

Chapitre IV

Application à la climatisation solaire

Introduction

Les phénomènes de transferts associés au changement de phase vapeur-liquide ou liquide-vapeur relèvent de mécanismes physico-chimiques, de la mécanique des fluides et de phénomènes interfaciaux. [14]

Lors de l'ébullition ou de la condensation d'un fluide, les transferts de chaleur augmentent considérablement par rapport à des conditions analogues sans changement de phase. Ces phénomènes interviennent dans de nombreux domaines tels que l'électronique, l'aéronautique, le spatial, l'automobile, les échangeurs de chaleur, les réacteurs, les piles à combustibles, production du froid ou du chaud (climatisation, chauffage)...etc. Les échelles d'applications varient considérablement, depuis celles relatives à la production de vapeur de process et de l'électricité dans les centrales (à combustion, nucléaires) jusqu'à celles de refroidissement des piles à combustible et des composants électroniques. Un autre type de problème concerne celui des transitions rapides de phases. Celles-ci peuvent conduire à des explosions, provoquées par le changement de phase liquide-vapeur.

Parmi tous ces domaines d'applications, on ne s'intéressera qu'au cas d'une application de climatisation dont la source de chaleur est générée par l'énergie solaire.

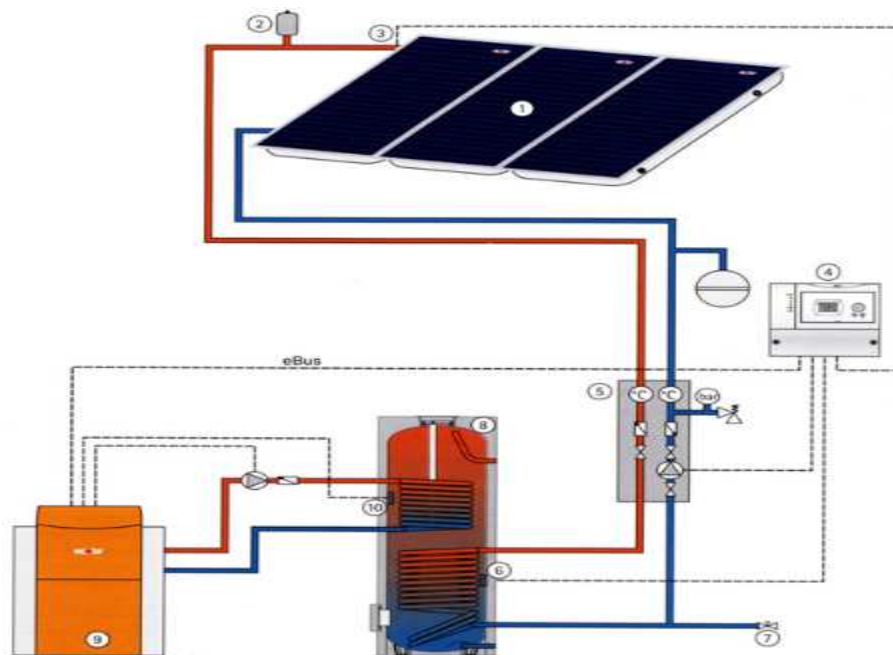


Fig.IV.1 : Schéma d'une installation de climatisation solaire

IV.1. Avantages et inconvénients de la climatisation solaire

Ce système de production de froid présente plus d'avantages qu'inconvénients :

Avantages [15]

- Production de froid grâce à une énergie inépuisable : l'énergie solaire
- Synchronisation idéale entre la demande frigorifique et le gisement solaire
- Utilisation de la chaleur solaire en complément du chauffage en hiver
- Consommations électriques très faibles comparées à celles dues à un compresseur frigorifique
- Pas de fluide frigorigène polluant, dégradant la couche d'ozone ou à effet de serre (CFC, HCFC, HFC...)

Le seul inconvénient majeur à retenir est le fait que la production frigorifique dépendant des apports solaires, le système ne fonctionne qu'en journée. Il est donc plutôt adapté à la climatisation d'entreprises, locaux ou machines ne fonctionnant que le jour

IV.2. Existence dans le marché

Depuis une quinzaine d'années, les exigences des occupants de bâtiments tertiaires ou d'habitations ont sensiblement changé. On observe en effet une demande de confort de plus en plus rigoureux. Parallèlement, en France métropolitaine, l'épisode climatique de l'été 2003 a marqué les consciences et a suscité un intérêt grandissant pour les systèmes actifs de conditionnement d'air. [16]

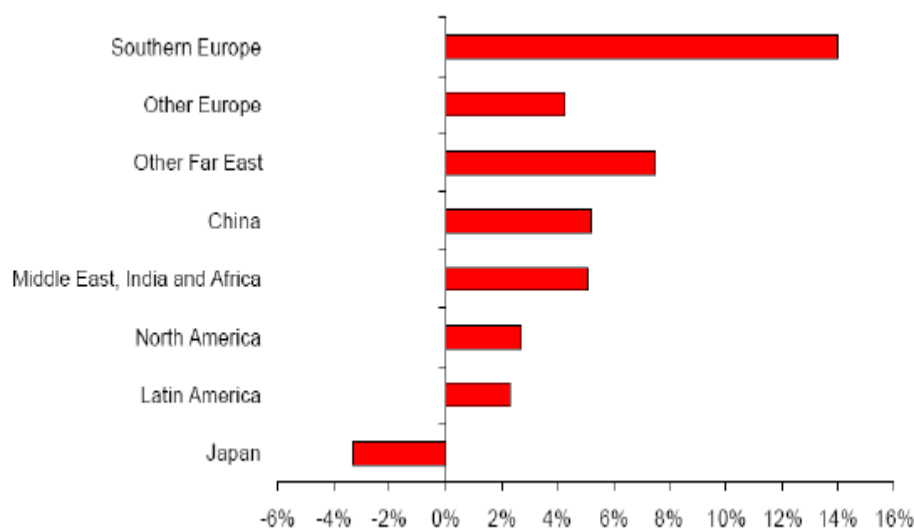


Figure IV.2: Croissance du marché mondial de la climatisation par région [16]

Les perspectives de croissance des marchés de la climatisation sont importantes pour les années à venir. En effet, le marché mondial de la climatisation représente actuellement 34 milliards de dollars US et progresse d'environ 4 % par an. Les régions ont des perspectives de croissance inégales (mais l'Europe et l'Est asiatique ont des taux de croissance élevés. Les consommateurs

d'Europe du sud ont réalisé que la climatisation est un confort abordable, aussi, les marchés sont en forte progression mais de plus en plus dominés par les acteurs de l'est asiatique.

