



HAL
open science

Climatisation de la villa Malek à Rabieh, Liban

Romanos Frangieh

► **To cite this version:**

Romanos Frangieh. Climatisation de la villa Malek à Rabieh, Liban. Sciences de l'ingénieur [physics]. 2012. dumas-01388081

HAL Id: dumas-01388081

<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01388081>

Submitted on 26 Oct 2016

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

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



Institut des Sciences Appliquées et Économiques -
Université Libanaise
ISAE – Cnam Liban
Centre du Liban associé au Conservatoire national des
arts et métiers – Paris



MEMOIRE

Présenté en vue d'obtenir

Le diplôme d'ingénieur

En énergétique

Option froid et climatisation

Par

FRANGIEH Romanos

Climatisation de la villa Malek à Rabieh, Liban

Juin 2012

Jury

Président : Pr. Christophe MARVILLET, titulaire de chaire au CNAM, PARIS

Membres : Dr. Tony JABBOUR, chef de département et tuteur du projet

Dr. François KHOURY, professeur au CNAM

"Mes remerciements les plus sincères à toutes les personnes qui auront contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire ainsi qu'à la réussite de cette formidable période universitaire !"

Remerciements à la direction de l'école d'ingénieur CNAM-PARIS :

Au Professeur Christophe Marvillet qui a accepté de juger mon rapport.

Remerciements à l'équipe enseignante :

- Au Docteur Tony Jabbour et à toute son équipe pour la richesse des enseignements et des échanges tout au long des ces années.

- Au Docteur François Khoury pour son énergie, sa sympathie et son soutien pendant tout le déroulement de ces études.

- A tous mes professeurs au CNAM - Liban

Remerciements à l'équipe de l'entreprise Climate-Technology :

- A Monsieur Ramy Abou Chakra (operator manager) pour le partage de ses connaissances et son enthousiasme.

- A Monsieur Tarek Maadad (ingénieur mécanique) pour ses informations.

Remerciements au Docteur Tony JABBOUR – Directeur du mémoire

Pour avoir contribué à la réflexion lors de l'élaboration du mémoire.

Remerciements à tous les collaborateurs de l'entreprise Clim-tech :

Pour leur travail au quotidien et leur collaboration très étroite lors des différents modules de cette formation.

Remerciements à ma famille et mes amis :

Pour leur soutien durant toutes ces années et spécialement durant ce mémoire.

Sommaire

Remerciements.....	2
Liste des figures.....	6
Liste des tableaux.....	7
Introduction.....	8
Résumé du travail.....	9
Chapitre I : L'étude	10
1. Sujet d'étude	10
2. Description de la villa	11
3. Système de climatisation et de chauffage	12
4. La ventilation	13
5. Condition de bases extérieurs	13
6. Condition de bases intérieurs	14
Chapitre II : les déperditions thermiques	15
1. Les déperditions par transmission par les parois	15
A. La conduction	15
B. La convection	17
C. Le rayonnement	19
2. Isolation thermique	19
A. Pour un simple mur	20
B. Pour un simple vitrage	21
C. Pour une porte en bois	21
D. Pour un plancher	22
E. Pour un plafond	23
F. Pour un double mur isolé	23
G. Pour un double vitrage	25
H. Pour un plafond isolé	26
3. Calcul du coefficient globale d'échange pour les différents types des parois	27
4. Le flux de chaleur	29
5. Occupants	29

6. Eclairage et équipements électriques	30
7. Calcul du bilan froid (cooling load).....	31
8. La chaleur perdu par infiltration et ventilation.....	33
9. Calcul du bilan chaud	35
A. Le solaire passif	35
B. Calcul du bilan chaud	36
C. Chaleur perdue par infiltration et ventilation	37
10. Conclusion	38
Chapitre III : Système de refroidissement	39
1. Les systèmes de refroidissement utilisés	39
A. Le group refroidissement liquide (GRL)	39
a. Fonctionnement du GRL	40
b. Types de GRL	41
B. Le volume du réfrigérant variable (VRV)	42
a. Fonctionnement du VRV	42
b. Types de VRV.....	43
2. Types des compresseurs	44
3. Fluide frigorigène utilisé est le R410A	45
4. Choix des capacités de chaque système	45
A. Le GRL	45
B. Le VRV.....	46
5. Performance énergétique des deux systèmes frigorifiques	46
6. La comparaison entre les deux systèmes	47
7. Etude économique préliminaire entre GRL et VRV	47
a. Cout d'électricité et d'exploitation	47
b. Cout d'investissement	47
c. Conclusion	48
8. Le choix des ventilo-convecteurs	49
Chapitre IV : chaudière a condensation	50
1. Le fonctionnement d'une chaudière a condensation	50
2. Le principe de condensation	51
3. Intérêts énergétique d'une chaudière a condensation	51
4. Avantages de la chaudière à condensation.....	51
5. Intérêts écologiques	52
6. Sélection d'une chaudière	52
a. Besoin en eau chaude sanitaire	52

b. Phase d'estimation	53
c. Choix de la chaudière	54
d. Calcul de la pression de la pompe	55
e. Le nombre des radiateurs dans chaque chambre	55
f. Tuyauterie et dimensionnement	56
7. Système solaire thermique pour la production d'eau chaude	57
a. Fonctionnement	57
b. Type des panneaux solaires	57
c. Implantation et raccordement	59
d. Dimensionnement de la surface des capteurs	59
Chapitre V : étude économique	62
1. Le prix des systèmes utilisés	62
2. Coût d'électricité	62
3. Energie consommée par les ventilo-convecteurs	63
4. Energie annuelle consommée par le VRV et la chaudière	64
5. La consommation annuelle pour l'éclairage et les équipements	65
6. Conclusion	66
Chapitre VI : impact environnementale	67
1. Introduction	67
2. Bilan carbone	68
3. Impact de réchauffement global	68
a. Pour la climatisation	69
b. Pour le chauffage	70
c. Pour l'éclairage	70
4. Conclusion	70
Conclusion.....	71
Dessin technique de la villa pour la climatisation.....	73
Dessin technique de la villa pour le chauffage.....	77
Dessin technique de la villa pour l'eau chaude sanitaire.....	81
Annexes	86
Bibliographie.....	120

Liste des figures

Figure 1 : La villa Malek a Rabieh	10
Figure 2 : Un simple mur	20
Figure 3 : Un simple vitrage	21
Figure 4 : Une porte en bois	21
Figure 5 : Un plancher	22
Figure 6 : Un plafond	23
Figure 7 : Un plafond isolé.....	24
Figure 8 : Un double vitrage	25
Figure 9 : Un plafond isolé	26
Figure 10 : Le groupe refroidisseur liquide (GRL)	40
Figure 11 : Le condenseur à eau	41
Figure 12 : Le condenseur à air	42
Figure 13 : Le volume du réfrigèrent variable a deux tubes	43
Figure 14 : Le volume du réfrigèrent variable a trois tubes	43
Figure 15 : la chaudière a condensation	50
Figure 16 : les deux types des panneaux solaires	58
Figure 17 : schéma de l'installation du système solaire	61
Figure 18 : figure du bilan carbone de CO2.....	70
Figure 19 : figure des consommations énergétiques et l'émissions de gaz à effet de serre.....	72

Liste des tableaux

Tableau 1 : Les coefficients globaux d'échange	28
Tableau 2 : Calcul du bilan froid du rez-de-chaussée	31
Tableau 3 : Calcul du bilan froid du premier étage	32
Tableau 4 : Calcul du bilan froid du deuxième étage	32
Tableau 5 : Le total du bilan froid pour la villa	34
Tableau 6 : Calcul du bilan chaud de la villa	36
Tableau 7 : Le total de bilan chaud de la villa	37
Tableau 8 : COP recommandé pour différents types de compresseur	44
Tableau 9 : La comparaison entre les deux systèmes	47
Tableau 10 : étude économique entre GRL et le VRV	48
Tableau 11 : le choix des appareils de climatisation interne	49
Tableau 12 : le volume d'eau chaude exigé	53
Tableau 13 : nombre de radiateurs, d'appareil et des tuyaux	56
Tableau 14 : prix du VRV et de la chaudière	62
Tableau 15 : tarif de la puissance électrique au Liban	62
Tableau 16 : énergie électrique annuelle consommée par les VC.	63
Tableau 17 : résultat de l'énergie électrique consommée par la climatisation	64
Tableau 18 : énergie électrique annuelle consommée par l'éclairage	65
Tableau 19 : énergie électrique annuelle consommée par les équipements	65
Tableau 20 : consommation annuelle totale d'énergie électrique et thermique	68
Tableau 21 : les émissions en gramme CO ₂ / Kwh (France)	69

INTRODUCTION

Au cours des temps géologiques, moins de 1% de la matière organique a été enfouie dans le sol, ou a sédimenté au fond des lacs et des océans. Elle s'est ensuite transformée en kérogène, puis en combustibles fossiles.

L'énergie fossile désigne l'énergie que l'on produit à partir de roches issues de la fossilisation des êtres vivants : pétrole, gaz naturel et charbon. Non seulement elles sont présentes en quantité limitée et non renouvelable, mais aussi leur combustion libère du CO₂ et entraîne un déséquilibre important du cycle du carbone et une augmentation de la concentration de gaz à effet de serre dans l'atmosphère terrestre et, par voie de conséquence, entraîne des changements climatiques. La baisse annoncée des ressources d'énergie fossile amène à se tourner soit vers une production d'énergie nucléaire, qui peut entraîner d'autres formes de pollution ou avoir un impact sur la santé humaine, ou des formes d'énergies renouvelables comme le vent, le soleil et l'eau.

Le secteur de l'énergie au Liban est dominé par une très forte dépendance aux importations de pétrole. La principale source d'énergie est l'électricité, produite en quasi-totalité par des centrales thermiques. Du fait des destructions liées aux conflits, du niveau actuel des prix du pétrole et de la politique de blocage des tarifs de l'électricité depuis 1994, le déséquilibre financier du secteur électrique est important.

Bien que rénové, le réseau électrique très endommagé par les conflits qui ont secoué et secouent à nouveau le pays, n'arrive pas à satisfaire la demande de façon régulière, alors que la construction connaît un développement rapide. La qualité thermique des logements est médiocre et la surconsommation électrique forte. L'augmentation d'une consommation énergétique mal maîtrisée a aussi des conséquences environnementales néfastes, en particulier sur l'émission de CO₂ et sur l'effet de serre.

Au Liban, le secteur de l'habitat, caractérisé par une urbanisation croissante et une demande de confort plus importante des populations, est responsable d'environ 30 % des émissions de CO₂. Le secteur " énergie " du Liban devait être réhabilité, des pénuries d'électricité subsistaient, le secteur de la construction redémarrait.

L'évolution des techniques de construction, l'amélioration des isolants, une meilleure orientation des maisons, un dimensionnement mieux adapté des ouvertures, tout cela participe à cette réduction de la consommation d'énergie.

Résumé du travail :

Notre projet consiste à faire l'étude de la climatisation, du chauffage et de la ventilation de la villa Malek à Rabieh.

Au début, nous avons entamé une recherche des types de bâtiment et sur les systèmes internationaux d'évaluation environnementale des bâtiments. De même en se référant au syndicat des ingénieurs de Beyrouth, nous avons été informés sur l'état des lieux du bâtiment vert au Liban.

Ensuite nous avons déclenché les déperditions par transmission par les parois pour calculer le bilan thermique chaud et froid, en distinguant deux types de construction. Le premier, et qui est le plus courant au Liban, ne tient compte d'aucune amélioration et ne respecte pas la réglementation énergétique. Le deuxième type considère le bâtiment construit avec plusieurs améliorations disponibles sur notre marché (isolation, double vitrage)...

Puis, nous avons entamé une étude énergétique et économique sur les différents systèmes de base pour sélectionner les machines les plus performantes.

L'étude a été complétée par le dimensionnement des pompes, des ventilateurs et de leur sélection. L'impact environnemental a été aussi abordé dans notre projet.

Finalement, on a établi une conclusion qui signale les principales améliorations à suivre afin de limiter les dépenses énergétiques dans les bâtiments tout en soulignant les principaux obstacles qui limitent le développement des bâtiments verts au Liban.

Chapitre I : L'ETUDE

1. Sujet d'étude :

Notre projet consiste plus précisément à étudier la climatisation, la ventilation et le chauffage en développant les points suivants :

- Les consommations énergétiques de ce bâtiment construit d'une manière courante sans amélioration.
- Les technologies nécessaires à adopter pour réduire la consommation en énergie aussi bien les émissions en CO2.
- L'approche technique et financière pour chaque technologie.

Le bâtiment choisi est la villa Malek à Rabieh. La figure de cette villa est donnée ci-dessous :

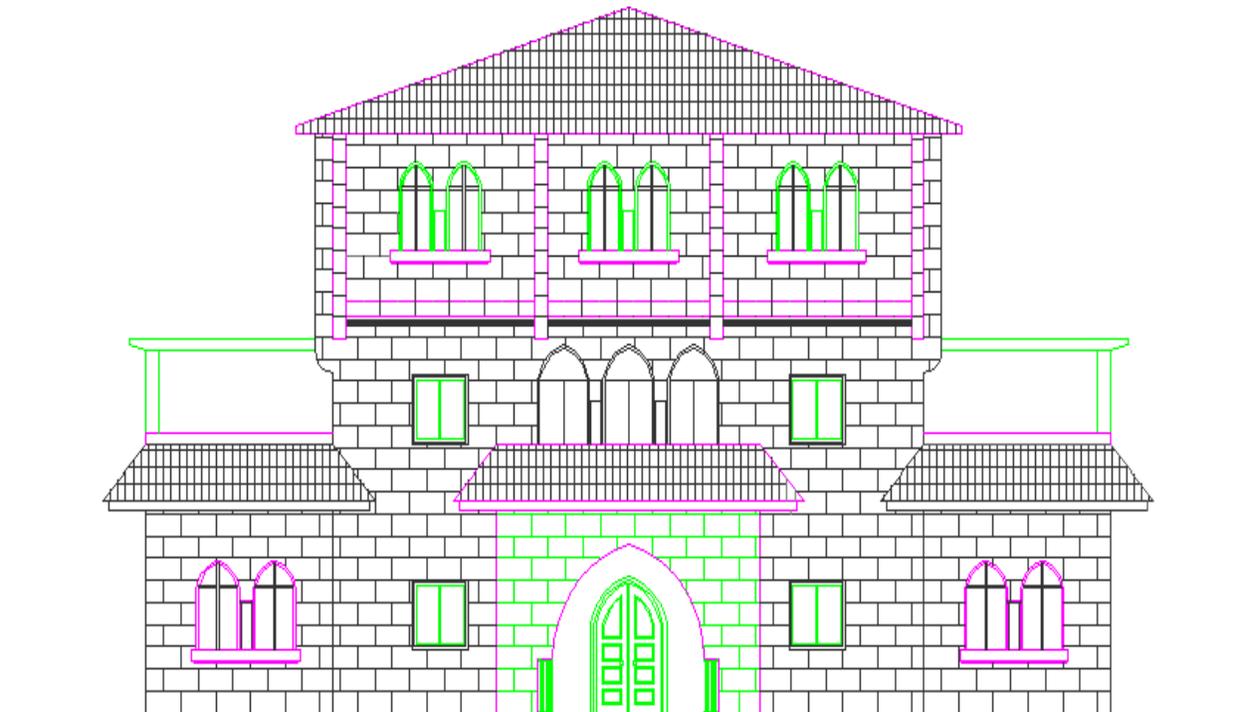


Figure 1 : la villa Malek a Rabieh

2. Description de la villa :

La villa Malek se situe à Rabieh, une ville qui s'étend approximativement à 33.5° en latitude, 35.3° en longitude et 250 mètres d'altitude.

La villa Malek est constituée d'un sous-sol, d'un rez-de-chaussée, de deux étages et d'un plafonnier (le toit). Chaque étage à une hauteur de 3 mètres. La surface totale est de 1150m² environ.

Voir les figures techniques (page 73-85).

La hauteur des portes est 2 mètres et la hauteur des fenêtres est 1.2 mètres alors que les fenêtres des toilettes est 60 centimètres seulement.

- Le sous-sol comprend :
 - la chaudière, les pompes, la bouteille d'eau chaude et les tuyaux principaux,
 - le générateur électrique,
 - le tableau électrique,
 - les gaines de ventilations,
 - L'unité de condensation et le compresseur du système de refroidissement.

A une surface de 96 m²

- Le rez-de-chaussée comprend :
 - L'entrée,
 - La librairie,
 - La salle de visite,
 - La salle des jeux,
 - La toilette des visiteurs,
 - Le salon,
 - La salle à manger,
 - La chambre des bonnes,
 - La toilette des employés,
 - La cuisine,
 - Lobby,
 - Deux terrasses.

A une surface de 295 m²

- Le premier étage comprend :
 - L'entrée,
 - La salle de séjour,

- Deux salles de bain,
- Deux chambres à coucher,
- La salle de sport,
- Une chambre à couchée pour les invités,
- Deux balcons,
- Deux vérandas.

A une surface de 334 m²

- Le deuxième étage comprend :
 - L'entrée,
 - Le bureau,
 - La salle des réunions,
 - La salle de bain principale,
 - La chambre de nuit principale,
 - Le balcon.

A une surface de 205 m²

- Le plafonnier comprend :
 - La bouteille d'eau principale,
 - La chambre de bois (cheminée),
 - La chambre des moteurs de l'ascenseur.

A une surface de 205 m²

3. Systèmes de climatisation et de chauffage :

Les systèmes de climatisation et de chauffage seront basés sur :

- des ventilo-convecteurs (VC) ou (FCU, fan coil units),
- des radiateurs

Les ventilo-convecteurs (VC) sont placées dans les faux plafonds de chaque salle. Ce système est constitué de :

- Raccordements hydrauliques,
- Emplacements batteries,
- filtre,
- carrosserie,
- châssis,

- bac récupération condensat,
- moteur et sa turbine,
- commande M/A, inversion été/hiver, thermostat, vitesses ventilations.

Les radiateurs sont placés, en majorité, sous ou à proximité des fenêtres pour combattre le froid

- plusieurs éléments identiques juxtaposés,
- un robinet,
- une purge haute pour vider l'air,
- une purge basse pour vidanger le radiateur pour démontage,
- le coud ou té de réglage.

4. La ventilation :

La ventilation est l'action qui consiste à créer un renouvellement de l'air, par déplacement dans un lieu clos. Elle est mise en œuvre dans les lieux où l'oxygène risque de manquer, ou bien où des polluants et autres substances indésirables (humidité) risqueraient de s'accumuler en son absence.

Il existe différents types de ventilation dans les bâtiments habités :

- Ventilation naturelle, se fait par ouvrants extérieurs ou via des conduits à tirage naturel.
- Ventilation hybride, combine les avantages de la ventilation naturelle et de la ventilation mécanique, le système est piloté suivant les conditions climatiques.
- Ventilation mécanique contrôlée simple flux, plutôt présente dans les habitats individuels et collectifs récents et dans les bâtiments du secteur tertiaire.
- Ventilation mécanique contrôlée double flux, surtout présente dans les bâtiments tertiaires.
- Ventilation centralisée, contrôlée par une ou plusieurs centrales de traitement d'air, avec ou sans recyclage d'air.

5. Conditions de bases extérieures :

Étant donnée la diversité topographique du Liban, le climat varie considérablement d'une région à l'autre.

Le climat est de type méditerranéen, plus rude dans les montagnes, doux à chaud et humide sur la côte, semi-aride en montagne, désertique dans l'Anti-Liban et continental dans la plaine de la Békaa. Le Khamsin, vent brûlant et sablonneux du désert, venu de Syrie, souffle en mars, mais

son passage est de courte durée. Des névés persistent toute l'année et la neige peut atteindre plusieurs mètres d'épaisseur sur les montagnes libanaises.

Passée la première chaîne de montagne, le climat devient sensiblement plus sec et acquiert un caractère steppique voire désertique dans le nord-est du pays.

Les saisons intermédiaires sont douces. Cependant, des écarts de températures importants peuvent apparaître, selon la région et l'altitude. Les hivers sont humides. L'été est chaud et humide sur la côte mais sec en montagne. On peut alors trouver la fraîcheur dans les collines ou dans les contreforts des monts, plantés de cyprès et de cèdres.

Les précipitations sont rares de mai à octobre. La saison des pluies, hivernale, de novembre à mars, atteint son maximum en janvier, avec 191 mm, sous la forme de violents orages. La moyenne mensuelle des précipitations sur l'ensemble de l'année est de 75 mm environ.

A Rabieh, le climat est chaud en été et doux en hiver ; elle se caractérise par une température hivernale minimale de 10 °C, et celle du sol est 12.5 °C, tandis qu'en été la température extérieure peut arriver à 33 °C et celle du sol devient 30.5 °C maximum.

Avec une humidité relative de 50% à l'intérieur. ^[1]

6. Conditions de bases intérieures :

La température intérieure change selon les différentes divisions de la villa à travers les saisons : ^[1]

- Le sous sol : 15 °C en hiver
28 °C en été
- Le rez-de-chaussée et les deux étages : 20 °C en hiver
23 °C en été
- Le toit : 12 °C en hiver
31 °C en été

Chapitre II : les déperditions thermiques

Le calcul du bilan thermique de climatisation permet de déterminer la puissance de l'installation qui pourra répondre aux critères de demande. Ce calcul s'effectuera à partir des gains réels, c'est-à-dire au moment où les apports calorifiques atteignent leur maximum dans le local. Il est indispensable pour déterminer avec exactitude le bilan thermique, de connaître les gains thermiques dus à la conduction par les murs, le plafond, le plancher et les surfaces vitrées ainsi que les personnes, l'éclairage et les équipements, on distinguera alors :

- Les apports externes : ce sont les apports de la chaleur sensible dus à l'ensoleillement et à la conduction à travers les parois extérieures et les toits.
- Les apports internes : ce sont les dégagements de chaleur sensible et latente ayant leurs sources à l'intérieur du local (occupants, éclairage, et autres équipements électriques).

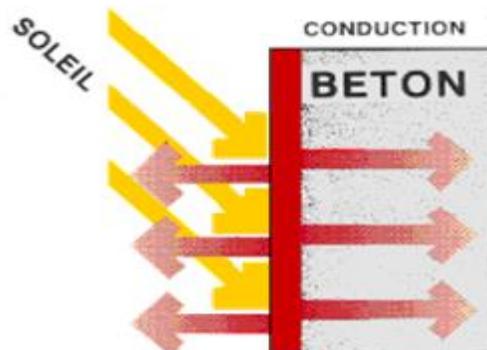
1. Les déperditions par transmission par les parois :

On a trois modes de transfert de chaleur :

A. La conduction :

La conduction est le moyen par lequel la chaleur circule de proche en proche dans un matériau ou passe d'un corps à un autre en contact physique direct, par simple interaction moléculaire. Les molécules du secteur le plus chaud se heurtent vivement entre elles et transmettent leur énergie de vibration aux molécules voisines. Le flux de chaleur va toujours des zones chaudes vers les zones froides.

Lorsque les molécules s'échauffent à la surface d'un corps sous l'effet du rayonnement solaire, elles transmettent cette chaleur aux molécules voisines ; et de proche en proche, la chaleur captée se répartit dans toute la masse du corps, jusqu'à atteindre à l'uniformité des températures.



Considérons un mur plan de surface A , d'épaisseur e , dont les faces sont maintenues aux températures constantes T_1 et T_2 telles que nous ayons $T_1 > T_2$. Le flux calorifique (ou flux de chaleur) ϕ traversant le mur sera proportionnel à: ^[2] ^[3]

- La valeur du coefficient de conductivité thermique λ du matériau constituant le mur,
- La surface A à travers laquelle se fera l'échange thermique,
- La différence $(T_1 - T_2)$ existant entre les deux faces du mur,
- L'épaisseur du mur e .

La valeur du flux calorifique par conduction sera donnée par la formule :

$$\phi = U \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

Soit:

ϕ : Le flux calorifique par conduction en watts (w),

U : Coefficient global d'échange en $w / m^2 \cdot ^\circ c$,

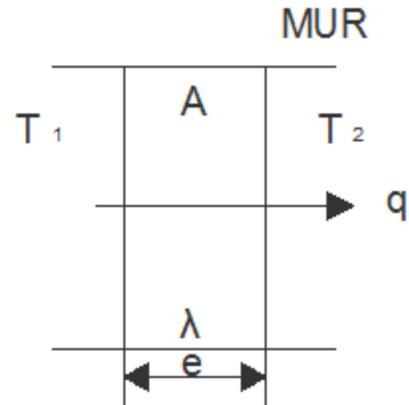
A : La surface en m^2 ,

T_1 et T_2 : La différence de température en $^\circ c$,

$$U = \lambda / e$$

λ : coefficient de conductivité thermique en $W / m \cdot ^\circ c$

e : l'épaisseur en mètres (m).



Considérons maintenant un mur de chambre froide composée de plusieurs matériaux juxtaposés différents, de conductivités $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ et d'épaisseurs e_1, e_2, \dots, e_n , chacun de ces matériaux réagira au passage du flux calorifique en fonction de ses caractéristiques tel que défini au paragraphe précédent. Finalement, le mur composé laissera passer un flux calorifique égale à celui qu'aurait laissé passer un mur homogène d'épaisseur totale identique, de coefficient global d'échange U égale à : ^{[2][3]}

1

$$U = \frac{1}{\sum [e_1/\lambda_1 + e_2/\lambda_2 + \dots + e_n/\lambda_n]} \text{ en } w/m^2 \cdot ^\circ c$$

La quantité de chaleur transmise à travers le mur pendant le temps sera égale à:

$$A \cdot (T_1 - T_2)$$

$$\phi = \frac{A \cdot (T_1 - T_2)}{\sum [e_1/\lambda_1 + e_2/\lambda_2 + \dots + e_n/\lambda_n]}$$

B. La convection :

On définit la convection comme :

- l'échange de chaleur entre une surface et un fluide mobile à son contact,
- le déplacement de chaleur au sein d'un fluide par le mouvement d'ensemble de ses molécules d'un point à un autre.

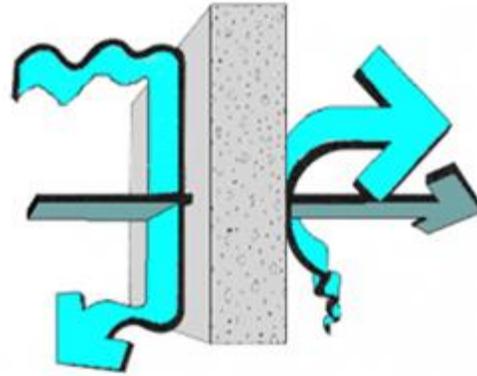
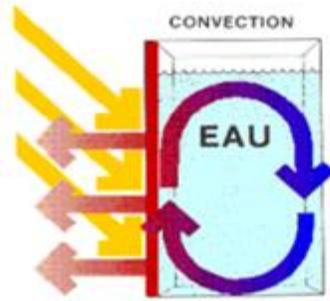
Dans le processus de convection, la chaleur se déplace comme toujours des zones chaudes vers les zones froides.

