الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DR. YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

Département du Génie de la Matière

Mémoire de Fin d'Études

Présenté pour l'obtention du Diplôme
De Master en Génie Mécanique

Option : Energétique et thermique des systèmes

THEME

Etude des performances d'un condenseur à air brumisé

Proposé et dirigé par :

Dr: TRIKI Zakaria

Pr: BOUAZIZ Mohamed Nadjib

Préparé et présenté par :

KAHILI Laid

AISSAT Mohamed Amine

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Dédicace

Avec toute sincérité et modestie, et à la fin de notre étude, on tient à dédier ce modeste travail à :

***Nos** plus grands amours après **Allah** et son **prophète**, Aux prunelles de nos yeux : « **nôtres chères parents** » qui ont toujours veillés sur nous et sur notre avenir*

***Nos** chers frères :*

***Nos** chères sœurs :*

Et toute la famille :

A nos chères amies :

*Sans oublier la promotion de génie Mécanique de **2015***

Kahili laid

Aissat Mohamed Amine

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Remerciements

*On tient tout d'abord à remercier « **Dieu,Allah** » le tout puissant.*
*Les plus sincères remerciements vont également à nos encadrant Monsieur **Triki Zakaria** et le Co-encadrant le professeur **Bouaziz Mohamed Nadjib** pour la qualité de son encadrement et ses encouragements qui ont été indispensables pour garder le moral dans les moments les plus compliqués, pour ses brillantes intuitions et pour l'optimisme qu'il a su me transmettre.*
On souhaite également remercier les membres du jury qui ont bien voulu consacrer une partie de leur temps à notre mémoire.
Merci à nos collègues et amis avec lesquels on a beaucoup partagé, en particulier.
Un grand merci à toute la famille, et surtout à notre parents, notre frères et à notre sœurs, merci pour votre soutien inconditionnel.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Résumé:

L'objectif de ce travail est de développer un modèle numérique permettant de quantifier l'impact de la brumisation d'un condenseur à air sur le refroidissement de l'air par évaporation d'un spray et donc sur sa puissance calorifique dissipée. Cette modélisation pourra également fournir des tendances sur les performances thermodynamiques de toute la machine frigorifique.

Mots clés : Modélisation, condenseur à air, brumisation, performance.

Abstract:

The aim of this work is to develop a numerical model to quantify the impact of a misting air condenser on the air cooling by evaporation of a spray and therefore on its dissipated heat capacity. This modeling will also provide trends on thermodynamic performances the entire refrigeration system.

Keywords: Modeling, air condenser, misting, performance

الملخص:

الهدف من هذا العمل هو تطوير نموذج عددي لتحديد تأثير تغشية مكثف هوائي على تبريد الهواء عن طريق تبخير الرذاذ و بالتالي على الطاقة الحرارية المنتشرة .

هذا النموذج يمكن أيضا من توفير الاتجاهات السائدة على الكفاءة الترموديناميكية لكل جهاز التبريد .

كلمات البحث: نمذجة. مكثف هوائي. تغشية. كفاءة.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Sommaire

Introduction générale

Chapitre I: revue bibliographique

I.1. Introduction:.....3

I.2.Contexte général :.....3

I.3. Condenseur à air :.....4

I.3.1. Classification:.....4

a) Les condenseurs à air à convection naturelle:.....4

b) Les condenseurs à air à convection force:.....5

I.3.2. Avantages et les inconvénients:.....6

I.4. Principe de la brumisation :.....7

I.4.1. Propriété de l'air :.....7

I.4 .2. Application aux condenseurs à air.....8

I.5. Etat de l'art sur la brumisation des condenseurs :.....12

I.5.1. Travaux de recherche :.....12

Chapitre II: Modélisation numérique

II.1. Introduction:.....13

II.2. Modèle de condenseur à air brumisé:.....13

II.3.Caractéristiques du condenseur:.....13

II.4. Bilan massique:.....15

II.4.1.Transfert de masse:.....15

II.4.2. Coefficient de convection externe:.....17

II.4.3. Coefficient de convection interne:.....18

II.5. Transfert de chaleur:.....19

This document was created using SOLID CONVERTER PDF. To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Chapitre III: Résultats et discussions

