34	19	0
	E	0	364	482	425	292	135	44	44	44	41	34	19	0
	SE	0	374	481	404	410	290	106	67	44	41	34	19	0
	S	0	142	204	232	245	252	258	252	245	232	204	142	0
	SO	0	19	34	41	44	63	166	298	418	484	491	374	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	135	292	425	482	364	0
	NO	0	19	34	41	44	44	44	44	46	85	131	116	0
	Horizontale	0	87	273	462	601	602	710	602	601	462	273	87	0

TABEAU 4 - APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

0° Latitude Nord

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE													
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
JUIN	N	59	138	157	142	138	135	128	135	138	142	167	178	8	
	NE	173	412	480	440	333	204	87	44	44	41	34	24	6	
	E	189	421	487	437	307	129	44	44	44	41	34	24	6	
	SE	56	153	173	135	78	44	44	44	44	41	34	24	6	
	S	8	24	34	41	44	44	44	44	44	41	34	24	6	
	SO	8	24	24	41	44	44	44	44	78	135	173	153	56	
	O	6	24	24	41	44	44	44	129	307	437	487	421	169	
	NO	6	24	24	41	44	44	87	204	333	440	480	412	173	
	Horizontale	12	138	338	522	645	732	784	732	645	522	336	138	12	
	N	15	107	122	109	103	97	94	97	103	109	122	107	15	
JUILLET ET MAI	NE	131	399	468	418	342	175	68	44	44	41	34	22	2	
	E	157	425	488	447	307	135	44	44	44	41	34	22	2	
	SE	81	179	208	175	100	44	44	44	44	41	34	22	2	
	S	2	22	34	41	44	44	44	44	44	41	34	22	2	
	SO	2	22	34	41	44	44	44	44	100	175	208	179	81	
	O	2	22	34	41	44	44	44	135	307	447	488	422	157	
	NO	2	22	34	41	44	44	68	175	342	418	468	399	131	
	Horizontale	9	131	336	522	660	742	778	742	660	522	336	131	9	
	N	2	48	60	46	46	44	44	44	46	46	50	46	2	
	NE	53	355	401	349	252	107	44	44	44	41	34	22	2	
AOÛT ET AVRIL	E	78	434	613	469	327	144	44	44	44	41	34	22	2	
	SE	56	248	288	267	188	85	44	44	44	41	34	22	2	
	S	2	22	34	41	44	44	44	44	44	41	34	22	56	
	SO	2	22	34	41	44	44	44	85	188	267	285	248	56	
	O	2	22	34	41	44	44	44	144	327	469	613	434	78	
	NO	2	22	34	41	44	44	44	107	252	349	408	355	53	
	Horizontale	6	119	329	524	669	761	788	761	669	524	329	119	6	
	N	2	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	2	
	NE	2	280	324	252	142	53	44	44	44	41	34	19	2	
	E	2	408	616	474	333	147	41	44	44	41	34	19	2	
SEPTEMBRE ET MARS	SE	2	305	399	383	295	175	66	44	44	41	34	19	2	
	S	2	19	41	59	75	85	87	85	75	59	41	19	2	
	SO	2	19	34	41	44	44	66	175	295	383	399	305	2	
	O	2	19	34	41	44	44	44	147	333	474	616	408	2	
	NO	2	19	34	41	44	44	44	53	142	252	324	280	2	
	Horizontale	2	97	305	502	651	739	778	739	651	502	305	97	2	
	N	0	15	31	41	44	44	44	44	44	41	31	15	0	
	NE	0	182	208	138	87	44	44	44	44	41	31	15	0	
	E	0	371	487	456	314	125	44	44	44	41	31	15	0	
	SE	0	324	462	468	386	254	144	56	44	41	31	15	0	
OCTOBRE ET FEVRIER	S	0	56	125	173	204	223	230	223	204	173	125	56	0	
	SO	0	15	31	41	44	56	144	254	386	469	462	324	0	
	O	0	15	31	41	44	44	44	125	314	456	487	371	0	
	NO	0	15	31	41	44	44	44	87	138	208	182	0	0	
	Horizontale	0	68	267	437	607	691	723	691	607	437	267	68	0	
	N	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	NE	0	85	116	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	E	0	311	446	415	292	122	44	44	41	37	28	12	0	
	SE	0	311	460	606	459	342	219	97	53	37	28	311	0	
	S	0	109	204	285	302	327	333	327	302	285	204	109	0	
NOVEMBRE ET JANVIER	SO	0	12	28	37	53	97	219	342	459	608	480	12	0	
	O	0	12	28	37	41	44	44	122	292	415	449	311	0	
	NO	0	12	28	37	41	44	44	41	41	53	118	85	0	
	Horizontale	0	53	195	412	550	635	660	635	550	412	195	53	0	
	N	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	NE	0	46	87	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	E	0	270	430	408	285	131	44	44	41	37	28	12	0	
	SE	0	311	484	613	469	380	248	113	72	37	28	12	0	
	S	0	157	232	295	342	364	377	364	295	232	157	0	0	
	SO	0	12	28	37	72	113	248	380	469	613	484	311	0	
DECEMBRE	O	0	12	28	37	41	44	44	131	285	408	430	270	0	
	NO	0	12	28	37	41	44	44	44	41	53	87	46	0	
	Horizontale	0	44	208	377	524	607	635	607	524	377	208	44	0	
	N	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	NE	0	46	87	53	41	44	44	44	41	37	28	12	0	

TABLEAU 5 — APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m']

10° Latitude Nord

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE													
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
JUN	N	00	129	104	79	59	53	46	53	59	78	104	129	167	
	NE	254	484	452	381	281	119	16	44	44	44	37	29	9	
	E	254	405	803	449	302	129	44	44	44	44	37	29	9	
	SE	87	195	230	208	138	66	44	44	44	44	37	29	9	
	S	9	29	37	44	44	44	44	41	44	44	37	29	9	
	SO	9	29	37	44	44	44	41	66	138	208	230	195	87	
	O	9	29	37	44	44	44	41	129	302	449	503	465	255	
	NO	9	29	37	44	44	44	46	119	261	381	452	484	255	
	Horizontale	35	100	300	553	879	730	788	730	679	553	300	100	35	
	N	63	87	72	53	40	44	41	44	46	53	72	87	63	
JUILLET ET MAI	NE	223	415	434	349	230	97	41	41	44	41	37	24	9	
	E	235	465	513	456	311	144	41	41	44	41	37	24	9	
	SE	97	219	287	248	179	90	44	41	44	41	37	24	9	
	S	9	24	37	41	44	44	44	41	44	41	37	24	9	
	SO	9	24	37	41	44	44	44	90	179	248	287	219	97	
	O	9	24	37	41	44	44	41	144	311	456	513	465	235	
	NO	9	24	37	41	44	44	46	97	230	349	434	415	223	
	Horizontale	9	173	371	550	879	754	789	754	679	550	371	173	9	
	N	19	31	34	41	44	44	44	44	41	41	34	31	19	
	NE	142	349	371	280	157	50	44	44	44	41	34	22	6	
AOÛT ET AVRIL	E	166	447	519	469	333	160	44	44	44	41	34	22	6	
	SE	90	280	355	339	307	173	63	44	44	41	34	22	6	
	S	6	22	34	44	63	75	81	75	63	44	34	22	6	
	SO	6	22	34	41	44	44	63	173	307	339	355	280	90	
	O	6	22	34	41	44	44	44	160	333	469	519	447	166	
	NO	6	22	34	41	44	44	44	50	157	280	371	349	142	
	Horizontale	15	151	336	524	660	739	776	739	660	524	336	151	15	
	N	0	19	34	41	44	44	44	44	44	41	34	19	0	
	NE	0	261	273	188	68	44	44	44	44	41	34	19	0	
	E	0	408	513	489	327	142	44	44	44	41	34	19	0	
SEPTEMBRE ET MARS	SE	0	311	427	440	377	263	129	46	44	41	34	19	0	
	S	0	24	60	119	164	197	204	197	164	119	60	24	0	
	SO	0	19	34	41	44	46	129	263	377	440	427	311	0	
	O	0	19	34	41	44	44	44	142	327	469	513	408	0	
	NO	0	19	34	41	44	44	44	60	185	273	371	261	0	
	Horizontale	0	94	292	480	623	700	732	708	623	480	292	94	0	
	N	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	NE	0	130	184	90	41	44	44	44	41	37	28	12	0	
	E	0	311	482	443	314	153	44	44	41	37	28	12	0	
	SE	0	285	459	502	469	374	232	85	41	37	28	12	0	
OCTOBRE ET FÉVRIER	S	0	66	157	239	292	333	348	333	292	239	157	66	0	
	SO	0	12	28	37	41	85	232	374	469	502	459	285	0	
	O	0	12	28	37	41	44	44	153	314	443	482	311	0	
	NO	0	12	28	37	41	44	44	41	90	184	130	12	0	
	Horizontale	0	56	213	399	537	616	654	616	537	399	213	56	0	
	N	0	9	24	34	41	41	41	41	41	34	24	9	0	
	NE	0	75	81	44	41	41	41	41	41	34	24	9	0	
	E	0	223	403	399	285	135	41	41	41	34	24	9	0	
	SE	0	230	452	515	496	425	285	144	60	34	24	9	0	
	S	0	87	217	314	386	427	443	427	386	314	217	87	0	
NOVEMBRE ET JANVIER	SO	0	9	24	34	50	144	285	425	496	515	452	230	0	
	O	0	9	24	34	37	41	41	135	285	399	493	223	0	
	NO	0	9	24	34	37	41	41	41	41	41	34	24	9	
	Horizontale	0	15	151	317	459	541	586	541	459	317	151	15	0	
	N	0	9	22	34	37	41	41	41	37	34	22	9	0	
	NE	0	44	58	37	37	41	41	41	37	34	22	9	0	
	E	0	175	371	380	267	107	41	41	37	34	22	9	0	
	SE	0	188	437	524	509	421	285	188	63	34	22	9	0	
	S	0	78	232	349	415	459	469	459	415	349	232	78	0	
	SO	0	6	22	34	63	188	305	421	509	524	437	188	0	
DECEMBRE	O	0	6	22	34	37	41	41	107	267	380	371	175	0	
	NO	0	8	22	34	37	41	41	41	37	34	22	8	0	
	Horizontale	0	12	113	289	425	516	535	506	425	289	113	12	0	
	N	0	9	22	34	37	41	41	41	37	34	22	9	0	

