

Chapitre V : Bilan Thermique de climatisation

Dans tout projet de climatisation d'un bâtiment, on doit précéder à l'élaboration du bilan thermique de ce dernier. Ce bilan demande à faire des calculs répétitifs et assez fastidieux; c'est pourquoi nous proposons d'élaborer un logiciel pour l'établissement de ce bilan à partir des méthodes proposées dans les Documents Techniques Réglementaires [4] et [5].

Ces méthodes de détermination du bilan thermique s'appliquent aux locaux :

- A usage d'habitation,
- D'hébergement (chambres collectives, dortoirs, salles de repos etc...);
- A usage de bureaux;
- D'enseignement (classes, salles d'études etc...);
- D'accueil (bibliothèques, bureaux de poste, banques etc...);
- De réunion (salles de spectacle, lieux de culte etc...);
- De vente (boutiques, supermarchés etc...);
- De restauration (cafés, restaurants, cantines etc...);
- A usage artisanal (salon de coiffure, laboratoire de boulangerie, petit atelier, etc.).

Il existe deux sortes de bilan thermique, celui de l'hiver et celui de l'été. Tous deux permettent de dimensionner l'installation de climatisation et à cause de cela les bilans doivent être déterminés avec une grande précision en connaissant tous les facteurs influant sur ces bilans, de manière à ne pas sur-dimensionner ou sous-dimensionner l'installation de climatisation.

Il est impossible de déterminer avec exactitude le bilan thermique sans connaître avec précision les facteurs qui influent sur lui. On tiendra compte des points suivants :

- ❖ Destination des locaux ;
- ❖ Dimensions des locaux ;
- ❖ Matériaux de construction
 - nature et composition des murs avec leurs épaisseurs,
 - la couleur des murs extérieurs.

- ❖ conditions de base intérieures et extérieures ;
- ❖ le nombre et la durée d'occupants et d'occupation ;
- ❖ la durée de fonctionnement de l'installation ;
- ❖ le type d'éclairage ainsi que la puissance installée pour l'éclairage;
- ❖ l'emplacement de l'équipement et le réseau de distribution d'air et d'eau ;
- ❖ l'orientation de l'immeuble et la situation des locaux par rapport :
 - aux point cardinaux et aux vents dominants.
 - aux immeubles voisins produisant de l'ombre.

Pour étudier la climatisation d'un bâtiment, il est nécessaire de procéder comme suit :

- ❖ déterminer les besoins calorifiques (bilan d'hiver) et frigorifiques (bilan d'été) de tous les locaux ;
- ❖ calculer les débits d'air soufflé nécessaires à ces locaux ;
- ❖ établir les réseaux de gaines présentant le moins de pertes de charge possible ;
- ❖ déterminer l'installation de climatisation assurant les conditions intérieures imposées des locaux ;
- ❖ déterminer un système de régulation, grâce auquel les conditions intérieures de chaque local peuvent être maintenues invariables pour les charges intermédiaires.

1. Bilan thermique d'été

Dans cette partie, on va traiter les apports calorifiques globaux pour la saison d'été, provenant de l'intérieur et de l'extérieur du local (bâtiment).

Le calcul des apports calorifiques des installations de climatisation consiste à déterminer poste par poste les quantités de chaleur qu'il faut soustraire (éliminer) d'un local donné afin d'y maintenir des conditions de température et d'humidité précises [7]. Ces apports calorifiques sont définies comme suit :

- Les apports calorifiques (appelés aussi gains ou charges) d'un local sont égaux à la somme des apports de chaleur sensible et latente, provenant d'une source intérieure ou extérieure du local, pour des conditions extérieures et intérieures déterminées, en ne tenant pas compte des apports dus à l'installation. Les apports calorifiques constituent une

donnée se rapportant au local; ils sont utilisés pour déterminer le débit d'air soufflé dans les locaux climatisés.

- Les apports calorifiques effectifs sont égaux aux gains du local augmentés d'une part des quantités de chaleur correspondant au débit d'air qui passe à travers l'installation sans être affecté, et augmentés d'autre part des quantités de chaleur provenant de l'installation elle-même (gains dits supplémentaires : échauffement dans les conduits d'air, fuites d'air éventuelles, etc.). Ces apports calorifiques sont utilisés pour déterminer le débit d'air nécessaire (c'est-à-dire le débit d'air traité par la batterie). La détermination des apports calorifiques effectifs permet de dresser un bilan comparatif du prix de revient et du coût d'exploitation lorsqu'une option devra être prise pour le facteur de by-pass pour une installation déterminée.

- Les apports calorifiques totaux (ou puissance frigorifique) sont égaux aux gains du local augmentés d'une part des quantités de chaleur correspondant au débit d'air total qui passe à travers l'installation, et augmentés d'autre part des quantités de chaleur provenant de l'installation elle-même. Les apports calorifiques totaux constituent une donnée se rapportant à l'installation; la détermination de ces apports permet d'opter pour l'équipement adéquat.

- Les apports calorifiques sensibles, ou gain sensibles, sont les apports de chaleur qui affectent directement la température sèche de l'air du local considéré.

- Les apports calorifiques latents, ou gain latents, sont les apports d'humidité sous forme de vapeur d'eau qui affectent le local considéré [4].

Le calcul du bilan thermique d'été dépend de la construction, de l'orientation, de l'équipement et de l'utilisation du local. A l'inverse de la méthode de calcul du bilan thermique en hiver où l'on considère un régime établi (stationnaire) on doit dans ce cas considérer un régime variable du fait que l'ensoleillement et la température extérieure varient constamment dans le temps. De plus on doit tenir compte de l'inertie thermique (effet d'emmagasinage des parois), de la non simultanée des valeurs maxima des divers gains. A cause de cela la société CARRIER a établi des coefficients d'amortissement qui permettent de calculer à un instant bien déterminé les apports calorifiques réels.

Les gains de chaleur instantanés d'un local comprennent les gains par l'insolation (rayonnement solaire), par l'éclairage, par les occupants, par les appareils divers, par transmission à travers les parois, vitrages, etc...

1.1. Complexité du calcul des gains

Selon la source thermique, on distingue deux types d'apports calorifiques: les apports calorifiques externes et les apports calorifiques internes. Le calcul de ces apports est très complexe et répétitif parce qu'il tient compte de plusieurs paramètres pour qu'il soit correct et précis, chose qui est difficile à effectuer manuellement. Pour remédier à ce problème on propose d'élaborer un code de calcul automatique qui fait l'objet de cette étude.

Si l'on prend le seul cas des gains externes dus à l'ensoleillement à travers un vitrage, leur calcul nécessite la connaissance d'un très grand nombre de paramètres qui sont pour l'essentiel [7] :

- l'intensité du rayonnement solaire lequel dépend de la latitude du lieu considéré, de l'altitude du mois, du jour, de l'horaire, du trouble de l'atmosphère, de l'orientation et de l'inclinaison du vitrage ;
- le type de vitrage, c'est-à-dire son pouvoir réfléchissant, son pouvoir absorbant mais aussi son facteur de transmission ; tous ces paramètres dépendant du traitement de surface du verre, de la coloration du verre, de l'épaisseur du verre, du nombre de vitres, de l'épaisseur des lames d'air, etc. ;
- le type de protection solaire : s'agit il d'une protection extérieure par des stores, des volets ou autres ou d'une protection intérieure et de quelle nature ?,
- les ombres projetées résultant de la présence de construction voisines, de parties en saillie, etc. Leur calcul nécessite de connaître les coordonnées apparentes du soleil par rapport au vitrage, ces coordonnées résultant principalement de la hauteur du soleil, de l'azimut du soleil et de l'azimut du vitrage ainsi que les dimensions des ombres, leur détermination nécessitant des calculs trigonométriques;
- l'inertie des matériaux constitutifs des parois rencontrées par le rayonnement solaire.

Pour les autres types de charges, de nombreux autres paramètres interviennent également, même s'ils sont en nombre plus réduit que dans le cas des gains par rayonnement solaire à travers les vitrages. Et si certains de ces paramètres sont faciles à déterminer, d'autres le sont beaucoup moins.

La complexité du calcul des gains d'un local résulte également de ce que, si l'on découpe la journée en tranches horaires, non seulement les charges sont variables d'heure en heure mais en outre, leur maximum qui nous intéresse pour dimensionner l'installation de climatisation.

1.2. Importance de la justesse des calculs

Lorsque le résultat d'un calcul de gains de chaleur n'est pas exact, il est alors soit sous-estimé soit surestimé. Dans le cas où les gains sont sous-estimés, la principale conséquence en est que l'installation de climatisation ne va pas être capable d'assurer les conditions ambiantes requises (température, humidité) ce qui influe directement sur le confort [7].

Inversement, il peut arriver que les charges soient surestimées et ce pour différentes raisons : Soit que les calculs ne sont pas bien menés en prenant en compte par exemple le rayonnement solaire à travers un vitrage pour sa totalité pour une plage horaire donnée alors que, du fait de l'accumulation de chaleur dans les parois, meubles, etc., seule une partie de l'énergie de ce rayonnement aurait dû être pris en compte, soit que les résultats sont majorés dans un souci de sécurité.

Les inconvénients d'une surestimation des calculs sont nombreux. Tout d'abord, en cas de mise en concurrence, ce peut être tout simplement la perte du marché puisque l'offre des concurrents risque d'être meilleur marché, les matériels qu'ils proposent étant moins puissants donc moins chers bien que parfaitement capables de répondre aux exigences souhaitées.

Pour ce qui est du client, cela se traduit par un investissement plus important que nécessaire mais aussi par des frais d'exploitation inutilement supérieurs à ce qu'ils devraient être.

Ainsi :

- La consommation d'électricité des ventilateurs sera plus importante, leur rendement sera moins bon puisque fonctionnant plus souvent à charge partielle; en cas de réparation, le coût des pièces de rechange sera plus important, etc.
- La surpuissance d'un matériel peut aussi avoir de graves conséquences sur le fonctionnement même de l'installation.
- La puissance frigorifique prévue étant plus forte, le débit volumique d'air à mettre en oeuvre pour un même écart de température au soufflage sera, lui aussi, plus important, d'où des mouvements d'air, qui peuvent rapidement devenir gênants.
- D'un point de vue acoustique, la surpuissance des ventilateurs peut entraîner dans le ou les locaux traités (à climatiser) un plus fort niveau de pression acoustique, d'où un moindre confort.