III.1. Introduction: 20

III.2. Influence du taux de capitation:.....20

III.3. Influence de température ambiante:.....21

III.4. Influence de la vitesse d'écoulement:.....22

III.5. Influence de l'humidité relative de l'air:.....22

III.6. Conclusion:.....23

Conclusion perspectives

Réfirence

Annexes

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Liste des figures:

Figure I.1 : Principe d'une machine frigorifique mono-étagée 4

Figure I.2 : Condenseurs - faisceaux horizontal et vertical 5

Figure I.3 : Condenseurs à air – constructeur FRIGA BOHN 5

Figure I.4. Impact de la brumisation sur les propriétés de l'air 9

Figure I.5 : Spectre des différentes tailles de particules selon 10

Figure I.6 : Schéma de principe de la brumisation d'un condenseur à air 10

Figure I.7. Impact de la brumisation du condenseur à air sur le cycle frigorifique dans un diagramme de Mollier 11

Figure II.1 : Schéma d'un échangeur à tubes ailetés 13

Figure III.1 : Facteur d'intensification thermique en fonction du taux de captation pour différentes vitesses d'écoulement 20

Figure III.2 : Facteur d'intensification thermique en fonction de la température ambiante pour différentes vitesses d'écoulement 21

Figure III.3: Facteur d'intensification thermique en fonction de vitesses d'écoulement pour l'écart de température 22

Figure III.4. Facteur d'intensification thermique en fonction de l'humidité relative 23

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Nomenclature

Grandeurs

Cp	Capacité calorifique massique [J.kg^{-1}.K^{-1}]
D_C	Diamètre de col = D_{ext} [m]
D_{ext}	Diamètre extérieur du tube [m]
D_{int}	Diamètre intérieur du tube [m]
K_m	Coefficient de transfert massique,[kg. m^{-1}.s^{-1}]
Ep_{ail}	Epaisseur des ailettes [m]
h_{ext}	Coefficient de convection externe [W.m^{-2}.K^{-1}]
h_{int}	Coefficient de convection interne [W. m^{-2}. K^{-1}]
J	Facteur de Colburn
K	Coefficient de transmission thermique [W. m^{-2}. K^{-1}]
Ha_{cond}	Hauteur du condenseur [m]
Hr	Humidité relative [%]
φ	Humidité relative [%]
La_{cond}	Largeur du condenseur [m]
Lo_{cond}	Longueur du condenseur [m]
L_{tube}	Longueur du tube [m]
Lv	Chaleur latente de vaporisation de l'eau [J kg^{-1}]
$\dot{m}$	Débit [kg.s^{-1}]
N_{nap}	Nombre de nappes [-]
N_{pass}	Nombre de passes du tube dans le condenseur [-]
Pas_{ail}	Pas des ailettes [m]
Pt_{tub}	Pas transversal à l'écoulement du tube [m]
R_g	Rayon d'une goutte [m]
S	Surface d'échange [m^2]
A_m	Surface mouilleé [m^2]
S_{ail}	Surface des ailettes [m^2]
S_{ext_tube}	Surface extérieure du tube [m^2]
T	Température [K]
T'	Température de paroi après brumisation[K]
Φ	puisance thermique d'échange [W]
K	coefficient globale d'échange [W]

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

R_{cond}	Résistance thermique de conduction [K.W^{-1}]
R_{ext}	Résistance thermique de convection extérieure[K.W^{-1}]
R_{int}	Résistance thermique de convection intérieure [K.W^{-1}]
ΔTp	l'écart de température de pincement K
ΔTech	l'écart de température d'échange K
v	Vitesse [m.s^{-1}]
Pv	Pression de vapeur
Pvs	Pression de vapeur saturé

Symboles grecs

η	efficacité des ailettes [-]
ε	Taux de captation [-]
λ	Conductivité thermique [W. m^{-1}.K^{-1}]
μ	Viscosité dynamique [kg. m^{-1}. s^{-1}]
ρ	Masse volumique [kg. m^3]
ω	Humidité spécifique, kg eau.kgas^{-1}