TABEAU 6 — APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

20° Latitude Nord

MOIS	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUIN	N	103	90	56	44	44	44	44	44	44	44	56	90	103
	NE	329	437	408	305	173	59	44	44	44	44	37	31	15
	E	339	491	608	449	307	138	44	44	44	44	37	31	15
	SE	131	235	283	283	230	138	53	44	44	44	37	31	15
JUILLET ET MAY	S	15	31	37	44	46	59	88	59	46	44	37	31	15
	SO	15	31	37	44	44	44	53	138	230	283	283	235	131
	O	15	31	37	44	44	44	44	138	307	449	506	491	339
	NO	15	31	37	44	44	44	44	59	173	305	408	437	329
AOÛT ET AVRIL	Horizontale	59	191	412	566	682	754	788	754	682	566	412	191	59
	N	68	63	44	41	44	44	44	44	44	41	44	63	68
	NE	292	412	386	280	144	50	44	44	44	41	37	28	12
	E	313	487	616	456	311	138	44	44	44	41	37	28	12
SEPTEMBRE ET MARS	SE	131	258	314	314	261	166	68	44	44	41	37	28	12
	S	12	28	37	44	63	85	94	85	63	44	37	28	12
	SO	12	28	37	41	44	44	44	166	261	314	314	258	131
	O	12	28	37	41	44	44	44	138	311	456	515	487	314
OCTOBRE ET FÉVRIER	NO	12	28	37	41	44	44	44	50	144	260	366	412	292
	Horizontale	46	208	386	553	673	742	774	742	673	553	366	208	46
	N	19	28	34	41	41	44	44	44	41	41	34	28	19
	NE	173	336	314	206	85	44	44	44	41	41	34	28	6
NOVEMBRE ET JANVIER	E	208	462	519	465	320	144	44	44	41	41	34	28	6
	SE	116	307	399	408	351	258	122	46	41	41	37	28	6
	S	6	26	41	85	147	182	197	182	147	85	41	28	6
	SO	6	26	37	41	41	46	122	258	351	406	399	307	116
DECEMBRE	O	6	26	37	41	41	44	44	138	311	465	519	462	208
	NO	6	26	37	41	41	44	44	44	85	206	314	339	173
	Horizontale	19	147	336	506	629	708	739	708	629	506	336	147	19
	N	0	15	31	37	41	44	44	44	41	37	31	15	0
JANVIER	NE	0	232	283	125	46	44	44	44	41	37	31	15	0
	E	0	390	496	452	324	151	44	44	41	37	31	15	0
	SE	0	307	412	478	443	355	210	78	41	37	31	15	0
	S	0	28	56	188	258	307	329	307	258	188	56	28	0
FÉVRIER	SO	0	15	31	37	41	78	210	355	443	478	412	307	0
	O	0	15	31	37	41	44	44	151	324	452	498	390	0
	NO	0	15	31	37	41	44	44	44	46	125	283	232	0
	Horizontale	0	78	254	425	563	635	666	635	563	425	254	78	0
MARS	N	0	9	28	34	37	41	44	41	37	34	28	9	0
	NE	0	103	122	56	37	41	44	41	37	34	28	9	0
	E	0	248	425	415	295	135	44	41	37	34	28	9	0
	SE	0	230	447	613	500	427	289	147	46	34	26	9	0
AVRIL	S	0	56	179	289	360	437	466	437	380	289	179	56	0
	SO	0	9	28	34	46	147	289	427	500	613	447	230	0
	O	0	9	28	34	37	41	44	135	295	415	425	248	0
	NO	0	9	28	34	37	41	44	41	37	56	122	103	0
MAY	Horizontale	0	19	153	314	449	537	563	537	449	314	153	19	0
	N	0	2	19	26	34	37	37	37	34	28	19	2	0
	NE	0	28	60	26	34	37	37	37	34	28	19	2	0
	E	0	85	342	364	261	109	37	37	34	28	19	2	0
JUIN	SE	0	67	399	506	609	449	327	201	72	26	19	2	0
	S	0	31	213	342	430	484	600	484	430	342	213	31	0
	SO	0	2	19	26	72	201	327	449	609	506	399	67	0
	O	0	2	19	26	34	37	37	109	261	384	342	85	0
JUILLET	NO	0	2	19	26	34	37	37	37	34	28	60	26	0
	Horizontale	0	6	85	223	342	427	456	427	342	223	85	6	0
	N	0	0	12	28	34	37	37	37	34	28	12	0	0
	NE	0	0	31	28	34	37	37	37	34	28	12	0	0
AOÛT	E	0	0	289	326	252	100	37	37	34	28	12	0	0
	SE	0	0	358	483	609	449	339	226	87	28	12	0	0
	S	0	0	201	355	447	500	613	500	447	355	201	0	0
	SO	0	0	12	26	67	226	339	449	609	493	358	0	0
SEPTEMBRE	O	0	0	12	26	34	37	37	100	252	329	289	0	0
	NO	0	0	12	26	34	37	37	37	34	28	31	0	0
	Horizontale	0	0	59	200	305	383	412	383	305	200	59	0	0
	N	0	0	12	26	34	37	37	37	34	28	12	0	0
OCTOBRE	NE	0	0	31	28	34	37	37	37	34	28	12	0	0
	E	0	0	289	326	252	100	37	37	34	28	12	0	0
	SE	0	0	358	483	609	449	339	226	87	28	12	0	0
	S	0	0	201	355	447	500	613	500	447	355	201	0	0
NOVEMBRE	SO	0	0	12	26	67	226	339	449	609	493	358	0	0
	O	0	0	12	26	34	37	37	100	252	329	289	0	0
	NO	0	0	12	26	34	37	37	37	34	28	31	0	0
	Horizontale	0	0	59	200	305	383	412	383	305	200	59	0	0