Lorsque les molécules d'un fluide froid, tel que l'eau ou l'air, viennent au contact d'une paroi chaude, une partie de l'énergie de vibration animant les molécules superficielles du solide se communique aux molécules voisines du fluide.

La quantité de chaleur ainsi transmise est proportionnelle à la différence de température entre paroi et fluide.

Bien entendu, c'est par conduction à travers la matière solide que la chaleur arrive à la surface de la paroi et là, le fluide s'échauffe, se dilate, s'allège et s'élève. De nouvelles molécules plus froides remplacent continûment les molécules ascendantes chaudes. Cela entraîne une agitation permanente du fluide contre la paroi. Lorsque la chaleur est seule responsable de ces mouvements, on appelle ce phénomène convection naturelle.

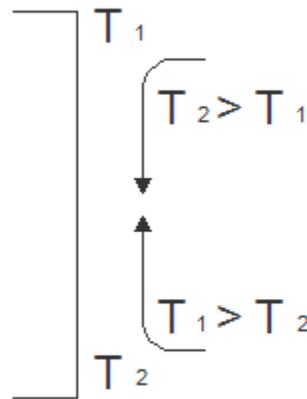
Le mouvement de convection peut tout aussi bien s'inverser. Lorsqu'un fluide chaud vient au contact d'une paroi froide, ses molécules plus chaudes communiquent une partie de leur énergie de vibration aux molécules superficielles de la paroi. Elles s'alourdissent alors en se refroidissant et coulent vers le bas le long de la surface. Par exemple, l'air tiède au contact de la vitre froide d'une fenêtre se transforme en courant d'air frais vers le sol. ^[4]



Considérons la surface A d'un solide, à une température T_1 en contact direct avec un fluide à une température T_2 . Le flux calorifique échangé entre la paroi et le fluide sera : ^[4]

$$\phi = h_c \cdot A \cdot (T_1 - T_2) \text{ Watts}$$

h_c : coefficient de convection ($W / m^2 \text{ } ^\circ c$)



Remarque : Si $T_1 > T_2$ le fluide s'échauffe

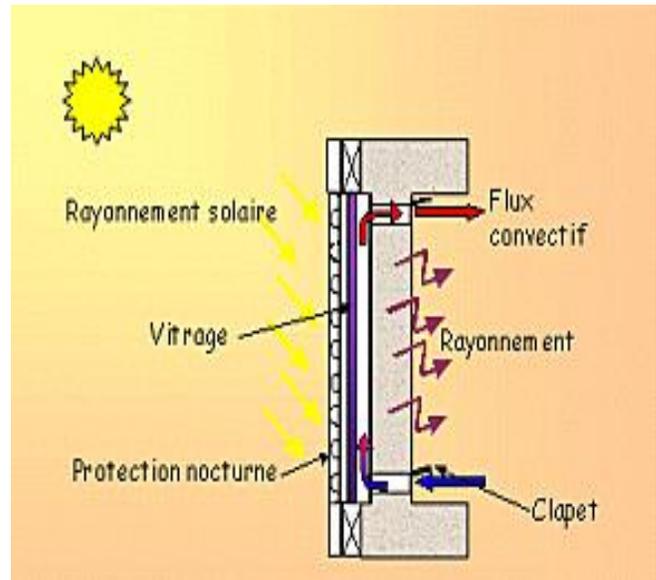
Si $T_1 < T_2$ le fluide se refroidit

C. Le rayonnement :

Tous les matériaux rayonnent sans arrêt de l'énergie dans toutes les directions, à la suite du mouvement continu de vibration de leurs molécules situées en surface. Alors que le rayonnement solaire comporte essentiellement des radiations de courtes longueurs d'onde émises à très hautes températures, le rayonnement thermique terrestre que nous ressentons comme échange radiatif de chaleur est principalement constitué de grandes longueurs d'onde et de l'infrarouge lointain, émises à une température bien inférieure.

Lorsque le feu est mourant, les flammes et les braises prennent une coloration rouge sombre et donnent moins de lumière et à peine moins de chaleur. Au bout d'un moment, les flammes disparaissent, les braises encore rouges se ternissent, s'assombrissent et finalement ne rougeoient plus du tout. Les braises tièdes n'émettent plus de clarté, mais elles continuent à rayonner de la chaleur. On ressent la douce tiédeur du feu mourant pendant des heures, alors qu'il n'éclaire plus et émet de la chaleur seulement sous forme de radiations infrarouges.

L'intensité du rayonnement thermique d'un corps dépend de la température de sa surface rayonnante.



Remarque : en pratique le coefficient de convection et celle de rayonnement h_c et h_r sont remplacés par un seul coefficient nommé coefficient convection rayonnement (intérieur et extérieur).^[5]

2. Isolation thermique :

L'isolation thermique désigne l'ensemble des techniques mises en œuvre pour limiter les transferts de chaleur entre un milieu chaud et un milieu froid. On peut considérer une maison comme un récipient percé de différentes sortes de trous : murs extérieurs, fenêtres, portes, planchers, plafonds, ventilation.

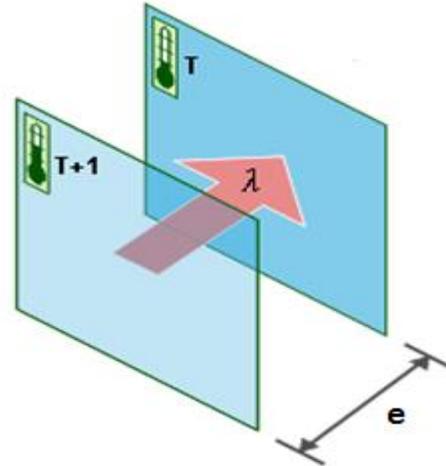
Après avoir choisi le bâtiment et fixé les hypothèses techniques de construction, nous avons entamé une étude sur les besoins énergétiques de l'habitat pour les deux types de construction : courante et améliorée.

La construction courante présente un bâtiment dont les parois sont construites sans aucune isolation. En effet, les murs sont composés en pierre dure de 10 cm, avec un parpaing de 15cm avec enduit intérieur et extérieur, le plafond est en béton armé composés de 20 cm hourdis avec 7

cm de ciment et un enduit intérieur. Un vitrage simple de 4 mm d'épaisseur y installée. Les portes en bois.

La construction améliorée présente les mêmes caractéristiques que celles précédentes mais sur lesquels une couche d'isolation sera ajoutée avec un double mur et un double vitrage a isolation renforcée remplacera le vitrage simple.

Pour une construction courante, les matériaux utilisés ne respectent aucune réglementation énergétique mais présentent un prix d'établissement relativement faible. La structure des parois opaques et vitrées selon leur épaisseur et leur résistance thermique ainsi que les valeurs de leurs coefficients de transmission thermique sont détaillés ci-dessous : [2]



A. Pour un simple mur :

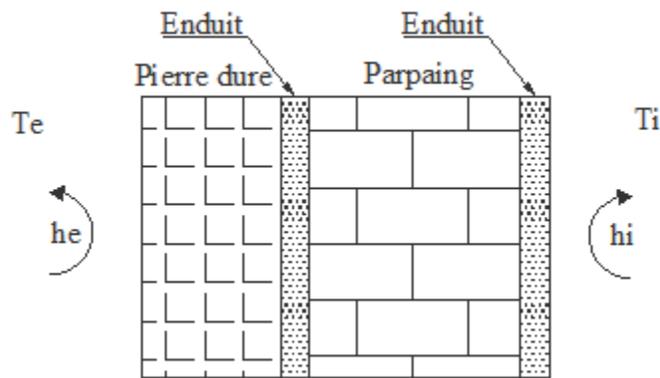


Figure 2 : Un simple mur

Ce mur est construit de quatre couches : [6]

- Une couche de pierre dure de 10 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.8 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.
- Deux couches d'enduit de 2 cm d'épaisseur chacune et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.95 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.
- Une couche en parpaing de 15 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.7 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.

B. Pour un simple vitrage :

Ce vitrage est fabriqué d'une seule couche : [6]

- Une couche en verre de 4 mm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.15 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.

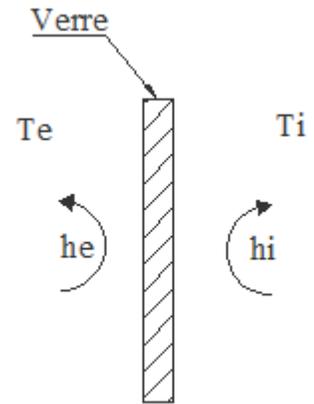


Figure 3 : Un simple vitrage

C. Pour une porte en bois :

Cette porte est fabriquée d'une seule paroi : [6]

- Une couche de bois de 4.5 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.22 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.

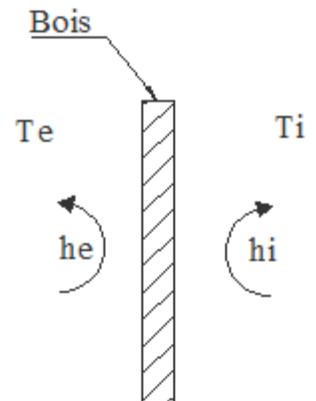


Figure 4 : Une porte en bois

D. Pour un plancher :

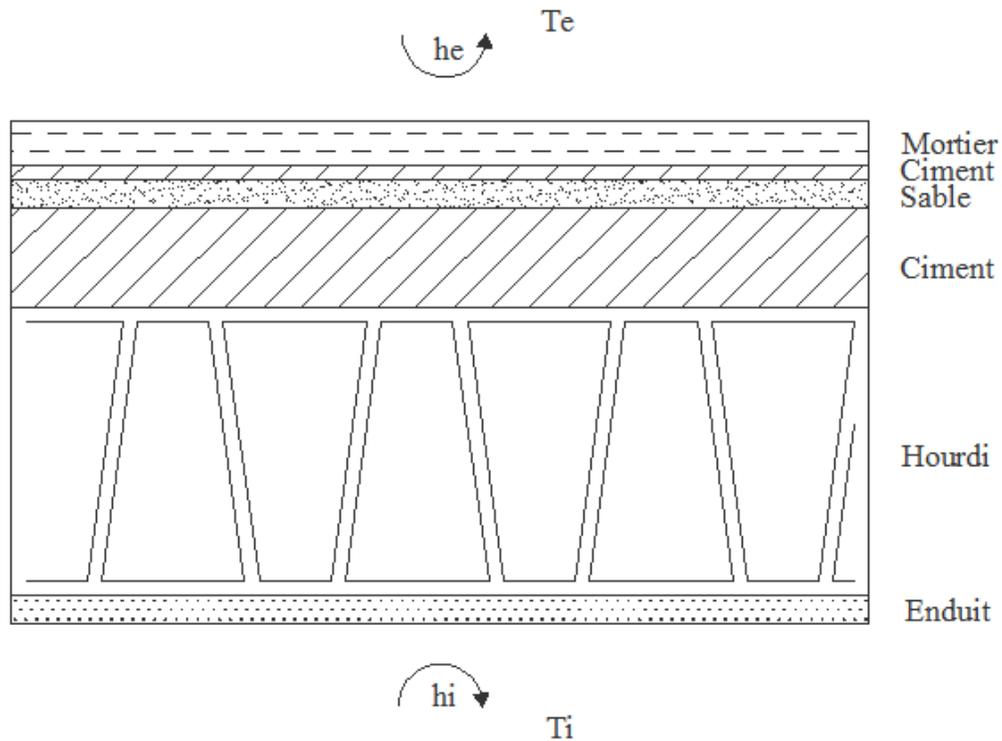


Figure 5 : Un plancher

Ce plancher est construit de six couches : [6]

- Une couche d'enduit de 2 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.95 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.
- Une couche de hourdi de 20 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.1 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.
- Une couche de ciment de 7 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.72 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.
- Une couche de sable de 2 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.72 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.
- Une couche de ciment de 1 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.72 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.
- Une couche de mortier de 3 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.1 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.

E. Pour un plafond :

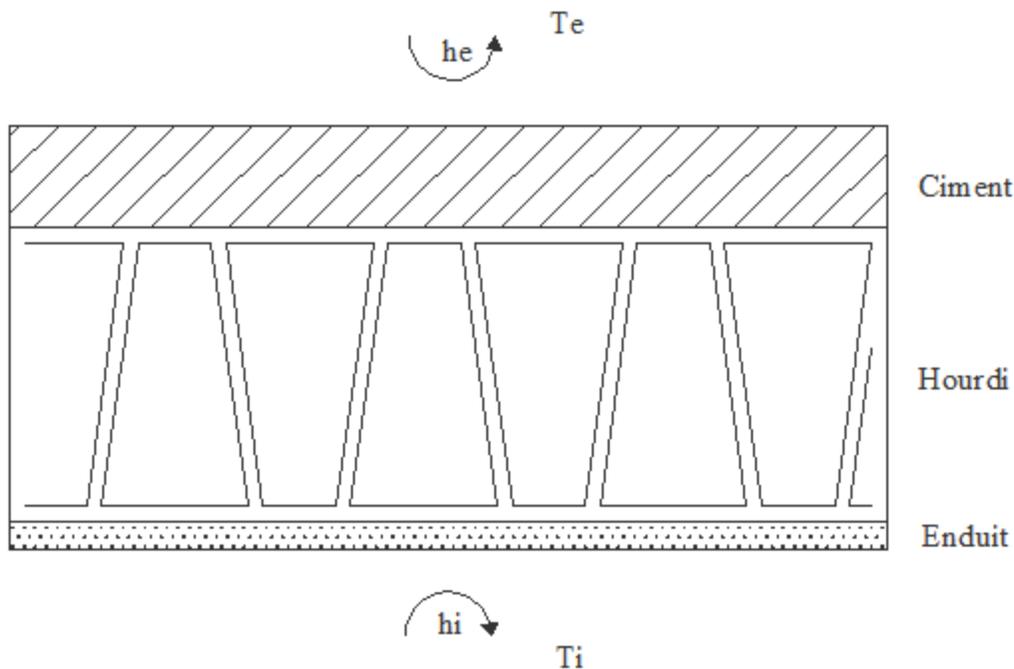


Figure 6 : Un plafond

Ce plafond est construit de trois couches : [6]

- Une couche d'enduit de 2 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.95 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.
- Une couche de hourdi de 20 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.1 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.
- Une couche de ciment de 7 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.72 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.

F. Pour un double mur isolé :

L'isolant joue un rôle important dans l'optimisation des dépenses énergétiques en réduisant les flux de fuite à travers les parois opaques.

On peut classer les matériaux isolants en groupes :

- Les matériaux synthétiques (polystyrène expansé et extrudé, polyuréthane, polyester) qui sont généralement efficaces en termes d'isolation.

- Les fibres minérales, végétales et animales (laines de roche et laines de verre très répandues, mais aussi laines de bois, lin, chanvre, mouton).
- Les autres matériaux renouvelables (cellulose, liège)
- Les isolants minéraux, plus rarement utilisés (perlite vermiculite, argile expansée, verre cellulaire)

Les caractéristiques d'un isolant peuvent être résumées par sa conductivité thermique, sa densité, sa perméabilité à la vapeur d'eau.

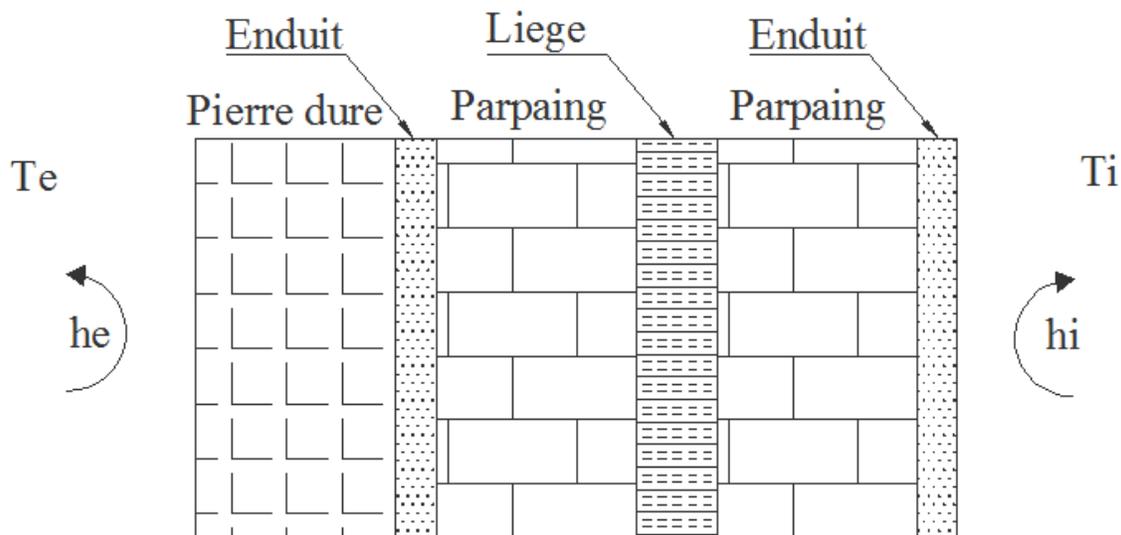


Figure 7 : Un double mur isolé

Le liège est un excellent isolant thermique : les cellules extrêmement fines, souples et remplies d'air font du liège un isolant efficace. Imputrescible, il assure une isolation hautement qualitative et durable. A épaisseur égale, il est l'un des matériaux les plus isolants de tous grâce à son excellent coefficient de conductivité thermique. [7]

Ce mur est construit de six couches : [6]

- Une couche pierre dure de 10 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.8 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.
- Deux couches d'enduit de 2 cm d'épaisseur chacune et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.95 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.
- Deux couches de parpaing de 10 cm d'épaisseur chacune et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.7 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.

- Une couche d'isolation (liège) de 4 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.036 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.

G. Pour un double vitrage :

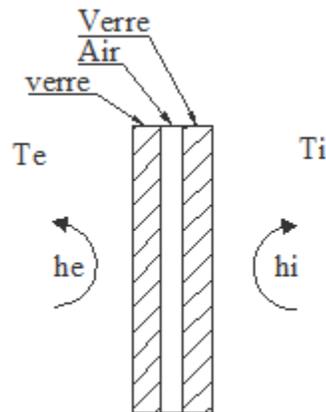


Figure 8 : Un double vitrage

Un autre élément essentiel pour améliorer les performances énergétiques du bâtiment est celui d'installer le double vitrage qui joue un rôle remarquable dans la réduction du bilan thermique et dans l'amélioration de l'isolement acoustique.

Le double vitrage est constitué de deux verres emprisonnant une lame d'air, il est plus performant que le simple vitrage car il réduit l'effet de paroi froide et diminue les condensations et les déperditions thermiques à travers les fenêtres.

Ce vitrage est fabriqué de trois couches : ^[6]

- Deux couches de verre de 6 mm d'épaisseur chacune et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.15 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.
- De l'air entre ces deux couches de 5mm d'épaisseur chacune et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.023 \text{ w / m } ^\circ\text{c}$.

H. Pour un plafond isolé :

Le plafond aussi peut être un facteur d'isolation :

La plupart du temps une isolation du plafond est faisable, facile à réaliser, économique et très efficace. Si le plafond est plan alors des panneaux isolants peuvent directement être collés ou goujonnés. Des matériaux comme le liège, le polystyrène ou polyuréthane, laine minérale, cellulose, verre mousse, fibres de bois... se prêtent surtout. Dans certains cas il est conseillé de revêtir l'isolant. Il existe aussi des solutions avec revêtement intégré. Il est important que la couche isolante soit continue et que les tuyaux et conduites soient aussi isolés. Puisque normalement l'épaisseur de l'isolant est limitée par la hauteur minimale de la cave, il faut préférer des matériaux à faible conductibilité thermique.

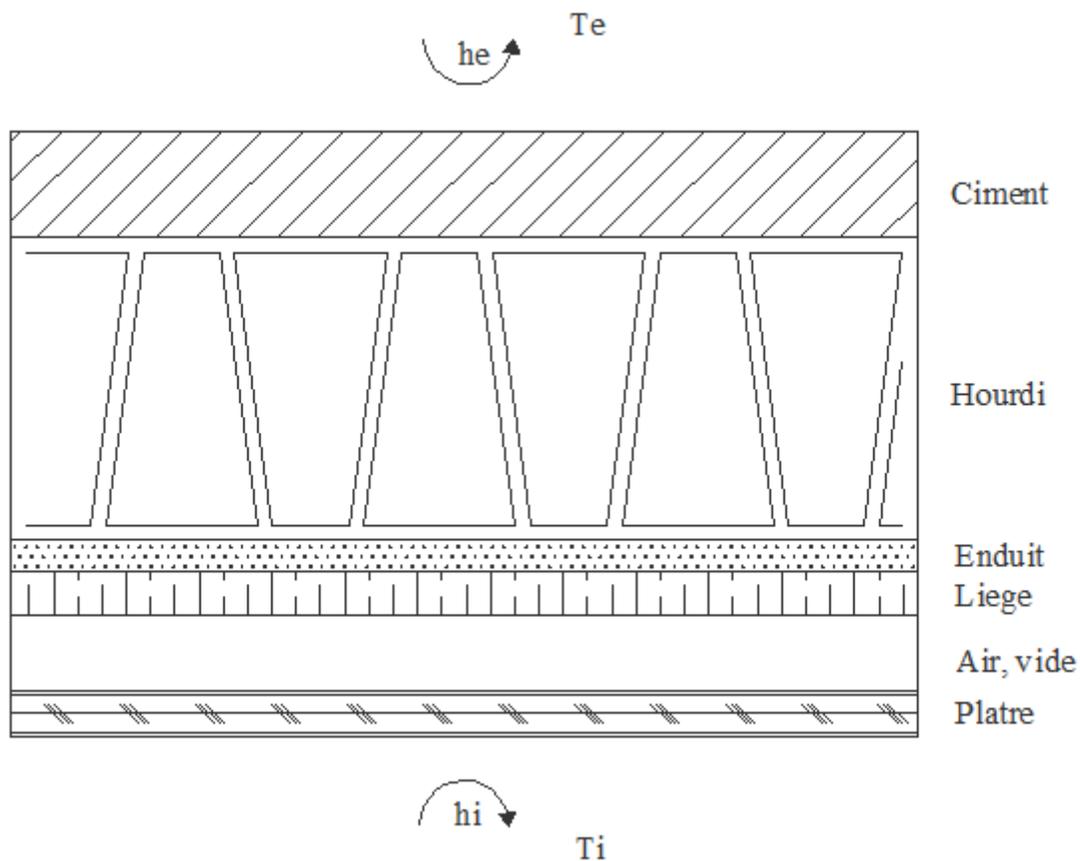


Figure 9 : Un plafond isolé

Plus la lame d'air qui subsiste au-dessus du faux-plafond est grande, meilleur sera le résultat. Mais si la hauteur sous plafond est limitée, une lame d'un centimètre donne déjà des résultats satisfaisants.

Ce plafond est construit de six couches : [6]

- Une couche de plâtre de 3 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.82 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.
- Une couche de liège de 3 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.036 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.
- Une couche d'enduit de 2 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 0.95 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.
- Une couche de hourdi de 20 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.1 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.
- Une couche d'air de 40 cm d'épaisseur et le coefficient de conductivité thermique à peu près négligeable
- Une couche de ciment de 7 cm d'épaisseur et coefficient de conductivité thermique $\lambda = 1.72 \text{ w / m }^\circ\text{c}$.

Le résultat du bilan thermique de la construction améliorée est calculé si dessous :

3. Calcul du coefficient global d'échange pour les différents types des parois :

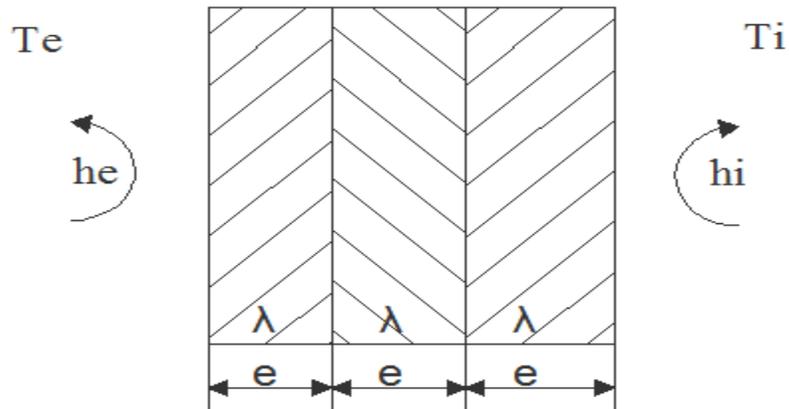
Les déperditions thermiques, essentiellement par conduction, à travers les parois de l'enveloppe d'un bâtiment, constituent les sources les plus importantes de déperditions.

$$U = 1/R$$

U : coefficient global d'échange en $\text{W / m}^2 \text{ }^\circ\text{c}$

R : résistance thermique en $\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{c / W}$

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} \dots \dots + \frac{e_n}{\lambda_n}$$



Le coefficient de convection extérieur égale a $h_e = 17.1 \text{ w} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{c}$.

Le coefficient de convection intérieur égale a $h_i = 8.29 \text{ w} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{c}$.

Parois	Coefficient global d'échange	Unité
Simple mur	$U = 2.036$	$\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{c}$
Simple vitrage	$U = 5.47$	$\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{c}$
Porte en bois	$U = 2.6$	$\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{c}$
Plancher	$U = 2.14$	$\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{c}$
Plafond	$U = 2.36$	$\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{c}$
Double mur isolé	$U = 0.6$	$\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{c}$
Double vitrage	$U = 2.457$	$\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{c}$
Plafond isolé	$U = 0.76$	$\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{c}$

Tableaux 1 : Coefficient globale d'échange

D'après ce tableau on peut conclure que le coefficient global d'échange des parois isolées est plus petit que les parois simples, pour cela on continue notre calcul en utilisant les parois doubles et isolés.

4. Le flux de chaleur :

$$Q = U \cdot S \cdot \Delta t_{eq.}$$

Q : est el flux de chaleur transféré à travers les parois en (W).

U : est le coefficient global d'échange en (W / m² °c).

S : est la surface d'échange en (m²)

$\Delta t_{eq.}$: Différence de température équivalente due à l'inertie thermique des murs (°c).

$$\Delta t = T_{ext} - T_{int}$$

5. Occupants :

Plus la température à l'intérieur du local est élevée et plus les dégagements de chaleur seront importants. Le calcul des apports de chaleur sensible et de chaleur latente s'effectue automatiquement en fonction de la température ambiante du local et du type d'activité. [8]

Les équations de chaleur sensible et latente des personnes sont :

$$Q_s = q_s \cdot n \cdot CLF$$

Q_s : la chaleur sensible reçue en W.

q_s : la chaleur sensible reçue par personne en W / personne.

n : nombre des personnes.