Indices

a	air
as	air sec
c	capté
cv	convectif
ev	évaporation
h	humide
l	liquide/latent
o	référence (sans brumisation)
p	paroi
sat	saturation
m	mouillé
sens	sensible

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

va	vapeur
i	fluide

Nombres adimensionnels

Le	Nombre de Lewis
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Introduction générale:

Des statistiques récentes montrent que dans les pays industrialisés, plus de 15% de l'énergie électrique produite est consacrée à la production de froid (12%) et au conditionnement d'air (3%) via des installations frigorifiques à compression mécanique de vapeur. Ces chiffres vont incontestablement augmenter du fait de la demande croissante, aussi bien pour la climatisation urbaine que pour le froid dans les moyennes et grandes surfaces commerciales. L'enjeu environnemental qui découle de ces tendances est considérable, plaçant aujourd'hui la recherche de performances énergétiques accrues de tels systèmes, plus que jamais, au cœur des préoccupations sociétales, politiques et économiques [1].

Une installation frigorifique à compression de vapeur comporte inévitablement un condenseur au travers duquel la chaleur puisée à la source froide additionnée à la puissance de compression, est évacuée au milieu extérieur. Sur le plan technologique, trois principaux types de condenseurs sont utilisés : condenseurs à eau, condenseurs à air et condenseurs à évaporation d'eau, appelés "condenseurs évaporatifs".

Pour des contraintes technologiques et économiques, l'utilisation des condenseurs refroidis à l'eau est restreinte et se limite à quelques applications particulières. Les condenseurs évaporatifs sont plutôt réservés aux grosses installations et bien qu'ils soient énergétiquement efficaces, la possibilité d'une stagnation d'eau, du développement des panaches, et du bio-film reste omniprésente et toute défaillance dans leur maintenance peut conduire à de graves problèmes de légionellose freinant sérieusement leur développement. Ainsi, les condenseurs à air sont la catégorie la plus répandue pour les petites et les moyennes puissances car l'air est une source naturelle et gratuite.

Dimensionnés à partir de la température moyenne maximale ambiante de l'air, ils conduisent aux pressions de condensation les plus élevées. Leurs performances énergétiques dépendent en premier lieu des propriétés thermodynamiques de l'air. Or, ce dernier est un mauvais médium thermique, ce qui impose un débit d'air élevé associé à une surface d'échange et un volume interne importants. Autrement dit, une machine frigorifique munie de ce type de condenseur consomme plus d'énergie et contient plus de masse de frigorigène. De plus, dépendantes de la température ambiante, les performances des installations frigorifiques à condenseur à air sont variables durant l'année.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Le risque d'une production frigorifique insuffisante ou d'un dysfonctionnement du système est omniprésent lorsqu'il y a un grand écart entre la température nominale (de conception) et la température ambiante réelle. Pour améliorer l'efficacité énergétique d'une majorité des systèmes frigorifiques équipés d'un condenseur à air, le recours à la technique de la brumisation, c'est-à-dire l'humidification d'air en entrée par l'ajout de fines gouttelettes d'eau, semble être une solution potentielle. En effet, l'humidification de l'air avec une brumisation contrôlée et optimisée intensifie les échanges thermiques côté air, réduit la température de condensation côté frigorigène et permet d'éviter la stagnation d'eau et ses conséquences sanitaires. Il en résulte, une baisse du taux de compression dans le cycle frigorifique, une augmentation de la puissance calorifique du condenseur et du COP du système [1].

Ce travail consiste à développer d'un modèle numérique permettent de quantifier l'impact de la brumisation d'un condenseur à air sur la température de sa surface externe et sa puissance calorifique dissipée. Cette modélisation pourra également fournir des tendances sur les performances thermodynamique de toute la machine frigorifique.

Ce travail est structuré autour de trois chapitres. Dans le premier chapitre on présente une revue bibliographique sur les condenseurs à air et la technique de brumisation. Dans le deuxième chapitre on décrit les différentes équations du modèle partant sur un certain nombre d'hypothèses. Le troisième chapitre présente les résultats de la modélisation et une étude de sensibilité des différents paramètres de fonctionnement sur la performance du condenseur étudié.