TABLEAU 7 — APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

30° Latitude Nord

	ORIENTATION	HEURE SOLAIRE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
JUIN	N	101	61	37	41	44	44	44	44	44	41	37	63	100
	NE	371	418	352	230	94	44	44	44	44	41	37	31	19
	E	396	506	609	447	298	138	44	44	44	41	37	31	19
	SE	160	276	342	348	311	223	107	44	44	41	37	31	19
	S	19	31	37	59	109	138	170	138	109	59	37	31	19
	SO	19	31	37	41	44	44	107	223	311	348	342	276	160
	O	19	31	37	41	44	44	44	138	298	447	509	506	396
	Horizontale	97	256	421	563	660	730	745	730	660	563	421	256	97
JUILLET ET MAI	N	75	44	37	41	44	44	44	44	44	41	37	44	75
	NE	333	389	329	208	81	44	44	44	44	41	37	31	15
	E	371	506	515	452	307	135	44	44	44	41	37	31	15
	SE	170	302	374	383	345	258	131	46	44	41	37	31	15
	S	15	31	41	81	138	197	217	197	138	81	41	31	15
	SO	15	31	37	41	44	46	131	258	345	383	374	302	170
	O	15	31	37	41	44	44	44	135	307	452	515	506	371
	Horizontale	75	230	396	537	636	708	732	708	636	537	396	230	75
AOÛT ET AVRIL	N	22	24	34	41	44	44	44	44	44	41	34	24	22
	NE	212	320	258	144	50	44	44	44	44	41	34	24	9
	E	263	452	509	456	317	142	44	44	44	41	34	24	9
	SE	151	329	434	458	427	336	208	78	44	41	37	24	9
	S	9	24	37	160	280	305	320	305	280	160	78	24	9
	SO	9	24	37	41	44	78	208	336	437	458	434	329	151
	O	9	24	37	41	44	44	44	142	317	456	509	462	263
	Horizontale	22	147	314	471	561	645	673	645	561	471	314	147	22
SEPTEMBRE ET MARS	N	0	15	28	37	41	41	44	41	41	37	28	15	0
	NE	0	160	182	81	41	41	44	41	41	37	28	15	0
	E	0	364	489	437	311	142	44	41	41	37	28	15	0
	SE	0	298	452	509	493	418	283	129	44	37	28	15	0
	S	0	27	138	254	346	383	440	383	346	254	138	27	0
	SO	0	15	28	37	44	129	283	418	493	509	452	298	0
	O	0	15	28	37	41	41	44	142	311	437	489	364	0
	Horizontale	0	66	210	390	480	553	575	553	480	390	210	66	0
OCTOBRE ET FÉVRIER	N	0	7	19	31	34	37	37	37	34	31	19	7	0
	NE	0	108	100	37	24	37	37	37	34	31	19	7	0
	E	0	267	368	363	276	122	37	37	34	31	19	7	0
	SE	0	254	415	390	513	452	336	197	63	31	19	7	0
	S	0	66	186	327	430	484	509	484	430	327	186	66	0
	SO	0	7	19	31	63	197	336	452	513	390	415	254	0
	O	0	7	19	31	34	37	37	122	276	363	368	267	0
	Horizontale	0	24	90	201	317	386	405	386	317	201	90	24	0
NOVEMBRE ET JANVIER	N	0	0	9	22	28	31	34	31	28	22	9	0	0
	NE	0	0	37	27	28	31	34	31	28	22	9	0	0
	E	0	0	285	314	232	103	34	31	28	22	9	0	0
	SE	0	0	342	452	481	452	364	219	85	22	9	0	0
	S	0	0	186	327	437	496	522	496	437	327	186	0	0
	SO	0	0	9	27	85	219	364	452	481	452	342	0	0
	O	0	0	9	22	28	31	34	103	232	314	285	0	0
	Horizontale	0	0	50	135	230	289	324	289	230	135	50	0	0
DÉCEMBRE	N	0	0	6	19	28	31	31	31	28	19	6	0	0
	NE	0	0	22	19	28	31	31	31	28	19	6	0	0
	E	0	0	226	270	213	97	31	31	28	19	6	0	0
	SE	0	0	276	421	465	447	361	230	94	22	6	0	0
	S	0	0	160	310	421	496	518	496	421	310	160	0	0
	SO	0	0	6	22	94	230	361	447	465	421	276	0	0
	O	0	0	6	19	28	31	31	97	213	270	226	0	0
	Horizontale	0	0	24	100	173	239	287	239	173	100	24	0	0

TABLEAU 8 — AFFORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

40° Latitude Nord

MOIS	ORIENTATION MOIS	HEURE SOLAIRE													
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
JUN	N	60	37	37	41	44	44	44	44	44	41	37	37	60	
	NE	396	393	295	157	50	44	44	44	44	41	37	31	24	
	E	437	616	509	427	295	129	44	44	44	41	37	31	24	
	SE	201	320	396	425	390	307	191	72	44	41	37	31	24	
	S	24	31	50	122	213	273	292	273	213	122	50	31	24	
	SO	24	31	37	41	44	72	191	307	390	425	396	320	201	
JUILLET ET MAI	O	24	31	37	41	44	44	44	129	295	427	509	615	437	
	NO	24	31	37	41	44	44	44	44	50	157	295	393	396	
	Horizontale	138	270	416	544	619	673	691	673	619	544	418	270	138	
	N	66	34	37	41	44	44	44	44	44	41	37	34	66	
	NE	358	368	273	138	46	44	44	44	44	41	37	31	19	
	E	412	506	613	443	302	135	44	44	44	41	37	31	19	
AOUT ET AVRIL	SE	204	336	421	449	427	342	219	81	44	41	37	31	19	
	S	19	31	66	157	252	307	333	307	252	157	66	31	19	
	SO	19	31	37	41	44	81	219	342	427	449	421	336	204	
	O	19	31	37	41	44	44	44	135	302	443	513	506	412	
	NO	19	31	37	41	44	44	44	44	46	138	273	366	358	
	Horizontale	103	235	374	500	590	645	664	645	590	500	374	235	103	
SEPTEMBRE ET MARS	N	24	24	31	37	41	44	44	44	41	37	31	24	24	
	NE	239	296	219	97	41	44	44	44	41	37	31	24	12	
	E	295	456	496	443	307	142	44	44	41	37	31	24	12	
	SE	166	349	452	493	480	415	280	125	41	37	31	24	12	
	S	12	26	113	230	329	408	434	406	329	230	113	26	12	
	SO	12	24	31	37	41	125	280	415	480	498	452	349	166	
OCTOBRE ET FEVRIER	O	12	24	31	37	41	44	44	142	307	443	496	456	295	
	NO	12	24	31	37	41	44	44	44	41	97	219	295	239	
	Horizontale	41	144	280	412	502	563	681	563	502	412	280	144	41	
	N	0	12	24	31	37	37	37	37	37	31	24	12	0	
	NE	0	182	144	50	37	37	37	37	37	31	24	12	0	
	E	0	320	434	408	292	135	37	37	37	31	24	12	0	
NOVEMBRE ET JANVIER	SE	0	270	437	509	513	456	329	175	53	31	24	12	0	
	S	0	34	160	292	412	471	496	471	412	292	160	34	0	
	SO	0	12	24	31	53	175	329	456	613	509	437	270	0	
	O	0	12	24	31	37	37	37	135	292	408	434	320	0	
	NO	0	12	24	31	37	37	37	37	37	50	144	182	0	
	Horizontale	0	46	153	276	371	440	465	440	371	276	153	46	0	
DECEMBRE	N	0	0	12	22	28	31	34	31	28	22	12	0	0	
	NE	0	90	63	22	28	31	34	31	28	22	12	0	0	
	E	0	230	311	329	248	109	34	31	26	22	12	0	0	
	SE	0	217	349	456	493	452	361	217	75	22	12	0	0	
	S	0	53	166	311	430	493	624	493	430	311	166	53	0	
	SO	0	0	12	22	75	217	361	452	493	456	349	217	0	
	O	0	0	12	22	28	31	34	109	246	326	311	230	0	
	NO	0	0	12	22	28	31	34	31	28	22	63	90	0	
	Horizontale	0	6	59	142	226	270	295	270	226	142	59	6	0	
	N	0	0	2	12	19	24	28	24	19	12	2	0	0	
	NE	0	0	15	12	19	24	28	24	19	12	2	0	0	
	E	0	0	160	201	179	87	26	24	19	12	2	0	0	
	SE	0	0	195	298	399	399	336	210	66	12	2	0	0	
	S	0	0	107	219	364	449	460	449	364	219	107	0	0	
	SO	0	0	2	12	66	210	336	399	399	298	195	0	0	
	O	0	0	2	12	19	24	28	87	179	201	160	0	0	
	NO	0	0	2	12	19	24	28	24	19	12	15	0	0	
	Horizontale	0	0	12	41	94	147	166	147	94	41	12	0	0	
	N	0	0	0	9	15	19	22	19	15	9	0	0	0	
	NE	0	0	0	9	15	19	22	19	15	9	0	0	0	
	E	0	0	0	85	147	72	22	19	15	9	0	0	0	
	SE	0	0	0	129	336	364	314	195	78	9	0	0	0	
	S	0	0	0	97	311	412	443	412	311	97	0	0	0	
	SO	0	0	0	9	78	195	314	364	336	129	0	0	0	
	O	0	0	0	9	15	19	22	72	147	85	0	0	0	
	NO	0	0	0	9	15	19	22	19	15	9	0	0	0	
	Horizontale	0	0	0	15	59	103	126	103	59	15	0	0	0	

TABEAU 9 — APPORTS EFFECTIFS D'UN VITRAGE ORDINAIRE ET NON PROTEGE [W/m²]

50° Latitude Nord

TABEAU 10 - COEFFICIENT DE CORRECTION A APPLIQUER AUX APPORTS EFFECTIFS POUR TENIR COMPTE DE L'ALTITUDE ET DU TROUBLE DE L'ATMOSPHERE

ALTITUDE [m]	CLIMATS BRUMEUX ET CHARGES DE POUSSIERE (grandes villes industrielles)					CLIMATS MOYENNEMENT BRUMEUX (villes moyennes)					CLIMATS CLAIRS (hors agglomérations)				
	8 [h] 18 [h]	9 [h] 19 [h]	10 [h] 14 [h]	11 [h] 13 [h]	12 [h]	8 [h] 18 [h]	9 [h] 19 [h]	10 [h] 14 [h]	11 [h] 13 [h]	12 [h]	8 [h] 18 [h]	9 [h] 19 [h]	10 [h] 14 [h]	11 [h] 13 [h]	12 [h]
0	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,96	0,97	0,98	0,99	1
500	1,05	1,04	1,04	1,03	1,03	1,04	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04	1,03	1,03	1,02	1,02
1 000	1,1	1,08	1,08	1,06	1,06	1,09	1,06	1,06	1,05	1,05	1,08	1,05	1,05	1,05	1,04
1 500	1,15	1,12	1,11	1,10	1,10	1,12	1,10	1,10	1,09	1,09	1,10	1,09	1,08	1,08	1,06
2 000	1,21	1,18	1,15	1,13	1,13	1,18	1,15	1,12	1,12	1,12	1,13	1,11	1,10	1,10	1,09