CLF : le taux d'occupation.

$$Q_L = q_L \cdot n$$

Q_L : la chaleur latente reçue en W.

q_L : la chaleur latente reçue par personne en W / personne.

n : nombre des personnes.

Voir annexe II (page 94).

6. Eclairage et équipements électriques:

Les éclairages contribuent aux apports sensibles seulement. La chaleur sensible relâchée.

Les éclairages est sous deux formes :

- Chaleur de convection de la lampe, du tube et des montages.
- Le rayonnement absorbé par les murs, planchers, et meubles varie après un délai de mise en service de l'installation. ^[8]

La chaleur sensible relâchée (Q) par les éclairages électriques est calculée comme suite :

$$Q = 3,4 \cdot W \cdot BF \cdot CF$$

Q : La quantité de chaleur nette reçue de l'éclairage (W).

W : la puissance de l'éclairage (W).

BF : puissance corrigée en fonction du type d'éclairage, elle correspond à la puissance utile pour un éclairage incandescent ($P_c = 1$) et a la puissance utile majorée par un facteur de 1.18 à 1.30 dans le cas d'un éclairage fluorescent (balast).

CF : Coefficient d'amortissement pour l'éclairage $CF = 1$

Pour les équipements électriques, on distingue deux types de machines :

- Celles qui apportent de la chaleur (moteur électrique, machine de bureau : ordinateur photocopieuse... etc.)
- Celles qui apportent chaleur et humidité (machine à laver, four... etc.)

Les valeurs des apports calorifiques des équipements et de l'éclairage sont données dans le tableau suivant sous forme de puissances électriques dégagée de chaque pièce. ^[8]

Voir annexe II (page 94).

7. Calcul du bilan froid (cooling load):

- Pour le rez-de-chaussée

Chambres	Déperdition	Eclairage	Occupants	Equipement	Total
Salle des jeux	705 W	480 W	520 W	0	1705 W
Salle de visite	903 W	620 W	390 W	200 W	2113 W
Librairie et l'entrée	733 W	1163 W	260	100 W	2256 W
Salon	1534 W	1563 W	780 W	200 W	4077 W
Salle à manger et lobby	967 W	1095 W	1040 W	100 W	3202 W
Cuisine	1296 W	1025 W	390 W	2000 W	4711 W
Chambre des bonnes	456 W	315 W	260 W	200 W	1231 W
Rez-de-chaussée					19295 W

Tableaux 2 : Calcul du bilan froid du rez-de-chaussée

- Pour le premier étage

Chambres	Déperdition	Eclairage	Occupants	Equipement	Total
Salle de séjour	312 W	890 W	520 W	400 W	2122 W
Chambre à coucher 1	272 W	412 W	130 W	300 W	1114 W
Chambre 2, entrée et lobby	105 W	522 w	130 W	300 W	1057 W
Salle de sport	247 W	548 W	780 W	100 W	1675 W
Chambre des invités et l'entrée	277 W	556 W	130 W	200 W	1163 W
Premier étage					7131 W

Tableaux 3 : Calcul du bilan froid du premier étage

- Pour le deuxième étage

Chambres	Déperdition	Eclairage	Occupants	Equipement	Total
Bureau et entrée	701 W	1338 W	390 W	400 W	2829 W
Salle de réunion	527 W	853 W	780 W	800 W	2960 W
Chambre de nuit principale	797 W	902 W	260 W	300 W	2259 W
Deuxième étage					8048 W

Tableaux 4 : Calcul du bilan froid du deuxième étage

La charge totale froide de la villa est la somme de chaque étage :

$$Q = 19295 + 7131 + 8048 = 34474 \text{ W.}$$

Voir annexe I (page 86).

8. La chaleur perdue par infiltration et ventilation :

Elle dépend de la construction du bâtiment, (fenêtre, orientation, fréquences d'ouverture). Elle cause l'élévation de la température de l'air intérieur. ^[8]

Le débit volumique de l'air :

$$Q_v = ACH \cdot V$$

Q_v : débit volumique de l'air en m^3 / h

ACH : changements l'air heure en $1 / h$

V : Volume de la chambre en m^3

Les apports thermiques (énergie sensible et latente) provenant de l'infiltration d'air dû à la perméabilité des ouvrants dans une salle conditionnée et de l'introduction d'air neuf extérieurs pour la ventilation doivent être pris en compte.

Tous les bâtiments devraient répondre aux exigences minimales relatives à l'air extérieur imposées localement, ou les dépasser. La quantité d'air extérieur minimale est souvent tirée des normes en vigueur.

Les apports thermiques par infiltration et ventilation d'air se décomposent en chaleur sensible et chaleur latente. ^[8]

$$Q_{\text{sensible}} = 0,29 \cdot Q_v \cdot \Delta T$$

Q_{sensible} : chaleur sensible en Kcal / h x 1.16 sera en W

0,29 : en Kcal / $m^3 \text{ } ^\circ\text{C}$

ΔT : températures de l'air à l'extérieur moins celle à l'intérieur en °c

$$Q_{\text{latente}} = 0,71 \cdot Q_v \cdot \Delta W$$

Q_{latente} : chaleur latente en Kcal / h x 1.16 sera en W

0,71 : en Kcal / m³ °c

$$\Delta W = W_{\text{ext}} - W_{\text{int}}$$

ΔW : humidité spécifique de l'air en g (eau) / Kg d'air sec

Voir annexe III (page 96).

Les résultats obtenus suivant la construction avec isolation, un double mur isolé, plafond isolé et un double vitrage, nous donnent une capacité de réfrigération du bâtiment :

Etage	Surface m ²	Volume M ³	ACH 1/h	Q sensible W	Q latente W	Bilan froid W	Total W
Rez-de-chaussée	250	750	3	7569	13139	19295	40003
Premier étage	130	390	3	3936	6832	7131	17899
Deuxième étage	133	399	3	4027	6990	8048	19065
Total	513	1539	3	15532	26961	34474	76967

Tableaux 5 : Le total du bilan froid pour la villa

9. Calcul du bilan chaud :

En générale, pendant l'hiver la température extérieur diminue d'une manière plus grande que la température intérieure, pour cela il y a une perte de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur.

La charge passe de l'intérieur chaud vers l'extérieur froid à travers les murs, les fenêtres, les portes, le toit, le plancher et l'infiltration à travers l'enveloppe thermique de l'immeuble. On compense la perte de chaleur par la production de la chaleur à l'intérieur et par l'apport intérieur de la chaleur pour atteindre la température de confort souhaitée. [8]

Pour le même immeuble et en utilisant les mêmes coefficients globaux d'échange pour les murs, les vitrages et le plafond amélioré :

Le flux de chaleur :

$$Q = U \cdot S \cdot \Delta t$$

La différence de température en hiver est donnée par : (°c)

$$\Delta t : T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}$$

A. Le solaire passif :

Pour valoriser le potentiel fourni par le soleil en hiver, le printemps et en automne, il est nécessaire de capter sa chaleur, la stocker et la restituer. L'énergie solaire est captée par les parties vitrées de la maison. Ces vitrages isolants sont dimensionnés selon l'orientation du bâtiment : 40 à 60 % de surface vitrée sur la façade Sud, 10 à 15 % au Nord, et moins de 20 % sur les façades East et Ouest. L'énergie solaire, qui pénètre via les fenêtres, est stockée à l'intérieur par des matériaux à forte inertie. La chaleur accumulée dans le bâtiment doit être restituée dans la pièce par convection et rayonnement. Afin d'éviter l'inconfort occasionnée par les surchauffes en été, l'ensoleillement direct des façades est à maîtriser grâce à des protections solaires constructives (auvent, pare-soleil, persienne,...) et à des vitrages avec un facteur solaire suffisamment faible pour limiter les apports énergétiques. Ces mesures constructives peuvent être complétées par des stores et une protection végétale.

B. Calcul du bilan chaud :

Etage	Chambre	Surface m ²	Capacité de chauffage W
Rez-de-chaussée	Entrée	32.5	440.7
	Librairie	14	294.6
	Toilette des visiteurs	3.5	100
	Salle de visite	24.8	902.7
	Salle des jeux	19.2	704.8
	Salon	62.5	1533.6
	Salle à manger	37	799.55
	Chambre des bonnes	12.6	455.86
	Toilette des employés	7	200
	Cuisine	41	1295.34
	Lobby	6.8	167
	Total	261	6894
Premier étage	Entrée	28	70.26
	Salle de séjour	35.6	304.8
	Salle de bain	7.8	43.1
	Chambre à coucher 1	20.6	263.4
	Chambre à coucher 2	10.1	99
	Salle de bain	8.7	102.6
	Salle de sport	21.9	233.3
	Chambre des invités	12.6	194.54
Total	145.3	1311	
Deuxième étage	Entrée	25	221.26
	Bureau	28.5	464.54
	Salle des réunions	34.1	518.42
	Salle de bain principale	10	168.2
	Chambre de nuit principale	45.1	787.5
	Total	142.7	2160
Total		549	10365

Tableaux 6 : Calcul du bilan chaud de la villa

Voir annexe I (page 86).

C. Chaleur perdue par infiltration et ventilation :

Elle dépend de la construction du bâtiment, (fenêtre, orientation, fréquences d'ouverture). Elle cause la diminution de la température de l'air intérieur. [8]

Le débit volumique de l'air :

$$Q_v = ACH \cdot V$$

Les apports thermiques par infiltration et ventilation d'air se décomposent en chaleur sensible et chaleur latente.

$$Q_{\text{sensible}} = 0,29 \cdot Q_v \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{latente}} = 0,71 \cdot Q_v \cdot \Delta W$$

Voir annexe IV (page 97).

Etage	Surface m ²	Volume M ³	ACH 1/h	Q sensible W	Q latente W	Bilan chaud W	Total W
Rez-de-chaussée	261	783	3	5268	9144	6894	21306
Premier étage	145.3	436	3	2933	5092	1311	9336
Deuxième étage	142.7	428	3	2879	4998	2160	10037
Total	549	1647	3	11080	19234	10365	40679

Tableaux 7 : Le total du bilan chaud de la villa

10. Conclusion :

Les parois du bâtiment sont les seules barrières entre l'intérieur du bâtiment et l'extérieur. Plus la surface de ces parois est importante plus les pertes de chaleur augmentent.

Comme nous visons à réduire nos consommations d'énergie en termes de chauffage et de climatisation et d'accroître notre confort, il est également bénéfique d'utiliser des nouvelles technologies (isolation et double vitrage) qui font barrière à la chaleur et au rayonnement solaire extérieure et qui nous permettent d'économiser de l'énergie.

Les résultats obtenus suivant la construction avec isolation et un double vitrage renforcée, nous donnent une capacité de refroidissement de 76.96 KW et 40.67 KW de chauffage pour le bâtiment.

Indice de refroidissement est :

- Bilan froid : $I = \frac{76967}{513} = 150.03 \text{ w/m}^2$
- Bilan chaud : $I = \frac{40679}{549} = 74.09 \text{ w/m}^2$

Au Liban l'indice de refroidissement est compris entre 140 et 175 w/m² tandis que l'indice de réchauffement est compris entre 50 et 100 w/m². On voit que l'on est dans la marge permise, cela est dû au type de construction et des matériaux utilisés. ^[1]

Chapitre III : système de refroidissement

1. les systèmes de refroidissement utilisés :

- A. Le groupe de refroidisseur liquide (GRL)
- B. Le volume de réfrigérant variable (VRV)

A. Le groupe refroidisseur liquide (GRL) :

Un groupe de refroidissement liquide est une machine frigorifique à évaporateur à eau. Dans les installations de climatisation, la machine frigorifique permet d'évacuer vers l'extérieur la chaleur excédentaire des locaux. Elle produit une eau dite « glacée », mais dont la température est typiquement comprise entre 5 et 7 °C. L'eau glacée circule dans un réseau parcourant le bâtiment et alimente les batteries froides des équipements terminaux : ventilo-convecteurs, unités de traitement d'air selon la puissance de l'installation et le choix du constructeur, on peut rencontrer tous les types de condenseurs : à air ou à eau.

Les réseaux de distribution d'eau glacée font également l'objet de préconisations générales. Au niveau des équipements terminaux, la stagnation des condensats sous les batteries froides peut présenter un risque de prolifération de légionellose.

Le GRL utilisé est un appareil monobloc et compact avec châssis en profil d'acier galvanisé et habillage en tôle d'acier galvanisé.

La face interne des panneaux est recouverte d'un isolant thermique et phonique.

Les composants du GRL sont :

- Quatre organes essentiels : deux échangeurs (évaporateurs, condenseurs), un organe de détente et un compresseur.
- Réservoirs de liquide : verticaux ou horizontaux munis d'un tube plongé pour le départ de liquide. Leur capacité permet de stocker la totalité de la charge en fluide frigorigène de l'installation.
Ces réservoirs sont soumis à la réglementation concernant les appareils sous pression de gaz. Leur capacité utile est environ 80% de la capacité totale du réservoir.
- Circuit frigorigène équipé d'un filtre déshydrateur et anti-acide, d'un voyant liquide, une électrovanne d'arrêt liquide, et de pressostats de sécurité haute et basse pression.
- Un thermostat d'ambiance permet de limiter la température intérieure en cas d'apport gratuit important.

- Une régulation électronique par microprocesseur : ce régulateur est composé d'un système d'affichage digital, de touche de programmation et d'une carte électronique permettant le pilotage complet de la machine. ^[9]^[10]



Figure 10 : Le groupe refroidisseur liquide

a. Fonctionnement du (GRL) :

Le cycle réel de fonctionnement d'une machine frigorifique se stabilise à partir des températures du milieu qu'il faut refroidir, de l'air extérieur où la chaleur est rejetée, et des caractéristiques dimensionnelles de l'appareil.

Ainsi, la température d'évaporation se stabilisera quelques degrés en-dessous de la température du fluide refroidi par l'évaporateur. De même, la température de condensation se stabilisera quelques degrés au-dessus de la température du fluide de refroidissement du condenseur.

Or, les besoins de froid évoluent en permanence et la température extérieure varie toute l'année !

Tout cela va bien sûr entraîner une modification du taux de compression et une variation de la puissance absorbée. En fonction du régime d'évaporation et de condensation, le compresseur aspirera un débit masse plus ou moins grand de fluide frigorigène définissant ainsi la puissance frigorifique à l'évaporateur et calorifique au condenseur.

b. Types de GRL :

Il existe deux types de GRL, celui dont le condenseur est refroidi par l'eau et un autre dont le condenseur est refroidi par l'air ;

- GRL avec condenseur à eau : le principe consiste à refroidir le condenseur avec de l'eau venant d'une tour de refroidissement. Dans le condenseur, le réfrigérant cède sa chaleur à l'eau et la contrainte principale est que la température de l'eau dans la tour ne peut pas descendre plus basse que la température humide de l'air. L'autre problème est qu'il faut avoir une eau douce traitée pour éviter les dépôts de calcaire qui risque d'endommager l'unité. Cela entraîne des coûts supplémentaires (traitement d'eau) et pertes de 1% à 3% au niveau de la tour de refroidissement qui sont dues à l'évaporation, fuite avec l'air.

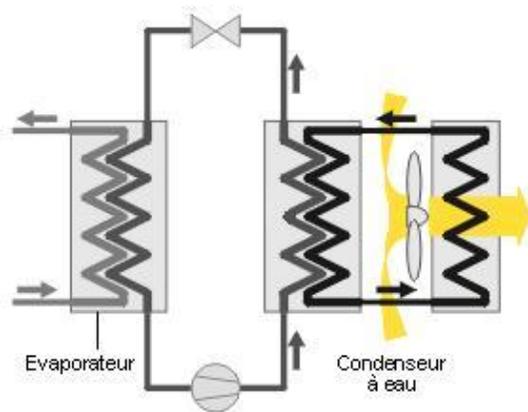


Figure 11 : Le condenseur à eau

- GRL avec condenseur à air : le réfrigérant du condenseur est refroidi par l'air. Le réfrigérant circule dans les serpentins et le débit d'air touche la paroi externe du serpentin et des ailettes. L'air absorbe la chaleur dans les tubes des

condenseurs par convection. Des ventilateurs sont installés sur le condenseur à l'usine pour augmenter l'échange entre l'air et le réfrigérant. [9]

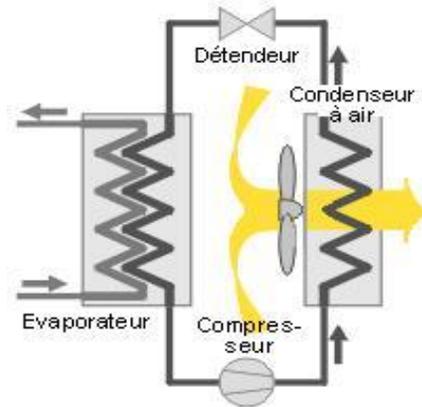


Figure 12 : Le condenseur à air

On conclue que le GRL à air sera choisie si on a adopté le GRL car les coûts de fonctionnement sont moindres. [9] [10]

B. Le volume du réfrigérant variable (VRV) :

L'appellation VRV désigne une technologie pointue en climatisation réversible à détente directe, qui repose sur un débit de fluide réfrigérant variable dans une installation de climatisation. Ainsi, le groupe extérieur peut être relié à un nombre d'unités intérieures plus important et permettre une longueur de tuyauteries de liaison beaucoup plus grandes entre le groupe et les unités.

a. Le fonctionnement :

On connaissait le principe de la « détente directe » (l'évaporateur de la machine frigorifique refroidit directement l'air dans le caisson de traitement d'air). Cette fois, on réalise la détente directe dans chaque local puisque le fluide réfrigérant est transporté jusqu'à l'échangeur du local qui sert d'évaporateur ! Ce n'est ni l'air ni l'eau qui circule dans les conduits, mais bien du fluide réfrigérant.

A partir d'une unité extérieure, on peut alimenter jusqu'à 60 unités intérieures. Les groupes extérieurs disponibles sur le marché aujourd'hui ont des puissances froides allant de 15 à 90 kW en version monobloc pour le raccordement d'un circuit frigorifique indépendant. Ceux-ci peuvent être multipliés, pour autant que la place disponible pour les

groupes extérieurs soit présente. Mais ce sont des installations qui fonctionneront alors en parallèle (pas d'échange entre circuits raccordés à des unités extérieures différentes).

b. Types des (VRV) :

Il existe deux types :

- VRV deux tubes : toutes les unités intérieures sont raccordées à un même groupe extérieur qui fonctionne soit en chauffage, soit en froid. Ce type est préconisé dans les locaux ayant les mêmes charges internes et expositions.

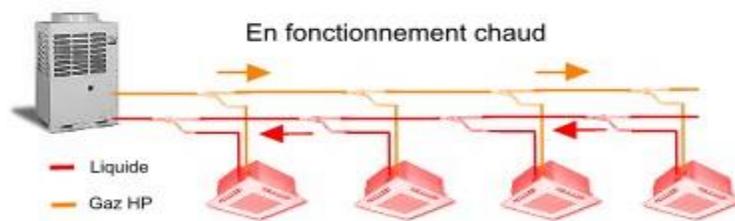


Figure 13 : Le volume du réfrigérant variable a deux tubes

- VRV trois tubes : est également appelé « à récupération d'énergie », les unités intérieures sont totalement indépendantes dans le choix de leur mode de fonctionnement. La sélection du mode de fonctionnement s'effectue par le biais d'un boîtier, les trois tubes venant de l'unité extérieure (liquide, gaz HP, gaz BP) ainsi que les tubes de l'unité intérieure y sont raccordés, ce boîtier est composé d'électrovannes permettent l'inversion chaude-froide. Ce type de VRV permet un transfert d'énergie entre les différents appareils, le troisième tube est utilisé pour transférer le fluide frigorigène entre les unités intérieures dont le mode de fonctionnement diffère. [9][10]

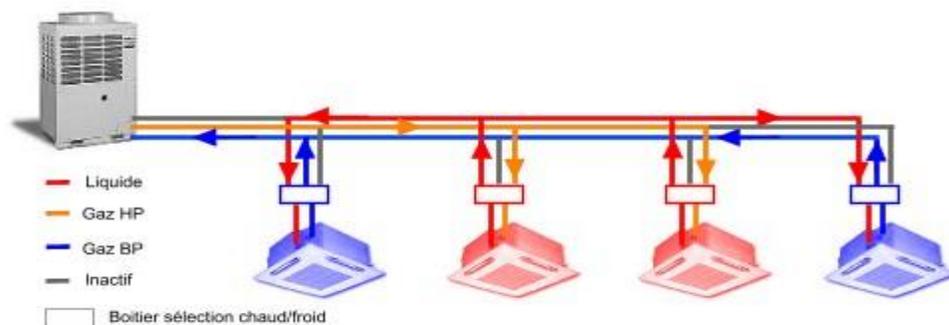


Figure 14 : Le volume du réfrigérant variable a trois tubes

2. Types des compresseurs :

Le compresseur d'un climatiseur est alimenté en énergie électrique. Sa consommation par rapport au rendement de l'installation est le coefficient de performance ou COP. On distingue deux types principaux de compresseur utilisés pour la production du froid ou de chaleur.

- Compresseurs à piston : Dans un compresseur à pistons, chaque piston présente un mouvement alternatif dans un cylindre. Lors de l'aller, le piston aspire le fluide à une certaine pression puis le comprime au retour. Pour cela, chaque piston est muni d'une entrée et d'une sortie à clapet anti-retour. Le clapet d'admission ne peut laisser passer le fluide que vers la chambre du piston. À l'inverse, le clapet d'échappement ne peut laisser passer le fluide que vers le circuit extérieur. De plus, le clapet d'échappement offre une certaine résistance, de façon à ne s'ouvrir que lorsque la pression de l'intérieur de la chambre du cylindre atteint une valeur suffisante.

- Compresseur à vis : Les compresseurs à vis modernes ont des rotors à profils asymétriques, ce qui est préférable au niveau énergétique. Les variations de puissance s'obtiennent dans les grosses machines par location d'un « tiroir » qui décide de l'utilisation d'une plus ou moins grande longueur de vis dans la compression des gaz, et donc induit un plus ou moins grand taux de compression. Les avantages du compresseur à vis sont sa faible usure et son réglage facile. Il est toutefois encore coûteux.

Types d'équipement	COP minimum recommandé ($K_{wref} / K_{w_{ele}}$)
Groupe de production d'eau glacée à piston A refroidissement par air jusqu'à 100 Kw réfrigération	3
Groupe de production d'eau glacée à vis A refroidissement par air jusqu'à 100 Kw réfrigération	4.5

Tableau 8 : COP recommandé pour différents types de compresseur

D'après American réfrigération and heating institute *AHRI 550/590-98*, on choisie alors le compresseur a vis de point de vue COP. $COP_{vis} > COP_{comp}$

3. Fluide frigorigène utilise est le R410A :

Un fluide frigorigène (ou réfrigérant) est un fluide pur ou un mélange de fluides purs présents en phase liquide, gazeuse ou les deux à la fois en fonction de la température et de la pression de celui-ci. La principale propriété des fluides frigorigènes est de s'évaporer à une faible température sous pression atmosphérique. Les fluides frigorigènes sont utilisés dans les systèmes de production de froid.

Le R410a est un mélange binaire proche azéotrope, c'est-à-dire à pression constante, les températures de bulles est de rosée sont superposée ; le R410a s'évapore à température constante pour une pression constante c'est-à-dire s'il y a des fuites, on peut recharger tous de suite. Son $GWP_{100} = 1890$ Kg équivalent CO_2 / Kg il donne un TEWI réduit.

Le gaz réfrigérant R410a est un des fluides frigorifiques les plus fréquemment utilisés pour faire fonctionner une pompe à chaleur. Le R410a remplace désormais le R22 pour toutes les applications de froid positif (température supérieure à 0) car il présente l'avantage de ne pas être nocif pour la couche d'ozone et d'offrir un rendement énergétique supérieur. ^{[9][10]}

4. Choix des capacités de chaque système :

A. Le GRL

Calcul du travail des équipements pour un GRL à air de capacité 76.96 KW en utilisant un compresseur à vis et de fluide frigorigène R410A :

Voir annexe V (page 98).

- La capacité nominale choisie est de 81.55 KW ou 23.3 TON de réfrigération.
Model CALC 23.
- Le compresseur à une capacité de 26.1 KW.
- On a besoin d'utiliser deux ventilateurs de 1.5 HP chacun, la puissance des ventilateurs est 2.2 KW
- Le $COP_{GRL} = 81.55 / (26.1 + 2.2) = 2.88$
- Le débit d'eau glacée est de 3.6 l/s égale à 216 l/min

La pompe aura une pression égale à 5% de la longueur totale équivalente (LT) pour un circuit fermé plus la perte de pression dans divers équipements.

L linéaire c'est la longueur du tuyau le plus éloigné.

$LT = L \text{ linéaire} \times 1.5 = 50 \times 1.5 = 75$ mCE d'où (ΔP) vaut $75 \times 5\% = 3.75$ mCE on va prendre (ΔP) Ventilateur-convecteur = 5 mCE, (ΔP) évaporateur = 5 mCE, d'où la pression de la pompe = $3.75 + 5 + 5 = 13.75$ mCE, donc on a besoin d'une pompe de type LOWARA ITT série FH (type 32-125/11)

Alors la pompe a une puissance de 1.1 KW.

Voir annexe VI (page 100).

B. Le VRV

Calcul du travail du compresseur pour un VRV de capacité 76.96 KW en utilisant le même compresseur et le même fluide frigorigène que le GRL.

Voir annexe VII (page 102).

Modèle RXYQ30P7W1BA.

- La capacité nominale choisie est de 82.5 KW
- $COP_{VRV} (EER) = 3.2$

5. performance énergétique des deux systèmes frigorifiques :

Il existe un paramètre clé de la consommation énergétique quand on parle de groupe frigorifique. Ce paramètre est le coefficient de performance auquel on ajoutera aussi le rendement exérgétique.