Mais la sous-estimation ou la surestimation des charges peut également provenir non d'un calcul incorrect en lui-même mais de bases de calcul incorrectes (erronées). Ce peut être le cas par exemple d'un mauvais choix des conditions de base tant extérieures qu'intérieures, qui vont directement influencer le calcul des charges et de la puissance de l'installation.

1. 3. Calcul des apports calorifiques des bâtiments

Dans la réalité, le nombre de gains qui entrent en jeu est plus important ; selon leurs origines, on peut distinguer deux grandes catégories de charges, à savoir les charges d'origine externe et les charges d'origine interne. Nous désignons par les charges internes les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur du local à climatiser, ces gains dues à un apport de chaleur en provenance d'une source située à l'intérieur même du local à climatiser.

Les principales sources de chaleur en provenance de l'intérieur sont :

- les occupants (les personnes) ;
- l'éclairage ;
- les machines et divers appareils électriques ;
- l'air chaud circulant dans un conduit aéraulique ;
- l'eau chaude dans une tuyauterie....

Les gains externes représentent les quantités de chaleur pénétrant dans le local climatisé, dues à un apport de chaleur qui provient d'une source située ailleurs qu'à l'intérieur même du local à climatiser.

Les principales sources de chaleur en provenance de l'extérieur sont :

- le rayonnement solaire à travers une surface translucide (vitrée) ;
- le transfert de chaleur dû au gradient de température à travers une paroi ; on distingue deux cas :
 - cas d'une paroi (opaque ou vitrée) donnant sur l'extérieur ;
 - cas d'une paroi (opaque ou vitrée) ne donnant pas sur l'extérieur ;
- le renouvellement d'air.

Pour calculer les apports calorifiques d'un bâtiment, on suit les étapes suivantes :

- définition des volumes thermiques (locaux à climatiser); un volume thermique est un volume d'air dont les conditions intérieures sont supposées être homogènes ;
- calcul des apports calorifiques pour chaque volume thermique, et pour toutes heures de la journée ;
- calcul des apports calorifiques effectifs;
- calcul de la puissance frigorifique;

Les calculs doivent être opérés pour les trois mois de l'été : Juillet (calcul obligatoire), Août et Septembre.

1.3.1. Formules générales

a) Calcul des apports

- Les apports calorifiques sensibles A_s et latents A_l d'un volume thermique i sont données par [4] :

$$A_s = APO + AV + AI_s + AINF_s \quad [W] \quad (III.1)$$

$$A_l = AI_l + AINF_l \quad [W] \quad (III.2)$$

Où :

- APO (en w) représente les apports calorifiques à travers les parois opaques ;
- AV (en w) représente les apports calorifiques à travers les parois vitrées ;
- AI_s et AI_l (en w) représentent les parties sensible et latente des apports internes.

- $AINF_s$ et $AINF_l$ (en W) représentent les parties sensibles et latentes des apports calorifiques dus aux infiltrations d'air extérieur;

- Les apports calorifiques effectifs sensibles AE_s et latents AE_l sont donnés par [4]:

$$AE_s = (C_{\Delta s} \cdot A_s) + (BF \cdot AREN_s) \quad [W] \quad (III.3)$$

$$AE_l = (C_{\Delta l} \cdot A_l) + (BF \cdot AREN_l) \quad [W] \quad (III.4)$$

Où :

- A_s (en W) représente les gains sensibles (charge frigorifique sensible) ;
- A_l (en W) représente les gains latents (charge frigorifique latente) ;
- $AREN_s$ et $AREN_l$ (en W) représentent les parties sensibles et latentes des apports dus à la ventilation des locaux ;
- BF exprime la partie de l'air extérieur (air neuf) non traité par l'installation de climatisation (imperfection de l'appareil de traitement), et qui parvient au local sans modifications. La valeur de BF représente une caractéristique de l'équipement donnée dans les catalogues des constructeurs. En l'absence d'informations, on adoptera les valeurs du tableau III.1 ;
- $C_{\Delta s}$ est un coefficient majorateur des gains sensibles qui prend en compte les gains supplémentaires (échauffement du ventilateur, réseau de conduits d'air traversant les locaux non conditionnés) ; à défaut d'un calcul précis, on prendra les valeurs du tableau III.2
- $C_{\Delta l}$ est un coefficient majorateur des gains latents qui prend en compte les gains supplémentaires (tels que ceux dus aux fuites d'air éventuelles dans les réseaux de conduits d'air) ; à défaut d'un calcul précis, on prendra les valeurs du tableau III.2

Tableau III.1 : Facteurs BF en fonction du type de local [4].

Types de locaux	Facteur BF
Habitations, locaux à usage d'hébergement	0.30 à 0.50
Locaux à usage d'enseignement, de bureaux, de réunion, petits magasins	0.20 à 0.30
Banques, ateliers	0.10 à 0.20
Lieux de restaurations, grands magasins	0.05 à 0.1
Hôpitaux, salle d'opérations, lieux de stockage, locaux abritant des équipements sensibles	<0.10

Tableau III.2 : Valeur des coefficients majorateurs des gains sensibles et latents [4]

Disposition des conduits d'air	$C_{\Delta as}$	$C_{\Delta al}$
Installation sans réseau de conduits d'air (climatiseurs individuels), installation dont les conduits d'air sont à l'intérieur de locaux climatisés	1.05	1.00
Installation dont les conduits d'air sont à l'extérieur des locaux climatisés, ou traversant des locaux non climatisés	1.15	1.10

- Les apports calorifiques totaux (ou puissance frigorifique) sensibles AT_s et latents AT_l sont donnés par [4] :

$$AT_s = AE_s + (1 - BF) \cdot AREN_s \quad [W] \quad (III.5)$$

$$AT_l = AE_l + (1 - BF) \cdot AREN_l \quad [W] \quad (III.6)$$

Où :

- AE_s (en W) représente les gains effectifs sensibles;
- AE_l (en W) représente les gains effectifs latents;
- BF est le facteur de by-pass;
- $AREN_s$ et $AREN_l$ (en W) représentent les parties sensibles et latentes des apports dus à la ventilation des locaux ;

1. 3. 2. Apports de chaleur à travers les parois opaques

Ce poste comprend les quantités de chaleur qui pénètrent à l'intérieur du local par l'intermédiaire des parois opaques (non vitrées).

On distingue les gains de chaleur à travers les parois opaques aériennes, les apports calorifiques à travers les parois opaques intérieures, et les apports de chaleur à travers les parois opaques en contact avec le sol.

a) Apports de chaleur à travers les parois aériennes :

Les parois opaques aériennes sont celles qui en contact direct avec l'air extérieur (Parois verticales ou horizontales). Les gains de chaleur pénétrant à l'intérieur du local à travers ces parois sont non seulement dus à la différence de température entre l'air extérieur et l'air intérieur, mais également au rayonnement solaire auxquelles sont soumises les faces externes. Du fait que l'ensoleillement et la température extérieure sont

essentiellement variables dans le temps, il est plus difficile de déterminer de façon précise, l'intensité du flux transmis à un instant donné. Alors on a recours à la notion empirique de « Différence de température équivalente » (en °C) notée $\Delta t_e(t)$.

La différence de température équivalente à un instant donné est une différence de température hypothétique entre l'air extérieur et l'air intérieur, qui produit au même instant, en régime permanent, le même apport de chaleur dans le local que celui produit par le régime variable. C'est-à-dire qu'elle permet d'obtenir un gain de chaleur à l'instant t comme dans le cas où la température est fixe (régime permanent).

L'expérience montre que les conséquences du régime variable sont les suivantes :

- il existe un décalage horaire (déphasage) entre le moment où la température de surface extérieure de la paroi extérieure est maximale et le moment où le flux d'apport calorifique pénétrant dans le local est maximal ; ce décalage peut atteindre plusieurs heures avec des parois dont l'inertie thermique est importante ;
- les valeurs du flux d'apport calorifique pénétrant dans le local sont réduites (amorties) par rapport aux valeurs instantanées du régime permanent.

La différence de température équivalente tient compte de l'amortissement et du déphasage [8]. Dans la pratique, et grâce à cette dernière, on peut appliquer la relation de la transmission de chaleur relative au régime permanent, pour estimer les apports de chaleur à travers une paroi aérienne. Cela se fait sur la base des hypothèses suivantes :

- écoulement de la chaleur unidimensionnel ;
- propriétés physiques de la paroi constantes ;
- couches homogènes ;
- variation périodique de la température extérieure et du rayonnement solaire.

Les apports de chaleur à travers une paroi opaque aérienne à un instant t , $APO(t)$, sont donnés par la formule suivante [4] :

$$APO(t) = 1,2 \cdot K \cdot S_{int} \cdot \Delta t_e(t) \quad [W] \quad (III.7)$$

Où :

- 1.2 (sans dimension) est un coefficient majorateur tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers les ponts thermiques) ;

- K (en $W/m^2 \cdot ^\circ C$) est le coefficient de transmission thermique surfacique de la paroi considérée pour l'été ;
- S_{int} (en m^2) est la surface intérieure totale de la paroi considérée ; pour les toitures en pente, on prendra la projection horizontale de la surface ;
- $\Delta t_e(t)$ (en $^\circ C$) est la différence de température équivalente à l'heure t pour le type de la paroi considérée ;

a.1) Différence de température équivalente $\Delta t_e(t)$:

La notion de $\Delta t_e(t)$ a été introduite par Stewar [9] ; ce dernier a mis sous forme de tableaux les différences équivalentes de températures pour quelques types de toits et de murs en fonction du moment de la journée et de l'orientation. Jusqu'à aujourd'hui, presque toutes les valeurs utilisables reposent pratiquement sur ses calculs.