Table 23

Mass [kg/m ²]	U-Value (W/m ² ·°C)	Wall Construction Group Description		Code Numbers of Layers (see Table 8)
		Group No.	Description of Construction	
205	2,033	101	6 mm Face Brick + (Brick)	A0, A2, B1, A2, F0 A0, A2, C4, E1, F0 A0, A2, C4, B1/B2, F-1, F0
105	2,033	C	Air Space + 101.6-mm Face Brick	
439	2,356	D	101.6-mm Common Brick	
439	0,987-1,709	C	25.4-mm Insulation or Air Space + 101.6-mm Common Brick	
190	0,630	B	50.8-mm Insulation + 101.6 mm Common Brick	A0, A2, B1, C4, F-1, F0 A0, A2, C9, E1, F0 A0, A2, C9, B1/B2, F-1, F0
635	1,714	B	203.2-mm Common Brick	
635	0,874-1,179	A	Insulation or Air Space + 203.2-mm Common brick	
439	1,987	101.6	mm Face Brick + (H.W. Concrete)	
424	0,658	C	Air Space + 50.8-mm Concrete	A0, A2, B1, C5, F-1, F0 A0, A2, B3, C5, E1, F0 A0, A2, B1, C10/11, E1, F0
698, 928	0,625-0,636	B	50.8-mm Insulation + 101.6-mm Concrete	
		A	Air Space or Insulation + 203.2-mm or more Concrete	
103	1,811	101	6 mm Face Brick + (L.W. or H.W. Concrete Block)	A0, A2, C2, F-1, F0 A0, A2, C2, B1/B2, F-1, F0 A0, A2, C7, A6, F0 A0, A2, B1, C7/C8, F-1, F0
103	0,868-1,192	E	101.6-mm Block	
142	1,555	D	Air Space or Insulation + 101.6-mm Block	
156-114	1,255-1,561	D	203.2-mm Block	
134	0,545-0,607	C	Air Space or 25.4-mm Insulation + 152.4-mm or 203.2 mm Block	A0, A2, B1, C7/C8, F-1, F0 A0, A2, B3, C7/C8, F-1, F0
		B	50.8-mm Insulation + 203.2 mm Block	
117	2,163	101	6 mm Face Brick + (Clay Tile)	
117	1,595	D	101.6 mm Tile	
117	0,959	D	Air Space + 101.6 mm Tile	A0, A2, C1, F-1, F0 A0, A2, C1, B1, F-1, F0 A0, A2, C1, B2, F-1, F0 A0, A2, C6, F-1, F0 A0, A2, C6, B1/B2, F-1, F0
169	1,561	C	Insulation + 101.6 mm Tile	
169	0,806-1,255	C	203.2-mm Tile	
		B	Air Space or 25.4 mm Insulation + 203.2 mm Tile	
114	0,551	A	50.8 mm Insulation + 203.2 mm Tile	A0, A2, B3, C6, F-1, F0
308	3,321	11	W Concrete Wall + (Finish)	
308	0,675-1,136	E	101.6-mm Concrete	
		D	101.6-mm Concrete + 25.4-mm or 50.8-mm Insulation	
308	0,675	C	50.8-mm Insulation + 101.6-mm Concrete	A0, A1, C5, F-1, F0 A0, A1, C5, B2/B3, F-1, F0 A0, A1, B6, C5, F-1, F0 A0, A1, C10, F-1, F0 A0, A1, C10, B5/B6, E1, F0
532	2,782	C	203.2-mm Concrete	
532	0,653-1,061	B	203.2-mm Concrete + 25.4-mm or 50.8-mm Insulation	
		A	50.8-mm Insulation + 203.2-mm Concrete	
762	2,390	B	304.8-mm Concrete	A0, A1, B3, C10, F-1, F0 A0, A1, C11, E1, F0 A0, C11, B6, A6, F-0
762	0,642	A	304.8 mm Concrete + Insulation	
112	0,914-1,493	1	W and H.W. Concrete Block + (Finish)	
142-181	0,596-0,647	F	101.6-mm Block + Air Space/Insulation	
229-219	1,669-2,282	E	50.8-mm Insulation + 101.6-mm Block	A0, A1, C2, B1/B2, F-1, F0 A0, A1, B3, C2/C3, F-1, F0 A0, A1, C7/C8, E1, F0 A0, A1, C7/C8, B1/B2, E1, F0
201-278	0,846-0,982	E	203.2-mm Block	
		D	203.2-mm Block + Air Space/Insulation	
190	2,379	1	W and H.W. Concrete Block + (Finish)	A0, A1, C1, F-1, F0 A0, A1, C1, B1, F-1, F0 A0, A1, C1, B2, E1, F0 A0, A1, B3, C1, E1, F0 A0, A1, C6, B1/B2, F-1, F0 A0, A1, C6, B1/B2, F-1, F0 A0, A1, B1, C6, F-1, F0
190	1,720	F	101.6-mm Tile	
190	0,993	E	101.6-mm Tile + Air Space	
195	0,625	D	50.8-mm Insulation + 101.6-mm Tile	
308	1,681	D	203.2 mm Tile	A0, A1, C6, B1/B2, F-1, F0 A0, A1, C6, B1/B2, F-1, F0 A0, A1, B1, C6, F-1, F0
308	0,857-1,112	C	203.2-mm Tile + Air Space/25.4-mm Insulation	
308	0,562	B	50.8 mm Insulation + 203.2 mm Tile	
21-79	0,516-1,306	Metal	Curtain Wall	A0, A1, B5, B6/B12, A3, F0
		G	With/without air Space + 25.4 mm/50.8 mm or 76.2 mm Insulation	
78	0,459-1,010	Frame	Wall	A0, A1, B1, B2/B3/B4, F-1, F0
		G	25.4 mm to 76.2-mm Insulation	

SANS ECRAN INTERIEUR ET FONCTIONNEMENT CONTINU

ORIENTATION (Latitude Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	HEURE SOLAIRE																												
		Matin												Après-midi												Matin				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5					
NE	lourde	0,17	0,27	0,33	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	0,04	0,06					
	moyenne	0,19	0,31	0,38	0,39	0,36	0,34	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,17	0,16	0,14	0,12	0,10	0,07	0,08	0,07	0,04	0,05	0,05	0,04	0,03					
	légère	0,31	0,54	0,65	0,61	0,46	0,33	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0	0					
E	lourde	0,16	0,26	0,34	0,35	0,40	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,23	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06					
	moyenne	0,16	0,25	0,40	0,46	0,46	0,42	0,36	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,15	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,04	0,06	0,06	0,05	0,04					
	légère	0,27	0,50	0,67	0,73	0,68	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0	0	0,01					
SE	lourde	0,08	0,14	0,22	0,31	0,38	0,43	0,44	0,43	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08					
	moyenne	0,05	0,12	0,23	0,35	0,44	0,49	0,51	0,47	0,41	0,36	0,31	0,27	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,06	0,04					
	légère	0	0,18	0,40	0,55	0,72	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0					
S	lourde	0,10	0,10	0,13	0,20	0,28	0,35	0,42	0,48	0,51	0,51	0,48	0,42	0,37	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12					
	moyenne	0,07	0,08	0,12	0,20	0,30	0,39	0,48	0,54	0,54	0,57	0,53	0,45	0,37	0,31	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,08					
	légère	0	0	0,12	0,25	0,48	0,64	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42	0,28	0,19	0,13	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0	0					
SO	lourde	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,14	0,21	0,25	0,36	0,43	0,47	0,46	0,40	0,34	0,30	0,27	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12					
	moyenne	0,05	0,05	0,04	0,05	0,09	0,14	0,22	0,31	0,42	0,50	0,53	0,51	0,44	0,35	0,25	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09					
	légère	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,12	0,34	0,53	0,68	0,78	0,78	0,68	0,46	0,29	0,20	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0	0,01					
O	lourde	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,13	0,19	0,27	0,36	0,42	0,44	0,38	0,33	0,29	0,24	0,23	0,21	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12					
	moyenne	0,05	0,05	0,05	0,05	0,09	0,09	0,10	0,12	0,19	0,30	0,40	0,48	0,51	0,47	0,35	0,30	0,25	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,09					
	légère	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,14	0,25	0,45	0,67	0,76	0,75	0,53	0,33	0,22	0,15	0,11	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01					
NO	lourde	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,17	0,25	0,34	0,39	0,34	0,29	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10					
	moyenne	0,08	0,04	0,05	0,09	0,09	0,09	0,09	0,08	0,11	0,19	0,29	0,40	0,48	0,40	0,32	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,04					
	légère	0,02	0,04	0,05	0,07	0,08	0,05	0,10	0,10	0,13	0,27	0,48	0,65	0,73	0,49	0,31	0,21	0,16	0,10	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01					
N et Ombre	lourde	0,16	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,17					
	moyenne	0,11	0,33	0,44	0,51	0,57	0,62	0,66	0,70	0,74	0,76	0,79	0,80	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,29	0,27	0,23	0,21	0,18	0,16	0,13					
	légère	0	0,42	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,98	0,52	0,34	0,24	0,14	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01					