Enfin, ce travail est clôturé par une conclusion générale et quelques perspectives.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I.1. Introduction:

Cette partie fait à la fois office d'introduction et d'étude bibliographique. Dans un premier temps, le contexte et la problématique de l'étude liée à la brumisation des condenseurs à air sont présentés. Nous détaillons ensuite les propriétés de l'air et les phénomènes physiques impactant l'air et les systèmes frigorifiques à la suite de la brumisation. Une synthèse des travaux scientifiques et des systèmes industriels développés sur ce sujet est ensuite proposés.

I.2.Contexte général :

La production et l'utilisation du froid sont en constante croissance depuis plusieurs années. Il s'emploie dans de nombreux domaines et plus particulièrement pour la conservation des aliments (pour empêcher le développement bactérien) et pour contribuer au rafraîchissement d'ambiance. Les enjeux dans ce secteur sont à la fois économiques et sanitaires. Ce secteur représente 15% de la consommation électrique mondiale [2]. Les performances des installations frigorifiques sont donc en perpétuelle amélioration afin d'obtenir un meilleur rendement d'une part pour réduire la consommation énergétique et d'autre part pour diminuer l'impact des fluides frigorigènes sur l'environnement.

Le système frigorifique le plus répandu est le système à compression de vapeur car sa conception est simple et peu onéreuse. Une machine frigorifique est composée principalement d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur et d'un évaporateur (figure 1).de nombreuses études sont réalisées afin de trouver des moyens d'améliorer l'efficacité globale des systèmes frigorifiques. Il existe plusieurs axes de recherche dans ce domaine, avec des travaux focalisés sur le rendement des compresseurs, la mise en place de cogénération, l'ajout de cycles secondaires comportant des fluides à changement de phases ou encore l'amélioration des transferts thermiques à l'évaporateur et au condenseur.

Nous avons choisi de nous intéresser au condenseur, car il permet, compte tenu d'une grande liberté en termes de géométrie et de choix de médiums, d'obtenir de grandes économies énergétiques sur l'ensemble d'une machine frigorifique. Ainsi, les travaux effectués dans le cadre de ce mémoire se concentrent sur l'amélioration des transferts thermiques au niveau des condenseurs à air.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

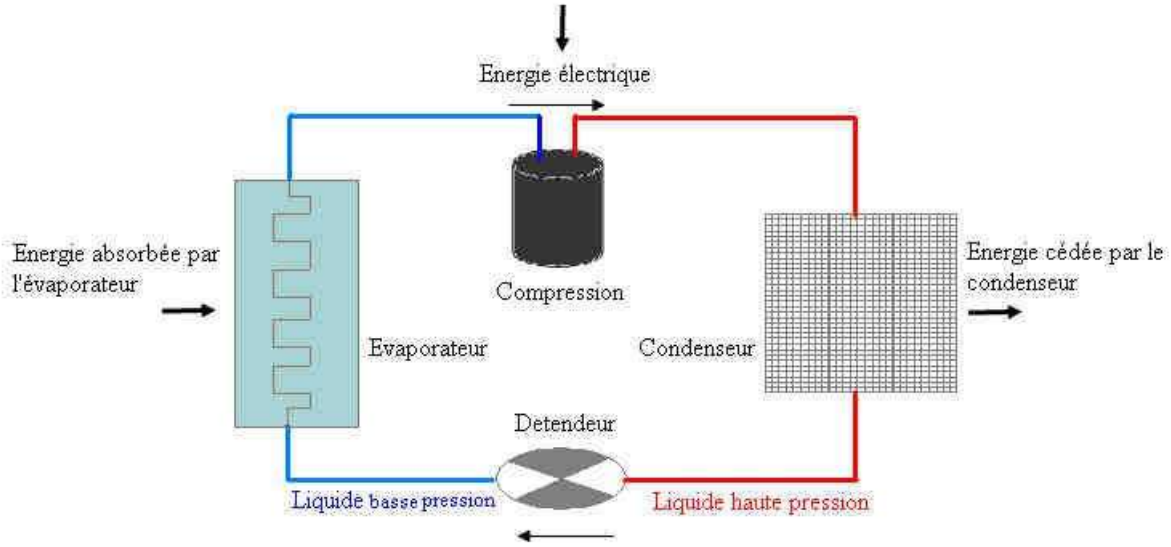


Figure I.1 : Principe d'une machine frigorifique mono-étagée

I.3. Condenseur à air :