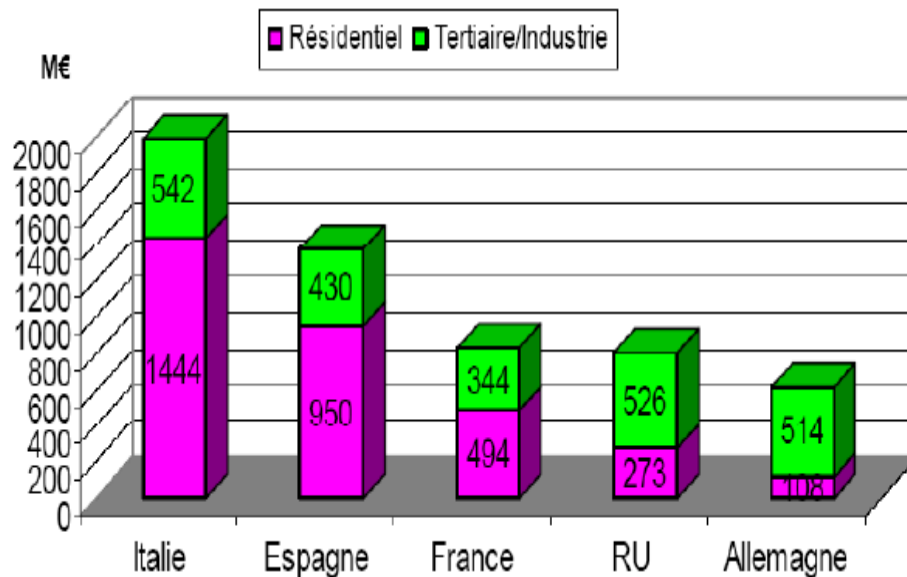


Figure IV.3 : Marché européen de la climatisation (16)

Le marché européen est principalement réparti entre 5 nations : Italie, Espagne, France, Royaume-Uni et Allemagne. Cependant depuis la canicule de 2003, le marché français métropolitain a enregistré des hausses de 30 à 40%, selon des statistiques de l'association ClimInfo et les installateurs professionnels (réseau Climsure) ont observé une augmentation globale de 43% de leurs installations et jusqu'à 72% pour les installations résidentielles et 63% pour les grandes entreprises. Certains industriels ont vu en 2003 leurs ventes de matériels fixes pour le résidentiel et le petit tertiaire bondir de 140%, le marché progressant au total de 20%. Leur chiffre d'affaires a augmenté de 33% en un an. (2).

IV.3. Différentes technologies de climatisation solaire

Il existe théoriquement 4 moyens de produire du froid à partir de l'énergie solaire : La climatisation solaire désigne l'ensemble des techniques de climatisation utilisant l'énergie [17]

- Utiliser le solaire photovoltaïque pour alimenter un climatiseur traditionnel en électricité
- Convertir l'énergie solaire thermique en énergie mécanique couplée avec un climatiseur à compression
- Utiliser l'énergie solaire thermique pour alimenter une machine à froid dite "à sorption" (absorption ou adsorption)

- Utiliser l'énergie solaire thermique pour alimenter un système de conditionnement d'air par évaporation ou DEC.

Actuellement, les systèmes de rafraîchissement les plus répandus sont les systèmes "à sorption" et les systèmes de climatisation par évaporation. C'est pour ça que dans ce qui suit on ne va s'intéresser qu'à la description de ces systèmes de production du froid. [15]

IV.3.1 Production du froid à partir d'une machine à dessiccation

Où l'air est directement traité (refroidissement, déshumidification) en fonction des conditions de confort souhaitées. Le « réfrigérant » est toujours de l'eau, puisqu'il est en contact direct avec l'air à refroidir. Les systèmes les plus répandus utilisent une roue à dessiccation rotative.

Les systèmes à dessiccation (DEC) sont des systèmes ouverts utilisant l'eau comme réfrigérant en contact direct avec l'air. Le terme « ouvert » signifie que le réfrigérant est évacué du système après qu'il a produit son effet refroidissant et qu'une nouvelle quantité de réfrigérant doit être injectée, le tout dans une boucle ouverte. Seule l'eau peut être utilisée comme réfrigérant puisqu'elle est en contact direct avec l'air ambiant.

Dans ce genre de système on peut retenir entre autres deux catégories qui sont : système utilisant un matériau déshydratant solide dans une roue en rotation et le système utilisant un matériau déshydratant liquide. [15]

- Système utilisant un matériau déshydratant solide dans une roue en rotation

Les principaux composants du système sont présentés dans la figure ci-dessous

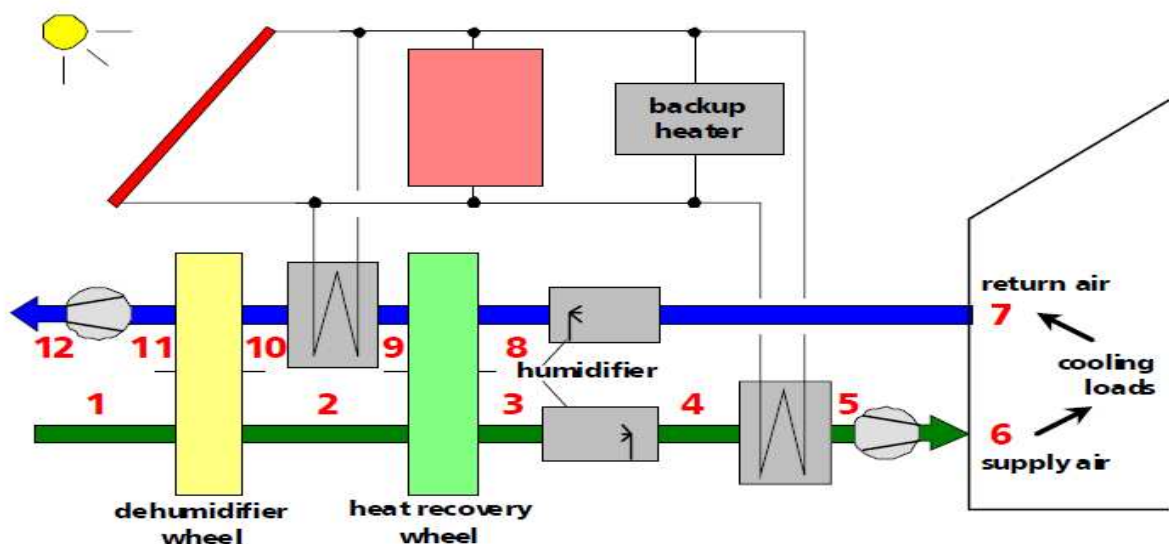


Figure IV.4 : schéma de principe d'un système à dessiccation (dessiccant cooling) [15]

Le procédé de base permettant le conditionnement d'air est le suivant:

L'air entrant, chaud et humide, traverse une roue à dessiccation en rotation lente, et est donc déshumidifié (1-2).

L'air étant réchauffé par le phénomène d'adsorption, un premier refroidissement est obtenu au travers d'un échangeur thermique (roue métallique en nid d'abeilles, en rotation : 2-3).

L'air est ensuite humidifié, et donc refroidi, dans un humidificateur (3-4), permettant d'ajuster le niveau d'humidité et de température souhaité pour l'air neuf.