La différence de température équivalente $\Delta t_e(t)$ est donnée par les relations empiriques suivantes [4] :

- *paroi ensoleillée :*

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{es}(t) + C_{\Delta t_e} + \frac{\alpha}{0.9} \cdot [\Delta t_{em}(t) - \Delta t_{es}(t)] \cdot \frac{I_{t,b}}{I_t(40)} \quad [^\circ C] \quad (III.8)$$

- *paroi à l'ombre :*

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{es}(t) + C_{\Delta t_e} \quad [^\circ C] \quad (III.9)$$

Où :

- $\Delta t_{es}(t)$ (en $^\circ C$) est la différence de température équivalente non corrigée (conditions standard) à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre ; les valeurs de $\Delta t_{es}(t)$ sont données par le tableau III.3 pour les parois verticales, et par le tableau III.4 pour les parois horizontales ;
- $C_{\Delta t_e}$ (en $^\circ C$) est un facteur de correction dû, d'une part à la différence maximale $\Delta T_{S_{max}}$ de la température sèche de l'air entre l'extérieur et l'intérieur pour le mois considéré, et d'autre part à l'écart diurne de base E_b pour le mois considéré ; les valeurs de $C_{\Delta t_e}$ sont données dans le tableau III.5 ;
- α est le facteur d'absorption de la paroi ;

- $\Delta t_{em}(t)$ (en °C) est la différence de température équivalente non corrigée (conditions standard) à l'heure t en considérant que la paroi est ensoleillée; les valeurs de $\Delta t_{em}(t)$ sont données par le tableau III.3 pour les parois verticales, et par le tableau III.4 pour les parois horizontales ;
- $I_{t,b}$ (en w/m²) est le rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérée (voir Tableau II.4);
- $I_t(40)$ (en w/m²) est le rayonnement total de base pour le mois de Juillet, la latitude 40° Nord et l'orientation considérée (voir Tableau II.4);

Les valeurs de $\Delta t_{em}(t)$ et $\Delta t_{es}(t)$ figurant dans les tableaux III.3 et III.4 correspondent aux conditions standard suivantes :

- murs ou toits de couleur sombre ;
- température extérieure de base de 35 °C et température intérieure de base de 27 °C ;
- écart diurne de 11 °C ;
- latitude 40° Nord ;
- intensité du rayonnement solaire en Juillet pour la latitude de 40° Nord ;

La différence de température équivalente est donnée dans les tableaux III.3 et III.4 en fonction :

- de la masse surfacique (spécifique) m_{surf} du mur ou de la toiture ;
- de l'heure solaire vrai ;
- de l'orientation de la façade ;

Dans le cas où la toiture est isolée (c'est-à-dire que la fonction d'isolation est assurée par un feuillet de matériau isolant dont la conductivité thermique est inférieure à 0.12 w/ m. °C, et que l'épaisseur de feuillet isolant assure une résistance thermique supérieure à 0.5 m². °C/w, on prendra pour $\Delta t_{em}(t)$ et $\Delta t_{es}(t)$ 75% des valeurs données dans le tableau III.4.

a.1.1) Facteur d'absorption α des parois extérieures :

Le facteur d'absorption α des parois extérieures est donné ci-après selon que la paroi est peinte ou non.

➤ paroi extérieure peinte :

Le facteur d'absorption α de cette paroi est donné en fonction de la couleur de la face extérieure de la paroi :

- face extérieure de couleur sombre (bleu foncé, rouge foncé, brun foncé), $\alpha = 0.9$;
- face extérieure de couleur moyenne (vert clair, bleu clair, gris clair) $\alpha = 0.9$;
- face extérieure de couleur clair (blanc, crème) $\alpha = 0.50$;
- face extérieure de couleur noire mat, $\alpha = 1$.

➤ paroi extérieure non peinte :

Le facteur d'absorption α d'une paroi extérieure non peinte est donné dans le tableau III.6 en fonction du facteur d'absorption du matériau constituant la face extérieure de la paroi. Pour des matériaux ne figurant pas dans le tableau III.6, on adoptera comme coefficient d'absorption celui correspondant à la couleur de la face extérieure.

Tableau III.6 : Valeurs de Facteur d'absorption α . [4]

Nature du matériau	Facteur d'absorption	Nature du matériau	Facteur d'absorption
Asphalte	0.90	Pierre calcaire blanche	0.60
Feutre bitumé	0.90	Granit poli	0.45
Sable	0.70	Acier poli	0.06
Ardoise	0.93	Cuivre poli	0.04
Tuile	0.80	Aluminium poli	0.04
Carrelage clair	0.30	Tôle galvanisée	0.70
Marbre poli	0.60	Amiante-ciment	0.96
Tôle oxydée	0.80	Peinture d'aluminium	0.60
Tôle rugueuse	0.94	Fonte brute	0.80
Béton, brique	0.75		

b) Apports de chaleur à travers les parois opaques intérieures

Les parois opaques intérieures sont celles qui séparent le volume thermique considéré et les autres locaux climatisés ou non climatisés.

Les apports calorifiques à travers ces parois sont dus uniquement à la différence de température de part et d'autre de la paroi.

b.1) Apports de chaleur à travers les parois opaques intérieures en contact avec un local climatisé :

Les apports de chaleur à un instant (t), traversant une paroi opaque intérieure en contact avec un local climatisé $APOI_{lc}(t)$, sont donnés par la formule suivante [4] :

$$APOI_{lc}(t) = K \cdot S_{int} \cdot [TS_a - TS_{b,i}] \quad [W] \quad (III.10)$$

Où :

- K (en $w/m^2 \cdot ^\circ C$) est le coefficient de transmission surfacique de la paroi considérée;
- S_{int} (en m^2) est la surface intérieure de la paroi considérée;
- TS_a (en $^\circ C$) est la température sèche de l'air intérieur du local adjacent climatisé;
- $TS_{b,i}$ (en $^\circ C$) est la température sèche de l'air intérieur du local considéré.

Si la paroi opaque intérieure sépare deux locaux climatisés à la même température, les gains de chaleur à travers cette paroi sont considérés comme nuls.

b.2) Apports de chaleur à travers les parois opaques intérieures en contact avec un local non climatisé :

Les gains de chaleur à un instant (t), $APOI_{inc}$, traversant une paroi opaque intérieure en contact avec un local non climatisé sont donnés par la formule suivante :

$$APOI_{inc} = K \cdot S_{int} \cdot \Delta t_{inc}(t) \quad [W] \quad (III.11)$$

Où :

- K (en $w/m^2 \cdot ^\circ C$) est le coefficient de transmission surfacique de la paroi considérée;
- S_{int} (en m^2) est la surface intérieure de la paroi considérée ;
- $\Delta t_{inc}(t)$ (en $^\circ C$) représente l'écart de température entre l'espace non à climatiser et le local considéré ;

L'écart de température $\Delta t_{lnc}(t)$ est donné par la formule suivante [4]:

$$\Delta t_{lnc}(t) = [(TS_e(t) - C_{lnc}) - TS_{b,i}] \quad [W] \quad (III.12)$$

Où :

- $TS_e(t)$ (en °C) est la température extérieure sèche à l'instant considéré;
- C_{lnc} (en °C) est un coefficient correcteur;
- $TS_{b,i}$ (en °C) représente la température intérieure du local à climatiser;

b.2.1) Valeurs du coefficient correcteur C_{lnc} :

➤ C_{lnc} est égale à 0 :

- dans le cas où la masse rapportée à la surface de plancher du local non climatisé est inférieure à 150 Kg/m².
- Pour les combles et les vides sanitaires fortement ventilés.

On admet par là que la température du local non conditionné est égale à la température extérieure.

➤ Dans le cas où la masse rapportée à la surface de plancher du local non climatisé est supérieure à 150 Kg/m², les valeurs de C_{lnc} sont données dans les tableaux III.7 à tableau III.11 pour différentes températures de base (on interpolera pour les autres valeurs).

On distingue pour la détermination de C_{lnc} :

On distingue pour la détermination de C_{lnc} :

- **cas 1** : les locaux à apports de chaleur interne négligeable tels que les combles non habitables faiblement ou très faiblement ventilés, les vides sanitaires faiblement ou très faiblement ventilés, et les circulations ;
- **cas 2** : les locaux techniques tels que les chaufferies, les centrales de climatisation, etc. ;
- **cas 3** : les locaux non climatisés d'un logement, les locaux à usage d'enseignement, d'hébergement, de bureaux et de réunion ;
- **cas 4** : les locaux à usage artisanal, de restauration, de vente et les cuisines collectives.

Tableau III.7 : Valeurs de C_{inc} pour une température de base supérieure ou égale à 46°C [4]

TS _{b,e} ≥ 46°C									
Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
1	-1	-14	-3	-4	13	6	-7	3	-3
2	-2	-15	-4	-4	14	7	-7	4	-2
3	-3	-16	-4	-5	15	8	-6	4	-2
4	-4	-17	-5	-6	16	9	-5	5	-1
5	-4	-16	-5	-5	17	8	-6	4	-2
6	-3	-16	-5	-5	18	7	-7	4	-3
7	-3	-16	-4	-4	19	7	-7	3	-3
8	-2	-15	-3	-3	20	6	-8	2	-4
9	0	-13	-2	-7	21	5	-9	1	0
10	1	-12	-1	-6	22	4	-10	1	-1
11	3	-11	0	-5	23	2	-11	-1	-2
12	4	-9	2	-4	24	1	-12	-2	-3

Tableau III.8 : Valeurs de C_{inc} pour une température de base égale à 41°C [4]

TS _{b,e} = 41°C									
Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
1	-4	-17	-5	-6	13	6	-7	4	-2
2	-5	-18	-6	-7	14	7	-6	4	-1
3	-7	-19	-7	-7	15	8	-5	5	-1
4	-6	-19	-7	-7	16	7	-6	4	-2
5	-6	-19	-6	-7	17	7	-7	3	-3
6	-6	-18	-6	-6	18	6	-8	3	-3
7	-4	-17	-5	-5	19	5	-9	2	-4
8	-3	-15	-3	-3	20	4	-10	1	-6
9	-1	-14	-3	-7	21	3	-11	0	-1
10	1	-12	-1	-6	22	1	-12	-2	-3
11	3	-10	1	-4	23	-1	-14	-3	-4
12	5	-8	3	-3	24	-3	-16	-4	-5

Tableau III.9 : Valeurs de C_{inc} pour une température de base égale à 37°C [4]

TS _{b,e} = 37°C									
Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
1	-3	-16	-4	-5	13	4	-9	2	-4
2	-4	-17	-5	-6	14	5	-8	2	-3
3	-5	-18	-6	-6	15	6	-8	3	-3
4	-6	-18	-6	-6	16	6	-7	3	-3
5	-6	-18	-6	-6	17	6	-8	3	-3
6	-6	-18	-6	-6	18	5	-8	2	-4
7	-5	-18	-6	-4	19	4	-9	2	-5
8	-4	-16	-4	-4	20	4	-10	1	-6
9	-3	-15	-4	-4	21	3	-11	0	-1
10	-1	-14	-3	-3	22	2	-11	-1	-2
11	1	-12	-1	-1	23	0	-13	-2	-3
12	2	-11	0	0	24	-1	-14	-3	-4