- COP Carnot : En théorie, la performance énergétique max (donc frigorifique) est définie par le coefficient de CARNOT, qui démontre qu'elle ne dépend finalement que de la température des sources de chaleur utilisées.

$$COP_{Carnot} = \frac{\text{température de la sources froide}}{\text{ecart de température des sources}} = \frac{T_{SF}}{T_{SC} - T_{SF}}$$

- Le COP Carnot pour le GRL

$T_{SF} =$ l'eau qui entre dans l'évaporateur – l'eau qui sortie de l'évaporateur

$$T_{SF} = 7^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = 2^{\circ}\text{C}$$

$T_{SC} =$ température ambiante + 15°C

$$T_{SC} = 33^{\circ}\text{C} + 15^{\circ}\text{C} = 48^{\circ}\text{C}$$

$$COP_{Carnot} = (273 - 2) / (48 - 2) = 5.97$$

- Le COP Carnot pour le VRV

$T_{SF} = -5^{\circ}\text{C}$ $T_{SC} = 43^{\circ}\text{C}$ (*Voir annexe VII page 102*)

$$COP_{Carnot} = (273 - 5) / (43 + 5) = 5.58$$

- COP réel : Défini comme le rapport de la puissance frigorifique qu'elle produit et la puissance électrique consommée par le compresseur.

$$\text{COP}_{\text{reel}} = \frac{\text{puissance de refroidissement}}{\text{somme des puissance electriques absorbees}} = \frac{Q_{SF}}{W_t}$$

- Le rendement exérgétique : défini comme le rapport entre le COP Réel et le COP Carnot.

$$\eta = \text{COP}_R / \text{COP}_C$$

6. La comparaison entre les deux systèmes :

Type du système	Type de la machine	Type du compresseur	Type du F.F.	Puissance frigorifique	Puissance du système	COP	COP réel système	COP Carnot	$\eta_{\text{exer.}}$
GRL	Condenseur à air	vis	R410a	81.55 Kw	29.4 Kw	2.88	2.77	5.97	0.46
VRV	2 tubes	vis	R410a	82.5 Kw	25.78 Kw	3.2	3.08	5.58	0.55

Tableaux 9 : la comparaison entre les deux systèmes

On remarque que le VRV deux tubes a un rendement exérgétique plus grand que celui du GRL à air. D'après l'étude énergétique, on choisira le VRV deux tubes. Passons à l'étude économique, à l'impact environnemental et à l'avis du consultant pour prendre une décision finale sur le choix du type du VRV.

7. Etude économique préliminaire entre le GRL et le VRV :

- a. Coût d'électricité et d'exploitation :

En considérant que le système de climatisation fonctionne 10 heures par jour durant 150 jours par an, on aura :

- Consommation annuelle d'électricité par les deux systèmes
 GRL à air : $29.4 \text{ Kw} \times 10 \text{ h} \times 150 \text{ j} = 44100 \text{ kwh} / \text{an}$.
 VRV deux tubes : $25.78 \text{ Kw} \times 10 \text{ h} \times 150 \text{ j} = 38670 \text{ Kwh} / \text{an}$.
- Le coût de cette consommation
 Chaque 1 Kwh coûte 0.08\$ donc le coût d'électricité pour :
 GRL à air : $44100 \times 0.08 = 3528 \text{ \$} / \text{an}$.
 VRV deux tubes : $38670 \times 0.08 = 3094 \text{ \$} / \text{an}$.

En comparant les deux systèmes on aura une économie de $3528 - 3094 = 434 \text{ \$/an}$ si le système utilisée est le VRV à deux tubes.

b. Coût d'investissement :

Chaque tonne de réfrigération avec installation coûte 950\$ pour un GRL à air et 700\$ pour un VRV à deux tubes.

- Coût GRL a air : $81.55 \text{ KW} = 23.3 \text{ Ton} \times 950 = 22135\text{\$}$
- Coût VRV deux tubes : $82.5 \text{ Kw} = 24.4 \text{ Ton} \times 700 = 17080\text{\$}$

Le surcoût entre les deux systèmes est $22135 - 17080 = 5055\text{\$}$

c. Conclusion :

Types du système	Consommation annuelle d'électricité	Coût de consommation électrique	Coût d'investissement
GRL a air	44100 Kwh / an	3528 \$ / an	22135 \$
VRV deux tubes	38670 Kwh / an	3094 \$ / an	17080 \$

Tableau 10 : étude économique entre « GRL et VRV »

D'après les résultats du tableau, on observe que le prix de VRV à deux tubes est moins cher de 30% par rapport au GRL à condensation à air. En plus la consommation d'électricité de VRV à deux tubes est très économique par rapport au GRL à condensation à air.

8. Le choix des ventilos convecteurs :

Chambre	Débit d'air	Capacité demandée (Qf)	Capacité constructeur (Qf)	Model	Puissance électrique
Salle des jeux	200 l/s	3.29 KW	3.6 KW	FXSQ-32P	0.044 KW
Salle de visite	267 l/s	4.16 KW	4.5 KW	FXSQ-40P	0.074 KW
Librairie et entrée	325 l/s	6.1 KW	7.1 KW	FXSQ-63P	0.074 KW
Salon	523 l/s	9.25 KW	11.2 KW	FXSQ-100P	0.117 KW
Salle à manger et lobby	325 l/s	6.83 KW	7.1 KW	FXSQ-63P	0.074 KW
Cuisine	417 l/s	8.18 KW	9 KW	FXSQ-80P	0.118 KW
Chambre des bonnes	150 l/s	2.2 KW	2.2 KW	FXSQ-20P	0.041 KW
Salle de séjour	267 l/s	5.14 KW	5.6 KW	FXSQ-50P	0.097 KW
Chambre à coucher 1	150 l/s	2.8 KW	2.8 KW	FXSQ-25P	0.041 KW
Chambre 2, entrée et lobby	200 l/s	2.95 KW	3.6 KW	FXSQ-32P	0.044 KW
Salle de sport	200 l/s	3.5 KW	3.6 KW	FXSQ-32P	0.044 KW
Chambre des invités et entrée	200 l/s	3.4 KW	3.6 KW	FXSQ-32P	0.044 KW
Bureau et entrée	417 l/s	7.46 KW	9 KW	FXSQ-80P	0.118 KW
Salles des réunions	267 l/s	5.6 KW	5.6 KW	FXSQ-50P	0.097 KW
Chambre de nuit principale	325 l/s	6.1 KW	7.1 KW	FXSQ-63P	0.074 KW
total					1.097

Tableau 11 : le choix des appareils de climatisation interne

Voir annexe VII (page 102).

Chapitre IV : Chaudière à condensation

La chaudière à condensation fonctionne sur le même principe qu'une chaudière classique, elle brûle du gaz pour produire de la chaleur. Elle est plus performante parce qu'elle récupère la chaleur contenue dans les fumées, ce qui explique son très haut rendement.

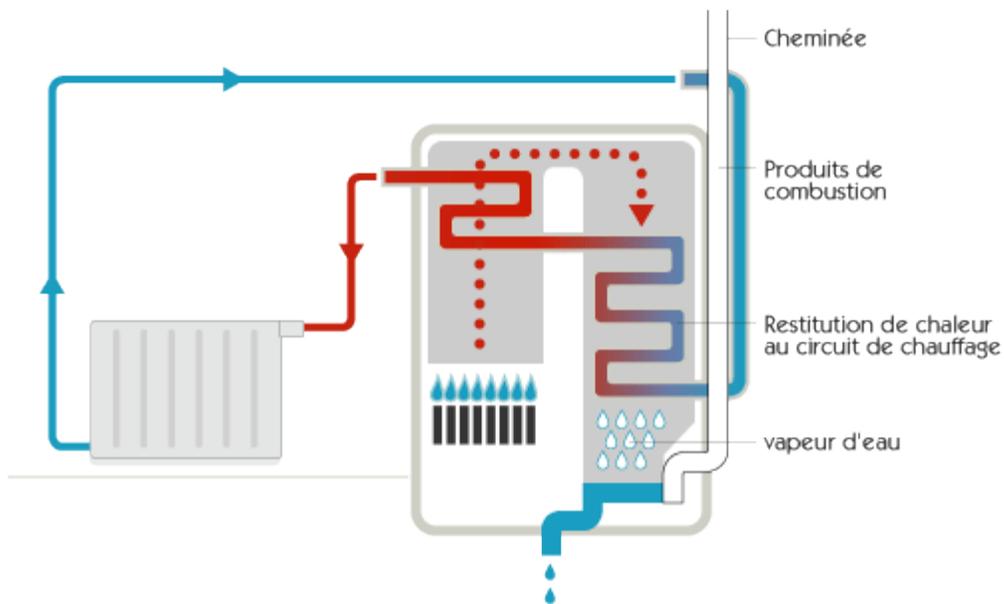


Figure 15 : La chaudière à condensation

1. Le fonctionnement d'une chaudière à condensation :

La combustion du méthane (qui compose 80% du gaz naturel) et du propane produit du CO_2 et de l' H_2O sous forme de vapeur.

La quantité de chaleur alors dégagée par la combustion s'appelle le pouvoir calorifique inférieur (PCI) car l'eau produite reste sous forme de vapeur et est évacuée dans l'atmosphère avec les produits de la combustion.

Si on condense cette vapeur d'eau dans un échangeur de chaleur, on récupère l'énergie latente qui y est contenue. La chaleur totale ainsi produite est alors appelée le pouvoir calorifique supérieur (PCS) : $\text{PCS} = \text{PCI} + \text{Chaleur de vaporisation de l'eau}$.

La technique des chaudières à condensation consiste à récupérer la chaleur de vaporisation des fumées en les refroidissant au contact des parois froides d'un échangeur.

2. Le principe de condensation :

Le principe de la condensation est de récupérer la quasi-totalité de la chaleur produite par les gaz de combustion. L'objectif est de restituer le maximum de l'énergie consommée dans l'installation de chauffage.

Dans une combustion classique, les fumées sont à des températures élevées. Une chaudière à condensation va refroidir les fumées et récupérer cette chaleur. Ce processus va faire passer la vapeur d'eau contenue dans les fumées de l'état gazeux, à l'état liquide libérant ainsi de l'énergie. Grâce à ce système, il est possible de récupérer environ 10% d'énergie supplémentaire et de faire d'importantes économies d'énergie.

3. Intérêt énergétique d'une chaudière à condensation :

Le gain énergétique réalisé grâce à une chaudière à condensation par rapport à une chaudière classique se situe à deux niveaux :

- Condensation de la vapeur d'eau des fumées (pour une chaudière gaz, gain maximum de 11% du PCI). On parle de gain en chaleur latente.
- Diminution de la température des fumées grâce à l'augmentation de la surface d'échange (de 150°C à 45°C). On parle de gain en chaleur sensible.

4. Avantages de la chaudière à condensation :

Elle permet d'effectuer 30% d'économie par rapport à une chaudière de plus de 15 ans et de 15 à 20% par rapport à une chaudière standard récente et 5% par rapport à une chaudière basse température.

La chaudière à condensation est très respectueuse de l'environnement. Le fonctionnement des chaudières à condensation utilise un principe simple et apporte aux utilisateurs de nombreux avantages tant au niveau du confort que des économies.

Une chaudière à condensation est conçue pour récupérer toutes les calories qui partent habituellement dans les fumées (chaleur latente). Elles passent dans un condenseur échangeur qui sert à refroidir les gaz brûlés et à piéger ainsi les calories qui partent dans la cheminée.

La température des gaz d'une chaudière à gaz traditionnelle est d'environ 120°C. Dans une chaudière à condensation, elle est sensiblement équivalente à la température du chauffage, c'est-à-dire entre 60°C et 80°C.

Cette technologie permet d'atteindre des rendements de 110% et de diminuer par la même occasion les rejets d'émissions polluantes. De plus, cette chaudière à condensation est recommandée pour l'écologie car elle n'est pas polluante.

La chaudière à condensation permet en effet une nette réduction des émissions de gaz à effet de serre : le gaz propane est une énergie propre et de plus, le brûleur hémisphérique radiant assure des performances écologiques exceptionnelles en divisant jusqu'à 5 les émissions de mono-oxyde de carbone et d'oxyde d'azote (les responsables du gaz de serre).

5. Intérêts écologiques :

- Moindre consommation de combustible.
- Les fumées issues de la combustion sont évacuées à des températures inférieures (elles passent de 200 °C à 38 °C) ce qui est moins polluant.

6. Sélection d'une chaudière :

Le bilan total obtenu pour le chauffage de la villa est de 40.68 KW la villa a besoin aussi de l'eau chaude sanitaire, alors il faut calculer le besoin en chauffage pour chauffer la bouteille d'eau chaude sanitaire.

a. Besoin en eau chaude sanitaire :

Pour calculer les quantités d'énergie nécessaires à la production d'eau chaude sanitaire, il faut d'abord connaître les volumes d'eau chaude à produire.

Pour déterminer le volume d'eau chaude exigé de la villa, nous devons connaître en premier lieu le nombre des éléments du système de plomberie nécessitant une alimentation d'eau chaude.

Salle	Lavabo privé	Douche	Bidet	Total
Toilette des employés	7.6 l/h	114 l/h	—	121.6 l/h
Toilette des visiteurs	7.6 l/h	114 l/h	—	121.6 l/h
Cuisine	38 l/h	—	—	38 l/h
Salle de bain 1	7.6 l/h	114 l/h	11 l/h	132.6 l/h
Salle de bain 2	7.6 l/h	114 l/h	11 l/h	132.6 l/h
Salle de bain principale	7.6 l/h	114 l/h	11 l/h	132.6 l/h
Total	76 l/h	570 l/h	33 l/h	679 l/h

Tableau 12 : Le volume d'eau chaude exigé

Voir annexe VIII (page 107).

b. Phases d'estimation :

La demande maximale possible : c'est le produit du nombre d'unités appartenant à un même type par la demande en eau chaude donnée en l/h selon, le type de l'immeuble d'une part et le type de l'équipement d'autre part donc la villa a besoin d'une bouteille d'eau chaude sanitaire.

- Cette villa a besoin d'une bouteille d'eau de : $679 \times 1.25 = 849$ l.
- Le débit d'eau maximal instantané à chauffer est : $679 \times 0.3 = 203$ l/h = 0.05 l/s.

Voir annexe VIII (page 107).

- La puissance nécessaire pour produire l'eau chaude sanitaire est calculée comme étant la quantité d'énergie nécessaire pour chauffer ce volume d'eau de la température froide jusqu'à la température demandée.

$$P = \frac{Q \cdot C_p \cdot \rho \cdot \Delta T}{\eta}$$

- **P** : puissance d'entrée du réchauffeur, W
- **Q** : débit volumique, $0.05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
- **C_p** : Chaleur massique de l'eau = 4180 J/ kg .K
- **ρ** : masse volumique de l'eau = 1000 Kg/m³
- **ΔT** : différence de température, 60 °K (70-10)
- **η** : Rendement du réchauffeur, 0.9

$$P = \frac{0.00005 \times 1000 \times 4180 \times 60}{0.9} = 13934 \text{ W} = 13.9 \text{ KW}$$

Alors le bilan thermique chaud total sera de $40.7 + 13.9 = 54.6 \text{ kW}$

c. Choix de la chaudière :

D'après le catalogue Prix de vente Chaudières à gaz De Dietrich 3 à 1146 KW on choisie la Chaudière au sol à condensation C 210 - SBK 7 - 120 Kw.

Notre demande est de 54.6 Kw alors on a choisi la chaudière à condensation de modèle C 210 - SBK 9.

Voir annexe IX (page 108).

d. Calcul de la pression de la pompe :

Le charge thermique choisie est 54.6 Kw, pour $\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$, le débit massique de la pompe est :

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\Rightarrow m = Q / (C_p \cdot \Delta T)$$

- m : le débit total de la chaudière en m^3/h
- Q : le bilan thermique de la chaudière en w
- ΔT : la différence de la température $^{\circ}\text{C}$
- C_p : chaleur massique ($4180 \text{ J/Kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$)

Le débit total de la chaudière sera : $m = 54600 / (4180 \times 20) = 0.65 \text{ m}^3/\text{h}$.

La longueur du tuyau le plus éloigné est de 70m

$LT = L \text{ linéaire} \times 1.6 = 70 \times 1.6 = 112 \text{ mCE}$

Les tuyauteries pour l'eau chaude sont calculées de manière à ce que la perte de charge continue ou linéaire dans les différents tronçons du réseau soit limitée à environ de 3 mCE / 100m d'où la perte de charge $\Delta P = 3 \text{ m} / 100 \text{ m}$ ou 3%.

$\Delta P = 112 \times 0.03 = 3.36 \text{ mCE}$.

$\Delta P \text{ radiateur} = 5 \text{ mCE}$

D'où la pression de la pompe = $3.36 + 5 = 8.36 \text{ mCE}$, donc on a besoin d'une pompe de type LOWARA ITT série FH (type 32-125/07)

Alors la pompe a une puissance de 0.75 KW.

Voir annexe VI (page 100).

e. Le nombre des radiateurs dans chaque chambre :

Le radiateur de chauffage central est raccordé à un réseau de chaleur bitubes lui-même alimenté par une ou plusieurs chaudières. Aujourd'hui il existe une grande variété de radiateurs à eau chaude pour le chauffage de cette villa : radiateurs acier, radiateurs fonte, radiateurs aluminium... avec des formes variées pour celas on a choisie le radiateur fonte de cinq colonne chaque élément a un flux de chaleur de 169 w.

Voir annexe X (page 111).

f. Tuyauterie et dimensionnement :

La formule :

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \Rightarrow m = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T}$$

m : le débit d'eau dans chaque radiateur en l/s égale a 15.85 Gpm

Q : le bilan thermique de chaque radiateur en W

ΔT : la différence de la température en °C

Cp : chaleur massique (4180 J/Kg . °C)

Voir annexe XI (page 113).

Étage	Flux de chaleur en Kw	(système fermé) élément de chauffage			(système ouvert) élément de plomberie d'eau chaude		
		Nombre d'élément (Radiateurs)	Débit d'eau Gpm	Dimension des tuyaux inch	Nombre d'appareil	Débit d'eau Gpm	Dimension des tuyaux inch
Rez-de-chaussée	21.3	126	8.1	1 1/4"	5	1.24	3/4"
Premier étage	9.4	56	3.5	1"	6	0.8	3/4"
Deuxième étage	10	60	3.8	1"	3	0.5	1/2"
Bouteille d'eau chaude	13.9	----	5.2	1"	----	----	----
Total	54.6	----	20.7	2"	14	2.4	1"

Tableau 13 : Nombre de radiateur, d'appareil et dimension des tuyaux

On peut conclure que la dimension du tuyau principal sortant de la chaudière est de 2 inch, la bouteille d'eau chaude a besoin d'un tuyau de dimension 1 inch, le rez-de-chaussée a besoin d'un tuyau de dimension 1 1/4 inch, puis le premier étage se réduit à 1 inch et finalement le deuxième étage continue à la même dimension que le premier étage 1 inch.

7. Système solaire thermique pour la production d'eau chaude :

La production solaire d'eau chaude offre un potentiel d'économie considérable. Sous nos latitudes, pendant les mois d'été, le recours aux capteurs solaires combinés à un réservoir d'eau chaude vous permet d'oublier complètement votre chaudière. Même à la mi-saison, il est possible souvent d'éteindre la chaudière lorsque le chauffage des pièces bénéficie d'un soutien solaire. ^{[11][12]}

a. Fonctionnement :

La pièce maîtresse de cette solution est le réservoir d'eau chaude à deux énergies. Lorsque l'ensoleillement est suffisant, le fluide solaire se trouvant dans l'installation solaire chauffe l'eau dans le préparateur d'eau chaude sanitaire au moyen d'une surface d'échange inférieure. Si la température baisse lors du prélèvement d'eau, par exemple pendant le bain ou la douche, la chaudière s'éclanche pour fournir un chauffage supplémentaire au moyen du second circuit. ^{[11][12]}

b. Type des panneaux solaires :

A l'image des modèles commercialisés par le constructeur VIESSMANN, la technologie des capteurs solaires s'appuie sur deux concepts : les capteurs plats et les capteurs à tubes.

- Les capteurs solaires plats sont constitués d'un absorbeur caractérisé par un rendement élevé. Un serpentin en cuivre traversé par le fluide caloporteur (eau glycolée) est logé dans l'absorbeur. Le fluide caloporteur puise la chaleur de l'absorbeur au travers du tube de cuivre. L'absorbeur est entouré d'un bâti fortement isolé qui réduit les déperditions techniques. La face supérieure du capteur est constituée d'une vitre de verre dont la faible teneur en fer atténue les pertes par réflexion. Ce verre présente une épaisseur (4 mm) qui lui vaut une tenue élevée aux intempéries (grêle). La vitre et le cadre du capteur sont réunis par un joint qui empêche l'eau de pluie ou l'eau de fonte de la neige de s'infiltrer dans la partie basse du capteur solaire. Ce genre de capteur solaire a un rendement à peut être égale à 40%. ^[11]

- Les capteurs solaires à tubes sont constitués de tubes de verre sous vide poussé. Les déperditions calorifiques sont si faibles que ces capteurs produisent de l'eau chaude sanitaire même si le rayonnement solaire n'est que diffus. En contrepartie, cette performance justifie que les capteurs à tubes soient plus chers que les capteurs solaires plats. Un absorbeur est intégré à chaque tube sous vide. Un tube coaxial échangeur de chaleur traversé directement par le fluide caloporteur est logé dans l'absorbeur. Le fluide caloporteur puise la chaleur de l'absorbeur au travers de tube échangeur de chaleur donnant sur un collecteur. Les capteurs solaires à tube sous vide conviennent particulièrement au montage sur des toitures en terrasse ou sur des façades. Ce genre de capteur solaire a un rendement qui peut atteindre les 75%.^[11]



Figure 16 : les deux types des panneaux solaires

c. Implantation et raccordements :

L'implantation de capteurs solaires sur le versant d'un toit n'est pas une solution exclusive. En fonction de l'architecture de l'habitation, il est également possible d'implanter les capteurs sur des toitures en terrasse, sur des supports indépendants (châssis inclinés), en façades, en garde-corps d'un balcon ou en balustrades. Par souci d'intégration à la toiture et d'esthétisme, certains constructeurs proposent même des solutions qui permettent d'associer des capteurs plats à des Velux. Au-delà de ces considérations techniques et esthétiques, il faut optimiser l'orientation géographique et l'inclinaison des capteurs.

L'orientation au sud et une inclinaison de 30 à 45° environ par rapport à l'horizontale assurent les meilleurs rendements pour une installation solaire sous nos latitudes. Même avec de grands écarts (orientation sud-ouest à sud-est, inclinaison de 25 à 70°), une installation solaire thermique reste rentable. Une inclinaison plus faible est conseillée si les capteurs ne peuvent pas être orientés vers le sud. Des capteurs solaires inclinés à 30° et orientés à 45° sud-ouest présentent encore 95% de la puissance optimale. Et même en cas d'orientation plein est plein ouest, il est possible d'espérer encore un rendement de 85% si le toit est incliné de 25 à 40°. Une inclinaison plus forte du capteur offre l'avantage d'une fourniture d'énergie lissée sur l'année alors qu'une inclinaison inférieure à 20° est déconseillée pour éviter tout encrassement excessif des capteurs. ^[11]

d. Dimensionnement de la surface des capteurs :

La surface des capteurs va dépendre de nombreux paramètres : l'énergie journalière nécessaire à la quantité d'eau à chauffer (E_j en Wh), l'irradiation solaire journalière reçue (H_j en Kwh / m²) relative au lieu d'implantation de l'installation, L'orientation et l'inclinaison des capteurs, le rendement des capteurs (η_c) en lien avec la technologie mise en œuvre et les pertes thermiques qui définissent le rendement de l'installation (η_i) estimé à 70%. ^[11]

$$E_j = V \cdot C_p \cdot (t_{ST} - t_{SF})$$

E_j : énergie calorifique journalière en Wh

V : volume du ballon de stockage en litres « le volume d'eau à chauffer correspond à la moitié de la capacité du ballon de stockage »

C_p : capacité thermique spécifique de l'eau égale à 1,163 Wh / (Kg . K)

t_{ST} : température de stockage de l'eau dans le ballon

t_{SF} : température de l'eau froide à l'entrée dans le ballon

$$E_j = \frac{849}{2} \times 1.163 \times (60 - 10) = 24.7 \text{ KWh.}$$

Cette énergie calorifique va être fournie par des capteurs solaires dont le rendement vaut :

$$\eta_c = \eta_o - \left[\left(K_1 \cdot \frac{\Delta t}{E_g} \right) - \left(K_2 \cdot \frac{\Delta t^2}{E_g} \right) \right]$$

η_c : rendement du capteur solaire à tubes

η_o : rendement optique du capteur solaire

K_1 et K_2 : coefficients de déperditions (K_1 en W / m²K et K_2 en W / m²K²)

Δt : différence entre la température du fluide caloporteur et la température ambiante extérieure en K

E_g : puissance d'origine solaire reçue en W / m²

Voir annexe XII page (115).

$$\eta_c = 0.82 - \left[\left(1.62 \times \frac{65 - 25}{800} \right) - \left(0.0068 \times \frac{(65 - 25)^2}{800} \right) \right] = 0.75$$

Au Liban, la consultation permet de calculer une irradiation journalière moyenne de 4.8 KWh / m² pour des capteurs implantés avec une inclinaison de 45°. [13]

Voir annexe XIII page(117).

Il en résulte une surface théorique des capteurs définie par le rapport de l'énergie calorifique journalière nécessaire (en KWh) sur l'irradiation journalière reçue en (KWh / m²).^[11]

$$\text{Surface théorique} = \frac{E_j}{H_j} = 24.7 / 4.8 = 5.14 \text{ m}^2$$

Enfin, il faut prendre en compte le rendement des capteurs à tubes ($\eta_c = 0.75$) et celui de l'installation ($\eta_i = 0.7$) pour dimensionner la surface réelle des capteurs :

$$\text{Surface réelle} = \frac{\text{surface theorique}}{\text{rendement globale}}$$

$$= \frac{\text{surface theorique}}{\eta_c \times \eta_i} = \frac{5.14}{0.75 \times 0.7} = 9.8 \text{ m}^2$$

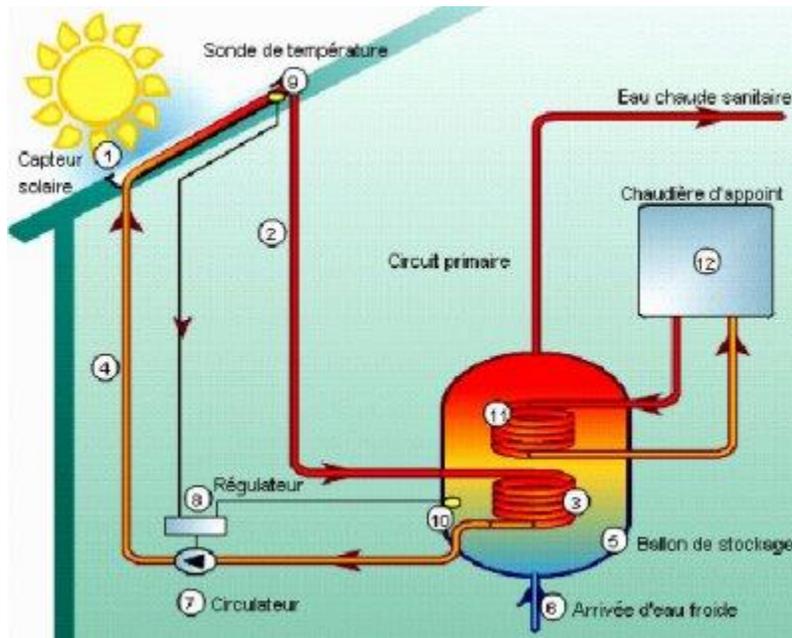


Figure 17 : schéma de l'installation du système solaire

Chapitre V : Etude économique

1. Les prix des systèmes utilisés :

Le prix du système réfrigérant variable (VRV) à deux tubes sélectionné par la société DAIKIN est de 17080 \$.