L'air repris dans la pièce est humidifié pratiquement jusqu'au point de saturation (6-7), pour bénéficier au maximum du potentiel de refroidissement dans l'échangeur thermique (7-8). Enfin, la roue à dessiccation doit être régénérée (9-10), en utilisant de la chaleur à un niveau de température relativement faible (50° à 75°C), permettant ainsi de poursuivre le processus continu de déshumidification.

b. Système utilisant un matériau déshydratant liquide

Un nouveau développement, proche de l'introduction sur le marché, utilise pour la dessiccation de l'air un sorbant liquide : une solution eau/chlorure de lithium. Par rapport à un système à dessiccation utilisant un sorbant solide, ce type de système présente plusieurs avantages : un plus fort taux de déshumidification pour le même niveau de température et la possibilité d'un haut niveau de stockage énergétique sous la forme de solution concentrée. Cette technologie représente sans doute un futur prometteur pour le rafraîchissement solaire. [16]



Figure IV.5 : Système utilisant un matériau déshydratant liquide installé dans le nouveau bâtiment du Centre d'Innovation Solaire (SOBIC) à Fribourg en Allemagne. [16]

IV.3.2 Production de froid à partir d'une machine à sorption

Les machines à sorption (absorption et adsorption) peuvent être caractérisées par trois températures :

- une température haute (T_H) correspondant à la chaleur motrice fournie au système (circuit d'eau chaude),
- une température basse (T_F) correspondant à celle de la « production de froid » (circuit d'eau glacée),
- une température intermédiaire (T_M) au niveau de laquelle la quantité de chaleur prélevée sur l'eau glacée et la chaleur motrice doivent être évacuée, le plus souvent au moyen d'une tour de refroidissement ouverte (circuit de refroidissement).

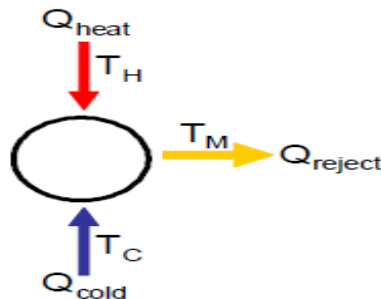


Fig.IV.6 : Schéma de principe du processus d'une machine à sorption [18]

Schéma de principe du processus: Q_{froid} est la quantité de chaleur extraite de l'eau glacée au niveau de l'évaporateur. Q_{chaud} est la quantité de chaleur requise pour faire fonctionner le processus (chaleur motrice). $Q_{\text{rejetée}}$, somme de Q_{froid} et Q_{chaud} , est la quantité de chaleur à évacuer à la température moyenne T_M . Q_{chaud} peut être fournie soit par des capteurs solaires, soit par un système d'appoint (réseau de chaleur ou chaudière gaz par exemple).

Un paramètre clé pour décrire l'efficacité d'une machine à sorption est le Coefficient de Performance thermique (COP), défini par le rapport entre la chaleur extraite de l'eau glacée (production de froid) et la chaleur motrice du processus : $\text{COP thermique} = Q_{\text{froid}} / Q_{\text{chaud}}$. Ce paramètre est différent du COP_{conv} d'un groupe de froid classique à compression électrique, défini par : $\text{COP}_{\text{conv}} = Q_{\text{froid}} / E_{\text{électrique}}$, où $E_{\text{électrique}}$ représente la consommation électrique du groupe de froid. [18]

a. Production de froid à partir d'une machine à absorption

Ce sont les machines les plus répandues. La compression thermique est obtenue en utilisant un couple réfrigérant/liquide absorbant, et une source de chaleur qui remplace la consommation électrique du compresseur mécanique. Pour de l'eau glacée au dessus de 0°C , comme c'est le cas

en climatisation, c'est le couple eau/bromure de lithium ($H_2O/LiBr$) qui est utilisé, l'eau étant le réfrigérant. La plupart des systèmes utilisent une pompe à solution, très faiblement consommatrice d'électricité. Dans un système $H_2O/LiBr$, la cristallisation de la solution doit être évitée par un contrôle interne de la température du circuit de refroidissement. [18]

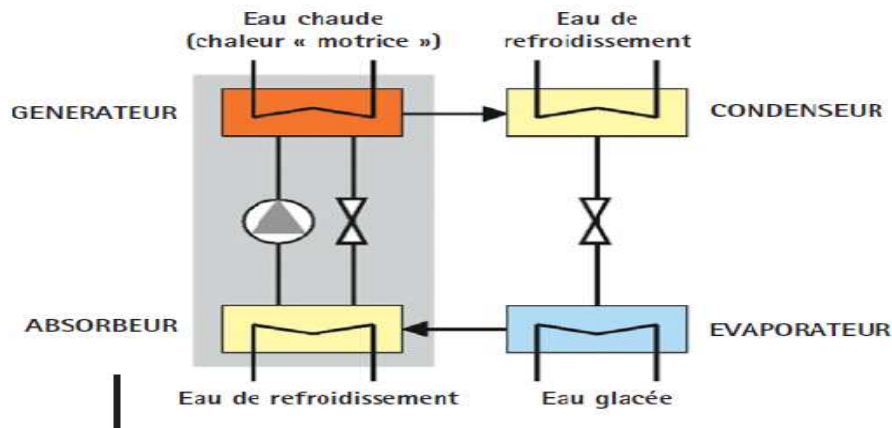


Figure IV.7 : Schéma de principe d'une machine à absorption [18]

La « production de froid » est basée sur l'évaporation du réfrigérant (l'eau) dans l'évaporateur à très basse pression. La vapeur d'eau est alors « aspirée » dans l'absorbeur, contribuant à la dilution de la solution $H_2O/LiBr$. L'efficacité du processus d'absorption nécessite un refroidissement de la solution. Cette dernière est pompée en continu dans le générateur où elle est chauffée (chaleur motrice). La vapeur d'eau ainsi générée est envoyée dans le condenseur, où elle se condense. L'eau liquide, après passage dans une vanne de détente, retourne ensuite à l'évaporateur.

Les puissances frigorifiques des machines à absorption sont généralement de l'ordre de plusieurs centaines de kW froid. Elles sont généralement alimentées par un réseau de chaleur, de la chaleur résiduelle ou une cogénération. La température de la source chaude est généralement au dessus de $80^{\circ}C$ pour des machines à simple effet, avec un COP entre 0,6 et 0,8. Les machines double effet, utilisant la chaleur motrice sur 2 niveaux, nécessitent des températures supérieures à $140^{\circ}C$, pour des COP pouvant atteindre 1,2.



Figure IV.8: Machine à absorption- Hôtel de Rethymnon – Crète (Grèce)[18]

b. Production de froid à partir d'une machine à adsorption

Ici, au lieu d'une solution liquide, un matériau solide (un adsorbant) est utilisé. Les systèmes disponibles sur le marché utilisent l'eau comme réfrigérant et le silica-gel comme adsorbant. La machine comprend deux compartiments remplis d'adsorbant (compartiments 1 et 2 de la figure 13), un évaporateur et un condenseur.

L'adsorbant du premier compartiment est régénéré par chauffage (eau chaude solaire), la vapeur d'eau ainsi générée étant envoyée dans le condenseur où elle se condense. L'eau liquide, via une vanne de détente, est envoyée à basse pression dans l'évaporateur où elle s'évapore (phase de « production de froid »).