Tableau III.10: Valeurs de C_{inc} pour une température de base égale à 34°C [4]

TS _{b,e} = 34°C									
Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
1	-2	-14	-3	-4	13	2	-11	0	-6
2	-2	-15	-4	-4	14	2	-11	0	-6
3	-3	-15	-4	-4	15	3	-10	1	-5
4	-3	-16	-4	-5	16	4	-9	1	-5
5	-3	-16	-4	-4	17	3	-10	1	-5
6	-3	-16	-4	-4	18	3	-10	1	-6
7	-3	-16	-4	-4	19	3	-10	0	-6
8	-2	-15	-3	-3	20	2	-11	0	-7
9	-1	-14	-3	-8	21	2	-11	-1	-2
10	-1	-14	-2	-7	22	1	-12	-1	-2
11	0	-13	-2	-7	23	0	-13	-2	3
12	1	-12	-1	-7	24	-1	-14	-2	-3

Tableau III.11 : Valeurs de C_{inc} pour une température de base égale à 30.5°C [4]

TS _{b,e} = 30,5 °C									
Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4	Heure	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
1	-2	-15	-4	-4	13	2	-11	0	-6
2	-3	-16	-4	-5	14	2	-11	0	-6
3	-4	-16	-5	-5	15	3	-11	0	-6
4	-4	-17	-5	-5	16	3	-10	1	-6
5	-4	-17	-5	-5	17	3	-11	0	-5
6	-4	-17	-5	-5	18	2	-11	0	-6
7	-4	-16	-4	-4	19	2	-12	0	-6
8	-3	-16	-4	-4	20	1	-12	-1	-7
9	-2	-15	-4	-8	21	1	-12	-1	-7
10	-1	-14	-3	-8	22	0	-13	-2	-2
11	0	-13	-2	-7	23	-1	-13	-2	-3
12	1	-12	-1	-7	24	-1	-14	-3	-4

c) Apports de chaleur à travers les parois opaques en contact avec le sol :

c.1) Principes :

Les apports de chaleur par transmission à travers les parois en contact avec le sol sont calculés en fonction de la différence de niveau Z , cette dernière est :

- pour un plancher, la différence comptée positivement entre le niveau de la face supérieure du plancher et le niveau du sol (voir figure III.1);
- pour un mur enterré, la différence comptée positivement entre le niveau du sol et la partie inférieure du mur ;

Ces apports sont considérés comme nuls au delà de $Z=Z_{lim}$ ($Z>Z_{lim}$) dont les valeurs sont données dans le tableau III.12 en fonction de la zone climatique et de la température intérieure de base du local climatisé.

Les apports à travers un plancher en contact avec le sol n'ont lieu que sur une bande de largeur égale à 5 mètres, comptée à partir du périmètre intérieur. Au delà de cette bande, les apports par transmission sont considérés comme nuls.

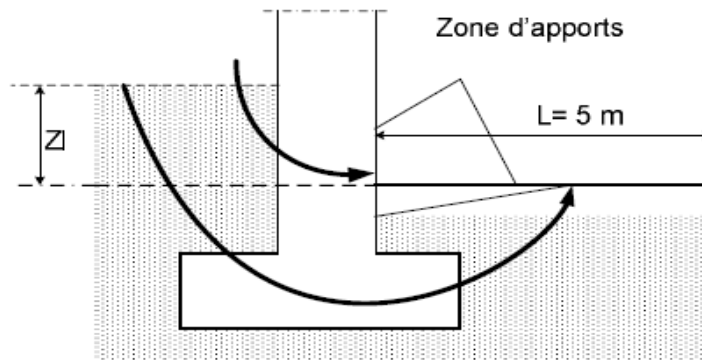


Figure III.1 : Représentation de la zone d'apport
pour des parois en contact avec le sol [4]

Tableau III.12 : Valeurs de Z_{lim} (en m) [4]

Valeurs de Z_{lim}						
Température du local climatisé	Zone climatique					
	A	B, C	B' Altitude < 500m	D1	D2	D3
24	3.80	5.40	6.60	7.80	9.40	5.80
25	3.40	5.00	6.20	7.40	9.00	5.40
26	3.00	4.60	5.80	7.00	8.60	5.00
27	2.60	4.20	5.40	6.60	8.20	4.60

c.2) Formule générale de calcul :

Les apports APO_s à travers une paroi en contact avec le sol sont donnés par [4]:

$$APO_s = \text{Max}\left[0; K \cdot S_{app} \cdot (TS_m - TS_{i,b})\right] \quad [\text{W}] \quad (\text{III.13})$$

Où :

- K (en $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) est le coefficient de transmission surfacique de la paroi calculé comme si la paroi était en contact avec l'extérieur;
- S_{app} (en m^2) est la surface de la zone d'apport;
- $TS_{i,b}$ (en $^\circ\text{C}$) est la température intérieure de base du local conditionné;
- TS_m (en $^\circ\text{C}$) est la température moyenne sèche de l'air extérieur;

III. 1 .3. 3 Apports de chaleur à travers les parois vitrées :

Ce poste comprend les quantités de chaleur qui pénètrent à l'intérieur de la pièce climatisée par l'intermédiaire des parois vitrées.

On distingue les gains de chaleur à travers les parois vitrées intérieures et les apports calorifiques à travers les parois vitrées extérieures.

a) Apports de chaleur à travers les parois vitrées intérieures :

Les parois vitrées intérieures sont celles qui séparent le volume thermique considéré et les autres locaux climatisés ou non climatisés.

Les gains de chaleur à travers ces parois sont dus uniquement à la différence de température de part et d'autre de la paroi vitrée. Ils obtiennent à l'aide du calcul habituel de transmission de chaleur à partir de surface d'échange, du coefficient de transmission thermique du vitrage et de la différence de température entre l'air extérieur et l'air intérieur du local.

a.1) Apports de chaleur à travers les parois vitrées intérieures en contact avec un local climatisé

Pour déterminer les gains de chaleur à un instant (t) $AVI_{lc}(t)$, traversant ces parois, on applique l'équation fondamentale de la transmission de chaleur suivante [4] :

$$AVI_{lc}(t) = K \cdot S_{ouv} \cdot [TS_a - TS_{b,i}] \quad [W] \quad (III.14)$$

Où :

- K (en $W/m^2 \cdot ^\circ C$) est le coefficient de transmission de la paroi vitrée considérée;
- S_{ouv} (en m^2) est la surface de l'ouverture dans la paroi opaque ;
- $TS_{b,a}$ (en $^\circ C$) est la température sèche de base de l'air intérieur du local adjacent climatisé;
- $TS_{b,i}$ (en $^\circ C$) est la température sèche de base de l'air intérieur du local considéré;

a.2) Apports de chaleur à travers les parois vitrées intérieures en contact avec un local non climatisé

Les apports de chaleur à travers les parois vitrées intérieures en contact avec un local non climatisé à un instant (t) $AVI_{lnc}(t)$ sont donnés par la formule suivante [4]:

$$AVI_{lnc}(t) = K \cdot S_{ouv} \cdot [(TS_e(t) - C_{lnc}) - TS_{b,i}] \quad [W] \quad (III.15)$$

Où :

- K (en $w/m^2.°C$) est le coefficient de transmission de la paroi vitrée considérée;
- S_{ouv} (en m^2) est la surface de l'ouverture dans la paroi opaque ;
- $TS_e(t)$ (en $°C$) est la température sèche à l'heure t ;
- C_{inc} est un coefficient correcteur;
- $TS_{b,i}$ (en $°C$) est la température sèche de base de l'air intérieur du local considéré;

b) Apports de chaleur à travers les parois vitrées extérieures

Les parois vitrées extérieures sont celles qui sont en contact direct avec l'air extérieur.

Les gains de chaleur à travers ces parois sont composés des gains de chaleur par transmission due à la différence de température entre l'air extérieur et l'air intérieur du local et des gains de chaleur par rayonnement solaire à travers ces parois.

Donc, les apports de chaleur à l'instant (t) à travers les parois vitrées extérieures $AVE(t)$ sont donnés par la formule suivante [4] :

$$AVE(t) = AVT(t) + AVR(t) \quad [W] \quad (III.16)$$

Avec :

- $AVT(t)$ (en w) représente les gains par transmission à travers les parois vitrées extérieures ;
- $AVR(t)$ (en w) représente les gains dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées extérieures ;

b.1) Gains de chaleur par transmission à travers les parois vitrées extérieures

Les gains de chaleur par transmission à un instant t , $AVT(t)$ à travers les parois vitrées extérieures sont donnés par [4] :

$$AVT(t) = 1.2 \cdot K \cdot S_{ouv} \cdot [TS_e(t) - TS_{b,i}] \quad [W] \quad (III.17)$$

Où :

- 1.2 (sans dimension) est un coefficient majorateur tenant compte des apports à travers les ponts thermiques ;
- K (en $w/m^2.°C$) est le coefficient transmission thermique de la paroi vitrée considérée;
- S_{ouv} (en m^2) est la surface de l'ouverture totale dans la paroi opaque où est baugée la surface vitrée;
- $TS_e(t)$ (en $°C$) est la température sèche à l'heure t ;
- $TS_{b,i}$ (en $°C$) est la température intérieure de base du local considéré;

b.2) Gains de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois vitrées extérieures

L'ensoleillement d'une surface vitrée, qui a pour conséquence un apport de chaleur par rayonnement résultant du fait que lorsque le rayonnement solaire qui a traversé la paroi vitrée atteint un matériau (par exemple le plancher et les meubles, etc.), la température superficielle du matériau commence à augmenter d'où petit à petit un transfert de chaleur vers l'intérieur du matériau, c'est-à-dire que ce rayonnement solaire va avoir pour conséquence non une augmentation immédiate de la température de l'air ambiant mais une augmentation immédiate de la température des surfaces rencontrées. Cette situation a une triple conséquence :

- tout d'abord, la température de surface du matériau s'élève, l'air ambiant qui circule toujours plus ou moins intensément au niveau de cette surface va se réchauffer par convection ce qui concourt à la charge momentanée ;
- ensuite du fait que la température de la surface du matériau s'est élevée, ce matériau va ensuite rayonner à son tour vers les parois, corps et autres plus froids. Leur température superficielle s'élevant, l'air ambiant va s'y

réchauffer par convection à leur contact ce qui va concourir là encore à la charge instantanée, mais avec forcément un certain décalage dans le temps;