Le prix de la chaudière à condensation à gaz sélectionnée par la société DE DIETRICH est de 9330 \$

Sélection	Système	Capacité (Kw)	Prix	Maintenance
DAIKIN	VRV	82.5	17080 \$	1700 \$/an
De Dietrich	Chaudière	54.6	9330 \$	900 \$/an

Tableau 14 : Prix du VRV et de la chaudière

2. Coût d'électricité :

LE TARIF D'ELECTRICITE D'EDL	
35 LL	0 – 100 Kwh
55 LL	101 – 300 Kwh
88 LL	301 – 400 Kwh
120 LL	401 – 500 Kwh
200 LL	Plus de 500 Kwh

Tableau 15 : tarif de la puissance électrique au Liban

3. Energie consommée par les ventilo-convecteurs:

L'exemple présenté pour ce ventilo-convecteur nous donne la théorie essentielle pour calculer la consommation électrique annuelle pour tous les appareils de climatisation utilisés dans cette villa.

La puissance électrique du ventilo-convecteur donnée par le constructeur est multipliée par le nombre des heures puis par le nombre des jours d'utilisations des machines ensuite par le prix du Kwh qui est équivalent à 0.08 \$ pour chaque Kwh. Le tableau ci-dessous nous montre les prix divers.

Un exemple pour un ventilo convecteur :

$$\text{FXSQ-32P} = (0.041 \text{ Kw}) \times (10\text{h/j} \times 150\text{j/an}) = 61.5 \text{ (Kwh/an)} \times (0.08\$) = 5\$$$

Modèle	Nombre des unités	Capacité Kw	Puissance électrique Kw	Temps d'utilisation h/an	Energie consommée Kwh/an	Prix total par an \$
FXSQ-20P	1	2.2	0.041	10h/j x 150j/an	61.5	5 \$
FXSQ-25P	1	2.8	0.041	10h/j x 150j/an	61.5	5 \$
FXSQ-32P	4	3.6	0.044	10h/j x 150j/an	264	21 \$
FXSQ-40P	1	4.5	0.074	10h/j x 150j/an	111	9 \$
FXSQ-50P	2	5.6	0.097	10h/j x 150j/an	291	23 \$
FXSQ-63P	3	7.1	0.074	10h/j x 150j/an	333	27 \$
FXSQ-80P	2	9	0.118	10h/j x 150j/an	354	28 \$
FXSQ-100P	1	11.2	0.117	10h/j x 150j/an	176	14 \$
Total	15	85.6	1.101	10h/j x 150j/an	1652	132 \$

Tableau 16 : énergie électrique annuelle consommée par les « VC »

4. Energie annuelle consommée par le VRV et la chaudière :

- Pour la climatisation :
L'énergie électrique annuelle est déterminée en multipliant la puissance électrique par le taux d'utilisation du système.
Le coût de l'énergie électrique est alors déduit en multipliant l'énergie électrique par 0.08\$ le prix de 1Kwh électrique.

Puissance thermique en Kw	Energie thermique totale annuelle Kwh/an	Puissance électrique Kw	Temps d'utilisation h/an	Energie électrique Kwh/an	Coût de l'énergie électrique \$ / an
82.5	123750	25.78	10h/j x 150j/an	38670	3094

Tableau 17 : résultat de l'énergie électrique consommé par la climatisation

- Pour le chauffage :
Le rendement de la chaudière vaut 110%, ainsi la formule du rendement est :
L'énergie thermique annuelle de la chaudière consomme :

$$\eta = \frac{Q \text{ sortie}}{Q \text{ entrée}}$$

$$\Rightarrow Q_{\text{entrée}} = Q_{\text{sortie}} / \eta$$

$$= 54.6 \text{ (Kw)} / 1.1 = 60,06 \text{ Kw}$$

$$\Rightarrow (60,06 \text{ Kw}) \times (10\text{h/j} \times 120\text{j/an}) = 72072 \text{ Kwh / an}$$

Coût d'exploitation de la chaudière par an :

Pour 1 m³ GN on obtient 11.2 Kwh.

Au Liban chaque 1000 m³ GN coûte 210 \$.

Notre demande annuelle est de 72072 Kwh / an.

$$(72072 \text{ Kwh / an} \times 1 \text{ m}^3 \text{ GN}) / 11.2 \text{ Kwh} = 6435 \text{ m}^3 \text{ GN / an.}$$

$$(6435 \text{ m}^3 \text{ GN / an} \times 210 \text{ \$}) / 1000 \text{ m}^3 \text{ GN} = 1352 \text{ \$ / an.}$$

5. la consommation annuelle pour l'éclairage et les équipements :

La consommation annuelle électrique provenant de l'éclairage est mentionnée dans le tableau suivant :

Etage	Surface m ²	Densité W/m ²	Puissance électrique W	Taux d'utilisation h / an	Energie électrique Kwh / an	Facture électrique \$
Rez-de-chaussée	250	20	5000	8h/j x 365j/an	14600	1168
Premier étage	130	20	2600	8h/j x 365j/an	7592	607
Deuxième étage	133	20	2660	8h/j x 365j/an	7767	621
Total	513	20	10260	8h/j x 365j/an	29960	2396

Tableau 18 : énergie annuelle consommée par l'éclairage

La consommation annuelle électrique provenant des autres l'équipements est mentionnée dans le tableau suivant :

Equipement	Nombre	Puissance électrique W	Taux d'utilisation h / an	Energie électrique Kwh / an	Facture électrique \$
Les équipements de la cuisine	4	2000	2h/j x 365j/an	1460	117
Télévisions	10	2000	8h/j x 365j/an	5840	467
Radio	7	700	6h/j x 365j/an	1533	123
Computer	2	400	10h/j x 365j/an	1460	117
Portable	5	500	6h/j x 365j/an	1095	88
Total		5600		11388	912

Tableau 19 : énergie annuelle consommée par les équipements

6. Conclusion :

La consommation annuelle totale d'électricité et thermique de cette villa :

Surface m ²	C. d'énergie électrique du VRV (Kwh/an)	C. d'énergie électrique des VC (Kwh/an)	C. d'énergie électrique de l'éclairage (Kwh/an)	C. d'énergie électrique des équipements (Kwh/an)	C. d'énergie thermique de la chaudière (Kwh/an)
513	38670	1652	29960	11388	----
549	----	----	----	----	72072

Tableau 20 : Consommation annuelle totale d'énergie électrique et thermique.

Le coefficient de conversion appliqué pour déterminer la quantité d'énergie primaire utilisée dans la centrale électrique pour disposer d'une unité d'énergie finale (à l'utilisation) est de 2.58 pour une énergie primaire à base de fuel.

D'où la consommation en énergie primaire est :

$$C_{T,EP} = (\text{consommation électrique totale} \times 2.58) + (\text{consommation thermique totale})$$

$$\begin{aligned} \text{Consommation totale d'énergie électrique} &= C_{VRV/an} + C_{VC/an} + C_{eclairage/an} + C_{equipement/an} \\ &= 38670 + 1652 + 29960 + 11388 = 81670 \text{ Kwh / an} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Consommation énergie primaire} &= (81670 \times 2.58) + 72072 \\ &= 210709 + 72072 = 282781 \text{ Kwh / an} \end{aligned}$$

$$\text{Par suite la consommation par unité de surface} = 282781 / 549 = 515 \text{ Kwh / an} \cdot \text{m}^2$$

Si on considère que les conditions climatiques au Liban sont identiques à celle du bassin méditerranéen (zone H3 Cote d'azur et Corse), on peut considérer que cette valeur est grande, il faudrait alors réduire la consommation électrique pour améliorer la consommation primaire par unité de surface.

Chapitre VI : Impact environnemental

1. Introduction :

Le Programme des Nations Unies pour l'Environnement (PNUE) est la plus haute autorité environnementale au sein du système des Nations Unies. Il a pour mission de montrer la voie et d'encourager des partenariats dans la protection de l'environnement tout en étant une source d'inspiration et d'information pour les peuples et un instrument de facilitation leur permettant d'améliorer la quantité de leur vie sans compromettre celle des générations futures.

Le Service Economie et Commerce du PNUE est l'un des services de la Division Technologie, Industrie et Economie (DITE). Il a pour mission de renforcer les capacités des pays, notamment des pays en développement et en transition économique, à intégrer les considérations environnementales dans les programmes de développement et les politiques macroéconomiques et commerciales. Le travail du service est constitué de trois composantes principales : économie, commerce et services financiers. La composante économie du programme est axée sur le développement des capacités des pays, notamment des pays en développement et en transition économique, à développer et à utiliser les outils d'évaluation et à favoriser l'utilisation des instruments économiques aux fins du développement durable et de la lutte contre la pauvreté.

Le travail d'évaluation du PUNE comprend le perfectionnement et la promotion de l'évaluation d'impact environnemental, qui constitue un outil efficace de prise en compte des considérations environnementales aux niveaux des projets et des programmes et lors de l'élaboration des politiques, en faveur du développement durable.

Jusqu'à nos jours le Liban n'a pas élaboré une politique, réelle qui vise à étudier l'impact environnemental des projets. Avec l'augmentation accrue des rejets de CO2 et autres gaz à effet de serre, il est nécessaire dans nos jours de prendre une responsabilité personnelle pour sauvegarder notre planète, mais malheureusement cette incitative n'a pas encore vu la lumière. Malgré le manque d'informations et la difficulté d'avoir des chiffres discrets concernant l'étude de l'impact environnemental de mon projet, il est important de présenter une brève étude avec ce qui m'a été offerts d'information.

2. Bilan carbone :

Le bilan carbone d'une installation énergétique peut se traduire de cette manière, en prenant en compte le type d'énergie employé, ainsi que tous ses différents rendements qui interviennent, depuis la création de la matière première jusqu'à sa consommation par l'utilisateur final :

$$M_{CO_2} = E \cdot A \cdot n$$

M_{CO_2} : émission totale de CO2 pour la durée de vie de l'installation en Kg,

E : énergie annuelle consommée en Kwh / an,

A : facteur d'émission de CO2 en Kgco₂ / Kwh, « voir annexe XIV page(119) ».

n : durée de fonctionnement totale de l'installation en an.

En France chaque usage a un facteur d'émission de CO2 / Kwh, au Liban ces facteurs correspondant à chaque usage n'existent pas, le centre Libanais pour la conservation de l'énergie (LCEC) a élaboré une approche de l'émission des gaz à effet de serre, en utilisant le programme « SUN EARTH TOOLS » qui montre le facteur d'émission de CO2 pour tous les usages à 0.716 Kg CO2 / Kwh.

3. Impact de réchauffement global :

D'une manière plus précise pour les installations utilisant un fluide frigorigène, la norme européenne EN378 préconise le calcul de l'indice TEWI (Total Equivalent Warning Impact) qui fait référence pour évaluer les conséquences de tels équipements sur l'environnement. Celui-ci est basé sur deux critères :

- Un effet direct : défini par les rejets à l'atmosphère d'un fluide frigorigène jusqu'au démantèlement de l'installation (fuite, recyclage) et lié au pouvoir de réchauffement global de ce fluide.
- Un effet indirect : qui correspond au bilan carbone de la consommation énergétique de l'installation jusqu'à se déposer, en prenant en compte les indicateurs d'émission de CO2 de la source d'énergie du pays considéré.

Pour cela ils ont introduit un potentiel GWP₁₀₀ (Global Warning Potentiel pour un horizon de 100 ans) qui a relié toutes les émissions à un % de CO2 et qui a identifié les gaz polluants de l'atmosphère.

Il y a aussi le potentiel TEWI (effet de serre globale), qui comptabilise les émissions directes qui sont dus aux fluides frigorigènes et la consommation énergétique des émissions indirectes :

$$TEWI = GWP_{100} \cdot [M \cdot (1-X) + M \cdot f \cdot n] + M_{CO2}$$

GWP_{100} : global warning potentiel pour un horizon de 100 ans (R410a, $GWP_{100} = 1890$ Kg de CO_2)

M : masse totale de fluide frigorigène contenue dans les équipements en Kg,

X : taux de recyclage du fluide frigorigène en fin de vie de l'installation, égale à 1 car au Liban pas de récupération,

f : taux de fuite annuel de l'équipement, estimé à 5%

n : durée de fonctionnement totale des équipements en an égale à 15 ans.

a. Pour la climatisation :

Le VRV rejette à l'atmosphère

$M_{CO2} = 38670 \times 0.72 \times 15 = 417636$ Kg de CO_2 .

La charge du fluide frigorigène R410a dans le système est de 10Kg

$$\begin{aligned} TEWI &= 1890 \times [20.3 \times (1 - 1) + 20.3 \times 0.05 \times 15] + 417636 \\ &= 28775 + 417636 = 446411 \text{ Kg de } CO_2 \end{aligned}$$

Dans ce tableau on peut savoir les résultats du facteur d'émission de CO_2 en g CO_2 / Kwh en France pour cela on peut estimer pour le Liban approximativement les même valeurs.

Eclairage	Climatisation	Chauffage				A moyen (g CO_2 / Kwh)
Electricité	Electricité	Electricité	Bois	Fuel	Gaz	
100	37	180	14	313	234	

Tableau 21 : les émissions en gramme CO_2 / Kwh (France)

b. Pour le chauffage :

La chaudière rejette à l'atmosphère

$$M_{CO_2} = 72072 \times 0.234 \times 15 = 252973 \text{ kg de CO}_2$$

c. Pour l'éclairage :

Les lampes rejettent à l'atmosphère

$$M_{CO_2} = 29960 \times 0.1 \times 15 = 44940 \text{ kg de CO}_2$$

4. Conclusion :

Le bilan carbone total de CO₂ est alors de :

$$446411 + 252973 + 44940 = 744324 \text{ Kg de CO}_2$$

Qui est égale a 744 tonnes de CO₂ qui sont rejetés à l'atmosphère.

Par suite le bilan carbone par unité de surface pour un an égale a :

$$[744324 / (549 \times 15)] = 90 \text{ Kg de CO}_2 / \text{m}^2.\text{an}$$

Pour la climatisation : $(446411 / 744324) \cdot 100 = 60\%$

Pour le chauffage : $(252973 / 744324) \cdot 100 = 34\%$

Pour l'éclairage : $(44940 / 744324) \cdot 100 = 6\%$

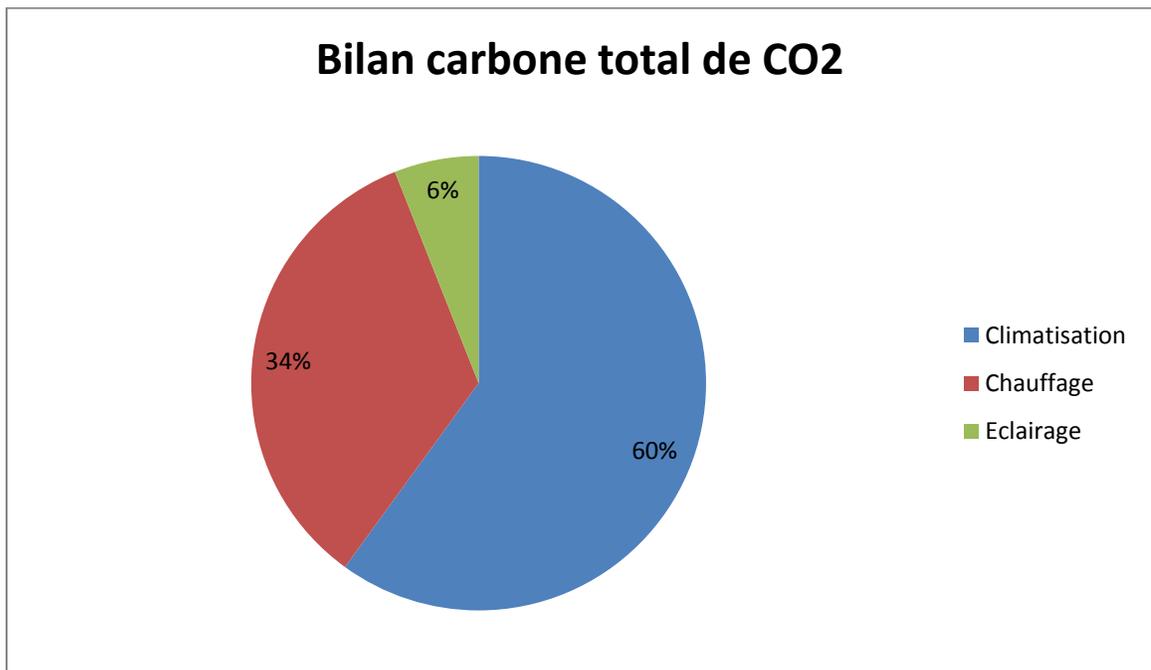


Figure 18 : figure du bilan carbone total de CO₂.

Donc on remarque que la climatisation joue un rôle négatif important dans le rejet du CO₂ dans l'atmosphère, ou que la climatisation rejette la plus grande quantité de CO₂.

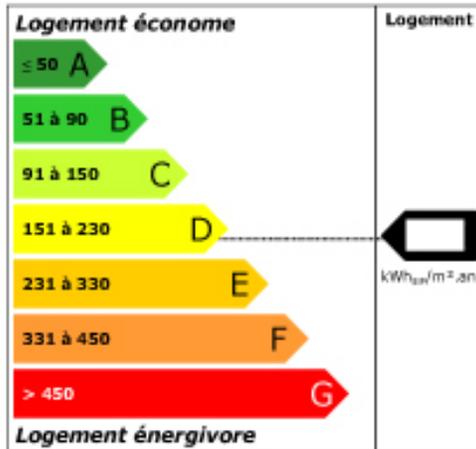
CONCLUSION :

Ce projet s'inscrit dans le cadre de l'étude de la climatisation, du chauffage, et de la ventilation de la villa Malek a Rabieh. Le calcul du bilan thermique avec isolation des murs et un double vitrage a permis d'avoir des résultats plus ou moins acceptables. Donc c'est une amélioration importante de point de vue économie d'énergie. La sélection des équipements du point de vue économique et technique nous a permis de choisir un VRV à deux tubes. Quant au chauffage on a utilisé une chaudière à condensation dont le rendement est supérieur à un, et qui fonctionne au gaz propane, ce qui est plus économique, plus écologique que la chaudière classique au fioul. Malgré ces mesures traitées afin d'économiser l'énergie et de réduire la consommation, L'étude sur l'impact environnemental montre que les émissions de CO2 sont très élevées, même si nous n'avons pas encore des statistiques disponibles pour toute comparaison, mais si l'on compare avec des normes européennes comme la Réglementation Thermique RT 2012 qui remplace la RT 2005. et qui a pour objectif de limiter les consommations énergétiques des bâtiments neufs, d'habitation (résidentielle) ou de tout autre usage (tertiaire).

Cette réglementation Classifie le bâtiment selon le niveau de consommation annuelle d'énergie par m² (en kWh Énergie primaire/m².an), Sept classes sont définies allant de la classe A (Logement économe, avec une consommation annuelle d'énergie primaire pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et le refroidissement inférieure à 51 kWh/m².an), à la classe G (Logement énergivore, avec une consommation égale ou supérieure à 450 kWh/m².an), de même elle Classifie le bâtiment selon le niveau d'émission annuelle de Gaz à Effet de Serre par m² lié à la consommation d'énergie (en kg CO2/m².an) du Classe A (faibles émissions de gaz à effet de serre, avec 5 kg. Equivalant de CO2/m².an) a la classe G (Fortes émission de gaz à effet de serre, avec 80 Kg. Equivalant de CO2/m².an). *(Voir figure 19, page 72)*

Consommations énergétiques
(en énergie primaire)
**pour le chauffage, la production d'eau chaude
sanitaire et le refroidissement**

Consommation réelle : kWh_{ep}/m².an



Émissions de gaz à effet de serre (GES)
pour le chauffage, la production d'eau chaude
sanitaire et le refroidissement

Estimation
des émissions : kg_{éqCO2}/m².an

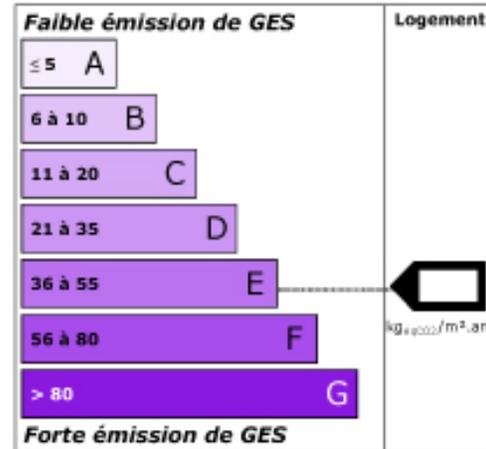


Figure 19 : figure des consommations énergétiques et l'émissions de gaz à effet de serre.

On trouvera que notre bâtiment étudié est de classe G, du point de vue consommation annuelle d'énergie primaire par m² (515 Kwh / m² .an) et de niveau d'émission annuelle de Gaz à Effet de Serre par m² (90 Kg de CO2 / m².an).

Alors il faut réagir pour réduire ces émissions et pour établir au Liban des normes strictes qui soient proches des ces normes européennes afin que le bilan environnemental par projet soit acceptable. D'où l'intérêt de réduire les consommations d'électricité et de fioul par les systèmes d'énergie renouvelables. Bien que les investissements soient plus élevés que ceux des installations traditionnelles une préservation de l'équilibre de la biosphère est souhaitable afin de permettre aux générations futures d'avoir le droit de vivre en évitant les causes d'un dérèglement climatiques, cela est notre responsabilité. Cette facture écologique plus ou moins coûteuse doit être payée ; une garantie minimale de la préservation de la vie sur terre pour les années et siècles prochains.

ANNEXES

ANNEXE I

Tableau 1 : les déperditions à travers les murs isolés concernant le bilan froid

Tableau 2 : les déperditions à travers les doubles vitrages concernant le bilan froid

Tableau 3 : les déperditions à travers les portes concernant le bilan froid

Tableau 4 : les déperditions à travers le plancher concernant le bilan froid

Tableau 5 : les déperditions à travers le plafond isolé concernant le bilan froid

Tableau 6 : les déperditions concernant le bilan chaud du rez-de-chaussée

Tableau 7 : les déperditions concernant le bilan chaud du premier et deuxième étage

Tableau 1 : LES DEPERDITION A TRAVERS LES MURS ISOLEES.

Les déperditions à travers les murs isolées						
Chambre	direction du mur	le coefficient global d'échange $W / m^2 \cdot ^\circ C$	La surface en m^2	les températures intérieurs et extérieurs en $^\circ C$		flux de chaleur en W
salle des jeux	nord	U = 0.6	S = 9.9	Ti = 23	Te = 33	Q = 59.4
	ouest	U = 0.6	S = 12.96	Ti = 23	Te = 33	Q = 77.8
Salle de visite	ouest	U = 0.6	S = 14.16	Ti = 23	Te = 33	Q = 85
	sud	U = 0.6	S = 10.5	Ti = 23	Te = 33	Q = 63
librairie et entrée	sud	U = 0.6	S = 19.36	Ti = 23	Te = 33	Q = 116.2
salon	nord	U = 0.6	S = 16.8	Ti = 23	Te = 33	Q = 101
	ouest	U = 0.6	S = 6	Ti = 23	Te = 33	Q = 36
salle à manger et lobby	nord	U = 0.6	S = 10.65	Ti = 23	Te = 33	Q = 63.9
	ouest	U = 0.6	S = 6.2	Ti = 23	Te = 33	Q = 37.2
cuisine	est	U = 0.6	S = 16.01	Ti = 23	Te = 33	Q = 96.06
	sud	U = 0.6	S = 17.31	Ti = 23	Te = 33	Q = 103.86
chambre des bonnes	nord	U = 0.6	S = 9.9	Ti = 23	Te = 33	Q = 59.4
	est	U = 0.6	S = 7.2	Ti = 23	Te = 33	Q = 43.2
salle de séjour	nord	U = 0.6	S = 16.58	Ti = 23	Te = 33	Q = 99.48
	ouest	U = 0.6	S = 14.1	Ti = 23	Te = 33	Q = 84.6
chambre a coucher 1	nord	U = 0.6	S = 9.8	Ti = 23	Te = 33	Q = 58.8
	est	U = 0.6	S = 14.1	Ti = 23	Te = 33	Q = 84.6
chambre 2, entrée et lobby	est	U = 0.6	S = 7.65	Ti = 23	Te = 33	Q = 46
salle de sport	sud	U = 0.6	S = 11.55	Ti = 23	Te = 33	Q = 69.3
chambre des invites et entrée	sud	U = 0.6	S = 9.36	Ti = 23	Te = 33	Q = 56.2
	ouest	U = 0.6	S = 16.2	Ti = 23	Te = 33	Q = 97.2
bureau et entrée	nord	U = 0.6	S = 14.63	Ti = 23	Te = 33	Q = 87.78
	ouest	U = 0.6	S = 18.63	Ti = 23	Te = 33	Q = 111.78
salle de réunion	nord	U = 0.6	S = 18.02	Ti = 23	Te = 33	Q = 108.12
	est	U = 0.6	S = 11.82	Ti = 23	Te = 33	Q = 71
chambre de nuit principale	est	U = 0.6	S = 7.56	Ti = 23	Te = 33	Q = 45.4
	sud	U = 0.6	S = 35.19	Ti = 23	Te = 33	Q = 211.2
	ouest	U = 0.6	S = 8.91	Ti = 23	Te = 33	Q = 53.5

Tableau 2 : LES DEPERDITIONS A TRAVERS LES DOUBLES VITRAGES.