L'adsorbant du compartiment 2 maintient la basse pression en adsorbant cette vapeur d'eau. Ce compartiment doit être refroidi pour entretenir le processus d'adsorption. Lorsque la « production de froid » diminue (saturation de l'adsorbant en vapeur d'eau), les fonctions des deux compartiments sont permutées par ouverture et fermeture de clapets. Actuellement, seuls quelques fabricants asiatiques proposent ce type de machines à adsorption. [18]

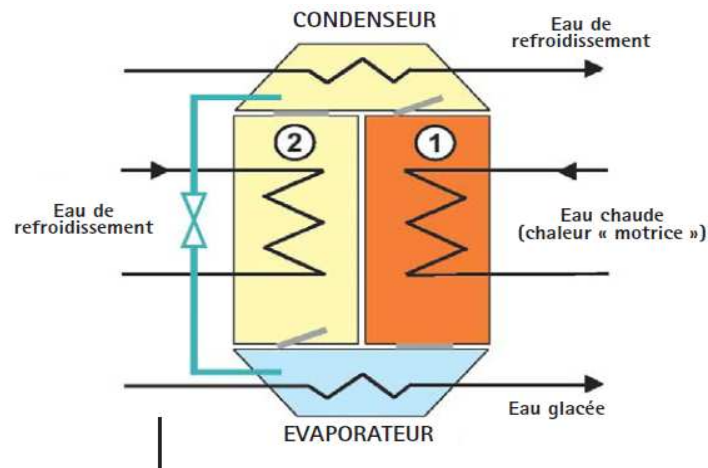


Figure IV.9 : Schéma de principe d'une machine à adsorption [18]

Avec une température de source chaude d'environ 80°C , ces systèmes obtiennent des COP d'environ 0,6 mais peuvent fonctionner jusqu'à des températures d'environ 50°C . La capacité des machines va de 50 à 500 kW froid. [18]



Figure IV.10 : Machine à adsorption à Sarantis en Grèce [18]

IV.4. Le rôle de l'échangeur à faisceau et calandre dans une installation de climatisation solaire

Dans une installation de climatisation l'échangeur à faisceau et calandre est utilisé comme condenseur et/ou évaporateur dans la climatisation solaire.

Le condenseur tout comme l'évaporateur a pour fonction de changer la phase du fluide réfrigérant (vapeur-liquide dans le condenseur, liquide-vapeur dans l'évaporateur).

Le condenseur a pour rôle de condenser la vapeur saturée; il devra donc soutirer à cette vapeur une certaine quantité de chaleur, dite chaleur latente de vaporisation, et la céder à une source froide qui peut être par exemple de l'eau ou de l'air. Cette condensation de vapeur s'effectue à une certaine pression à laquelle correspond une température dite de saturation.

Leur dimensionnement a une incidence directe sur la consommation énergétique du système ; chaque degré de variation de la température de condensation entraîne une variation concomitante de la puissance absorbée de 4 % environ. [19]

IV.5. Sélection de l'évaporateur et du condenseur

En général le concepteur d'une installation n'a pas à concevoir les échangeurs, il se contente de les sélectionner. La démarche est donc différente de celle présentée plus haut. On part de la connaissance des puissances nécessaires à l'évaporateur et au condenseur et on sélectionne les composants d'après les documentations fournies par les constructeurs. [19]

IV.5.1. Sélection de l'évaporateur

Il faut savoir s'il s'agit d'une batterie à air ou d'un refroidisseur de liquide et connaître la température d'utilisation ainsi que la puissance. S'agissant d'une chambre froide, la valeur imposée est généralement celle de l'air dans la chambre froide (température de reprise sur l'évaporateur), s'agissant d'un groupe refroidisseur de liquide, la valeur imposée peut être celle du liquide en entrée ou en sortie de l'évaporateur, selon le choix de la régulation au niveau de la distribution de froid. Ensuite, il faut connaître les températures entrée/sortie requises pour l'application. Ces valeurs résultent de l'état de l'art : il est courant de prendre $\Delta T = 5K$ entre l'entrée et la sortie. La connaissance de la puissance et du ΔT entrée/sortie conditionne le débit de fluide frigoporteur (air ou eau suivant le cas).

Enfin, il faut décider d'un pincement, plus le pincement est faible, meilleur est le COP du cycle mais plus grande est la surface d'échange. L'état de l'art consiste à prendre un pincement de 3 à 5 K dans le cas de circulation des fluides à contre-courant. [19]

Pour le co-courant, on adoptera ces valeurs pour la différence T_{sur} . On en déduit le DTLM en supposant la température interne constante dans l'évaporateur :

$$DTLM = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln(\Delta T_{max} / \Delta T_{min})} \quad (IV.1)$$

On en déduit le KS de l'évaporateur en utilisant la relation :

$$Q = K.S.DTLM \quad (IV.2)$$

La détermination de la DTLM se fait à partir des abaques.

Connaissant la valeur du KS souhaité, cela permet de dialoguer avec les fabricants d'évaporateur. Néanmoins, il est également possible de sélectionner directement à partir de la documentation sans effectuer aucun calcul intermédiaire.

IV.5.2. Sélection du condenseur

Une démarche similaire est à effectuer pour le condenseur mais d'abord, il faut évaluer la puissance à évacuer, cette valeur est obtenue par le calcul du cycle.

IV.6. Modélisation de l'échangeur

Lors de cette simulation sous Matlab on va s'intéresser spécialement aux phénomènes de condensation et évaporation qui se produisent respectivement dans un condenseur et un évaporateur.

De ce fait, pour cela on va simuler les paramètres caractérisant ces deux phénomènes qui ont été abordés dans le chapitre dimensionnement de l'échangeur.

IV.7. Résultats et discussion

La simulation des différents paramètres sous matlab a donné les résultats suivants

IV.7.1 Diagramme entropique des fluides réfrigérants R12 et R22

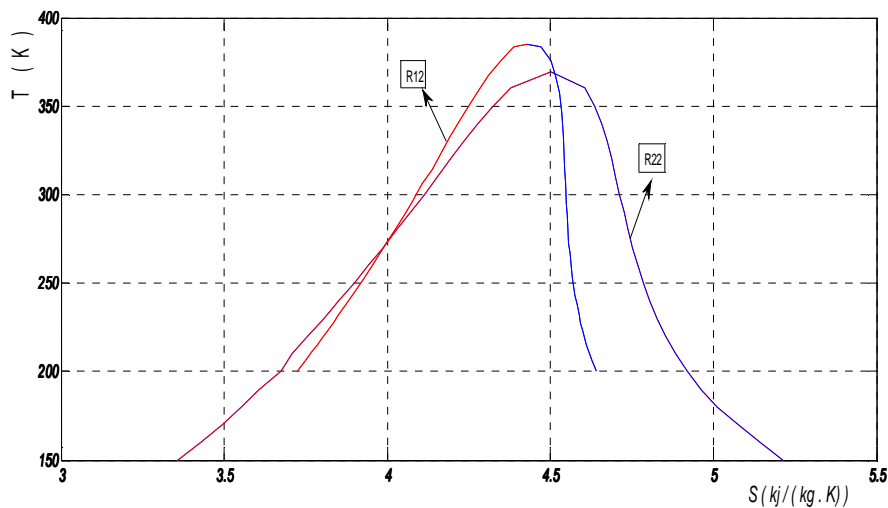


Fig. IV.11: Diagramme entropique du fluide frigorigène R22 et R12

Cette figure représente la variation de la température du fluide frigorigène en fonction du désordre dans un cycle de compression de vapeur pour les fluides R22 et R12.