AVEC ECRAN INTERIEUR ET FONCTIONNEMENT CONTINU

ORIENTATION (Latitude Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	HEURE SOLAIRE																								
		Matin											Après-midi											Matin		
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
NE	lourde	0,47	0,54	0,54	0,42	0,27	0,21	0,20	0,15	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,05	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03	
	moyenne	0,48	0,60	0,57	0,46	0,30	0,24	0,20	0,15	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	
	légère	0,55	0,76	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,12	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	
E	lourde	0,35	0,54	0,62	0,55	0,45	0,33	0,23	0,21	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,05	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	
	moyenne	0,40	0,58	0,65	0,63	0,52	0,35	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	
	légère	0,42	0,70	0,80	0,75	0,64	0,42	0,25	0,15	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0	
SE	lourde	0,04	0,21	0,47	0,59	0,64	0,62	0,53	0,41	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	
	moyenne	0,03	0,28	0,47	0,61	0,67	0,65	0,57	0,44	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,02	
	légère	0	0,30	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0	
S	lourde	0,02	0,06	0,23	0,38	0,51	0,60	0,66	0,67	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,15	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,05	0,08	0,07	0,06	
	moyenne	0,04	0,04	0,22	0,38	0,52	0,63	0,70	0,71	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,11	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,04	0,07	0,06	0,06	0,05	
	légère	0,10	0,21	0,43	0,63	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,04	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	
SO	lourde	0,01	0,04	0,09	0,10	0,11	0,24	0,39	0,53	0,43	0,46	0,41	0,47	0,23	0,19	0,18	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08	0,06	
	moyenne	0,07	0,04	0,08	0,08	0,10	0,24	0,40	0,55	0,44	0,46	0,44	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,05	0,08	0,07	0,06	0,05	
	légère	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,23	0,47	0,47	0,81	0,86	0,79	0,60	0,26	0,17	0,12	0,04	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0	0	
O	lourde	0,02	0,04	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,18	0,36	0,52	0,63	0,45	0,55	0,22	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,05	0,08	0,06	
	moyenne	0,07	0,04	0,08	0,09	0,09	0,09	0,05	0,18	0,34	0,54	0,64	0,48	0,40	0,25	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	
	légère	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,08	0,04	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13	0,09	0,06	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0	
NO	lourde	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,33	0,49	0,61	0,60	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	
	moyenne	0,07	0,04	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,34	0,52	0,65	0,44	0,23	0,18	0,15	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	
	légère	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,28	0,18	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0	
N et Ombre	lourde	0,08	0,37	0,67	0,71	0,74	0,74	0,79	0,81	0,83	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,79	0,30	0,24	0,23	0,20	0,19	0,16	0,15	0,14	0,13	
	moyenne	0,06	0,31	0,67	0,72	0,74	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,90	0,91	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,09	
	légère	0	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	0,24	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	

TABEAU 13 — COEFFICIENTS DE CORRECTION N AFFECTANT LES APPORTS EFFECTIFS MAXIMAUX D'UN VITRAGE

SANS ECRAN INTERIEUR - FONCTIONNEMENT PENDANT 16 HEURES

ORIENTATION (Latitude Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	HEURE SOLAIRE															
		Matin								Après-midi							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
NE	lourde	0,28	0,37	0,47	0,41	0,38	0,36	0,33	0,31	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12
	moyenne	0,28	0,39	0,45	0,45	0,41	0,39	0,31	0,27	0,22	0,21	0,19	0,17	0,16	0,14	0,12	0,10
	légère	0,33	0,57	0,66	0,62	0,46	0,33	0,26	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03
E	lourde	0,29	0,38	0,44	0,48	0,48	0,46	0,41	0,36	0,28	0,26	0,23	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14
	moyenne	0,27	0,38	0,48	0,54	0,52	0,48	0,41	0,35	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,15	0,14	0,12
	légère	0,29	0,51	0,68	0,74	0,69	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03
SE	lourde	0,24	0,29	0,35	0,43	0,49	0,53	0,53	0,51	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19
	moyenne	0,19	0,24	0,33	0,44	0,52	0,57	0,57	0,53	0,41	0,36	0,31	0,27	0,24	0,21	0,18	0,16
	légère	0,03	0,20	0,41	0,60	0,73	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18	0,14	0,09	0,07	0,05
S	lourde	0,33	0,31	0,32	0,37	0,43	0,49	0,55	0,60	0,57	0,51	0,48	0,47	0,37	0,33	0,29	0,26
	moyenne	0,27	0,24	0,28	0,34	0,42	0,50	0,58	0,60	0,60	0,57	0,53	0,45	0,37	0,31	0,27	0,23
	légère	0,06	0,04	0,15	0,31	0,49	0,65	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42	0,28	0,19	0,13	0,09
SO	lourde	0,35	0,32	0,30	0,28	0,26	0,28	0,30	0,37	0,43	0,47	0,46	0,40	0,34	0,30	0,27	0,24
	moyenne	0,31	0,28	0,25	0,24	0,22	0,26	0,33	0,40	0,46	0,50	0,53	0,51	0,44	0,35	0,29	0,26
	légère	0,11	0,10	0,10	0,09	0,10	0,14	0,35	0,54	0,68	0,78	0,78	0,68	0,46	0,29	0,20	0,14
O	lourde	0,38	0,34	0,32	0,28	0,26	0,25	0,23	0,25	0,26	0,27	0,36	0,42	0,44	0,38	0,33	0,29
	moyenne	0,34	0,31	0,28	0,25	0,23	0,22	0,21	0,21	0,23	0,30	0,40	0,48	0,51	0,43	0,35	0,30
	légère	0,17	0,14	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,15	0,29	0,49	0,67	0,76	0,75	0,53	0,33	0,22
NO	lourde	0,33	0,30	0,28	0,26	0,24	0,23	0,22	0,20	0,18	0,17	0,25	0,34	0,39	0,34	0,29	0,26
	moyenne	0,30	0,28	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,17	0,19	0,29	0,40	0,46	0,40	0,32	0,26
	légère	0,18	0,14	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11	0,13	0,27	0,48	0,65	0,73	0,49	0,31	0,21
N et Ombre	lourde	0,31	0,57	0,64	0,68	0,72	0,73	0,73	0,74	0,74	0,75	0,76	0,78	0,78	0,59	0,52	0,44
	moyenne	0,30	0,47	0,60	0,67	0,72	0,74	0,77	0,78	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,60	0,51	0,44
	légère	0,04	0,07	0,53	0,70	0,78	0,84	0,88	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99	0,62	0,34	0,24

TABEAU 14 — COEFFICIENTS DE CORRECTION N AFFECTANT LES APPORTS EFFECTIFS MAXIMAUX D'UN VITRAGE SIMPL

AVEC ECRAN INTERIEUR - FONCTIONNEMENT PENDANT 16 HEURES

ORIENTATION (Latitude Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	HEURE SOLAIRE															
		Matin								Après-midi							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
NE	lourde	0,53	0,64	0,59	0,47	0,31	0,25	0,24	0,22	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07
	moyenne	0,53	0,65	0,61	0,50	0,33	0,27	0,22	0,21	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06
	légère	0,56	0,77	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02
E	lourde	0,47	0,63	0,68	0,64	0,54	0,38	0,27	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08
	moyenne	0,46	0,63	0,70	0,67	0,56	0,38	0,27	0,24	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07
	légère	0,47	0,71	0,80	0,75	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02
SE	lourde	0,14	0,37	0,55	0,66	0,70	0,68	0,58	0,46	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11
	moyenne	0,11	0,35	0,53	0,66	0,72	0,69	0,61	0,47	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09
	légère	0,02	0,31	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03
S	lourde	0,19	0,18	0,34	0,48	0,60	0,68	0,73	0,74	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15
	moyenne	0,16	0,14	0,21	0,46	0,59	0,69	0,76	0,70	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13
	légère	0,12	0,23	0,44	0,64	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04
SO	lourde	0,22	0,21	0,20	0,20	0,20	0,32	0,47	0,60	0,63	0,66	0,61	0,42	0,23	0,19	0,18	0,16
	moyenne	0,20	0,19	0,18	0,17	0,18	0,31	0,46	0,60	0,66	0,70	0,64	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15
	légère	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,24	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60	0,26	0,17	0,12	0,08
O	lourde	0,23	0,23	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,25	0,36	0,57	0,63	0,65	0,55	0,22	0,19	0,17
	moyenne	0,22	0,21	0,19	0,19	0,17	0,16	0,15	0,23	0,36	0,54	0,66	0,68	0,60	0,25	0,20	0,17
	légère	0,12	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13
NO	lourde	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,18	0,17	0,16	0,16	0,33	0,49	0,61	0,60	0,19	0,17	0,15
	moyenne	0,19	0,19	0,18	0,17	0,17	0,16	0,16	0,15	0,16	0,34	0,52	0,65	0,23	0,18	0,15	0,12
	légère	0,12	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,28	0,18	0,12
N et Ombre	lourde	0,23	0,58	0,75	0,79	0,80	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,39	0,35	0,31
	moyenne	0,25	0,46	0,73	0,78	0,82	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,40	0,34	0,29
	légère	0,07	0,22	0,69	0,80	0,86	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,35	0,23	0,16