Les condenseurs à air sont les plus répandus pour les faibles et moyennes capacités de Réfrigération car le medium de refroidissement (l'air) est une ressource naturelle et gratuite. Ils sont dimensionnés à partir des températures moyennes de l'air et leurs performances énergétiques sont gouvernées par la chaleur échangée avec l'air. Comme l'air n'est pas un bon Medium de refroidissement, cela engendre une consommation d'énergie et une quantité de Fluide frigorigène utilisée importantes. Les performances de ces systèmes, qui dépendent donc fortement des conditions climatiques, diminuent quand la température extérieure augmente, avec une baisse de l'efficacité de réfrigération et une augmentation de la consommation électrique.

I.3.1. Classification [3]:

a) Les condenseurs à air à convection naturelle:

On distingue les condenseurs à tubes lisses et les condenseurs constitués de tubes à ailettes. L'air au contact du faisceau à ailette (ou du faisceau de tubes) s'échauffe et s'élève laissant la place à de l'air plus frais. Ils ne nécessitent aucune énergie pour la circulation de l'air mais le coefficient global d'échange thermique est faible (inférieur à 15 W/m². °C et même inférieur à 10 W/m². °C pour les condenseurs à tubes lisses).

Ils ne sont utilisés que pour des puissances à échanger très faibles (froid ménager : réfrigérateurs et congélateurs).

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

b) Les condenseurs à air à convection force:

Le coefficient global d'échange des condenseurs à air à convection forcée est compris entre 20 et 30 W/m². °C. Deux types de dispositions sont utilisées à savoir (figure I.2) :

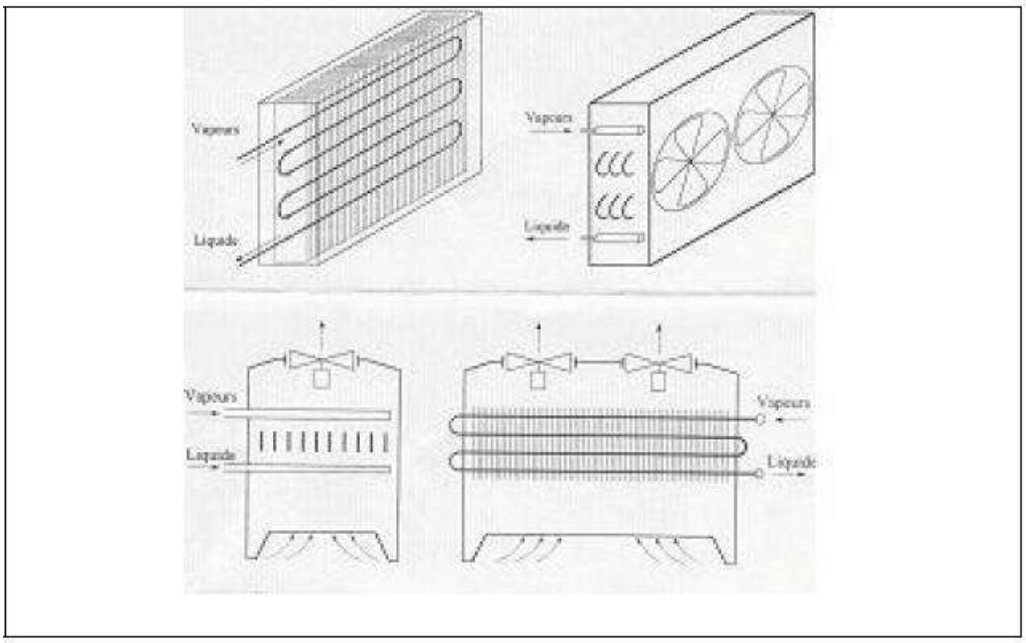


Figure I.2 : Condenseurs - faisceaux horizontal et vertical

- **Condenseurs à air à convection forcée verticaux:**

Ils sont utilisés pour les petites et moyennes puissances, la vapeur surchauffée entre par le collecteur supérieur et le liquide sous-refroidi sort par le collecteur inférieur.