Ce graphe traduit parfaitement le cycle de compression de vapeur d'un fluide réfrigérant en tenant en compte les différents processus qu'il va subir, le cycle théorique le plus simple est celui de Rankine [20]

Le fluide frigorigène à l'état liquide au condenseur est comprimé. Cette compression n'élevant d'ailleurs pas sa température que d'une fraction de degré ; ensuite le fluide est chauffé dans l'évaporateur puis vaporisé jusqu'à un état de vapeur saturée. La détente s'effectue ensuite, suivant une isentropique dans le cycle théorique, puis la vapeur se condense en cédant de la chaleur au milieu extérieur dans le condenseur caractérisé par une augmentation de l'entropie. On constate notamment sur cette figure le cas d'évolution pour deux fluides réfrigérants distinctes caractérisés chacun par leurs propriétés thermodynamiques, on remarque que pour le fluide réfrigérant R22 le désordre est plus conséquent que pour le cas d'utilisation d'un fluide réfrigérant R12, c'est pour cette raison, que le fluide R22 est préféré au R12 pour les puissances frigorifiques moyennes ; car ce fluide est bien adapté même pour des compresseurs faibles taille et qu'il est un meilleur convecteur thermique.

IV.7.2 Digramme enthalpique des fluides réfrigérants R22 et R12

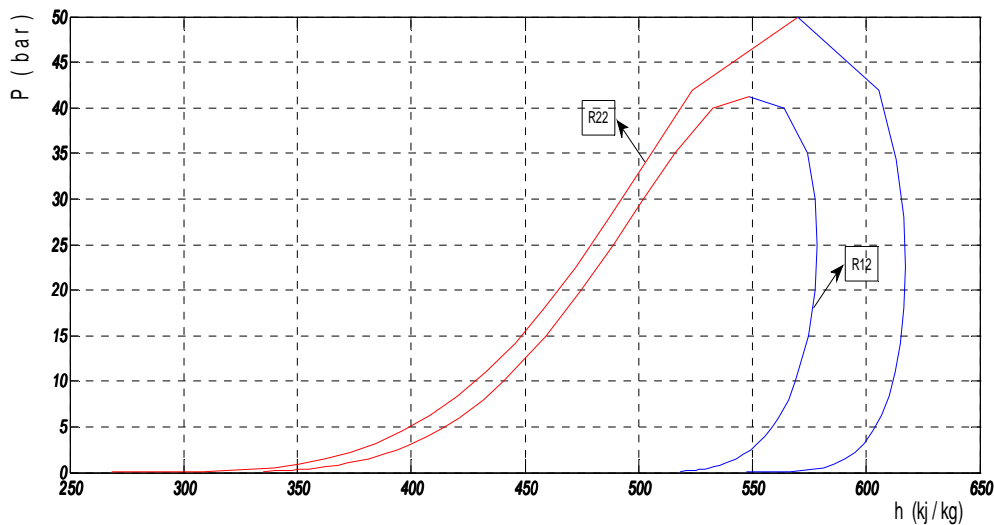


Fig. IV.12 : Diagramme enthalpique du fluide réfrigérant R22 et R12

Cette figure représente la variation de l'enthalpie du fluide réfrigérant en fonction de la variation de la pression au sein du système.

Ce graphe tout comme celui du diagramme de variation de l'entropie décrit tous les deux le changement des propriétés d'un fluide réfrigérant dans un processus de compression de vapeur. Les phénomènes que le fluide va subir reste idem à ceux cités ci-haut (diagramme entropique). Mais le premier avantage de ce diagramme enthalpique est le fait qu'il montre clairement d'une manière limpide l'avantage de l'emploi du fluide réfrigérant R22 par rapport au fluide R12.

IV.7.3 Evolution de la température des deux fluides dans l'évaporateur

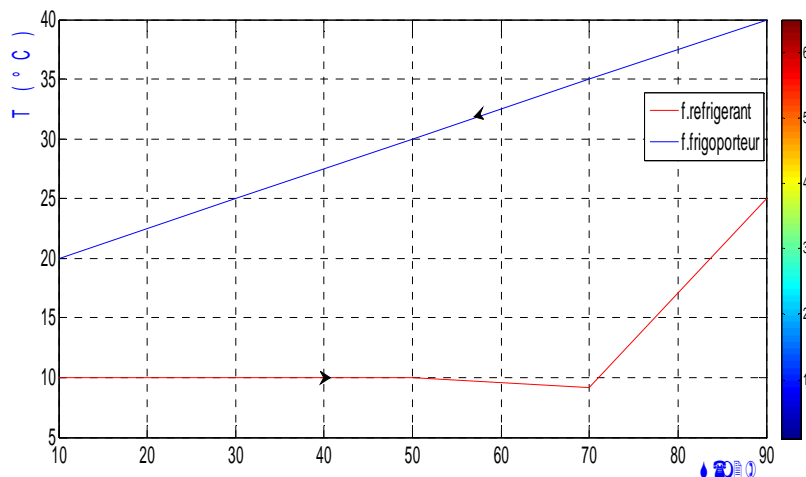


Fig. IV.13 : Profil de température au sein de l'évaporateur à contre-courant

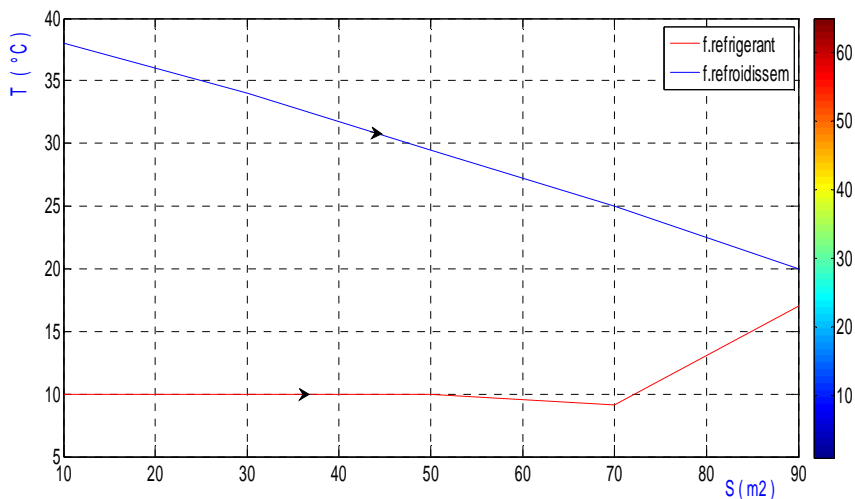


Fig. IV.14 : Profil de température au sein de l'évaporateur à co-courant

Ces figures représentent l'évolution de la température des deux fluides, le fluide réfrigérant (rouge) et le fluide de refroidissement (bleu) dans l'évaporateur.

Dans cette étude on a remarqué que ce soit dans le cas co-courant ou contre-courant, le profil du fluide réfrigérant reste idem. Donc selon que l'échangeur soit à co-courant ou à contre-courant cela n'affecte que sur le profil du fluide de refroidissement.