TABLEAU 15

COEFFICIENTS DE CORRECTION N AFFECTANT LES APPORTS EFFECTIFS MAXIMAUX
D'UN VITRAGE SIMPLE

FONCTIONNEMENT PENDANT 12 HEURES

ORIENTATION (Latitude Nord)	TYPE DE CONSTRUCTION	AVEC ECRAN INTERIEUR*												SANS ECRAN INTERIEUR											
		HEURE SOLAIRE																							
		Matin						Après-midi						Matin						Après-midi					
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
NF	lourde	0,55	0,67	0,62	0,49	0,33	0,27	0,25	0,24	0,22	0,21	0,20	0,17	0,34	0,47	0,47	0,45	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30	0,29	0,24	0,25
	moyenne	0,59	0,68	0,64	0,52	0,35	0,28	0,24	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,35	0,45	0,50	0,45	0,42	0,34	0,30	0,27	0,26	0,23	0,20	
	légère	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,16	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,65	0,54	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12
E	lourde	0,51	0,66	0,71	0,67	0,57	0,40	0,29	0,26	0,25	0,23	0,21	0,19	0,36	0,44	0,50	0,53	0,53	0,50	0,44	0,39	0,36	0,34	0,30	0,28
	moyenne	0,52	0,67	0,73	0,70	0,58	0,40	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16	0,34	0,44	0,54	0,58	0,57	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24
	légère	0,53	0,74	0,82	0,81	0,65	0,43	0,25	0,15	0,16	0,14	0,11	0,09	0,36	0,56	0,71	0,76	0,70	0,54	0,35	0,28	0,23	0,18	0,15	0,12
SE	lourde	0,20	0,42	0,59	0,70	0,74	0,71	0,61	0,48	0,33	0,30	0,26	0,24	0,34	0,37	0,43	0,50	0,54	0,58	0,57	0,55	0,50	0,45	0,41	0,37
	moyenne	0,18	0,40	0,57	0,70	0,75	0,72	0,63	0,49	0,34	0,28	0,25	0,21	0,29	0,33	0,41	0,51	0,58	0,61	0,61	0,56	0,49	0,44	0,37	0,33
	légère	0,05	0,35	0,61	0,78	0,86	0,82	0,65	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,14	0,27	0,47	0,64	0,75	0,79	0,73	0,61	0,45	0,32	0,23	0,18
S	lourde	0,26	0,25	0,40	0,53	0,64	0,72	0,77	0,77	0,73	0,67	0,49	0,31	0,47	0,43	0,42	0,46	0,51	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,41	0,54
	moyenne	0,26	0,27	0,38	0,51	0,64	0,73	0,79	0,79	0,77	0,65	0,51	0,31	0,44	0,37	0,39	0,43	0,50	0,57	0,64	0,68	0,70	0,68	0,43	0,53
	légère	0,21	0,29	0,48	0,67	0,79	0,88	0,85	0,83	0,56	0,50	0,24	0,16	0,28	0,19	0,25	0,38	0,54	0,68	0,78	0,84	0,82	0,76	0,41	0,42
SO	lourde	0,31	0,27	0,27	0,26	0,25	0,27	0,50	0,63	0,72	0,74	0,69	0,54	0,51	0,44	0,40	0,37	0,34	0,36	0,41	0,47	0,54	0,57	0,40	0,58
	moyenne	0,33	0,28	0,25	0,23	0,23	0,35	0,50	0,64	0,74	0,77	0,70	0,55	0,53	0,44	0,37	0,35	0,31	0,33	0,35	0,46	0,55	0,62	0,44	0,60
	légère	0,25	0,21	0,18	0,15	0,14	0,27	0,50	0,69	0,82	0,87	0,79	0,60	0,48	0,32	0,25	0,20	0,17	0,15	0,39	0,56	0,70	0,80	0,79	0,69
O	lourde	0,63	0,31	0,28	0,27	0,25	0,24	0,22	0,29	0,46	0,61	0,71	0,72	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31	0,31	0,35	0,42	0,49	0,54
	moyenne	0,67	0,33	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,28	0,44	0,61	0,72	0,73	0,60	0,52	0,44	0,39	0,34	0,31	0,29	0,28	0,33	0,43	0,51	0,57
	légère	0,77	0,34	0,25	0,20	0,17	0,14	0,13	0,22	0,44	0,67	0,82	0,85	0,77	0,56	0,38	0,28	0,22	0,18	0,16	0,19	0,33	0,52	0,69	0,77
NO	lourde	0,68	0,28	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,24	0,41	0,56	0,67	0,45	0,44	0,39	0,36	0,33	0,30	0,28	0,26	0,26	0,30	0,37	0,44
	moyenne	0,71	0,31	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18	0,23	0,40	0,58	0,70	0,54	0,49	0,41	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,24	0,30	0,39	0,48
	légère	0,82	0,33	0,25	0,20	0,18	0,15	0,14	0,13	0,19	0,41	0,64	0,80	0,75	0,53	0,36	0,26	0,24	0,19	0,17	0,15	0,17	0,30	0,50	0,66
N et Ombre	lourde	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,75	0,75	0,79	0,83	0,84	0,86	0,88	0,88	0,91	0,92	0,93	0,93
	moyenne	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,81	0,84	0,86	0,89	0,91	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95
	légère	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

RÉFRIGÉRATION SOLAIRE

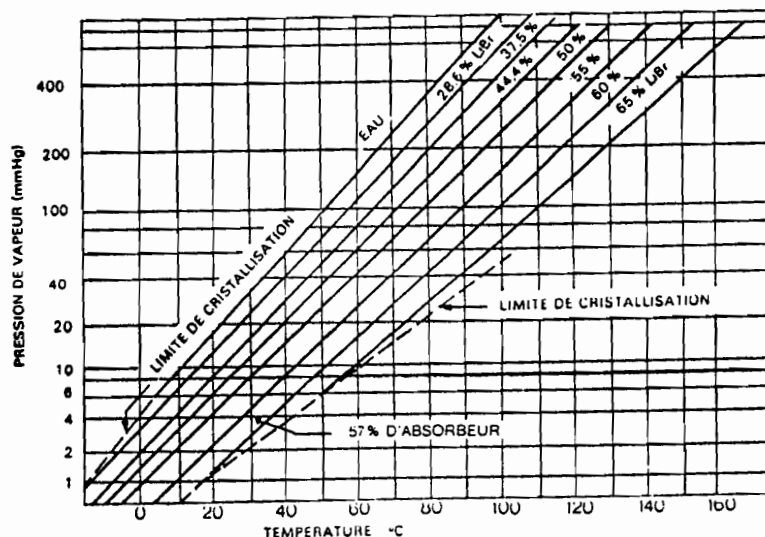


Fig. 19 - Diagramme d'équilibre pression-température pour les solutions bromure de lithium-eau.
Un tel diagramme est indispensable au projecteur pour fixer les paramètres de fonctionnement d'un système à absorption.