Les déperditions à travers les doubles vitrages						
Chambre	direction du vitrage	le coefficient global d'échange $W / m^2 \cdot ^\circ C$	La surface en m^2	les températures intérieures et extérieures en $^\circ C$		flux de chaleur en W
				Ti = 23	Te = 33	
salle des jeux	ouest	U = 2.457	S = 1.44	Ti = 23	Te = 33	Q = 35.4
salle de visite	ouest	U = 2.457	S = 4.44	Ti = 23	Te = 33	Q = 109.1
	sud	U = 2.457	S = 2.4	Ti = 23	Te = 33	Q = 59
librairie et entrée	sud	U = 2.457	S = 1.44	Ti = 23	Te = 33	Q = 35.4
salon	nord	U = 2.457	S = 7.2	Ti = 23	Te = 33	Q = 177
salle à manger et lobby	nord	U = 2.457	S = 3.6	Ti = 23	Te = 33	Q = 88.45
cuisine	est	U = 2.457	S = 2.4	Ti = 23	Te = 33	Q = 59
	sud	U = 2.457	S = 3.84	Ti = 23	Te = 33	Q = 94.34
salle de séjour	nord	U = 2.457	S = 2.8	Ti = 23	Te = 33	Q = 68.8
	ouest	U = 2.457	S = 2.4	Ti = 23	Te = 33	Q = 59
chambre a coucher 1	nord	U = 2.457	S = 2.8	Ti = 23	Te = 33	Q = 69
	est	U = 2.457	S = 2.4	Ti = 23	Te = 33	Q = 59
chambre 2, entrée et lobby	est	U = 2.457	S = 2.4	Ti = 23	Te = 33	Q = 59
salle de sport	sud	U = 2.457	S = 7.2	Ti = 23	Te = 33	Q = 177
chambre des invites et entrée	sud	U = 2.457	S = 1.44	Ti = 23	Te = 33	Q = 35.4
	ouest	U = 2.457	S = 3.6	Ti = 23	Te = 33	Q = 88
bureau et entrée	nord	U = 2.457	S = 2.8	Ti = 23	Te = 33	Q = 68.8
	ouest	U = 2.457	S = 4.32	Ti = 23	Te = 33	Q = 106.14
salle de réunion	nord	U = 2.457	S = 2.8	Ti = 23	Te = 33	Q = 69
	est	U = 2.457	S = 2.88	Ti = 23	Te = 33	Q = 71
chambre de nuit principale	est	U = 2.457	S = 1.44	Ti = 23	Te = 33	Q = 35.4
	sud	U = 2.457	S = 5.76	Ti = 23	Te = 33	Q = 141.5
	ouest	U = 2.457	S = 1.44	Ti = 23	Te = 33	Q = 35.4

Tableau 3 : LES DEPERDITIONS A TRAVERS LES PORTES.

Les déperditions à travers les portes						
Chambre	direction de la porte	le coefficient Global d'échange $W / m^2 \cdot ^\circ C$	La surface en m^2	les températures intérieures et extérieures en $^\circ C$		flux de Chaleur en W
salle des jeux	nord	$U = 2.6$	$S = 3$	$T_i = 23$	$T_e = 33$	$Q = 78$
librairie et entrée	sud	$U = 2.6$	$S = 3.2$	$T_i = 23$	$T_e = 33$	$Q = 83.2$
salon	ouest	$U = 2.6$	$S = 3$	$T_i = 23$	$T_e = 33$	$Q = 78$
salle à manger et lobby	est	$U = 2.6$	$S = 2.8$	$T_i = 23$	$T_e = 33$	$Q = 72.8$
cuisine	est	$U = 2.6$	$S = 2.8$	$T_i = 23$	$T_e = 33$	$Q = 72.8$
chambre des bonnes	nord	$U = 2.6$	$S = 3$	$T_i = 23$	$T_e = 33$	$Q = 78$

Tableau 4 : LES DEPERDITIONS A TRAVERS LE PLANCHER.

Les déperditions à travers le plancher					
Etage	le coefficient Global d'échange $W / m^2 \cdot ^\circ C$	La surface en m^2	les températures intérieures et extérieures en $^\circ C$		flux de Chaleur en W
salle des jeux	U = 2.14	S = 19.2	Ti = 23	Te = 30.5	Q = 308.2
salle de visite	U = 2.14	S = 24.8	Ti = 23	Te = 30.5	Q = 398.1
librairie et entrée	U = 2.14	S = 44.5	Ti = 23	Te = 28	Q = 497.55
salon	U = 2.14	S = 62.4	Ti = 23	Te = 30.5	Q = 1001.6
salle à manger	U = 2.14	S = 23.7	Ti = 23	Te = 30.5	Q = 380.4
et lobby	U = 2.14	S = 20.15	Ti = 23	Te = 28	Q = 215.6
cuisine	U = 2.14	S = 32.5	Ti = 23	Te = 30.5	Q = 521.6
	U = 2.14	S = 9.4	Ti = 23	Te = 28	Q = 100.6
chambre des bonnes	U = 2.14	S = 12.3	Ti = 23	Te = 30.5	Q = 202.3

Tableau 5 : LES DEPERDITIONS A TRAVERS LE PLAFOND ISOLE.

Les déperditions à travers le plafond isolé					
Etage	le coefficient global d'échange $W / m^2 \cdot ^\circ C$	La surface en m^2	les températures intérieurs et extérieurs en $^\circ C$		flux de Chaleur en W
salle des jeux	U = 0.76	S = 19.2	Ti = 23	Te = 33	Q = 146
salle de visite	U = 0.76	S = 24.8	Ti = 23	Te = 33	Q = 188.5
salon	U = 0.76	S = 18.4	Ti = 23	Te = 33	Q = 140
salle à manger et lobby	U = 0.76	S = 14.25	Ti = 23	Te = 33	Q = 108.3
cuisine	U = 0.76	S = 32.5	Te = 33	Te = 33	Q = 247
chambre des bonnes	U = 0.76	S = 9.6	Te = 33	Te = 33	Q = 72.96
bureau et entrée	U = 0.76	S = 53.5	Te = 23	Te = 31	Q = 325.28
salle de réunion	U = 0.76	S = 34.1	Te = 23	Te = 31	Q = 207.3
chambre de nuit principale	U = 0.76	S = 45.1	Te = 23	Te = 31	Q = 274.2

Tableau 6 : LES DEPERDITIONS CONCERNANT LE BILAN CHAUD.

Les déperditions concernant le bilan chaud					
chambres	les déperditions à travers les murs	les déperditions à travers les doubles vitrages	les déperditions à travers les portes	les déperditions à travers le plancher	Les Déperditions à travers le plafond Isolée
le rez-de-chaussée					
entrée	53.8	x	83.2	303.7	X
librairie	62.2	35.4	x	197	X
toilette des visiteurs	x	x	x	100	X
salle de visite	148	168.1	x	398.1	188.5
salle des jeux	137.2	35.4	78	308.2	146
salon	137	177	78	1001.6	140
salle à manger	101	88.45	72.8	429	108.3
chambre des bonnes	102.6	x	78	202.3	72.96
toilette des employées	42	23	x	86	49
cuisine	200	153.34	72.8	622.2	247
lobby	x	x	x	167	X

Tableau 7 : LES DEPERDITIONS CONCERNANT LE BILAN CHAUD.

Les déperditions concernant le bilan chaud					
chambres	les déperditions à travers les murs	les déperditions à travers les doubles vitrages	les déperditions à travers les portes	les déperditions à travers le plancher	Les Déperditions à travers le plafond Isolée
le premier étage					
entrée	37.86	32.4	x	x	X
salle de séjour	180	124.8	x	x	X
salle de bain	34.3	8.8	x	x	X
chambre a coucher 1	139.4	124	x	x	X
chambre a coucher 2	43	56	x	x	X
salle de bain	85	17.6	x	x	X
salle de sport	66.3	167	x	x	X
chambre des invites	109.54	85	x	x	X
le deuxième étage					
entrée	37.86	33.4	x	x	150
bureau	155.7	137.54	x	x	171.3
salle des réunions	175.12	138	x	x	205.3
salle de bain principale	48.4	29.4	x	x	90.4
chambre de nuit principale	307	208.3	x	x	272.2
total	2402.18	1842.93	462.8	3815.1	1840.96
total final	10364				

Annexe II : AIR CONDITIONING PRINCIPLES AND SYSTEMS, AN ENERGY APPROACH.

COOLING LOAD CALCULATIONS

6.7 DESIGN CONDITIONS

The cooling load calculations are usually based on inside and outdoor *design conditions* of temperature and humidity. The inside conditions are those that provide satisfactory comfort. Table 1.1 lists some suggested values.

The outdoor summer design conditions are based on reasonable maximums, using weather records. Table A.6 lists these conditions for some cities. These temperatures are exceeded on average 35 hours in a year. The DB (dry bulb temperature) and *coincident* WB (wet bulb temperature) occurring at the same time are listed together and should be used as the *corresponding* design values.

The separate design WB column listed does not usually occur at the same time as the DB listed and therefore should not be used in load calculations. Previous weather data tables showed this value, which if used, would result in too large a design cooling load. The separate WB value may be needed, however, in selecting a cooling tower or for special applications. Definitions of DB and WB are given in Chapter 7.

The table also lists latitudes and mean daily DB temperature ranges (DR).

June to September can be used as months for summer outdoor design temperatures in the northern hemisphere. Occasionally, maximum cooling loads occur in other months due to solar radiation, and therefore it is necessary to know the expected design conditions at those times. Table 6.12 lists appropriate values.

6.8 LIGHTING

The equation for determining cooling load due to heat gain from lighting is

$$Q = 3.4 \times W \times BF \times CLF \quad (6.5)$$

where

Q = cooling load from lighting, BTU/hr

W = lighting capacity, watts

BF = ballast factor

CLF = cooling load factor for lighting

The term W is the rated capacity of the lights in use, expressed in watts. In many applications, all of the lighting is on at all times, but if it is not, the actual amount should be used. The value 3.4 converts watts to BTU/hr.

The factor BF accounts for heat losses in the ballast in fluorescent lamps, or other special losses. A typical value of BF is 1.25 for fluorescent lighting. For incandescent lighting, there is no extra loss, and BF = 1.0.

The factor CLF accounts for storage of part of the lighting heat gain. The storage effect depends on how long the lights and cooling system are operating, as well as the building construction, type of lighting fixture, and ventilation rate.

No storage effect can be allowed for any of the following conditions:

1. Cooling system operates only during occupied hours
2. Cooling system operates more than 16 hr
3. Temperature of the space is allowed to rise during nonoccupied hours (temperature swing)

These conditions cover so many possible situations that it is suggested that heat storage effects for lighting should be used with extreme caution. Building use patterns often change and may be unpredictable. Energy conservation operating techniques may also result in one of the conditions discussed earlier, even though not planned for originally.

For these reasons, the CLF tables for lighting are not presented here. For those cases where they are applicable, they may be found in the ASHRAE *Fundamentals Volume*. Otherwise use a value of CLF = 1.0.

Example 6.10

A room has eight 40 W fluorescent lighting fixtures in use. The cooling system operates only during occupied hours. What is the solar cooling load from the lighting?

Solution

A value of BF = 1.25 for the ballast heat will be assumed. CLF = 1.0 for the operating conditions.

COOLING LOAD CALCULATIONS

Using Equation 6.5,

$$Q = 3.4 \times W \times BF \times CLF$$

$$= 3.4 \times 320 \times 1.25 \times 1.0 = 1360 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_s = q_s \times n \times CLF \quad (6.6)$$

$$Q_l = q_l \times n \quad (6.7)$$

where

Q_s, Q_l = sensible and latent heat gains (loads)

q_s, q_l = sensible and latent heat gains per person

n = number of people

CLF = cooling load factor for people

The rate of heat gain from people depends on their physical activity. Table 6.13 lists values for some typical activities. The rates are suitable for a

6.9 PEOPLE

The heat gain from people is composed of two parts, sensible heat and the latent heat resulting from perspiration. Some of the sensible heat may be absorbed by the heat storage effect, but not the latent heat. The equations for cooling loads from sensible and latent heat gains from people are

TABLE 6.13: RATES OF HEAT GAIN FROM OCCUPANTS OF CONDITIONED SPACES

Degree of Activity		Total Heat Adults		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h
		Adult Male	Adjusted M/F ^a		
Seated at theater	Theater—matinee	390	330	225	105
Seated at theater, night	Theater—night	390	350	245	105
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200
Standing, light work; walking	Department store, retail store	550	450	250	200
Walking; standing	Drug store, bank	550	500	250	250
Sedentary work	Restaurant ^b	490	550	275	275
Light bench work	Factory	800	750	275	475
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625
Bowling ^c	Bowling alley	1500	1450	580	870
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090

Notes

1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry-bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and the latent heat values increased accordingly.

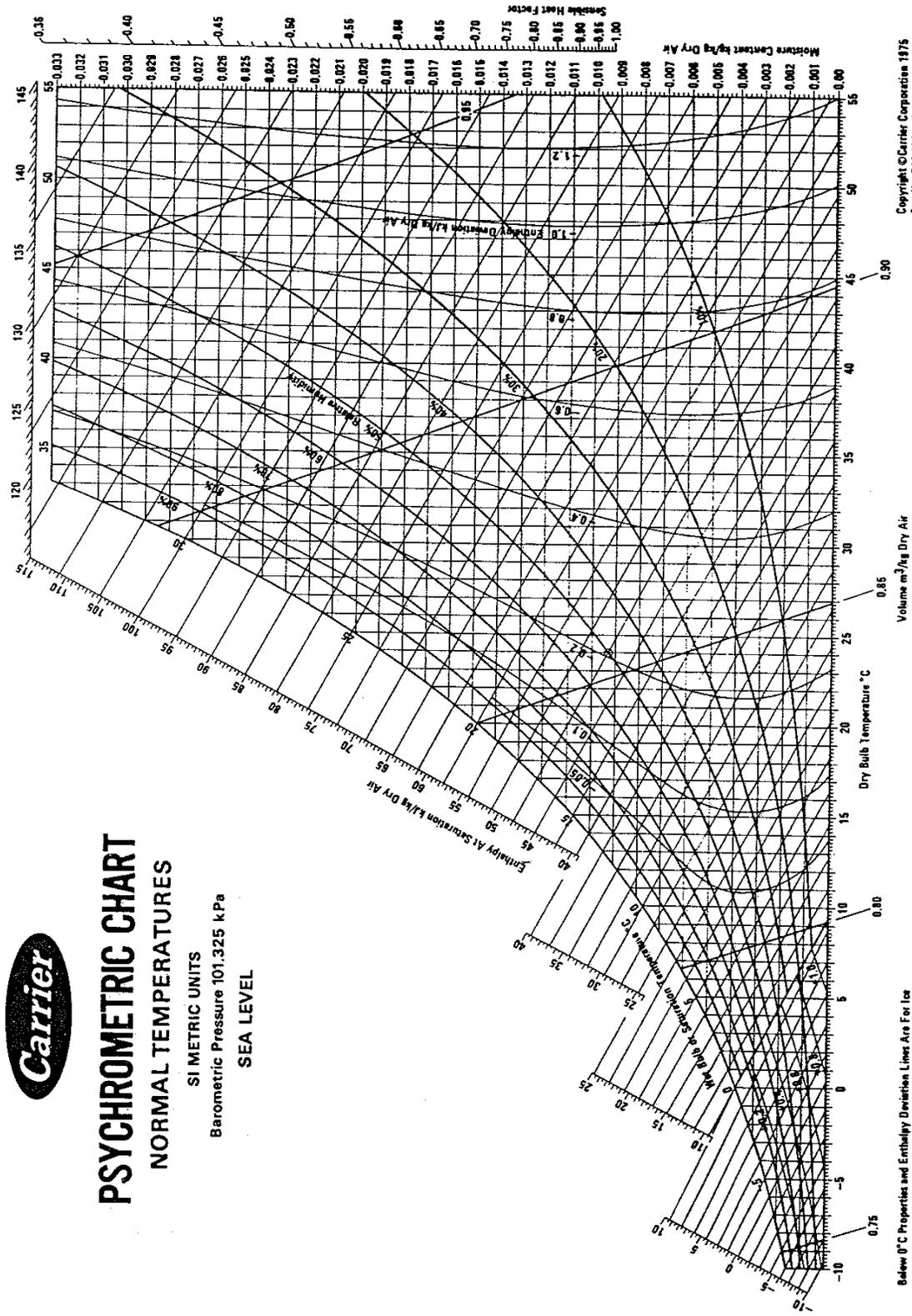
^a Adjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

^b Adjusted total heat gain for *Sedentary work, Restaurant*, includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent.)

^c Figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Reprinted with permission from the 1997 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

Annexe III : PSYCHROMETRIC CHART NORMAL TEMPERATURES, SI UNITS.



Annexe IV : PSYCHROMETRIC CHART NORMAL TEMPERATURES, SI UNITS.

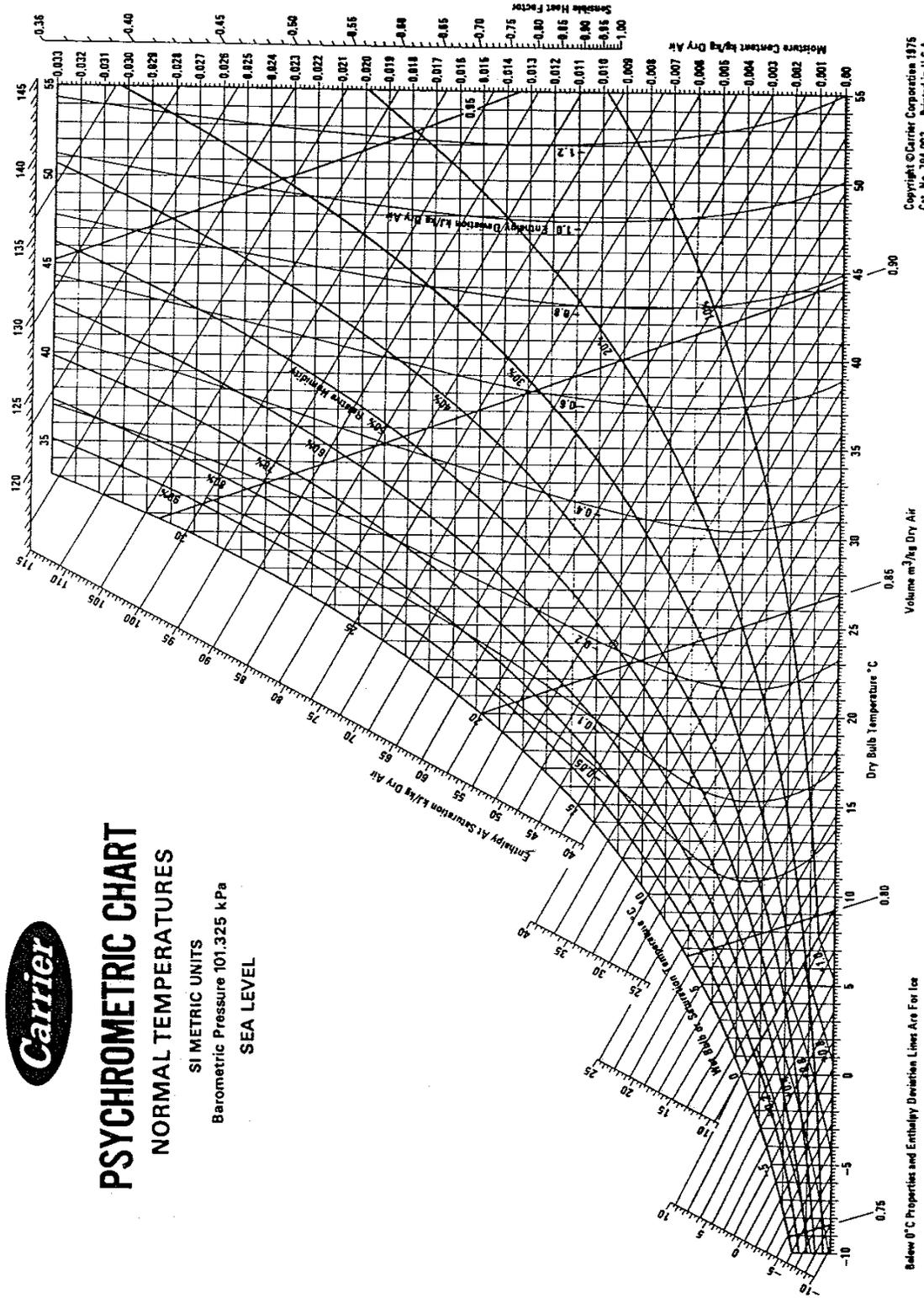
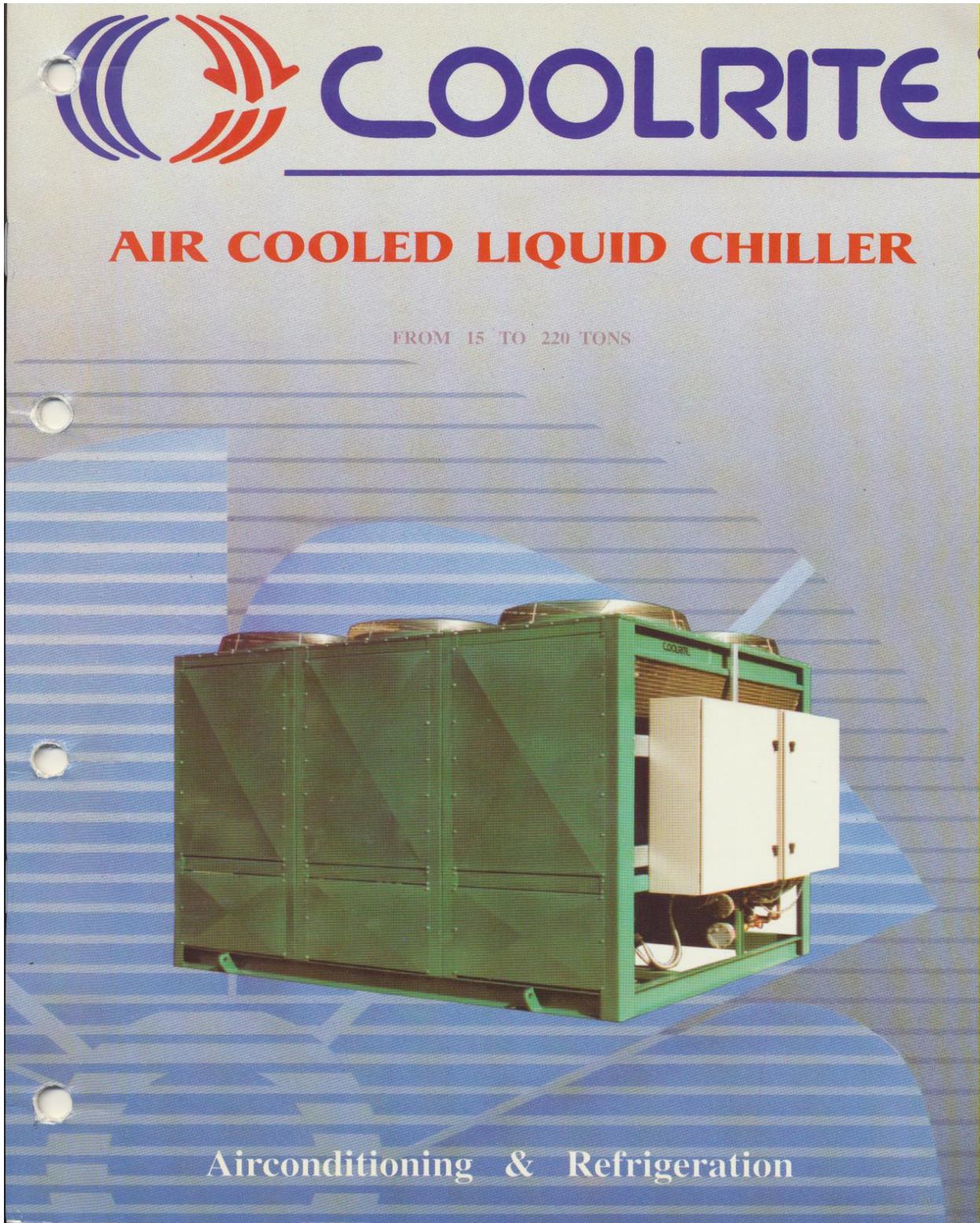


Figure A.6
 Psychrometric chart, SI units.

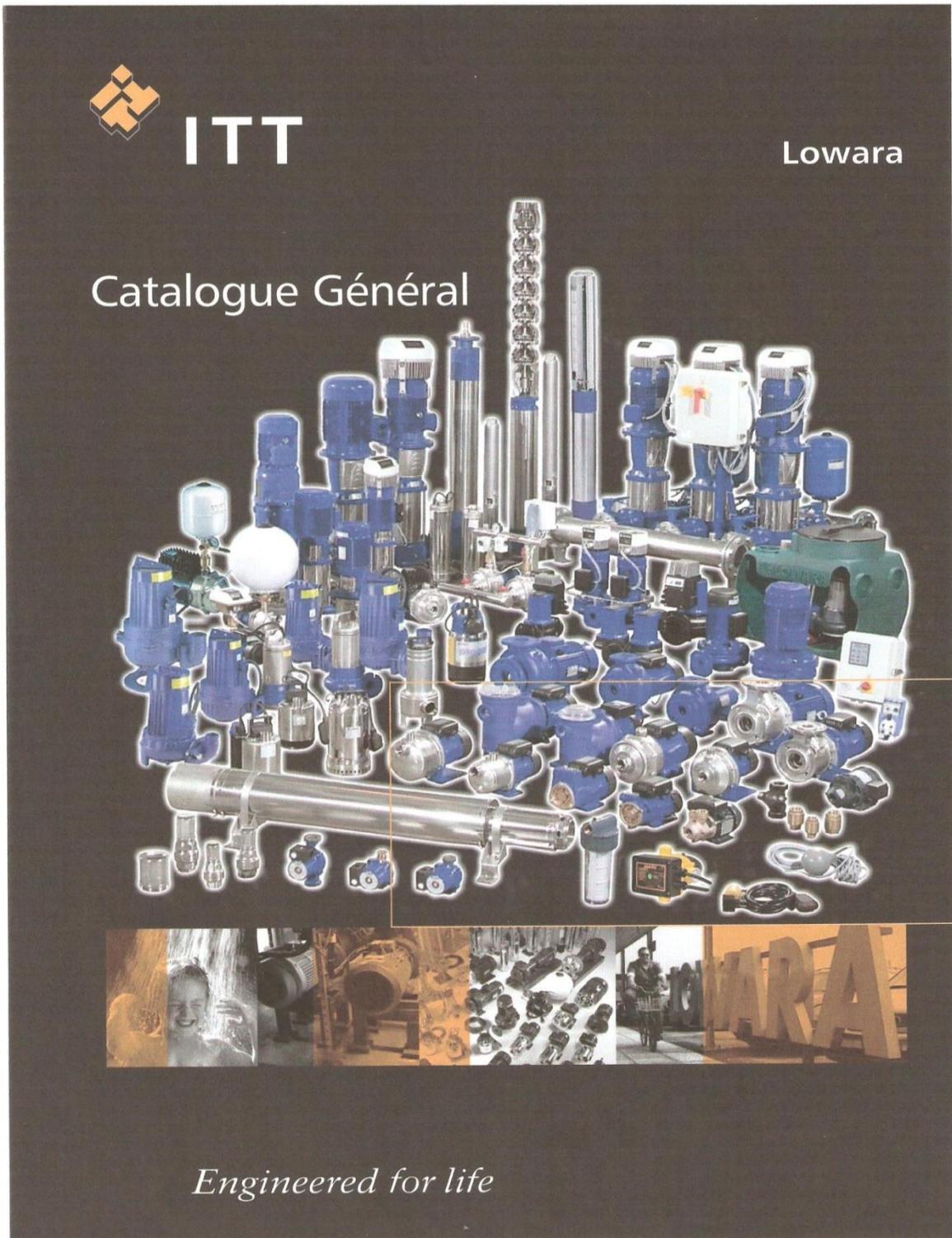
Annexe V : COOLRITE, AIR COOLED LIQUID CHILLER.