On constate que le fluide frigoporteur ou fluide de refroidissement (bleu) entrant dans l'échangeur avec une température assez élevée, verra sa température baissée durant son parcours vers la sortie de l'échangeur. On remarque que ce fluide est refroidi essentiellement dans la zone de changement de phase du fluide frigorigène, alors que dans la zone de surchauffe de vapeur, le profil de température du fluide frigoporteur est quasiment plat;

En ce qui concerne le fluide réfrigérant, il subit dans un premier temps une évaporation ; cette vaporisation débute à une température légèrement supérieure à la température de bulle et se termine à la température de rosée;

IV.7.4 Evolution du profil de température des deux fluides dans le condenseur

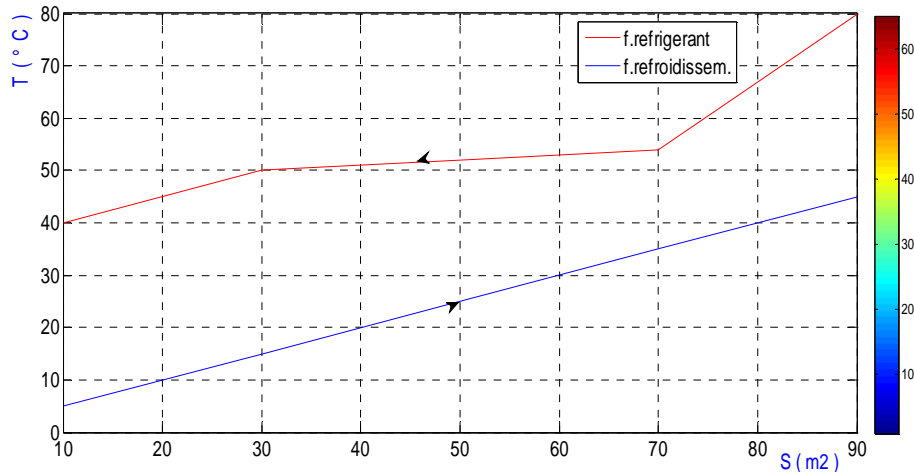


Fig. IV.14: Profil de température au sein du condenseur (contre-courant)

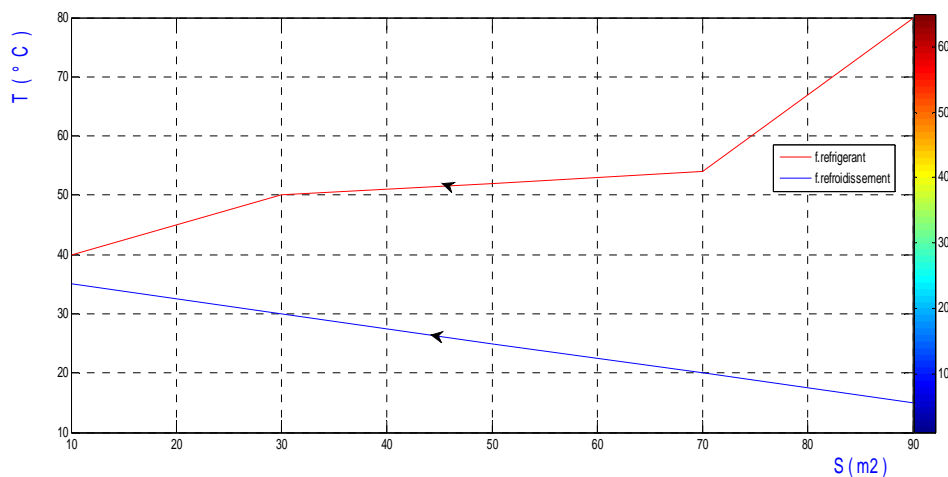


Fig. IV.15 : Profil de température au sein du condenseur (co-courant)

Les figures IV.14 et IV.15 représentent la variation du profil de la température des deux fluides au sein d'un condenseur dans le cas contre-courant et co-courant.

Comme on vient de le montrer précédemment, l'évolution de la température de ces deux fluides varie différemment, à savoir que c'est l'évolution de la température du fluide réfrigérant c.-à-d. variation de sa température due au phénomène de changement de phase qui va influencer en quelque sorte l'évolution de la température du fluide de refroidissement et ça quelque soit le sens d'écoulement des deux fluides.

On constate à partir des résultats de cette simulation, que le fluide réfrigérant va subir notamment trois phénomènes lors de son processus de condensation dans un condenseur.

Arrivant de l'évaporateur à l'état de vapeur surchauffée, il va subir dans un premier temps une désurchauffe puis une condensation dans une grande partie de l'échangeur, le liquide ainsi produit sera sous-refroidi à la sortie de l'échangeur.