TABLEAU 16 — FACTEUR SOLAIRE F DES VITRAGES SPECIAUX EN SIMPLE EPAISSEUR

TYPE DE VITRAGE	EPAISSEUR MOYENNE [mm]	FACTEUR SOLAIRE F	COEFFICIENT DE TRANSMISSION τ pour $i \leq 40^\circ$	COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE K [W/m ² °C]
Verre à vitre normal fort épais	2 à 3 4 5	1 0,98 0,96	0,86 0,84 0,82	5,68 5,68 5,68
Glace claire ordinaire	6 8,8 10,5 12	0,95 0,92 0,90 0,88	0,80 0,78 0,73 0,71	5,68 5,68 5,68 5,68
Verre absorbant	5,5	0,71	0,51	5,68
Glace absorbante couleur bronze	6 8 10	0,64 0,60 0,54	0,49 0,46 0,34	5,68 5,68 5,68
couleur grise	6 8 10	0,65 0,60 0,55	0,50 0,41 0,36	5,68 5,68 5,68
couleur verte	6 8 10	0,63 0,59 0,53	0,47 0,39 0,32	5,68 5,68 5,68
Verre coloré rouge foncé bleu foncé gris foncé gris-vert opale clair opale foncé ambré	3 à 6 3 à 6 3 à 6 3 à 6 3 à 6 3 à 6 3 à 6	0,56 0,60 0,32 0,46 0,43 0,37 0,70	0,40 0,42 0,45 0,47 0,50 0,45 0,55	5,68 5,68 5,68 5,68 5,68 5,68 5,68
Glaces réfléchissantes claires (Pardillo 24)	6 8 10	0,72 0,71 0,70	0,59 0,56 0,55	5,68 5,68 5,68
(Pardillo 50)	6 8 10	0,67 0,66 0,65	0,53 0,51 0,49	5,68 5,68 5,68
bronze (Pardillo 24)	6 8 10	0,55 0,49 0,45	0,34 0,26 0,22	5,68 5,68 5,68
gris (Pardillo 24)	6 8 10	0,55 0,50 0,46	0,35 0,25 0,24	5,68 5,68 5,68
vert (Pardillo 24)	6 8 10	0,53 0,49 0,45	0,33 0,28 0,22	5,68 5,68 5,68
(Pardillo 50)	6 8 10	0,51 0,46 0,43	0,30 0,24 0,21	5,68 5,68 5,68
Film réflecteur ScotchMint (Minnesota) : sur glace claire film A 18 film A 33 sur glace absorbante bronze film A 18 film A 33 gris film A 18 film A 33 Solar-X : sur glace claire S - 50 S - 80		0,25 0,42 0,33 0,41 0,12 0,21 0,50 0,28		

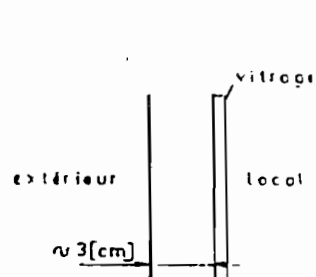
TABLEAU 17 . FACTEUR SOLAIRE F DES DOUBLES OU TRIPLES VITRAGES

TYPE DE VITRAGE	EPAIS- SEUR NOMI- NALE [mm]	EPAISSUR [mm]			FACTEUR SOLAIRE	COEFFICIENT K [W/m² °C]
		glace intérieure	glace extérieure	lame d'air		
Douglas vitrage avec couche isolante (Thermolux) (1)	6 8 10	3 4 5	3 4 5	— — —	0,56 0,55 0,54	4,4 4,4 4,4
Douglas vitrage avec lame d'air intermédiaire						
• verre clair	12	3	3	3	0,90	3,5
• glace claire (Thermopane ou Polyglass)	18 20 24 28 32	6 6 6 6 8	6 6 6 6 10	6 8 12 10 14	0,85 0,85 0,85 0,82 0,80	3,4 3,3 3,1 3,1 3
• Glace claire intérieure — glace absorbante extérieure (Parsol ou Athermic) grise	18 24 32	6 8 8	6 8 10	6 8 14	0,59 0,52 0,48	3,4 3,3 3
vert	18 24 32	6 8 8	6 6 10	6 8 14	0,56 0,51 0,44	3,4 3,3 3
bronze	18 24 32	6 8 8	6 8 10	6 8 14	0,58 0,52 0,47	3,4 3,3 3
• Glace claire intérieure — glace réfléchissante extérieure (Parélio ou Solfran) claire 24	18 24 32	6 8 8	6 8 10	6 8 14	0,64 0,60 0,60	3,4 3,3 3
claire 50	18 24 32	6 8 8	6 8 10	6 8 14	0,59 0,56 0,55	3,4 3,3 3
bronze	18 24 32	6 8 8	6 8 10	6 8 14	0,44 0,37 0,34	3,4 3,3 3
gris	18 24 32	6 8 8	6 8 10	6 8 14	0,45 0,38 0,35	3,4 3,3 3
vert 24	18 24 32	6 8 8	6 6 10	6 8 14	0,43 0,37 0,35	3,4 3,3 3
vert 50	18 24 32	6 6 8	6 6 10	6 8 14	0,40 0,34 0,31	3,4 3,3 3
• Glace claire extérieure — glace réfléchissante intérieure (Parélio ou Solfran)	18	6	6	6	0,30	3,4
• Glace absorbante extérieure — glace réfléchissante inté- rieure	18	6	6	6	0,22	3,4
• Glace réfléchissante à l'exté- rieur et à l'intérieur	18	6	6	6	0,13	3,4
Triples vitrage avec deux lames d'air intermédiaires						
Supertriver : transparent	13,5	3 + 3	3	2 + 2	0,86	2,6
filtrant (une feuille de verre gris)	14,5	3 + 3	3,2	2,5 + 2,5	0,64	2,6
Polyglass triple :	30 36 42	6 6 6	6 + 6 6 + 6 6 + 6	6 + 6 9 + 9 12 + 12	0,85 0,85 0,85	2,3 2,2 2,1

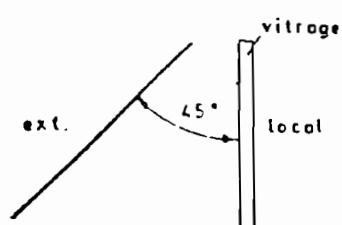
1 — Fabrication actuellement abandonnée.

DESIGNATION	DIMENSIONS [mm]	FACTEUR SOLAIRE			COEFFICIENT K [W/m ² °C]
		ensoleillé	ombre N/NO/O/BO	ombre E/SE/NE	
Dalles, pavés de verre (Nevada, Prismalith)	150 × 150 × 100	0,35	0,34	0,51	3
	200 × 200 × 100	0,65	0,40	0,60	3
	300 × 300 × 100	0,75	0,46	0,65	3
Coupoles d'éclairage plastiques transparentes avec diffuseur	2 660 × 1 760		0,60		2,4
	1 760 × 1 760 Ø 1 760				
	— Id —		0,88		4,3
transparentes sans diffuseur translucides	— Id —		0,88		4,3

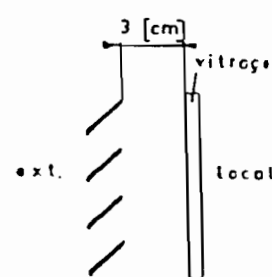
TABLEAU 18 - FACTEUR SOLAIRE DES DALLES, PAVES DE VERRE ET COUPOLES D'ECLAIRAGE EN MATIERE PLASTIQUE



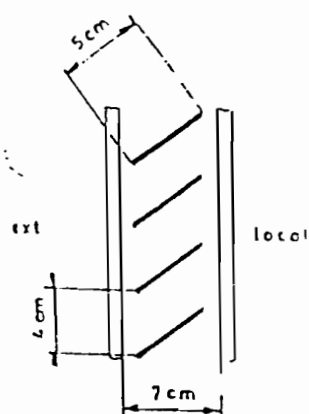
(1) volets et stores



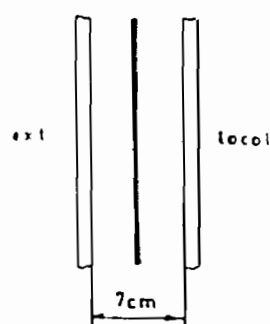
(2) volets et stores
projetés à l'italienne
protections extérieures



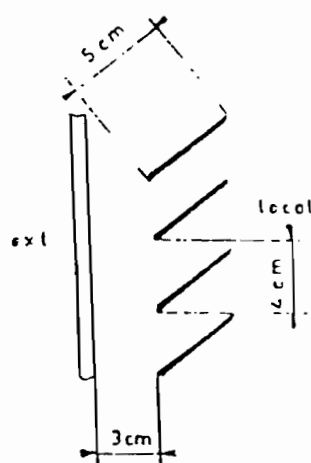
(3) persiennes et
stores vénitiens



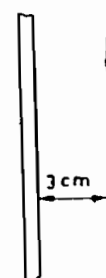
(4) stores vénitiens



5) rideaux de toile



(6) stores vénitiens



(7) rideaux intérieurs

protections entre 2 vitrages

protections intérieures

Fig 2.2.h — Différents types de protection antisolaire des vitrages

TABEAU 19 — FACTEUR SOLAIRE DES PROTECTIONS INTERIEURES ASSOCIEES A DIFFERENTS VITRAGES

TYPE DE VITRAGE	EPAISSEUR NOMINALE (mm)	TYPE DE PROTECTION INTERIEURE				
		Stores vénitiens		Stores de toile		
		teinte claire	teinte moyenne	opaque		translucide
				foncé	clair	
Verre à vitre Glacé	2 à 6 6 à 12	0,55	0,64	0,59	0,25	0,39
Verre absorbant ou coloré Glacé absorbante (grise, bronze ou verte)	3 à 6 6 10 12	0,53 0,53 0,52 0,50	0,57 0,57 0,54 0,51	0,45 0,45 0,40 0,36	0,30 0,30 0,28 0,28	0,36 0,36 0,32 0,31
Doublé vitrage avec lame d'air • verre clair • glace claire • glace absorbante + glace claire intérieure	11 16 à 32 16 à 32	0,51 0,51 0,36	0,57 0,57 0,35	0,60 0,60 0,40	0,25 0,25 0,22	0,37 0,37 0,30
Triple vitrage clair absorbant	13,5 14,5	0,50 0,35	0,56 0,34	0,57 0,39	0,24 0,21	0,36 0,29