- enfin, de la chaleur s'étant propagée à l'intérieur de certains matériaux, une certaine quantité de chaleur s'y est donc accumulée, chaleur qui sera restituée à l'ambiance à partir du moment où la source de chaleur par rayonnement aura disparu. C'est-à-dire une fois que l'ensoleillement d'une paroi vitrée a cessé, la chaleur accumulée dans diverses parois est donc restituée petit à petit avec un décalage dans le temps qui peut atteindre plusieurs heures en fonction de la durée de l'ensoleillement, de l'inertie des parois rencontrées et de l'intensité des mouvements d'air à la surface de ces parois [7].

a) Déroulement du calcul :

Les gains dus au rayonnement solaire à un instant t , à travers les parois vitrées extérieures $AVR(t)$, sont donnés par [4] :

$$AVR(t) = [SV_{ens} \cdot I_t + (SV - SV_{ens})I_d] \cdot FS \cdot N_p(t) \quad [W] \quad (III.18)$$

Où :

- SV (en m^2) est la surface totale vitrée ;
- SV_{ens} (en m^2) est la surface vitrée ensoleillée;
- $(SV - SV_{ens})$ (en m^2) est la surface vitrée à l'ombre;
- I_t (en w/m^2) est le rayonnement total maximal réel;
- I_d (en w/m^2) est le rayonnement diffus maximal réel;
- $N_p(t)$ représente le coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrées à l'heure t considérée;
- FS est le facteur solaire du vitrage;

b) Détermination du coefficient d'amortissement

Par suite de l'accumulation de chaleur par les parois environnantes, y compris de plancher, les gains de chaleur par rayonnement solaire sont nettement réduits d'où la possibilité de prévoir une installation de climatisation de puissance réduite ; pour cette raison il faut tenir compte dans le calcul des gains solaires à travers les parois vitrées de

l'effet de l'accumulation de chaleur, qui se traduit par un coefficient dit d'amortissement (d'emmagasinage) des gains par ensoleillement à travers les parois vitrées $N_p(t)$.

Les valeurs du coefficient d'amortissement fréquemment utilisées en climatisation sont données dans les tableaux III.13 à III.17 en fonction de la durée de fonctionnement des installations, de la présence ou non de protections solaires (stores, volets, rideaux, etc.), de la masse M rapportée à la surface du plancher du local considéré, de l'orientation de la paroi vitrée et de l'heure solaire vraie.

Pour l'utilisation des tableaux III.13 à III.17 :

- toute paroi vitrée sans protection intérieure est considérée comme une paroi vitrée sans protection (même si elle comporte une protection extérieure, ou si elle est protégée de l'ensoleillement direct par des saillies) ;
- on interpolera pour les valeurs intermédiaires.

c) Durée de fonctionnement de l'installation

Les durées de fonctionnement de l'installation doivent être choisies parmi ces trois valeurs : 12h, 16h et 24h.

Pour 12 heures et 16 heures de fonctionnement, l'installation est considérée mise en marche à 6h (l'installation fonctionne donc soit de 6h à 18h pour 12 heures de fonctionnement de l'installation, soit de 6h à 22h pour 16 heures de fonctionnement de l'installation).

En l'absence d'informations, on pourra prendre :

- locaux à usage d'habitation, d'hébergement de vente ;
 - zone A, B, B' et C : 12 heures de fonctionnement ;
 - zone D₁, D₂ et D₃ : 16 heures de fonctionnement ;
- locaux à usage d'enseignement, de bureaux, d'accueil et de réunion : 12 heures de fonctionnement ;
- locaux de restauration et à usage artisanal : 16 heures de fonctionnement.

d) Masse rapportée à la surface du plancher

On utilise la masse M des parois du local rapportée à la surface du plancher comme critère pour la capacité d'emmagasinier (d'accumuler) la chaleur dans les parois.

L'accumulation de chaleur augmente avec la masse des parois environnantes, plus la construction est lourde, plus l'accumulation est importante.

Pour calculer la masse M, on utilise la formule suivante [4] :

$$M = \frac{\sum m_{ext} + 1/2 \cdot \sum m_{sep} + \sum m_i}{S_{pl}} \quad [\text{Kg}/\text{m}^2] \quad (\text{III.19})$$

Où :

- m_{ext} (en Kg) est la masse des parois séparant le volume thermique considérée et l'environnement extérieur (murs extérieurs, toiture, plancher éventuel en contact avec le sol) ;
- m_{sep} (en Kg) est la masse des parois séparant le volume thermique considérée et les autres volumes thermiques (cloisons, planchers intermédiaires, plafonds) ;
- m_i (en Kg) désigne toute masse fixe (cloisons, murets, cage d'escalier, etc.) se trouvant au sein du volume thermique considéré ;
- S_{pl} (en m²) est la surface de plancher pour le volume thermique considéré ; si un volume thermique a été défini sur plusieurs niveaux, S_{pl} est la somme des surfaces de plancher.

On obtient la masse m_{ext} et m_{sep} des éléments de construction à partir des masses volumiques des matériaux.

e) Facteur solaire

A vrai dire les fenêtres des locaux climatisés sont en général prévues avec des dispositifs de protection contre le soleil, permettant de diminuer les apports solaires, si non, d'une part on ne pourrait garantir la température ambiante dans les zones proches des fenêtres, d'autre part la charge frigorifique atteindrait des valeurs injustifiées [10].

Dans le calcul de la charge frigorifique (l'apport calorifique), l'effet des mesures de protection se traduit par un facteur dit facteur solaire du vitrage, ce dernier est un paramètre qui caractérise les vitrages vis-à-vis des apports solaires. Il s'agit du rapport du flux de chaleur total transmis par le vitrage antisolaire au flux transmis à travers un vitrage ordinaire dans les conditions de référence (ou standard), dont le facteur solaire est pris conventionnellement égal à 1 et pour un vitrage antisolaire $FS < 1$.

Pour réduire le coût de l'installation de climatisation, on est donc amené à installer les vitrages antisolaires.

On appelle vitrage antisolaire des vitrages constitués :

- de glace de forte épaisseur simples ou doubles, absorbantes ou non ;
- de vitrage, simples ou doubles, équipés de stores, de volets, persiennes, de rideaux intérieurs ou extérieurs.

Les valeurs du facteur solaire sont soit tirées des tableaux donnés aux paragraphes suivants pour les différents types de verre et écrans solaires, soit fournies par les fabricants de produits verriers.

e.1) Facteur solaire des dalles de verre, coupole en matière plastique

Les valeurs des facteurs solaires des dalles et pavés de verre (appelés communément Nevada, prisma-lith) sont données dans le tableau III.18:

- en fonction des dimensions de la dalle ou pavé de verre ;
- selon que la dalle ou le pavé de verre est à l'ensoleillement ou se trouve à l'ombre ;

Dans le cas où la dalle de verre est à l'ombre, le facteur solaire est donné en fonction de l'orientation de la paroi [8].

Tableau III.18 : Facteur solaire des dalles, pavés de verre [8]

Dimensions (mm)	Ensoleillé	A l'ombre	
		Orientation N/NO/O/SO	Orientation E/SE/NE
150 × 150 × 100	0.50	0.34	0.51
200 × 200 × 100	0.65	0.40	0.60
300 × 300 × 100	0.75	0.46	0.69

Le facteur solaire des coupoles d'éclairage en matière plastique translucide doit être pris égale à 0.88.

e.2) Facteur solaire des vitrages spéciaux en simple épaisseur

Les vitrages spéciaux sont ceux dont la proportion du flux solaire transmise est diminuée pour les raisons suivantes :

- le verre utilisé a une forte épaisseur,
- le verre peut être coloré dans la masse (ce qui a pour effet d'augmenter le facteur d'absorption du vitrage) ;
- la face extérieure du vitrage peut être traitée pour réfléchir une partie importante de l'énergie solaire incidente (vitrages réfléchissants).

Les valeurs du facteur solaire des vitrages spéciaux en simple épaisseur sont données dans le tableau III.19.

Tableau III.19 : Facteur solaire des vitrages spéciaux en simple épaisseur [8]

Type de vitrage	Epaisseur (mm)	FS
Verre à vitre : normal fort épais	2 à 3	1
	4	0.98
	5	0.96
Glace claire ordinaire	6	0.95
	8.6	0.92
	10.5	0.90
	12	0.88
Verre absorbant	5.5	0.71
Glace absorbante couleur bronze couleur grise couleur verte	6	0.64
	8	0.60
	10	0.54
	6	0.65
	8	0.60
	10	0.55
	6	0.63
	8	0.59
	10	0.53
Verre coloré rouge foncé bleu foncé gris foncé gris-vert opale foncé ambre	3 à 6	0.56
	3 à 6	0.60
	3 à 6	0.32
	3 à 6	0.46
	3 à 6	0.43
	3 à 6	0.37
		0.70
Glaces réfléchissantes claires bronze gris vert	6	0.72
	8	0.71
	10	0.70
	6	0.55
	8	0.49
	10	0.45
	6	0.55
	8	0.50
	10	0.46
	6	0.53
	8	0.49
	10	0.45
Film réflecteur sur glace claire film A18 film A33 sur glace absorbante bronze film A18 film A33 gris film A18 film A33		0.25
		0.42
		0.33
		0.41
		0.12
		0.21

e.3) Facteur solaire des vitrages doubles

Les vitrages doubles sont constitués de deux épaisseurs de verre ou de glace qui sont généralement séparés par une lame d'air déshumidifiée.

Les valeurs du facteur solaire des vitrages doubles sans stores, ni rideaux sont données dans le tableau III.20.