IV.7.5 Condenseur et condensation du fluide réfrigérant

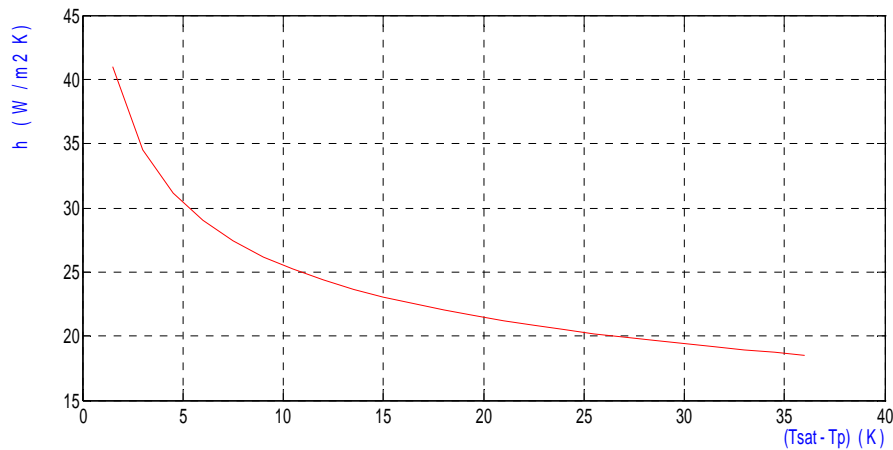


Fig. IV.15 : Condensation à l'extérieur d'un tube horizontal

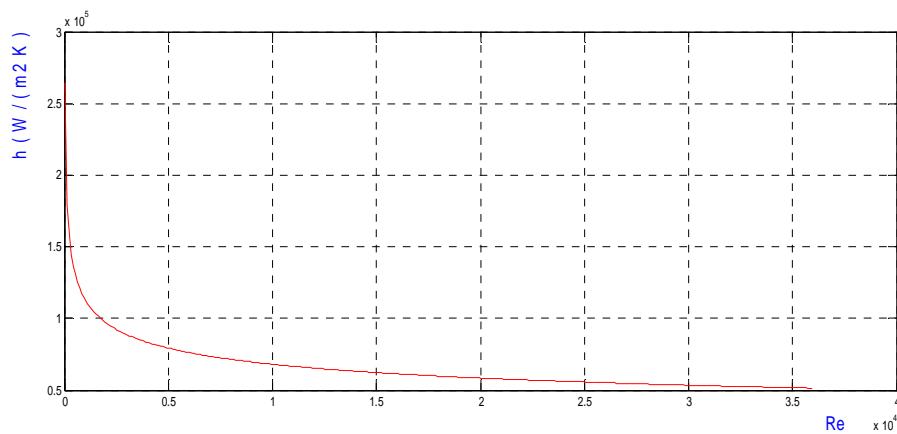


Fig.16 : Condensation à l'extérieur d'un tube vertical

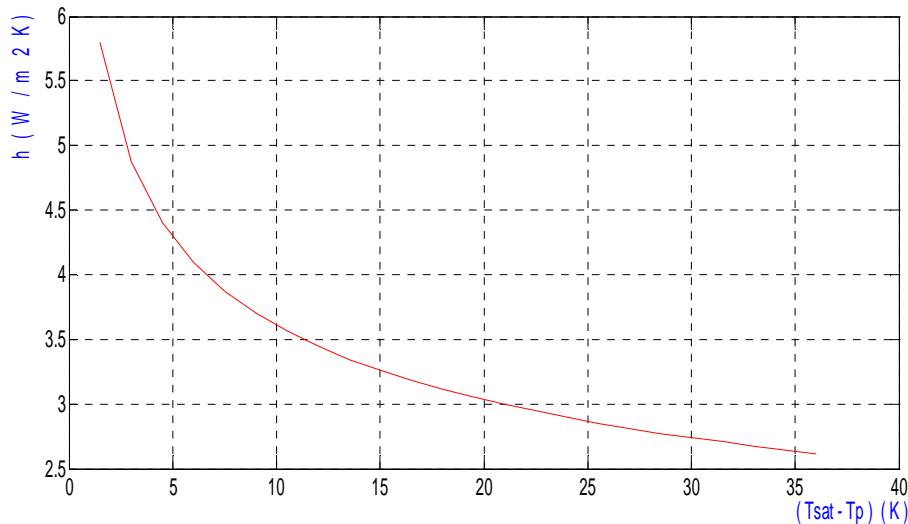


Fig. IV.17 : Condensation à l'intérieur d'un tube horizontal

Ces trois graphes caractérisent la variation du coefficient de transfert de chaleur par condensation suivant la disposition des tubes.

On constate néanmoins que dans le cas de condensation au sein d'une disposition horizontale de tubes, la variation du coefficient de transfert de chaleur par condensation dépend fortement de la différence entre la température de saturation (ou de vaporisation) et la température de la paroi du tube de l'échangeur de chaleur. On remarque que, l'évolution de ce coefficient d'échange de chaleur se voit décroître dans chacun de ces deux cas de figure. Cette diminution du coefficient de transfert de chaleur par condensation à l'extérieur d'un tube horizontal est due au fait que sous l'effet des forces de pesanteur son épaisseur sera plus grande à la partie inférieure, ce qui va engendrer une dissymétrie dans la distribution locale du coefficient de transfert de chaleur par condensation. [10]

On remarque que le film de condensation s'épaissit lors du cas d'écoulement à l'extérieur d'un tube vertical, et qui ensuite va générer une diminution du coefficient de transfert de chaleur par condensation.

L'analyse du dernier graphe (condensation à l'intérieur d'un tube horizontal) est presque similaire au cas du premier (condensation à l'extérieur d'un tube horizontal). Le coefficient de transfert de chaleur décroît fortement en fonction de la différence de température.

IV.7.6 Evaporateur et générateur de vapeur

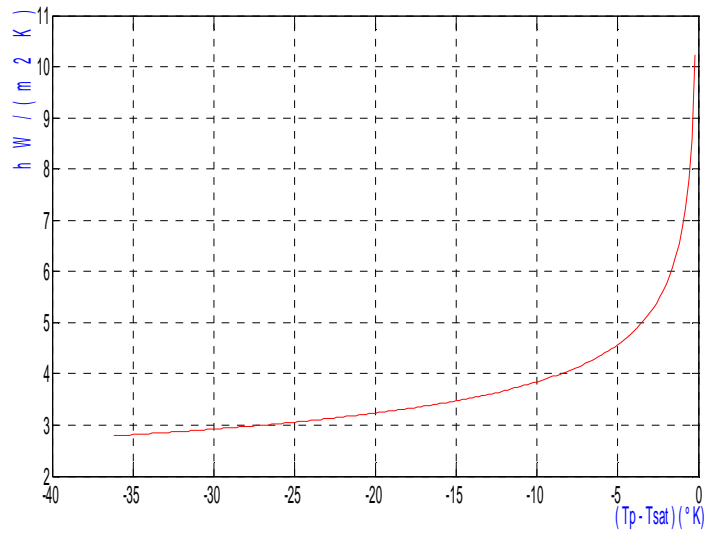


Fig. IV.18 : Ebullition en film à l'extérieur d'un tube horizontal

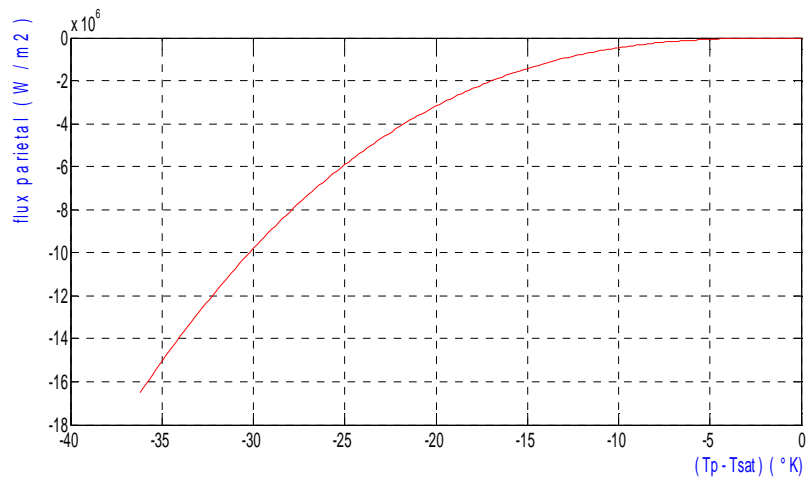


Fig. IV.19 : Ebullition nucléée à l'intérieur d'un tube horizontal

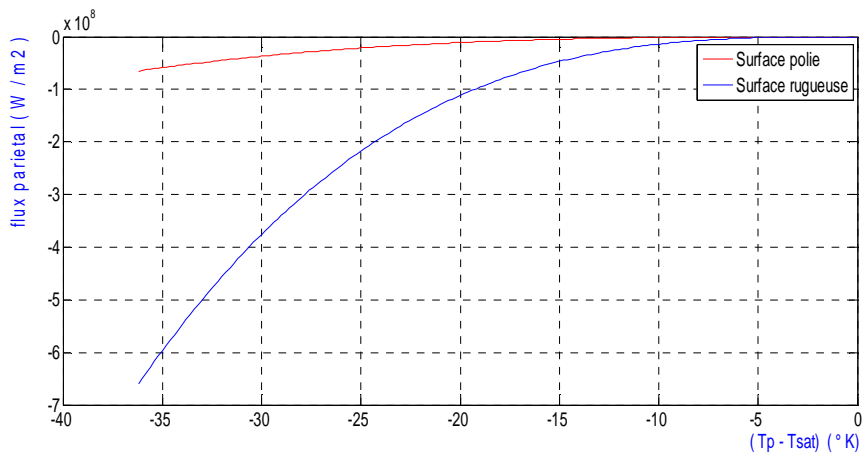


Fig. IV.20 : Ebullition nucléée en cuve

Ces trois figures décrivent l'évolution du mécanisme de génération de vapeur dans l'évaporateur. Le fluide réfrigérant arrivant dans l'évaporateur va subir un phénomène de changement de phase liquide-vapeur qui se produit à une interface solide-liquide. Elle peut se manifester sous deux aspects :

Pour des flux modérés, l'ébullition est nucléée. Le processus se caractérise par la formation de bulles de vapeur qui grossissent puis se détachent de la surface et sont remplacées par du liquide. Leur dynamique est conditionnée en particulier par la tension superficielle du liquide.