TABEAU 20 — FACTEUR SOLAIRE DES PROTECTIONS ENTRE DEUX VITRAGES

TYPE DE VITRAGE	EPAISSEUR NOMINALE (mm)	TYPE DE PROTECTION		
		Stores vénitiens		Rideau (teinte claire)
		teinte claire	teinte moyenne	
Doublé vitrage : • verre clair • glace claire • glace absorbante et glace claire intérieure	11 16 à 32 16 à 32	0,33 0,33 0,28	0,36 0,36 0,30	0,28 0,28 0,23

TABEAU 21 — FACTEUR SOLAIRE DES PROTECTIONS EXTERIEURES ASSOCIEES A DIFFERENTS VITRAGES

TYPE DE VITRAGE	EPAISSEUR NOMINALE (mm)	TYPE DE PROTECTION EXTERIEURE									
		Stores verticaux		Volets verticaux		Volets et stores à l'italienne				Stores vénitiens	
		opa-que	trans-lucide	bois	métal	bois	métal	toile opa-que	toile trans-lucide	bois	métal ou plas-tique
Verre ou glace claire	3 à 12	0,14	0,27	0,08	0,12	0,10	0,13	0,14	0,22	0,13	0,16
Glacé absorbante	3 à 12	0,12	0,18	0,06	0,10	0,08	0,10	0,11	0,15	0,10	0,11
Doublé vitrage • clair • absorbant	16 à 32 16 à 32	0,16 0,09	0,20 0,11	0,08 0,06	0,08 0,06	0,08 0,07	0,09 0,08	0,09 0,08	0,19 0,15	0,10 0,09	0,11 0,10
Triple vitrage • clair • absorbant	13,5 14,5	0,16 0,08	0,20 0,10	0,06 0,06	0,08 0,06	0,08 0,07	0,09 0,08	0,09 0,08	0,19 0,15	0,12 0,09	0,11 0,10

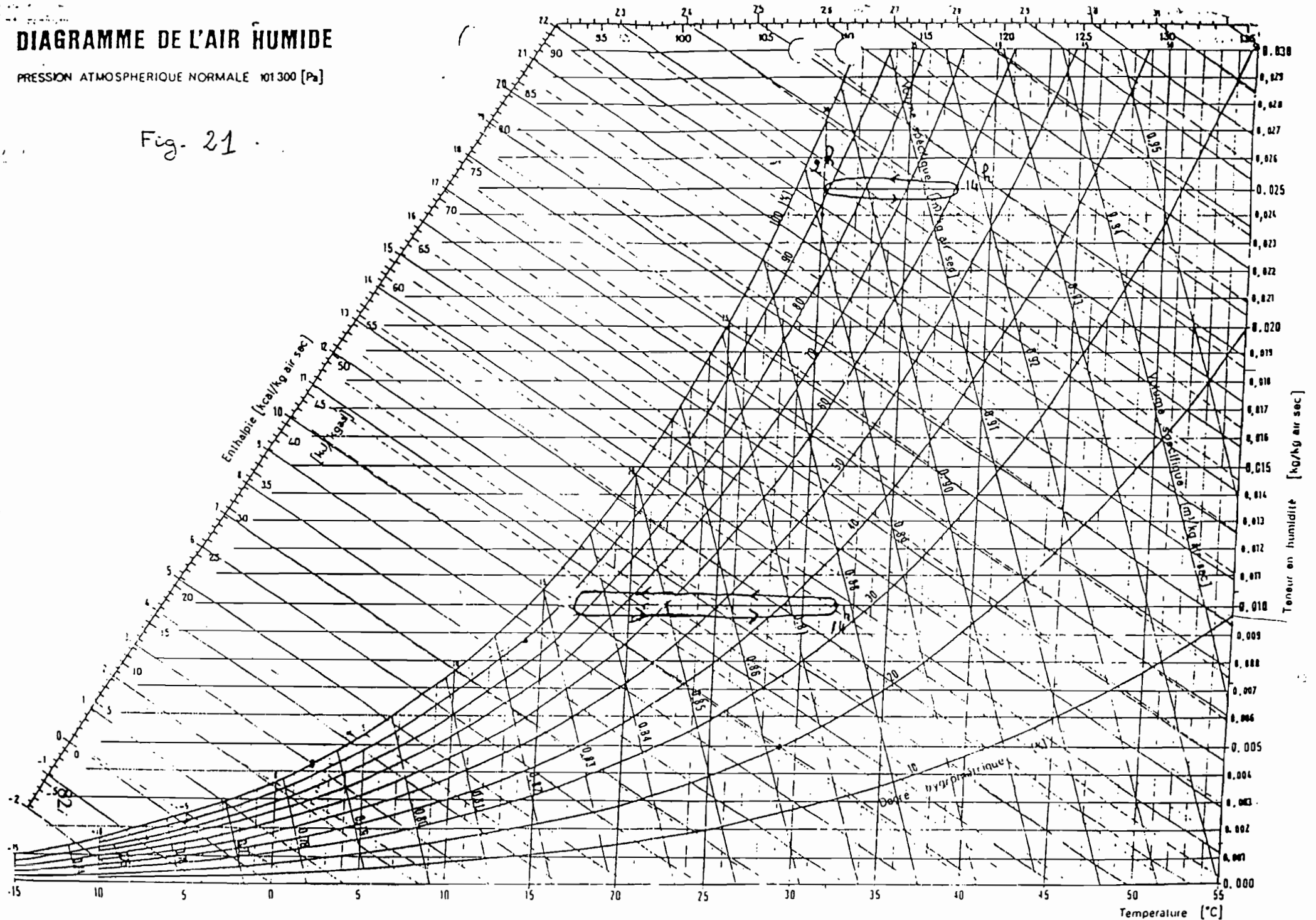
TABLEAU 22 - APPORTS DUS AUX OCCUPANTS
ENTHALPIE : [watt/personne] — HUMIDITE : [g/h, personne]

TYPE D'ACTIVITE	APPORT D'ENTHALPIE (métabolisme) [watt/pern.]	Température sèche du local [-C]													
		17		19		21		23		25		27		29	
		Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.	Chaleur sens.	Hum.
Assis au repos (salles de spectacle)	114	33	31	86	37	76	46	73	58	87	66	59	80	45	36
Assis, travail léger ou debout au repos (hôtels, locaux scolaires, appartements)	126	102	38	94	46	86	60	78	72	70	85	50	101	46	122
Assis, travail modéré — travail de bureau — travaux d'assemblage, de couture	145	109	51	100	61	90	80	82	95	72	110	61	127	46	147
Debout, travail léger — travaux de montage — magasins, banques — mécanicien radio	174	119	62	108	96	95	121	84	142	73	156	61	175	48	200
Travail modéré — vendeur actif — tôlier — marche réduite — machiniste	197	143	103	117	116	103	140	89	183	75	182	83	201	48	227
Travail actif — marche 3 [km/h] — supermarchés, grands ma- gasins	232	142	126	126	141	111	170	96	196	81	216	85	237	51	260
Travail intense — serveur très actif — marche 3,5 [km/h] — travail en atelier — salles de gymnastique	290	172	182	153	213	137	245	119	274	104	290	87	34	72	337
Travail pénible — marche rapide — danse rapide — effort de poussée — piste de Bowling	406	208	290	189	318	172	357	153	386	138	404	119	428	100	460

DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

PRESSION ATMOSPHERIQUE NORMALE 101300 [Pa]

Fig. 21



Bibliographie

- [1]-THIOYE M.
Notes de cours climatisation
- [2]-BEGUIN D.
Climatisation solaire par machine à absorption
(Thèse Université de Perpignan Juillet 1983)
- [3]-BONNIN J., WILBUR P. J., KARAKI S.
Réfrigération solaire
- [4]-KREIDER Jan F., KREITK F.
Solar heating and cooling
Engineering, Practical design and economics
Revised first edition 1975
- [5]-DUFFIE J.A., BECKMAN W.A: Solar energy laboratory
University of Wisconsin-Madison
Solar engineering of thermal processes
- [6]-WUITHIER P.
Le pétrole,
Raffinage et génie chimique T1 1972
- [7]-ROULET C.A.
Energétique du bâtiment I
Interaction entre le climat et le bâtiment
Ecole polytechnique fédérale de Lausanne 1986
- [8]-UNEP
MONTREAL PROTOCOLE ON SUBSTANCES THAT DEplete
THE OZONE LAYER
1994 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pump
Technical Options Committee
1995 Assessment