Tableau III.20 : Facteur solaire des vitrages doubles [8]

Type de vitrage	Epaisseur Nominale (mm)	Epaisseur (mm)			FS
		Glace int.	Glace ext.	Lame d'air	
verre clair	11	3	3	5	0.90
glace claire	18	6	6	6	0.85
	20	6	6	8	0.85
	24	6	6	12	0.85
	24	6	8	10	0.82
	32	8	10	14	0.80
glace intérieure claire et glace absorbante extérieure : grise vert Bronze	18	6	6	6	0.59
	24	8	8	8	0.52
	32	8	10	14	0.48
	18	6	6	6	0.56
	24	8	8	8	0.51
	32	8	10	14	0.44
	18	6	6	6	0.58
	24	8	8	8	0.52
	32	8	10	14	0.47
	18	6	6	6	0.64
	24	8	8	8	0.60
	32	8	10	14	0.60
glace intérieure claire et glace réfléchissante extérieure : claire bronze gris vert	18	6	6	6	0.44
	24	8	8	8	0.37
	32	8	10	14	0.34
	18	6	6	6	0.45
	24	8	8	8	0.38
	32	8	10	14	0.35
	18	6	6	6	0.43
	24	8	8	8	0.37
	32	8	10	14	0.35
	18	6	6	6	0.30
	18	6	6	6	0.22
	18	6	6	6	0.13

e.4) Facteur solaire des vitrages munis de protections solaires :

On distingue trois sortes de protections solaires pour les vitrages ordinaires spéciaux [11] :

1- les protections extérieures qui comprennent :

- les volets verticaux qui sont en général en bois, en métal ou en matière plastique (voir figure III.2 cas a);
- les stores verticaux qui sont constitués de toile plus ou moins opaque ;
- les volets et stores projetés à l'italienne constitués de bois, de matière plastique ou de tissu (voir figure III.2 cas b) ;
- les persiennes et stores vénitiens généralement métalliques, en bois ou en matière plastique (voir figure III.2 cas c).

2- les protections entre deux vitrages qui sont réalisées par des stores vénitiens à lames minces ou par des rideaux opaques ou légèrement transparents (voir figure III.2 cas d et e).

3- Les protections intérieures qui comprennent (voir figure III.2 cas f et g) :

- Les stores vénitiens à lames minces,
- Les rideaux pendant librement devant les fenêtres.

Les protections extérieures sont les plus efficaces parce qu'elle réfléchissent le flux solaire avant qu'il ne traverse le vitrage et ne pénètre dans le local.

Les valeurs du facteur solaire des vitrages avec protection intérieure, protection extérieure et protection entre deux vitrages sont données dans les tableaux III.21, III.22 et III.23.

Tableau III.22 : Facteur solaire des vitrages avec protections extérieures [8]

Type de vitrage	TYPE DE PROTECTION EXTERIEURE									
	Stores Verticaux		Volets verticaux		Volets et stores à l'italienne				Stores vénitiens	
	Opaque	Trans-lucide	Bois	métal	bois	métal	Toile opaque	Toile translucide	bois	Métal ou plastique
Verre ou glace Claire	0.14	0.27	0.08	0.12	0.10	0.13	0.14	0.22	0.13	0.16
Glace absorbante	0.12	0.18	0.06	0.10	0.08	0.10	0.11	0.15	0.10	0.11
Double vitrage clair	0.16	0.20	0.06	0.08	0.08	0.09	0.09	0.19	0.10	0.11
absorbant	0.09	0.11	0.06	0.08	0.07	0.08	0.08	0.15	0.09	0.10

Tableau III.21 : Facteur solaire des vitrages avec protections intérieures [8]

Type de vitrage	Epaisseur nominale (mm)	Type de protection intérieure				
		Stores vénitiens		Stores de toile		
		Teinte claire	Teinte moyenne	Opaque		translucide
				foncé	clair	
Verre à vitre	2 à 6					
Glace	6 à 12	0.55	0.64	0.59	0.25	0.39
Verre absorbant ou coloré	3 à 6	0.53	0.57	0.45	0.30	0.36
Glace absorbant	6	0.53	0.57	0.45	0.30	0.36
	10	0.52	0.54	0.40	0.28	0.32
	12	0.50	0.51	0.36	0.28	0.31
Double vitrage avec lame D'air						
Verre clair	11	0.51	0.57	0.60	0.25	0.37
Glace claire	18 à 32	0.51	0.57	0.60	0.25	0.37
Glace absorbante + glace Claire intérieure	18 à 32	0.36	0.39	0.40	0.22	0.30

Tableau III.23 : Facteur solaire des parois vitrées avec protection entre deux vitrages [8]

Type de vitrage	Type de protection		
	Stores vénitiens		Rideau (teinte claire)
	teinte claire	teinte moyenne	
Double vitrage			
verre clair	0.33	0.36	0.28
glace claire	0.33	0.36	0.28
glace absorbante et glace claire intérieure	0.28	0.30	0.23

f) Calcul de la surface ensoleillée et ombrée du vitrage [4], [8]

La plupart des vitrages sont plus ou moins protégés de l'ensoleillement direct par les ombres projetées par les parties en saillie de la construction ou par les bâtiments environnants. Les parties du vitrage situées à l'ombre ne sont alors atteintes que par le flux solaire diffus.

Pour déterminer si un vitrage ou une façade est à l'ombre ou non, il faut auparavant déterminer :

- Les coordonnées apparentes du soleil (paramètres solaires) par rapport à la façade ;
- Les dimensions caractéristiques de la saillie ou du retrait du vitrage.

III. 1. 3. 4 Apports de chaleur internes

On désigne par apports de chaleur internes, ou gains internes, les quantités de chaleur dégagées sous forme sensible ou latente à l'intérieur du local climatisé. Ces gains sont dus à un apport de chaleur en provenance d'une source située à l'intérieur même du local climatisé.

Les principales sources de chaleur en provenance de l'intérieur sont :

- les occupants ;
- l'éclairage ;
- les machines entraînées par des moteurs électriques ;
- les appareils électriques;
- les appareils à gaz;
- les réservoirs;
- l'évaporation libre;
- l'introduction de vapeur vive;
- les tuyauteries;
- les conduits d'air intérieurs;

Le calcul des gains internes nécessite des informations précises, qui sont par exemple :

le nombre d'occupants leur activités, nombre de moteurs électriques, leur emplacement et celui des tuyauteries, etc.

Ce calcul fait sur la base des hypothèses suivantes :

- les gains internes, lorsqu'ils existent, sont calculés en les considérant constants pendant la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation ;
- les apports internes sont calculés en considérant un amortissement (accumulation) des gains sensibles. Dans le calcul l'effet de l'accumulation de chaleur, se traduit

par un coefficient dit d'amortissement des gains internes noté $N_{AI}(t)$. Ce coefficient est affecté séparément pour chaque apport interne.

- Les apports internes sont déterminés en multipliant, pour chaque apport, par un coefficient de simultanéité (noté CS) spécifique à chaque apport.

a) Calcul des gains internes

Les apports de chaleur internes $AI(t)$ à l'instant (t) d'un volume thermique sont donnés par la formule suivante [4]:

$$AI(t) = AI_s + AI_l \quad [W]$$

Avec :

$$AI_s = \sum_j (CS_j \cdot AI_{s,j} \cdot N_{AI,j}) \quad [W]$$

$$AI_l = \sum_j (CS_j \cdot AI_{l,j}) \quad [W]$$

d'où :

- AI_s et AI_l (en w) représentent respectivement les parties sensible et latente des apports internes ;
- $AI_{s,j}$ (en w) représente la partie sensible de l'apport interne j ;
- $AI_{l,j}$ (en w) représente la partie latente de l'apport interne j ;
- CS_j est le coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne j ; en l'absence d'informations, les valeurs à considérer pour les coefficients de simultanéité sont celles du tableau III.24;
- $N_{AI,j}$ est le coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne j;

L'indice j désigne les différents gains internes.

a. 1) Détermination du coefficient de simultanéité (CS)

Il y a peu de chances que tous les occupants soient présents au même moment, que tout l'éclairage fonctionne et que toutes les machines fonctionnent simultanément. C'est pourquoi, on utilise des coefficients de simultanéité pour déterminer les apports réels.

On obtient ainsi une estimation valable des apports internes et cela permet de limiter la puissance maximale de l'installation à une valeur économique.

En l'absence d'information, les valeurs à considérer pour les coefficients de simultanéité relatifs à chaque apport interne sont celles du tableau III.24.

Tableau III.24 : Coefficients de simultanéité des gains internes [4]

Apport	Nature des apports	Coefficient de Simultanéité CS				
		Locaux				
		Bureaux Réunions Accueil	Logement Hébergement	Vente Restauration	Artisanal Industriel	Enseignement
Occupant	Sensible Latent	0.80	0.50	0.80	0.90	1.00
Moteurs électriques	Sensible	0.60	0.50	0.85	0.85	0
Appareils électriques	Sensible Latent	0.60	0.50	0.85	0.85	0
Eclairage fluorescent non encastré	Sensible	0.70	0.35	0.90	0.85	0.90
Eclairage fluorescent Encastré, éclairage incandescent non encastré	Sensible	0.70	0.35	0.90	0.85	0.90
Eclairage encastré dans un faux plafond avec plénum de reprise	Sensible	0.70	0.35	0.90	0.85	0.90
Appareils à gaz	Sensible Latent	0	0.50	0.85	0.85	0
Réservoir	Sensible Latent	0	0.50	0.85	0.85	0
Evaporation libre	Latent	0	1.00	1.00	1.00	0
Vapeur vive	Sensible Latent	0	0	1.00	1.00	0
Tuyauteries, conduits d'air*	Sensible	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Un coefficient de simultanéité égal à 0 signifie que pour le type de local défini, l'apport interne correspondant existe rarement dans la pratique (ou négligeable). Dans le cas où ce type d'apport n'est pas considéré comme négligeable, on prendra un coefficient de simultanéité maximale (égal à 1).

a. 2) Détermination du coefficient d'amortissement $N_A(t)$

Le coefficient d'amortissement $N_A(t)$ tient compte des facteurs suivants :

- le type d'apport interne ;
- le nombre d'heures écoulées entre l'heure considérée et le début des apports internes ;
- la masse M (en Kg/m^2) des parois rapportée à la surface de plancher, qui caractérise la capacité d'absorption des matériaux constituant les parois ;
- la durée d'apport interne ;
- la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation qui intervient par l'inertie aéraulique qu'elle crée dans le local climatisé [4], [8].