A partir d'un flux critique la formation de vapeur est suffisamment rapide pour qu'un film de vapeur sépare en permanence la paroi du liquide : c'est l'ébullition film.

L'ébullition nucléée constitue en principe le régime le plus favorable, du fait que les mouvements engendrés par les bulles provoquent un brassage du liquide et un accroissement du coefficient d'échange de chaleur. Au contraire, dans l'ébullition en film, la couche de vapeur est à l'origine d'une résistance thermique supplémentaire. [10]

Les deux premières figures justifient clairement ces affirmations ; dans le premier (ébullition en film) on voit clairement une nette augmentation du coefficient de transfert de chaleur en fonction de la différence de température, mais cette augmentation ne devient conséquent qu'à partir du moment où la différence entre la température de paroi du tube et la température de vaporisation (température de saturation) devient très faible, alors que dans le cas d'ébullition nucléée, ce coefficient croît fortement même à grand écart de température.

La dernière figure représente la variation du flux pariétal en ébullition en cuve, qui se produit souvent dans une enceinte où il n'y a pas de circulation forcée et où la hauteur de la couche liquide est grande devant le diamètre des bulles : on parle d'ébullition en cuve. [10]

Pour l'étude de ce flux, on a considéré le cas de deux surfaces (une surface polie et une surface rugueuse). On constate que pour le cas d'une surface polie, le coefficient de transfert de chaleur est beaucoup plus considérable que pour le cas d'étude d'une surface rugueuse.

IV.7.7 Etude des pertes de charge au sein de l'échangeur de chaleur

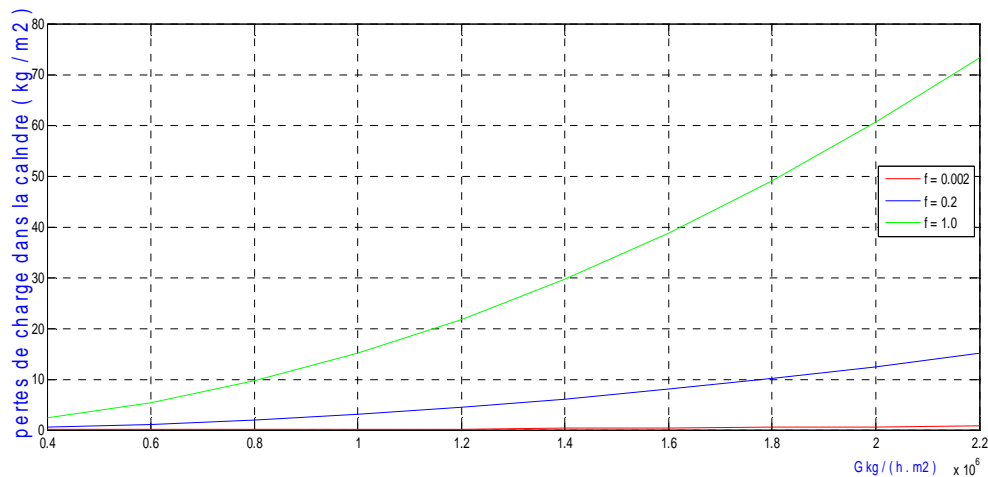


Fig. IV. : Pertes de charge à l'intérieur des tubes

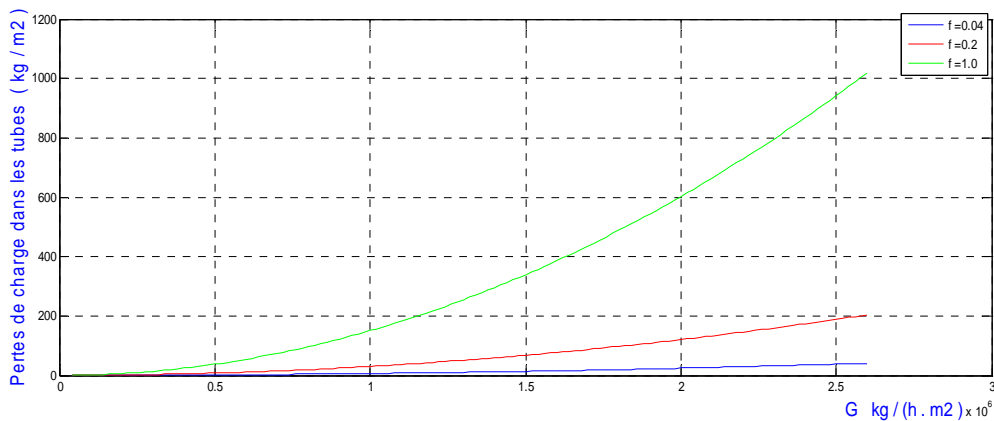


Figure IV.15 : Perte de charge à l'extérieur des tubes (dans la calandre)

Ces deux figures représentent respectivement la variation des pertes de charge à l'intérieur des tubes et à l'extérieur des tubes (c.-à-d. dans la calandre).

L'étude de ces pertes de charge à l'intérieur des tubes est presque identique à celle évoluant dans la calandre (à l'extérieur des tubes). Ces pertes de charge dépendent notamment de deux facteurs primordiaux qui sont le coefficient de friction (coefficient de f entre le fluide réfrigérant et la surface de contact de l'échangeur), ce coefficient de friction est assez conséquent dans la calandre que dans les tubes et la vitesse massique du fluide réfrigérant.

Lors de cette simulation on s'est intéressé à la variation des chutes de pression en fonction de la vitesse massique pour différents coefficients de friction dans les tubes ainsi que dans la calandre.

Dans les deux cas étudiés la remarque est la même, ces pertes augmentent considérablement en fonction de la vitesse massique pour un coefficient de friction donné ; et cette augmentation ne fait que croître d'avantage avec l'augmentation de ce coefficient de friction à l'intérieur du

matériau, c'est pour ça que ces pertes de pression sont considérables dans la calandre où l'état physique du fluide est vapeur que dans les tubes.

Conclusion

Dans une installation de climatisation solaire, le coefficient de performance du système qui est défini comme étant le rapport entre la chaleur dégagée au condenseur sur la chaleur fournie par le compresseur ($\text{COP}_{\text{thermique}} = Q_{\text{froid}} / Q_{\text{chaud}}$) dépend énormément de la qualité du condenseur à condenser efficacement le fluide réfrigérant.

De ce fait, la tenue en compte du pouvoir d'évaporation et de condensation des échangeurs à changement de phase lors du choix de l'échangeur dans l'installation est très cruciale pour un bon rendement du système de conditionnement d'air.