PHYSICAL DIMENSIONS

CALC Model		15	18	23	25	32	37
Nominal Capacity	TON BTU/H x 1000	15.3 183	18.3 219	23.3 279	25.3 303	32.1 385	36.8 442
Compressor Motor Nominal Input	KW HP	1 x 18.7 1 x 25	1 x 22.4 1 x 30	1 x 26.1 1 x 35	1 x 28.9 1 x 40	1 x 37.3 1 x 50	1 x 44.8 1 x 60
Number of Steps	Standard Optional	1 2	1 3				
Unloaded Capacity	%	50	33 - 67			25 - 50	
Compressors	Nr	1					
Refrigerant Circuits	Nr	2					
Power Supply	3Ph - 50Mz	190 - 380 V					
Running Amps	190 V 380 V	1 x 76 1 x 44	1 x 91 1 x 53	1 x 117 1 x 68	1 x 123 1 x 71	1 x 156 1 x 90	1 x 194 1 x 112
Water Circuits	Nr	1					
Water Connections	in/out	2" 1/2 (Threaded)				3" (Threaded)	
Chilled Water Nominal Flow	l/s GPM	2.3 37	2.8 44	3.6 56	3.9 61	4.9 78	5.7 90
Water Flow Pressure Drop	bar in/w	0.25 100.5	0.35 140.6	0.33 132.6	0.39 156.7	0.29 116.5	0.38 152.7
Cooler Water Volume	l GAL	15.3 4.0		19.8 5.2		29.2 7.7	
Face Area	m2 sqft	4.4 47.6					
Propeller Fans	Nr	1		2			
Fan Diameter	m inch	0.91 36					
Air Flow	m3/h CFM	22815 13500	28730 17000	44785 26500	53235 31500	42250 25000	54080 32000
Fan Motor Nom. Input	HP	1 x 1.5	1 x 3.0	2 x 1.5	2 x 3.0	2 x 1.5	2 x 3.0
Power Supply	3Ph - 50Hz	190 - 380 V					
Running Amps	190 V 380 V	1 x 5.0 1 x 2.9	1 x 7.4 1 x 4.3	2 x 5.0 2 x 2.9	2 x 7.4 2 x 4.3	2 x 5.0 2 x 2.9	2 x 7.4 2 x 4.3
Unit Dimensions	H	2.10 82 11/16					
	D	2.20 86 5/8					
	L	1.10 43 5/16					
Unit Weight	kg lbs	940 2070	980 2160	1000 2200	1070 2360	1160 2560	1200 2640

Annexe VI : LOWARA, GROUPE ITT TECHNOLOGIE DE L'EAU POUR USAGE RESIDENTIEL ET INDUSTRIEL.





ITT

Lowara

Catalogue général

**SÉRIE FH
TABLEAU DES PERFORMANCES HYDRAULIQUES À 50 Hz, 2 PÔLES**

1

TYPE POMPE	PUISSANCE		Q = DÉBIT																			
	NOMINALE		l/min 0	100	150	250	300	400	450	600	700	800	900	1200	1400	1500	1800	2000	2300	3000	3500	
	kW	CV	m ³ /h 0	6	9	15	18	24	27	36	42	48	54	72	84	90	108	120	138	180	210	
H = HAUTEUR D'ÉLEVATION TOTALE EN MÈTRES DE COLONNE D'EAU																						
32-125/07*	0,75	1	16,9			14,6	11	8,7														
32-125/11*	1,1	1,5	21,9			19,6	16,3	14,2	9													
32-160/15*	1,5	2	27,3			24,5	20,5	17,8	11													
32-160/22*	2,2	3	34,7			32	28	25,3	18,8	15												
32-200/30	3	4	44,2			39,8	35,2	32,2	24,6	19,8												
32-200/40	4	5,5	54,4			50	45	41,9	34,6	30,3												
32-250/55	5,5	7,5	79			74,7	71	62	56	37												
32-250/75	7,5	10	99			95,3	92	83	76	58												
40-125/11*	1,1	1,5	14,5					13	11,3	10,1	5,8											
40-125/15*	1,5	2	18,1					16,7	15	13,9	9,6	6										
40-125/22*	2,2	3	24,5					23	21	20,1	15,8	12,3	8,2									
40-160/30	3	4	31,5					29,4	27,5	26,1	21,5	17,4										
40-160/40	4	5,5	38					36,2	34	33	28,5	24,5	20,1									
40-200/55	5,5	7,5	46,5					44	41,5	40,2	34,5	29,5										
40-200/75	7,5	10	57					54	52	50	45,5	41	36,1									
40-250/**	**	**	64					59	56	55	49	45	39,5									
40-250/110	11	15	72					67,5	65	63	57	52	47									
40-250/150	15	20	85					80	77	75	70	65	60									
50-125/22*	2,2	3	17							15,1	14	12,8	11,4	6,2								
50-125/30	3	4	20							18,8	18	16,9	15,6	10,5								
50-125/40	4	5,5	24							23,1	22,5	21,5	20,3	15,8	11,8							
50-160/55	5,5	7,5	32							30,6	29,5	28	26,6	20,5	14,8							
50-160/75	7,5	10	40							38	37	36	34,4	29	24	21						
50-200/**	**	**	50,5							46,8	45	43	40,9	32,5	25,7							
50-200/110	11	15	58							54	53	50	48,3	40	33	29						
50-250/150	15	20	68							64	63	61	59	50	41							
50-250/185	18,5	25	77							73	72	70	68	60	52	47						
50-250/220	22	30	86							82,5	81	80	78	70	61	57						
65-125/40	4	5,5	19								17,3	16,8	14,5	13	11,8							
65-125/55	5,5	7,5	23								21,3	20,9	19	17,5	16,7	13,7						
65-125/75	7,5	10	27								26	25,6	24,5	23	22,5	20	18					
65-160/**	**	**	33									31,5	30	28	27,1	24	21,5					
65-160/110	11	15	36									34,5	33	31,5	30,8	28	25,5					
65-160/150	15	20	42									41	40	38,5	37,8	35	33	29,5				
65-200/150	15	20	45									45,5	43	41	40,2	36,5	34					
65-200/185	18,5	25	52									52	51	49	48	44,5	42					
65-200/220	22	30	59									59,5	58	56	55	52	49,5	44,5				
65-250/220	22	30	62									61	58	56	54	48,5	44					
65-250/300	30	40	76									74,5	73	71	69	64	61	54				
65-250/370	37	50	90									88	86	84	83	78	75	68				
80-160/110	11	15	27												27,3	26	24,5	22,5	16			
80-160/150	15	20	33												32,5	31	30	28	22	16,5		
80-160/185	18,5	25	39												38	36,5	35,5	34	28,5	23,3		
80-200/220	22	30	48												47	45	43,5	41	32,5	24,5		
80-200/300	30	40	60												59,5	58	57	54,5	47	40,5		
80-250/370	37	50	71												70	67	65	61	49	38		
80-250/450	45	61	80												80,5	78	76	73	62	51		
80-250/550	55	75	92												93	91	90	87	77	68		

* Disponible également dans la version monophasée (FHEM)
 **/92 = 9.2kW - 12.5HP FHE **/110 = 11kW - 15HP FHS
 Performances conformes aux normes ISO 9906 - Annexe A.

the-fhs-fhf-2p50_b_1h

Engineered for life



Air Conditioners

Technical Data



Introduction



1 Specifications

1-1 Technical Specifications				RXYQ20P8W1B	RXYQ22P7W1B	RXYQ24P7W1B	RXYQ26P8W1BA	RXYQ28P7W1BA	RXYQ30P7W1BA	RXYQ32P7W1BA		
Outdoor Unit				RXYQ8P8W1B	RXYQ10P7W1B	RXYQ12P7W1B	RXYQ8P8W1B	RXYQ10P7W1B	RXYQ12P7W1B	RXYQ14P7W1BA		
				RXYQ12P7W1B	RXYQ12P7W1B	RXYQ12P7W1B	RXYQ18P7W1BA	RXYQ18P7W1BA	RXYQ18P7W1BA	RXYQ18P7W1BA		
Capacity	Cooling	kW		55.90	61.50	67.00	71.40	77.00	82.50	89.00		
	Heating	kW		62.50	69.00	75.00	81.50	88.00	94.00	102.00		
COP	Cooling			3.80	3.62	3.49	3.41	3.26	3.20	3.11		
	Heating			4.18	4.04	3.97	3.94	3.83	3.81	3.83		
Capacity range			HP	20	22	24	26	28	30	32		
Power input (nominal)(50Hz)	Cooling	kW		14.71	16.99	19.20	20.94	23.62	25.78	28.62		
	Heating	kW		14.95	17.08	18.89	20.69	22.98	24.67	26.63		
PED category				Category II								
Max No of indoor units to be connected				32	35	39	42	45	49	52		
Indoor index connection	Minimum			250	275	300	325	350	375	400		
	Maximum			650	715	780	845	910	975	1,040		
Casing	Colour			Daikin White								
	Material			Painted galvanised steel								
Heat Exchanger	Dimensions	Length	mm	1,778 + 1,778	1,778 + 1,778	1,778 + 1,778	1,778 + 2,088	1,778 + 2,088	1,778 + 2,088	2,088 + 2,088		
		Nr of Rows			54 + 54							
		Fin Pitch	mm	2.00								
		Nr of Passes			18 + 18	18 + 18	18 + 18	18 + 21	18 + 21	18 + 21	21 + 21	
		Face Area	m ²	2.112 + 2.112	2.112 + 2.112	2.112 + 2.112	2.112 + 2.481	2.112 + 2.481	2.112 + 2.481	2.481 + 2.481		
		Nr of Stages			2 + 2							
	Tube type			Hi-XSS (8)								
Fin	Fin type			Non-symmetric waffle louvre								
	Treatment			Hydrophilic and anti corrosion resistant								
Fan	Type			Propeller								
	Quantity			1 + 1	1 + 1	1 + 1	1 + 2	1 + 2	1 + 2	2 + 2		
Air Flow Rate (nominal at 230V)	Cooling	m ³ /min		171 + 196	185 + 196	196 + 196	171 + 239	185 + 239	196 + 239	233 + 239		
	Heating	m ³ /min		171 + 196	185 + 196	196 + 196	171 + 239	185 + 239	196 + 239	233 + 239		
Fan	External static pressure			Pa								
	Discharge direction			Vertical								
	Motor	Quantity			1 + 1	1 + 1	1 + 1	1 + 2	1 + 2	2 + 2		
		Model			Brushless DC							
Output motor			W	750 + 750	750 + 750	750 + 750	750 + 2x750	750 + 2x750	2x350 + 2x750			
Compressor	Quantity			1 + 2	2 + 2	2 + 2	1 + 3	2 + 3	2 + 3	3 + 3		
	Motor	Quantity			1 + 1							
		Model			Inverter							
		Type			Hermetically sealed scroll compressor							
		Speed	rpm		7,980 + 6,300	6,300 + 6,300	6,300 + 6,300	7,980 + 7,980	6,300 + 7,980	6,300 + 7,980	6,300 + 7,980	
		Motor Output	kW		3.8 + 2.8	1.2 + 2.8	2.8 + 2.8	3.8 + 3.0	1.2 + 3.0	2.8 + 3.0	0.3 + 3.0	
		Crankcase Heater			W							
		Quantity			1	2	2	3	3	3	4	
		Model			ON-OFF							
		Type			Hermetically sealed scroll compressor							
		Speed	rpm		2,900							
		Motor Output	kW		4.5							
		Crankcase Heater			W							
Quantity			33									
Cooling	Standard	Min	°CDB	-5.0								
Operation Range	Cooling	Max	°CDB	43.0								
	Heating	Min	°CWB	-20.0								
		Max	°CWB	15.0								
Refrigerant	Name			R-410A								
	Charge	kg		7.7 + 8.6	8.4 + 8.6	8.6 + 8.6	7.7 + 11.7	8.4 + 11.7	8.6 + 11.7	11.3 + 11.7		
	Control			Expansion valve (electronic type)								
	Nr of Circuits			1								

1
1

1 Specifications

1-1 Technical Specifications				FXSQ20P7VEB	FXSQ25P7VEB	FXSQ32P7VEB	FXSQ40P7VEB	FXSQ50P7VEB	
Cooling capacity	Nom.	kW		2.2 (1)	2.8 (1)	3.6 (1)	4.5 (1)	5.6 (1)	
Heating capacity	Nom.	kW		2.5 (2)	3.2 (2)	4.0 (2)	5.0 (2)	6.3 (2)	
Power input - 50Hz	Cooling	Nom.	kW	0.041 (1)		0.044 (1)	0.097 (1)		
	Heating	Nom.	kW	0.029 (2)		0.032 (2)	0.085 (2)		
Power input - 60Hz	Cooling	Nom.	kW	0.041 (1)		0.044 (1)	0.097 (1)		
	Heating	Nom.	kW	0.029 (2)		0.032 (2)	0.085 (2)		
Casing	Colour	Unpainted							
	Material	Galvanised steel							
Dimensions	Unit	Height	mm	300					
		Width	mm	550			700		
		Depth	mm	700					
	Packed unit	Height	mm	355					
		Width	mm	770			920		
		Depth	mm	900					
Weight	Unit	kg	23				26		
	Packed unit	kg	28				32		
Decoration panel	Model	BYBS32DJW1							
	Colour	White (10Y9/0.5)							
	Dimensions	Height	mm	550d					
		Width	mm	650			800		
		Depth	mm	500					
	Weight	kg	3.0				3.5		
Required ceiling void >	mm	350							
Heat exchanger	Length	mm	290		290		350		
	Rows	Quantity	3						
	Fin pitch	mm	1.75						
	Passes	Quantity	3				4		
	Face area	m ²	0.097				0.148		
	Stages	Quantity	16						
	Empty tubeplate hole	Quantity	12		0				
	Tube type	ø7 Hi-XSS							
	Fin	Type	Symmetric waffle louver						
		Treatment	Hydrophilic						
Fan	Type	Sirocco fan							
	Quantity	1							
	Air flow rate - 50Hz	Cooling	High	m ³ /min	9		9.5		16
			Low	m ³ /min	6.5		7		11
		Heating	High	m ³ /min	9		9.5		16
			Low	m ³ /min	6.5		7		11
	Air flow rate - 60Hz	Cooling	High	m ³ /min	9		9.5		16
			Low	m ³ /min	6.5		7		11
		Heating	High	m ³ /min	9		9.5		16
			Low	m ³ /min	6.5		7		11
	External static pressure - 50Hz	High	Pa	70				100	
		Nom.	Pa	30					
	External static pressure - 60Hz	High	Pa	70				100	
Nom.		Pa	30						
Fan motor	Quantity	1							
	Model	Brushless DC motor							
	Speed	Cooling	Steps	9					
			High	rpm	1031		1061		1186
		Low		rpm	802		827		875
			Heating	High	rpm	1031		1061	
		Low		rpm	802		827		875
		Output	High	W	90				140
Drive	Direct drive								
Sound Power	Cooling	dBA	55			56		63	

1 Specifications

1-1 Technical Specifications				FXSQ20P7VEB	FXSQ25P7VEB	FXSQ32P7VEB	FXSQ40P7VEB	FXSQ50P7VEB
Sound pressure level	Cooling	High	dBA	32		33		37
		Low	dBA	26		27		29
	Heating	Super high	dBA			-		
		High	dBA	32		33		37
		Low	dBA	26		27		29
Refrigerant	Type	R-410A						
	Control	Electronic expansion valve						
Piping connections	Liquid	Type	Flare connection					
		OD	mm	6.35				
	Gas	Type	Flare connection					
		OD	mm	12.7				
	Drain	VP25 (O.D. 32 / I.D. 25)						
	Heat insulation	Both liquid and gas pipes						
Sound absorbing insulation	-							
Drain-up height			mm	625				
Air filter	Resin net with mold resistance							
Safety devices	PC board fuse							
	PC board fuse (fan driver)							
	Drain pump fuse							
Notes	Cooling: indoor temp. 27°CDB, 19°CWB; outdoor temp. 35°CDB; equivalent piping length: 7.5m; level difference: 0m							
	Heating: indoor temp. 20°CDB; outdoor temp. 7°CDB, 6°CWB; equivalent refrigerant piping: 7.5m; level difference: 0m							
	Capacities are net, including a deduction for cooling (an addition for heating) for indoor fan motor heat.							
	The sound pressure values are mentioned for a unit installed with rear suction.							
	Voltage range: units are suitable for use on electrical systems where voltage supplied to unit terminal is not below or above listed range limits.							
	Maximum allowable voltage range variation between phases is 2%.							
	Select wire size based on the value of MCA							
Use a circuit breaker instead of a fuse.								

1-1 Technical Specifications				FXSQ63P7VEB	FXSQ80P7VEB	FXSQ100P7VEB	FXSQ125P7VEB	FXSQ140P7VEB
Cooling capacity	Nom.	kW		7.1 (1)	9.0 (1)	11.2 (1)	14.0 (1)	16.0 (1)
Heating capacity	Nom.	kW		8.0 (2)	10.0 (2)	12.5 (2)	16.0 (2)	18.0 (2)
Power input - 50Hz	Cooling	Nom.	kW	0.074 (1)	0.118 (1)	0.117 (1)	0.185 (1)	0.261 (1)
	Heating	Nom.	kW	0.062 (2)	0.106 (2)	0.105 (2)	0.173 (2)	0.249 (2)
Power input - 60Hz	Cooling	Nom.	kW	0.074 (1)	0.118 (1)	0.117 (1)	0.185 (1)	0.261 (1)
	Heating	Nom.	kW	0.062 (2)	0.106 (2)	0.105 (2)	0.173 (2)	0.249 (2)
Casing	Colour	Unpainted						
	Material	Galvanised steel						
Dimensions	Unit	Height	mm	300				
		Width	mm	1000		1400		
		Depth	mm	700				
	Packed unit	Height	mm	355				
		Width	mm	1220		1620		
		Depth	mm	900				
Weight	Unit	kg		35		46		47
	Packed unit	kg		42		54		55
Decoration panel	Model	BYBS71DJW1			BYBS125DJW1			
	Colour	White (10Y9/0.5)						
	Dimensions	Height	mm	550d				
		Width	mm	1100		1500		
		Depth	mm	500				
	Weight	kg		4.5			6.5	
Required ceiling void >			mm	350				

1 Specifications

1-1 Technical Specifications				FXSQ63P7VEB	FXSQ80P7VEB	FXSQ100P7VEB	FXSQ125P7VEB	FXSQ140P7VEB	
Heat exchanger	Length	mm		740		1140			
	Rows	Quantity		3					
	Fin pitch	mm		1.75			1.50		
	Passes	Quantity		7		11			
	Face area	m ²		0.249		0.383			
	Stages	Quantity		16					
	Empty tubeplate hole	Quantity		0					
	Tube type			ø7 Hi-XSS					
	Fin	Type			Symmetric waffle louvre				
		Treatment			Hydrophilic				
Fan	Type			Sirocco fan					
	Quantity			2		3			
	Air flow rate - 50Hz	Cooling	High	m ³ /min	19.5	25	32	39	46
			Low	m ³ /min	16	20	23	28	32
		Heating	High	m ³ /min	19.5	25	32	39	46
			Low	m ³ /min	16	20	23	28	32
	Air flow rate - 60Hz	Cooling	High	m ³ /min	19.5	25	32	39	46
			Low	m ³ /min	16	20	23	28	32
		Heating	High	m ³ /min	19.5	25	32	39	46
			Low	m ³ /min	16.0	20	23	28	32
	External static pressure - 50Hz	High	Pa	100		120		140	
		Nom.	Pa	30	40	50			
	External static pressure - 60Hz	High	Pa	100		120		140	
Nom.		Pa	30	40	50				
Fan motor	Quantity			1					
	Model			Brushless DC motor					
	Speed	Cooling	High	rpm	975	1161	1060	1218	1325
			Low	rpm	840	960	813	920	948
		Heating	High	rpm	975	1161	1060	1218	1325
			Low	rpm	840	960	813	920	948
	Output	High	W	350					
Drive			Direct drive						
Sound power level	Cooling		dBA	59	63	61	66	67	
Sound pressure level	Cooling	High	dBA	37	38	40	42		
		Low	dBA	30	32	33	34		
	Heating	Super high	dBA	-					
		High	dBA	37	38	40	42		
	Low	dBA	30	32	33	34			
Refrigerant	Type			R-410A					
	Control			Electronic expansion valve					
Piping connections	Liquid	Type			Flare connection				
		OD	mm	9.52					
	Gas	Type			Flare connection				
		OD	mm	15.9					
	Drain			VP25 (O.D. 32 / I.D. 25)					
	Heat insulation			Both liquid and gas pipes					
Sound absorbing insulation			-						
Drain-up height			mm	625					
Air filter			Resin net with mold resistance						
Safety devices			PC board fuse						
			PC board fuse (fan driver)						
			Drain pump fuse						

Annexe VIII : ASHRAE – APPLICATIONS HAND BOOK.

Table 10 Hot Water Demand per Fixture for Various Types of Buildings
(Litres of water per hour per fixture, calculated at a final temperature of 60°C)

	Apartment		Gymnasium	Hospital	Hotel	Industrial	Office	Private		YMCA
	House	Club				Plant	Building	Residence	School	
1. Basin, private lavatory	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6
2. Basin, public lavatory	15	23	30	23	30	45.5	23	—	57	30
3. Bath tub ^c	76	76	114	76	76	—	—	76	—	114
4. Dishwasher ^a	57	190-570	—	190-570	190-760	76-380	—	57	76-380	76-380
5. Foot basin	11	11	46	11	11	46	—	11	11	46
6. Kitchen sink	38	76	—	76	114	76	76	38	76	76
7. Laundry, stationary tub	76	106	—	106	106	—	—	76	—	106
8. Pantry sink	19	38	—	38	38	—	38	19	38	38
9. Shower	114	568	850	284	284	850	114	114	850	850
10. Service sink	76	76	—	76	114	76	76	57	76	76
11. Hydrotherapeutic shower				1520						
12. Hubbard bath				2270						
13. Leg bath				380						
14. Arm bath				130						
15. Sitz bath				114						
16. Continuous-flow bath				625						
17. Circular wash sink				76	76	114	76		114	
18. Semicircular wash sink				38	38	57	38		57	
19. DEMAND FACTOR	0.30	0.30	0.40	0.25	0.25	0.40	0.30	0.30	0.40	0.40
20. STORAGE CAPACITY FACTOR ^b	1.25	0.90	1.00	0.60	0.80	1.00	2.00	0.70	1.00	1.00

Note: Data sources predate low-flow fixtures and appliances.

^aDishwasher requirements should be taken from this table or from manufacturers' data for model to be used, if known.

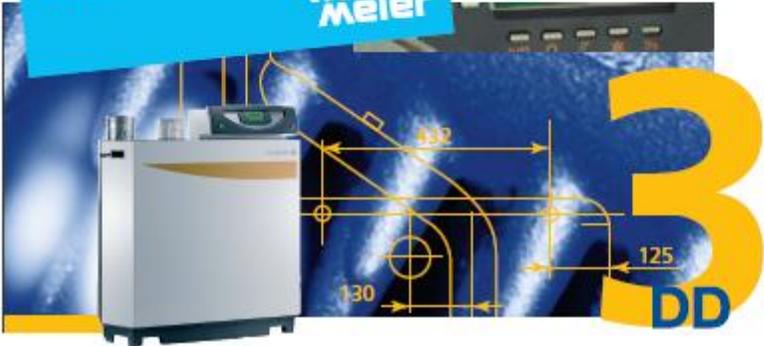
^bRatio of storage tank capacity to probable maximum demand/h. Storage capacity may be reduced where unlimited supply of steam is available from central street steam system or large boiler plant.

^cWhirlpool baths require specific consideration based on capacity. They are not included in the bath-tub category.

Annexe IX : PRIX DE VENTE CHAUDIERES A GAZ DE DIETRICH 3 A 1146 KW.

Prix de vente
Chaudières à gaz
De Dietrich
3 à 1146 kW
Prix valables dès mai 2007

Vescal s'appelle maintenant
**walter
Meier**



Chaudières au sol à condensation SBK 7-120 kW

De Dietrich SBK 5-7-9 avec tableau Diematic-Delta



Chaudière à gaz à condensation sur socle à très faibles émissions de polluants destinée au chauffage central, fonctionnement dépendant ou indépendant de l'air ambiant, se composant de:

- chaudière complètement assemblée, habillée et préréglée en usine, équipée du tableau de chaudière Diematic-Delta et prête à être raccordée.
- réglage de la puissance nominale de 70 à 100%
- échangeur à grande surface, en fonte eutectique avec revêtement émaillé
- brûleur modulant plat en céramique alimenté par un ventilateur
- modulation sans paliers, de la puissance de 25 à 100% de la puissance nominale maximale
- pieds réglables
- sans vase d'expansion, sans pompe chauffage.

Pression de service max. 6 bars
Température de service 25 à 90°C

Régulation digitale par microprocesseur Diematic Delta

Tableau de commande Diematic Delta doté d'un microprocesseur pour la régulation du chauffage et de la température de départ de chaudière en fonction de la température extérieure. Module de commande interactif mobile, démontable pour offrir une plus grande facilité d'utilisation. Inversion automatique été/hiver. Programme journalier et hebdomadaire. Affichage des températures, des enclenchements et des heures de service du brûleur. Possibilité d'incorporer la régulation de un ou deux circuits mélangeurs supplémentaires ainsi que la régulation d'un chauffe-eau séparé, d'une piscine.

Système de chauffage (livraison 1 colis)

Chaudière type	Plage de puissance (kW)		Conten. eau	Raccord gaz	Buse de fumée Ø mm	Poids kg	Mod./Dins/N°CAN	N° d'art.	Prix TVA exclue
	min./max. ¹⁾	80/60°C							
SBK 5 D	7.5/20.9-29.7	6.5/19.0-27.0	12.5	1/2"	80	186	451 421.326	21210.011	5390.—
SBK 7 D	11.3/31.5-44.7	9.8/28.7-40.7	17.5	1/2"	80	244	451 421.331	21210.012	6300.—
SBK 9 D	15.1/42.1-59.9	13.1/38.4-54.6	22.5	3/4"	110	295	451 421.334	21210.013	9330.—

¹⁾ Modulation minimale/Puissance nominale min.-max.