Pour la détermination de $N_A(t)$, on distingue les quatre types d'apport suivants :

- Type I :
 - apports dus à un éclairage fluorescent, l'appareil étant non encastré ;
 - apports dus aux occupants ;
 - apports dus aux appareils électriques ou à gaz ;
 - apports dus aux machines entraînées par un moteur électrique ;
 - apports dus aux réservoirs ;
 - apports dus aux tuyauteries et aux conduits d'air intérieurs ;
- type II : apports dus à un éclairage fluorescent encastré ou incandescent non encastré ;
- type III : apports dus à un éclairage fluorescent ou incandescent encastré dans un faux plafond dans lequel se fait la reprise de l'air du local (luminaires refroidis par air) ;
- type IV :
 - introduction de vapeur vive ;
 - évaporation libre ;

La valeur du coefficient d'amortissement $N_A(t)$ est déterminée comme suit :

- pour les apports de type IV, la valeur de $N_A(t)$ est égale à 1;

- pour les apports de type I, II ou III, la valeur de $N_{AI}(t)$ est égale à 1 dans le cas où la durée de l'apport interne est supérieure à la durée de fonctionnement de l'installation ;
- pour les apports de type I, II ou III dans le cas où la durée de l'apport interne est inférieure à la durée de fonctionnement de l'installation la valeur de $N_{AI}(t)$ est donnée dans les tableaux B1 à B3 (annexe B) en fonction :
 - du type d'apport interne;
 - de la durée des apports internes;
 - du nombre d'heures écoulées entre l'heure considérée et le début des apports internes ;
 - de la masse M (en Kg/m²) rapportée à la surface de plancher;

b) Apports de chaleur dus aux occupants

Toute personne, en activité ou non, dégage de la chaleur ainsi que de la vapeur d'eau. Les quantités de chaleur et de vapeur d'eau dégagées sont essentiellement fonction d'une part du degré d'activité et d'autre part de la température ambiante [7], [8].

La quantité de chaleur dégagée par le corps humain est la somme de la chaleur sensible qui est rejetée vers l'ambiance par rayonnement et convection (cet apport entraîne directement une augmentation de la température ambiante) et de chaleur latente par transpiration; les gains de chaleur dus aux occupants vont donc être décomposés en ces deux postes.

Pour ce qui est de la chaleur sensible dégagée par le corps humain une partie de celle-ci est absorbée puis emmagasinée (accumulée) par les parois environnantes plus froides que la surface du corps. Une certaine quantité de cette chaleur accumulée sera restituée à l'ambiance petit à petit avec un décalage dans le temps. Dans le calcul des gains dus aux occupants l'effet de l'accumulation de chaleur, se traduit par un coefficient dit d'amortissement des apports dus aux occupants $N_{AI,oc}$. Les valeurs de ce coefficient sont données en fonction de la durée d'occupation des locaux et de l'inertie de la construction (la masse M rapportée à la surface du plancher).

Pour calculer les apports internes dus aux occupants, on utilise les relations suivantes [4] :

$$AI_{z,oc} = N_p \cdot AI_{z/p} \quad [W]$$

$$AI_{l,oc} = N_p \cdot AI_{l/p} \quad [W]$$

Où :

$AI_{z,oc}$ (en w) représente la partie sensible des apports internes dus aux occupants ;

$AI_{l,oc}$ (en w) représente la partie latente des apports internes dus aux occupants ;

$AI_{z/p}$ (en w/Pers.) représente l'apport sensible dégagé par une personne ;

$AI_{l/p}$ (en w/Pers.) représente l'apport latent dégagé par une personne ;

N_p : nombre de personnes.

Dans le calcul des installations de climatisation, on peut utiliser les valeurs des apports sensibles et latentes pour un occupant, qui sont données dans le tableau III.25 en fonction de degré d'activité et de la température intérieure du local.

Pour déterminer le nombre de personnes (N_p) dans un local, on distingue les deux cas suivants :

- Pour un logement, le nombre d'occupants par pièce à considérer doit être 2 occupants par pièce pour les pièces principales et les cuisines, et de 1 occupant par pièce pour les pièces de service autres que les cuisines ;
- Pour les locaux à usages autre que d'habitation, en l'absence d'informations, on considèrera 1 occupant pour 4.5 m² de surface de plancher.

Tableau III.25 : Apports de chaleur dus aux occupants [4]

Degré d'activité	Exemple D'application	Température sèche du local (°C)									
		28		27		26		24		21	
		Apports sensibles (Sen.) et latents (Lat.) en w/pers.									
		Sen.	Lat.	Sen.	Lat.	Sen.	Lat.	Sen.	Lat.	Sen.	Lat.
Assis, repos	Classe, salle de Spectacle	51	51	57	45	62	40	67	35	76	27
Assis, travail très léger	Logement, bureau, hôtel, amphithéâtre	52	79	58	73	63	69	71	60	83	94
Debout, marche lente	Magasin, accueil Restaurant	52	94	58	88	64	83	74	72	85	62
		60	102	66	96	72	91	82	80	93	70
Travail léger	Atelier, usine	56	164	64	156	72	148	86	134	107	113
Travail assez Pénible	Atelier, usine, salle de sport	79	214	88	205	97	197	112	181	135	158
Travail pénible	Atelier, usine, salle de sport	131	293	136	288	142	283	154	271	177	248

c) Apports de chaleur dus à l'éclairage :

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible ($AI_{l,ec}=0$). Cette chaleur est dégagée par :

- rayonnement (absorbée par les parois environnantes) ;
- convection (avec l'air ambiant) ;
- conduction (à travers les parois de la lampe).

Les apports internes dus à l'éclairage dépendent du type de ce dernier. Il existe actuellement deux types de lampes [11]:

- 1- **lampes à incandescence** : elles transforment environ 10% de l'énergie absorbée en lumière tandis que le reste est transformé en chaleur, dissipée ensuite par rayonnement à environ 80% de la puissance absorbée et seulement 10% par convection et conduction.
- 2- **Lampes fluorescentes** : elles transforment environ 25% de la puissance absorbée en lumière tandis que 75% de cette puissance est transformée en chaleur.

Selon la disposition de l'appareil d'éclairage ; on peut distinguer trois principaux types de luminaires qui sont :

- Les luminaires librement suspendus sous le plafond ;
- Les luminaires incorporés (encastrés) dans le plafond ou alors directement placés sous celui-ci ;
- Les luminaires à reprise d'air.

L'éclairage dans ce type est raccordé à un système d'extraction d'air. C'est-à-dire que l'air ambiant est repris par l'intermédiaire de ces luminaires, afin de réduire l'augmentation des apports de chaleur qui en résulte.

La chaleur émise par convection par le luminaire et une partie de l'énergie émise par rayonnement sont donc évacuées par l'air repris.

Pour calculer les apports internes dus à l'éclairage, on peut utiliser soit la puissance installée pour l'éclairage, soit le niveau d'éclairage recommandé du local considéré ; on distingue donc les deux cas suivants :

1^{er} cas :

Si l'on connaît la puissance installée pour l'éclairage, les gains dus à l'éclairage sont donnés par la formule suivante [4] :

$$AI_{s,ec} = \sum_{N_L} (W_n \cdot C_1 \cdot C_2) \quad [W] \quad (III.29)$$

Où :

- W_n (en w) est la puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent ;
- C_1 est un coefficient de majoration (par suite des pertes du ballast inductif) ;
il est égal à :
 - 1.2 pour les lampes à incandescence ;
 - 1.25 pour les tubes fluorescents ;
- C_2 : coefficient de chaleur résiduelle (non évacuée par l'air repris) correspondant à la part d'énergie restant dans la pièce ;
 C_2 est :
 - égal à 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air ;
 - est donné dans le tableau III.26 quand l'éclairage est raccordé à un système d'extraction d'air.
- N_L : nombre de lampes ou de tubes fluorescents ;

Tableau III.26 : Valeurs du coefficient de chaleur résiduelle C_2 [4]

Débit d'air pour 100w de puissance de lampe ou de tube (m ³ /h)	20	30	50	60
C_2	0.6	0.5	0.5	0.35

2^{ème} cas :

Si l'on ne connaît pas la puissance installée pour l'éclairage, on peut estimer les gains dus à l'éclairage, à l'aide du niveau d'éclairement lumineux recommandé et la puissance dégagée surfacique correspondante dans différents type de locaux, qui sont donnés dans le tableau III.27.

Le niveau d'éclairement lumineux (L_x) est le quotient du flux lumineux (L_m) reçu par un élément de cette surface, par l'aire de cet élément. Ce niveau d'éclairement dépend du travail effectué et de la destination du local [8].

Dans ce cas les apports internes dus à l'éclairage sont donnés par la formule suivante [4] :

$$AI_{z,ec} = P \cdot S_{pl} \quad [W] \quad (III.30)$$

Où :

- P (en w/m²) est la puissance dégagée surfacique des luminaires ;
- S_{pl} (en m²) est la surface de plancher du local climatisé.

Tableau III.27 : Apports de chaleur dus à l'éclairage [4]

Désignation du local Ou genre d'activité	Intensité lumineuse recommandée (lux)	Puissance dégagée des lampes ou des tubes (w/m ²)	
		lampes à incandescence	lampes fluorescentes
Entrepôt, pièces d'habitation, théâtre	120	25	8
Bureaux, salle de cours	250	55	16
Salles de lecture, laboratoires, magasins	500	110	32
Montages fins, ateliers, supermarchés	750	170	50
Dessin industriel, grands bureaux, salles d'opération	1000	-	65
Locaux industriels montages très fins	1500	-	100

En ce qui concerne le tableau III.27 les valeurs de ce dernier ont été obtenues à partir des hypothèses suivantes :

- rendement moyen d'éclairage = 0.4 ;
- rendement lumineux égal à :
 - 13.8 Lm/w pour les lampes à incandescence ;
 - 48 Lm/w pour les tubes fluorescents ;

Ces valeurs tiennent compte d'une majoration de 20% pour les lampes à incandescence, et de 25% pour les tubes fluorescents, et sont données pour un éclairage non raccordé à un système d'extraction d'air.

Pour ce qui est de la chaleur sensible dégagée par l'éclairage, une partie de celle-ci est absorbée puis accumulée dans les parois environnantes.

L'effet de l'accumulation de chaleur dans le calcul des gains internes dus à l'éclairage se traduit par un coefficient dit d'amortissement des apports dus à l'éclairage N_{Alac} .

Les valeurs de ce coefficient sont données en fonction de type de lampes, type de luminaires, durée de fonctionnement de l'éclairage et la masse M rapportée à la surface du plancher (inertie de la construction).

d) Apports de chaleur dus aux machines entraînées par un moteur électrique :

La plupart des machines fonctionnant au moyen d'un moteur électrique constituent des sources de gains sensibles, du fait de la transformation d'une partie plus ou moins grande de l'énergie absorbée en énergie calorifique.

Un moteur électrique est caractérisé par :

- une puissance absorbée W_a exprimée en w ou en KW ; la puissance absorbée peut être déterminée en fonction de la nature du courant (voir tableau III.28) ;
- une puissance effective (ou nominale) W_{eff} exprimée en w ou KW ; cette puissance correspond à la puissance fournie à la machine entraînée ;
- un rendement η_m ;
- sa position par rapport au local climatisé.

La différence $W_a - W_{eff}$ représente les pertes diverses à l'intérieur de la carcasse du moteur (pertes par effet Joule, pertes mécaniques de frottement, etc.).

La chaleur dégagée par un moteur électrique ou la machine entraînée par ce moteur l'est généralement sous forme convective. C'est pourquoi dans la plupart des cas, l'apport de chaleur dû aux machines est égal à la quantité de chaleur dégagée au même moment.

Une partie de la chaleur pouvant être emmagasinée (accumulée) dans les parois environnant du local, l'effet de l'accumulation de chaleur dans le calcul des gains internes

dus aux machines entraînées par un moteur électrique se traduit par un coefficient dit d'amortissement des apports internes dus aux machines entraînées par moteur électrique $NA_{I,m-m}$.

Tableau III.28 : Puissance absorbée des moteurs électriques [4]

Nature du courant	W_a (en w) en fonction de : I (en A) l'intensité du courant, U (en V) la tension du courant et de $\cos(\varphi)$ facteur de puissance.
Courant continu	$W_a = U.I$
Courant monophasé	$W_a = U.I.\cos(\varphi)$
Courant triphasé	$W_a = U.I.\cos(\varphi).1.73$
Courant diphasé (4 fils)	$W_a = U.I.\cos(\varphi).2$

Dans le calcul des apports dus aux machines entraînées par un moteur électrique ($AI_{I,m-m}=0$), on doit distinguer les cas suivants :

- le moteur et la machine entraînée se trouvent dans le même local climatisé (cas (a) de la figure III.6). Dans ce cas, toute l'énergie absorbée est dissipée sous forme de chaleur dans le local climatisé. L'apport interne $AI_{I,m-m}$ dû à l'ensemble moteur-machine est donné par la formule suivante [4] :

$$AI_{s,m-m} = W_a = \frac{W_{eff}}{\eta_m} \quad [W]$$

Où :

- W_{eff} (en w) désigne la puissance effective ;
- η_m désigne le rendement du moteur électrique;

b) Seule la machine entraînée se trouve dans le local climatisé (cas (c) de la figure III.6). Dans ce cas l'apport calorifique $AI_{s,m-m}$ correspondant est égal à la puissance nominale W_{eff} [4] :

$$AI_{s,m-m} = W_{eff} \quad [W]$$

c) Seul le moteur se trouve dans le local climatisé (cas (b) de la figure III.6). Dans ce cas l'apport calorifique correspondant est égal aux pertes diverses dans la carcasse

du moteur. L'apport $AI_{s,m-m}$ est donné par la formule suivante [4]:

$$AI_{s,m-m} = W_a - W_{eff} = \frac{W_{eff}}{\eta_m} \cdot (1 - \eta_m) \quad [W]$$

Où :

- W_{eff} (en w) désigne la puissance nominale ;
- η_m désigne le rendement du moteur électrique ;

d) Lorsque le moteur entraîne une turbomachine, pompe ou ventilateur véhiculant un fluide à l'extérieur du local une grande partie de l'énergie fournie est transférée au fluide, celle-ci est égale à [4] :

$$W_f = \Delta P \cdot \dot{q}_m \quad [W]$$

Avec :

- W_f (en w) représente la puissance fournie au fluide ;
- $\dot{q}_m$ (en m³/s) représente le débit volumique moyen du fluide véhiculé par la turbomachine ;
- ΔP (en Pa) désigne l'énergie volumique apportée au fluide par la turbomachine pour le mettre en mouvement.

Pour un ventilateur ΔP représente la pression et pour une pompe ΔP représente la hauteur manométrique.

Les apports internes dus à une turbomachine ($AI_{s,m-tm}$, $AI_{l,m-tm}=0$) lorsque le moteur et la machine sont dans la même pièce climatisée sont les suivants [4] :

$$AI_{s,m-tm} = W_a - W_f \quad [W]$$

$$AI_{s,m-tm} = \frac{W_{eff}}{\eta_m} - \Delta p \cdot q_m \quad [W]$$

Par contre, si le moteur est dans un local différent alors les apports sont limités et le calcul varie selon que c'est le moteur ou la turbomachine qui se trouve dans le local climatisé.

Si le moteur électrique est positionné dans le local climatisé alors les charges (gains) sont limitées aux pertes du moteur. Les apports dus au moteur séparé de la turbomachine qu'il alimente sont les suivantes [4] :

$$AI_{s,m-tm} = W_a - W_{eff} \quad [W]$$

$$AI_{s,m-tm} = W_a \cdot (1 - \eta_m) \quad [W]$$

Si la turbomachine est positionnée dans le local climatisé, alors les apports sont réduits aux pertes de la turbomachine seule. Ils sont donnés par [4] :

$$AI_{s,m-tm} = W_{eff} - W_f \quad [W]$$

$$AI_{s,m-tm} = W_{eff} - \Delta P \cdot q_m \quad [W]$$

e) Apports de chaleur dus aux machines électriques

Les appareils électriques peuvent constituer à la fois une source de chaleur sensible et latente, ou seulement une source de gains sensibles. Cela tient à la nature des machines installées dans les locaux, et aux activités exercées dans le bâtiment.

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

Pour la détermination des apports internes dus aux machines électriques ($AI_{s,me}$, $AI_{l,me}$), on utilisera soit :

- les indications données par le fabricant;
- les formules du tableau III.28 pour le calcul de la puissance absorbée, cette puissance constituant les gains sensibles ($AI_{s,me}=W_a$). Pour certains appareils (de cuisines, de restaurants, etc.), il y a lieu de tenir compte aussi des gains latents ($AI_{l,me}$); on pourra alors utiliser les formules relatives aux gains par évaporation;
- à défaut, les valeurs des tableaux III.30 à III.32 données en fonction du type d'appareil;

On diminuera de 50% les apports sensibles et latents si l'appareil électrique est pourvu d'une hotte d'extraction mécanique dimensionnée selon les règles d'usage.

Tableau III.30 : Apports calorifiques dus aux appareils ménagers et de restaurants [4]

Appareils	Gains à admettre (en w)		
	Sens.	Lat.	Total
Appareils Ménagers			
Four électrique	3000	610	3610
Four micro-onde	1400	-	1400
Cuisinière électrique	3000	1500	4500
Plaque chauffante ($W_r=500w$)	500	280	780
Plaque chauffante ($W_r=1000w$)	1000	560	1560
Télévision	150	-	150
Réfrigérateur (100 l)	100	-	100
Réfrigérateur (200 l)	175	-	175
Machine à laver (3 Kg)	3000	1500	4500
Machine à laver (5 Kg)	6000	3000	9000
Télévision	150	-	150
Appareils de restaurants			
Percolateurs avec chauffe-eau			
2 Percolateurs, 2 litres d'eau	400	140	540
4 Percolateurs, 4 litres d'eau	1800	350	2150
Table chauffante (par m ² de surface)			
avec chauffe-assiette	2200	1110	3310
sans chauffe-assiette	1750	1180	2930
Grille-pain	1900	760	2510
Gril à viandes (250 à 300 mm)	1750	620	2370
Friteuse 5 l d'huile	1200	690	1890
10 l d'huile	3000	1660	4660
Sorbetière Capacité : 50 Kg/jour	2730	-	2730
Capacité : 100 Kg/jour	1880	-	1880
Four micro-ondes	2630	-	2630

Tableau III.31 : Apports calorifiques dus aux machines de bureaux [4]

Appareils	Gains à admettre (en w)		
	Sens.	Lat.	Total
Machine à écrire	90	-	90
Micro-ordinateur (écran compris)	450	-	450
Micro-ordinateur (les valeurs peuvent varier de 2200 à 6600w)	4400	-	4400
Imprimante plus de 5000 lignes/minute	1800	-	1800
300 à 600 lignes/minute	376	-	376
Terminal écran	160	-	160
Machine comptable	105	-	150
Photocopieur 100 cop./h	100	-	100
200 cop./h	200	-	200
500 cop./h	900	-	900
1000 cop./h et plus	1800	-	1800
Machine à tirer des plans	1000	-	1000
Vitesse de sortie 40 (m/h)	1400	-	1400
100 (m/h)	3712	-	3712
200 (m/h)	4640	-	4640
400 (m/h)	6500	-	6500
600 (m/h)	-	-	6500
Rétroprojecteur	400	-	400
Plotter	70	-	70
Projecteur de diapositives	300	-	300
Lecteur de microfilm	520	-	520
Lecteur de microfiches	85	-	85

Tableau III.32 : Apports calorifiques dus à divers appareils [4]

Appareils	Gains à admettre (en w)		
	Sens.	Lat.	Total
Présentoir (par m ³ de volume intérieur)	640	-	640
Caisse enregistreuse	48	-	48
Réfrigérant à eau	1750	-	1750
Sèche cheveu central 5 casques	4483	1197	5680
10 casques	6273	1790	8063
Casque sèche-cheveux	690	120	810
Stérilisateur de pansement, taille : 406×620 mm	2870	2600	5470
508×914 mm	6960	7170	14130
Stérilisateur d'instrument, taille : 152×205×432 mm	805	710	1515
228×254×508 mm	1518	1174	2692
254×305×560 mm	2420	1760	4180
254×305×914 mm	3048	2810	5858
305×406×620 mm	2728	2550	5278
Stérilisateur ustensiles, taille : 406×406×620 mm	3167	6096	9263
508×508×620 mm	3676	7649	11325
Moulin à café	500	140	640
Mixer	1000	277	1277
Fer à repasser	500	280	780
Aspirateur	200	-	200

f) Apports de chaleur dus aux appareils à gaz

g) Apports de chaleur dus à un réservoir :

h) Apports de chaleur par évaporation libre

k) Apports de chaleur dus aux conduits d'air

Apports de chaleur par introduction d'air extérieur

Pour ces dernières on a distingué que leurs calculs est très lourd.