Prestations de service

Mise en service chaudière et un circuit de chauffage	451 481.112	21910.516	578.—
Protocole d'essai chaudière et un circuit de chauffage	451 482.221	21920.516	463.—
Essai d'exploitation Plus d'une chaudière et d'un circuit de chauffage		21920.334	866.—

Set de commande pour vanne gaz extérieure

pour le raccordement de la vanne magnétique gaz extérieure dans le tableau de la chaudière

21209.904 123.—



Info

Conduits effluents gazeux pour chaudières au sol SBK, voir à partir de la page 3 5.38

Chaudières au sol à condensation SBK 7-120 kW

Informations techniques complémentaires

Données techniques

Type de chaudière			SBK 5	SBK 7	SBK 9	SBK 14	SBK 18
Puissance nominale P_N	40/30°C	kW	7.5-29.7	11.3-44.7	15.1-59.9	22.6-89.5	30.2-119.8
	80/60°C	kW	6.5-27.0	9.8-40.7	13.1-54.6	19.5-81.5	26.2-109.2
Charge nominale Q_N	Pleine charge 100%	kW	28.0	42.0	56.0	84.0	112.0
	Charge partielle 30%	kW	7.00	10.5	14.00	21.00	28.00
Température des effluents gazeux	40/30°C	Pleine charge 100%	°C	52	52	52	52
	40/30°C	Charge partielle 30%	°C	32	32	32	32
	80/60°C	Pleine charge 100%	°C	73	73	73	73
	80/60°C	Charge partielle 30%	°C	62	62	62	62
Rendement normalisé	%	108	108.5	109	108.5	109	
Rendement de la chaudière	40/30°C	Pleine charge 100%	%	106	106.5	107	106.5
	80/60°C	Pleine charge 100%	%	96.5	97	97.5	97
Perte de maintien 70°C		W	150	175	200	350	400
Débit de gaz à puissance nominale	Gaz naturel H	m ³ /h	2.07-2.96	3.11-4.44	4.15-5.93	6.22-8.89	8.3-11.85
Perte de charge eau à puissance nominale $dt = 15K$		mbar	30	35	47	66	89
Contenance en eau		Litres	12.5	17.5	22.5	35	45
Température de départ max.		°C	90	90	90	90	90
Température de chaudière min.		°C	25	25	25	25	25
Pression de service maximum		bar	6	6	6	6	6
Pression d'alimentation de gaz	Gaz naturel	Hmbar	20	20	20	20	20
Débit volumique des effluents gazeux	80/60°C	Pleine charge 70/100%	kg/h	34/49	51/73	68/97	102/146
		Charge partielle 30%	kg/h	12	18	24	36
Pertes par effluents gazeux max. 80/60°	80/60°	%	2.4	2.2	2.4	2.2	2.4
	40/30°	%	1.3	1.1	1.3	1.1	1.3
Surpression à la sortie de la chaudière		Pa	90	85	100	80	70
Teneur en CO ²	80/60°C	Pleine charge 100%	Vol. %	8.7	8.7	8.7	8.7
		Charge partielle 30%	Vol. %	8.7	8.7	8.7	8.7
CO (selon DIN 4702, partie 8)	Gaz naturel H	mg/kWh	14	13	13	13	13
NOx (selon DIN 4702, partie 8)	Gaz naturel H	mg/kWh	18	19	19	19	19
Débit des condensats	Max.	l/h	4.49	6.74	8.99	13.48	17.97
Valeur pH du condensat		ca.	3.25	3.25	3.25	3.25	3.25
Poids		kg	186	244	295	500	616
Tension d'alimentation		V/Hz	230/50	230/50	230/50	230/50	230/50
Puissance électrique absorbée		W	300	300	300	600	600

**Annexe X : CAST IRON PANEL RADIATORS 'E.CO.MA.R' BIASI
TERMOMECCANICA S.p.A.**

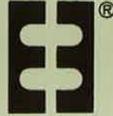


PRG

CAST IRON PANEL RADIATORS



E.CO.MA.R.



The PRG series of BIASI cast iron panel radiators is the proper result of a leading Company in the field of cast iron radiators and heating products.

The PRG panel radiators offer a modern aesthetic line of new technical specifications whilst keeping the traditional and well known good quality of cast iron radiators.

The PRG panel radiators are made of especially composed cast iron which guarantees a practically unlimited resistance to corrosion.

The extremely wide range of PRG models, the easy connections of the sections by means of nipples, the possibility to be used in any type of installation permit the choice of the suitable type for any use with consequent real savings in the installation and working costs.

The PRG panel radiators with their large heating surface allow a greater thermal emission in a remarkable reduced space: they can therefore be installed behind doors and under windows.

The PRG panel radiators once installed have the appearance of a true panel which can be painted when installed by using various colours.

The PRG panel radiators for their shape and accurate finishing made by using the most up-to-date technology, fit with the decor of any kind of room.

Biasi radiators are appreciated by customers of all over the world because their thermal emission is real and guaranteed. Infact PRG cast iron radiators comply to British standards, have been tested and approved according DIN Norms 4704-69, are homologated by NF Norms P 52 - 012 - 52 - 011 identification number N° 51 and are guaranteed by Ecomar, the official Institute for Testing Heating Appliances.

PRG cast iron radiators are delivered with one anticorrosion painting coat by complete immersion.

The thermal emissions of PRG cast iron radiators are given according UNI Norms 6514 guaranteed by Ecomar.

TYPE	COLUMNS	DIMENSIONS			NIPPLE SIZE	WATER CONTENTS lts.	WEIGHT kg	HOMOLOGATED OUTPUT PER SECTION UNI 6514/69		CONVENTIONAL HEATING SURFACE PER SECTION sq/m
		TOTAL HEIGHT mm	INTER-AXES mm	WIDTH mm				kcal/h	Watt	
PRG 2/566	2	566	500	60	1"	0,57	3,6	66	77	0,16
PRG 2/690	2	690	623	60	1"	0,63	4,1	79	91	0,20
PRG 2/880	2	880	813	60	1"	0,77	5,2	97	113	0,26
PRG 3/566	3	566	500	95	1"	0,66	5,1	89	104	0,24
PRG 3/690	3	690	623	95	1"	0,73	5,9	108	126	0,30
PRG 3/880	3	880	813	95	1"	0,98	7,7	132	154	0,37
PRG 4/566	4	566	500	130	1"	0,85	6,6	109	127	0,28
PRG 4/690	4	690	623	130	1"	1,02	7,5	137	159	0,34
PRG 4/880	4	880	813	130	1"	1,18	9,4	170	198	0,43
PRG 5/566	5	566	500	165	1"	0,96	7,3	146	169	0,37
PRG 5/690	5	690	623	165	1"	1,09	9,2	171	198	0,44
PRG 5/880	5	880	813	165	1"	1,32	11,5	212	247	0,54

Heating Output based on $\Delta T=60^{\circ}\text{C}$ according to UNI 6514/69



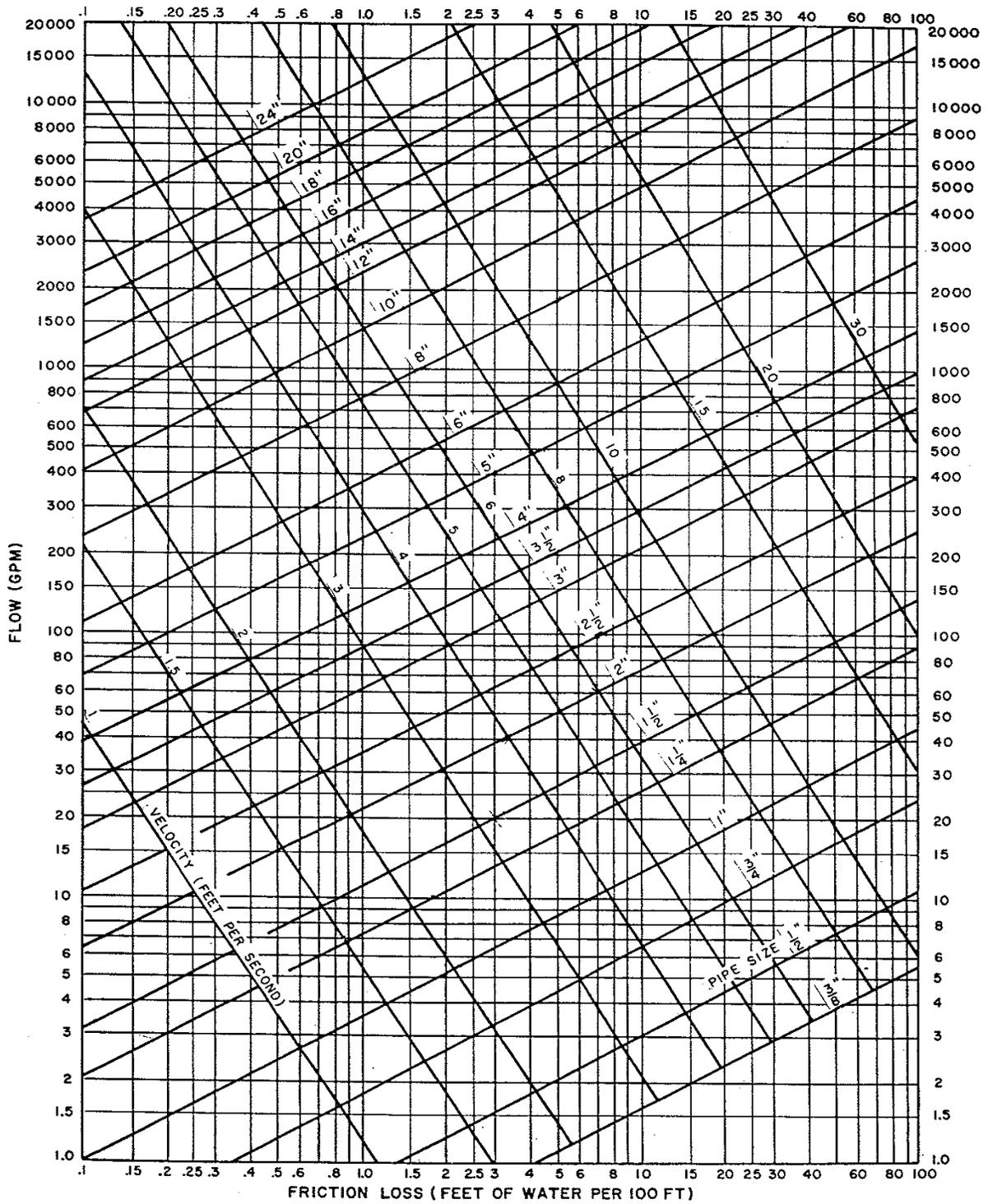
BIASI

BIASI TERMOMECCANICA S.p.A.
37135 VERONA (Italy)
Via Leopoldo Biasi, 1
Tel. 045 / 80 90 111 (30 linee)
Fax 045 / 80 90 222

Cast iron radiators – Diecast aluminium radiators – Steel radiant plates – Pressurized boilers – Superheated water boilers – Heating assemblies – Low and high pressure steam heating units – Gas-wall boilers – Cast iron boilers –

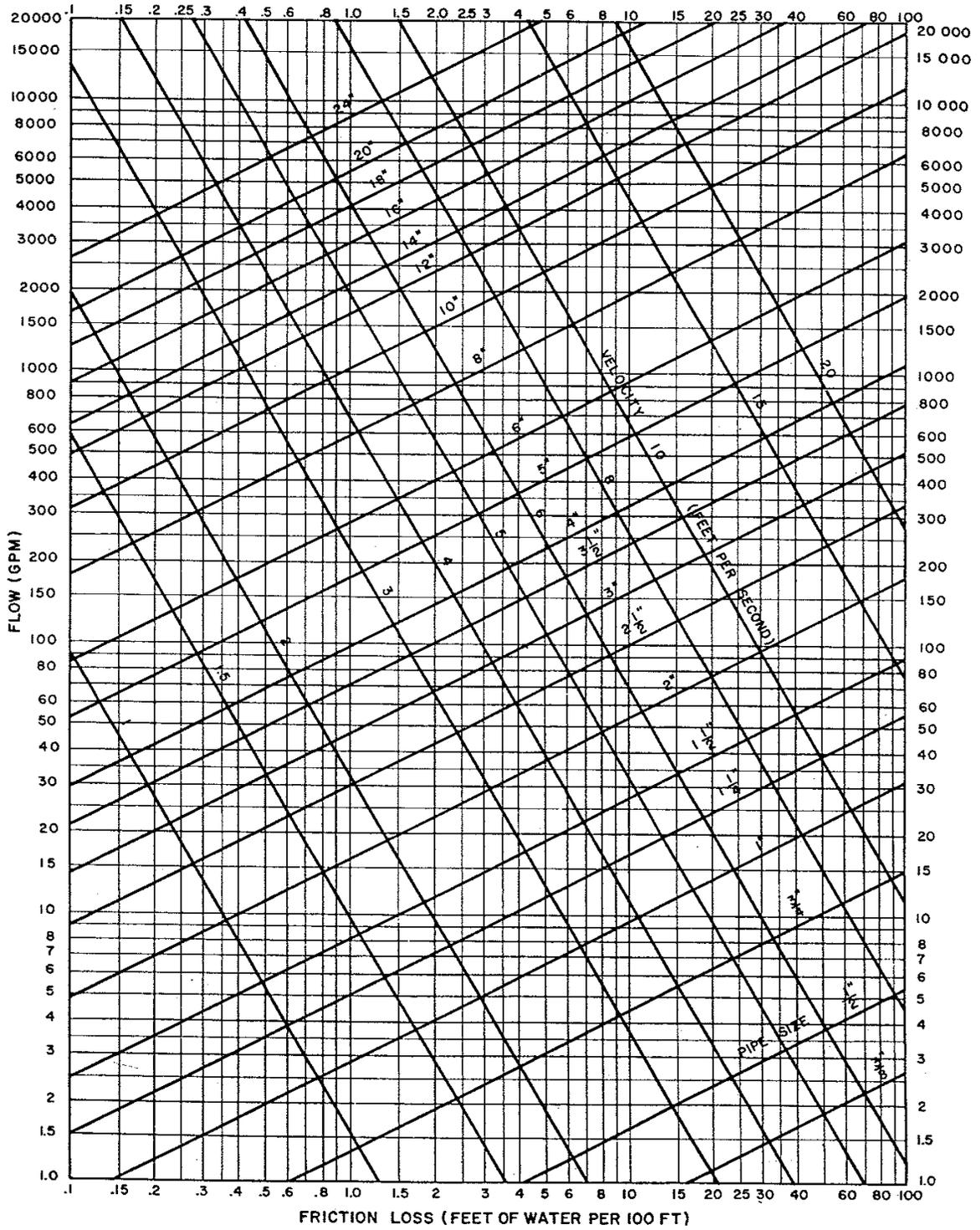
Centella Verona D00025 100000206

Annexe XI : FRICTION LOSS FOR WATER IN SCHEDULE 40 STEEL PIPE – CLOSED SYSTEM.



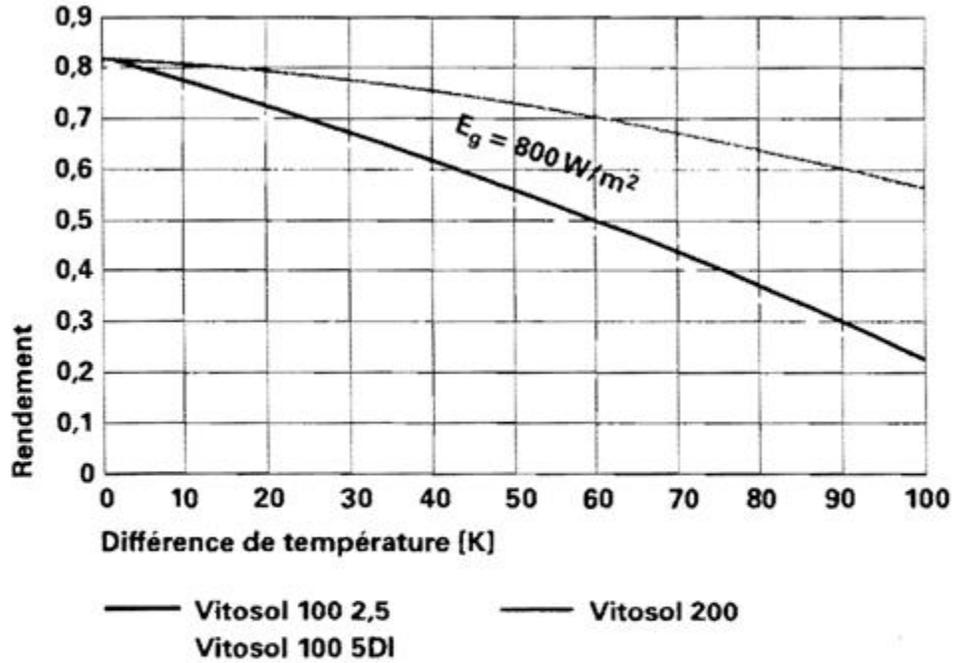
Friction loss for water in Schedule 40 steel pipe—closed system. (Courtesy: Carrier Corporation, Syracuse, NY.)

FRICTION LOSS FOR WATER IN SCHEDULE 40 STEEL PIPE – OPEN SYSTEM.



Friction loss for water in Schedule 40 steel pipe—open system. (Courtesy: Carrier Corporation, Syracuse, NY.)

Annexe XII : COMPRENDRE ET DIMENSIONNER LES INSTALLATIONS DOMESTIQUES A ENERGIES RENOUVELABLES.



Rendements des capteurs

VISSMANN

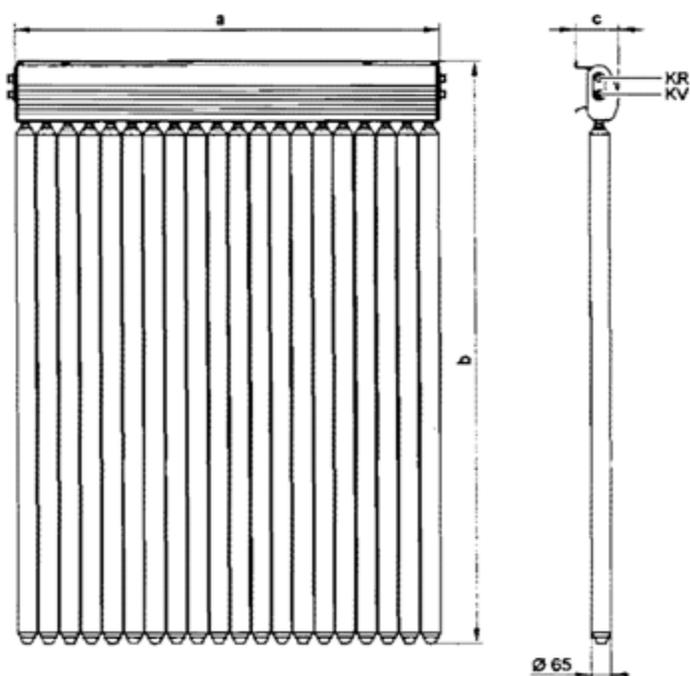
Plus la différence entre la température du capteur et la température ambiante est importante, plus le rendement du capteur solaire se dégrade.

(Source : constructeur VISSMANN)

Caractéristiques techniques

Données techniques

Type		SD2, 1 m ²	SD2, 2 m ²	SD2, 3 m ²
Nombre de tubes		10	20	30
Surface brute* ¹	m ²	1,44	2,88	4,32
Surface de l'absorbeur	m ²	1,02	2,05	3,07
Surface d'ouverture* ²	m ²	1,06	2,11	3,17
Dimensions				
Largeur a	mm	709	1418	2127
Hauteur b	mm	2031	2031	2031
Profondeur c	mm	143	143	143
Rendement optique* ³	%	82,0	82,0	83,2
Coefficient de déperditions calorifiques k ₁ * ³	W/(m ² · K)	1,62	1,62	1,87
Coefficient de déperditions calorifiques k ₂ * ³	W/(m ² · K ²)	0,0068	0,0068	0,0041
Capacité calorifique	kJ/(m ² · K)	25,5	25,5	25,5
Poids	kg	26	51	76
Capacité liquide (fluide caloporteur)	litres	2,2	4,2	6,2
Pression de service maximale admissible* ⁴	bars	6	6	6
Température maxi. à l'arrêt* ⁵	°C	300	300	300
Raccordement	Ø mm	22	22	22
Exigences relatives au support et aux ancrages			structure du toit suffisamment solide pour résister à des vents violents	



KR Retour capteur
KV Départ capteur

Principales caractéristiques des capteurs solaires à tubes Vitosol 200-T.
(Source : constructeur VIESSMANN)

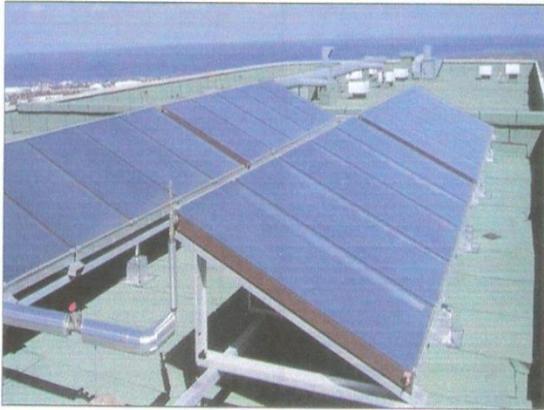
Annexe XIII : SOLAR THERMAL MARKET IN LEBANON, LE MARCHÉ DU SOLAIRE AU LIBAN.

ALMEE

المعهد
للمعالم

ADEME

Solar Thermal Market in Lebanon



By:
Tony Matar
Adel Mourtada
Nabil Zoghbi
Hassane Jaber
Said Chehab

1 | www.almee.org



- a sunning period of 3000 hours yearly
- a yearly average solar flux of 2 200 kWh/m²
- a daily global sunning period of 4.8 kWh/m²

We find below (figure 14) the graph of the horizontal global sunning period, from North to South and from East to West.

We can note the slight variation of monthly averages between these zones. On the other hand, seasonal variability remains high, with a variation factor of more than 3 between December and July. These values are related to the only available measurements in three stations in Lebanon for the period 1968-1990 (table 3).

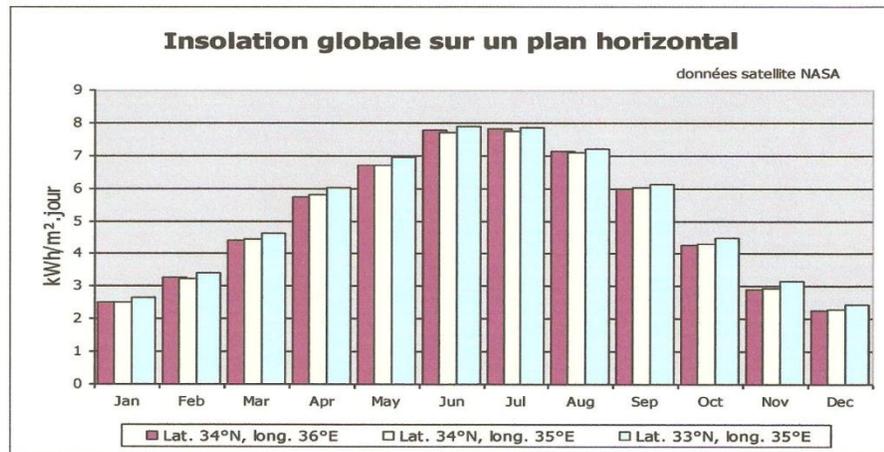


Figure 14: Average daily sunning per month in Lebanon (kWh/m².d)

It is worthwhile to point out, in this framework, that the directorate general of the weather forecast as well as some universities is equipped with a network of meteorological stations allowing measurement of the solar flow in many sites of the country as the hours go by. But there is no analysis.

Annexe XIV : SUN EARTH TOOLS PROGRAMME POUR L'EMISSION DU CO2.

SunEarthTools.com
Tools for consumers and designers of solar

Home | Tools | **Converters** | Photovoltaic

CO2 Emissions | Unit of measure converter | Coordinates conversion | SunRise SunSet Calendar

19:47 | Saturday 19 May 2012

Home
Photovoltaic payback
Sun Position
Interactive Map
CO2 Emissions
Distance
Unit of measure converter
Coordinates conversion
SunRise Sun Set Calendar

ACM
GET A FREE PRACTICE ACCOUNT

CO2 Emissions

An instrument to measure online savings kg or tonnes of CO2 per kWh of energy produced from sources that during the exercise of the power plant does not emit carbon dioxide anhydrite, such as photovoltaics. Enter the kWh produced by a year (or one day a month or the cycle of life 30 years) and the factor of the nation's electricity mix.

Energy kWh	Electricity mix	CO ₂ grammes/kWh	CO ₂ kg Emissions	CO ₂ lb	TOE ton oil equivalent
Calculation of CO2 to produce electricity in kWh ⓘ					
1000		0.5	0.50 kg	1.10 lb	0.085985 ton
CO2 emissions per kWh from electricity and heat ⓘ					
1000	Lebanon	716.6724	716.67 kg	1579.99 lb	0.085985 ton
Emissions of CO2, comparison between different energy sources ⓘ					
1000	Natural gas	380	380.00 kg	837.76 lb	0.085985 ton

Bibliographies

- [1] : ROUTARD, *Guide > Moyen-Orient > Liban > géographie et climat*, Géographie, climat et météo Liban, 2011 Cyber terre.
- [2] : YOUNES (R.), *la conduction thermique*, ULFG – S9 département mécanique, université libanaise, page 5 - 8.
- [3] : BRAU (J.), *transferts de chaleur et de masse*, Institut Nationale des Sciences Appliquées de Lyon, Département GENIE CIVIL et URBANISME 3^{eme} année, 2006 / 2007, page 54 - 83.
- [4] : BRAU (J.), *transferts de chaleur et de masse*, Institut Nationale des Sciences Appliquées de Lyon, Département GENIE CIVIL et URBANISME 3^{eme} année, 2006 / 2007, page 94 - 100.
- [5] : BRAU (J.), *transferts de chaleur et de masse*, Institut Nationale des Sciences Appliquées de Lyon, Département GENIE CIVIL et URBANISME 3^{eme} année, 2006 / 2007, page 10 - 32.
- [6] : DEMOTTE (R.) – ANTOINE (A.), *Document de référence pour les pertes par transmission*, calcul du coefficient de transmission thermique des parois des bâtiments (valeur U) et du coefficient de transfert thermique par transmission dans les bâtiments (valeur H), 17 avril 2008, page 10 – 100.
- [7] : www.ecohabitat.com, *l'isolation naturelle et écologique grâce au liège*, les fiches techniques ECOHABITAT, 06 mars 2008, page 1 et 3.
- [8] : PITAS (E.), *Air Conditioning Principles And Systems*, prentice hall, Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, Upper Saddle River, New Jersey Columbus, Ohio, Fourth Edition, 2002, page 127 – 169.
- [9] : PERROT (O), *cours des machines frigorifiques*, I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque, département génie technique et énergie, 2010 – 2011, page 24 – 27.
- [10] : MENUIER (F), *froid industriel*, Dunod, Paris, 2005, page 57 – 79.
- [11] : GUIHENEUF (G.), *Comprendre et dimensionner les installations domestiques a énergies renouvelables*, elektor – publitronic, Pays-Bas par Wilco, novembre 2009, page 101-138
- [12] : RIOLET (E), *l'énergie solaire et photovoltaïque pour le particulier*, Eyrolles environnement, Saint-Germain, sixième triage 2010, pages 10-14.
- [13] : FRAYSSE (J.M.), *Le marché du solaire au Liban*, conseiller par la Direction de l'Action Internationale ADEME, 2009, page 3 et 21.