- **Condenseurs à air à convection forcée horizontaux:**

Ils sont utilisés pour des puissances supérieures, les sections sont disposées en parallèle permettant un meilleur équilibre thermique. La vitesse moyenne de l'air est comprise entre 2 et 4 m/s pour limiter les pertes de charge et le niveau sonore.



Figure I.3 : Condenseurs à air – constructeur FRIGA BOHN

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I.3.2. Avantages et les inconvénients [4] :

a) Les avantages:

- L'utilisation de l'air comme fluide de refroidissement, fluide disponible en quantité illimitée et gratuit, constitue un atout important en faveur de ces matériels.
- L'entretien de ces échangeurs est simple et réduit.
- Il n'y a aucun risque de gel en hiver.
- Ils permettent, éventuellement, de réchauffer directement un local.

b) Les inconvenient:

- Le coefficient global d'échange de ces échangeurs est relativement faible en raison des faibles coefficients de convection, notamment entre l'air et la surface d'échange.
- La chaleur massique de l'air et la masse volumique sont bien plus faibles que celles de l'eau.
- Les condenseurs à air ont des surfaces d'échange plus importantes et ils sont, par conséquent, plus imposants et aussi plus lourds.
- Les températures de condensation sont directement liées aux températures extérieures: température de condensation élevée en été, d'où réduction des performances de la machine frigorifique ; température de condensation faible en hiver, donc pression de condensation faible, ce qui peut conduire à une alimentation insuffisante en FF de l'évaporateur.
- La circulation d'air forcée est source de bruits : bruits générés par les ventilateurs, bruits dus au passage de l'air sur le faisceau ailette du condenseur.
- Enfin, l'efficacité des condenseurs à air décroît avec l'attitude.

Remarque:

Pour améliorer l'efficacité énergétique d'une majorité des systèmes frigorifiques équipés d'un condenseur à air, le recours à la technique de la brumisation, c'est -à-dire l'humidification d'air en entrée par l'ajout de fines gouttelettes d'eau, semble être une solution potentielle

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I.4. Principe de la brumisation :

I.4.1. Propriété de l'air :

La brumisation d'eau dans l'air entraîne des modifications des propriétés de l'air. Les différents états hygrométriques de l'air sont alors définis par un vocabulaire particulier qui sera utilisé tout au long de ce travail. Il convient donc de présenter les principales définitions et caractéristiques:

a) Composition de l'air :

- **Air sec :** L'air sec est un mélange de plusieurs gaz sans présence de vapeur d'eau. L'azote et l'oxygène y sont majoritaires et représentent à eux deux plus de 99% de la composition. On trouve ensuite un grand nombre de gaz tels que le dioxyde de carbone, l'hélium, l'argon.
- **Air humide :** L'air humide est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. Air saturé : L'air saturé correspond à un air humide où la quantité de vapeur d'eau est maximale. Cette quantité est une fonction de la pression et de la température. On l'exprime souvent à l'aide de la pression de vapeur saturante. Au-delà de cette quantité, l'eau apparaît sous forme liquide ou solide. En dessous, l'air est dit insaturé.

b) Pression partielle de vapeur :

La pression partielle de vapeur d'eau, notée *Pv*, est la pression qu'exerce la vapeur d'eau dans l'air. En effet, la pression à laquelle est soumis l'air correspond à la somme des pressions partielles des gaz qui le composent. La pression partielle de vapeur d'eau est alors proportionnelle à la fraction molaire qu'elle occupe dans l'air humide.

c) Humidité :

- **Humidité absolue :** L'humidité absolue appelée également humidité spécifique, correspond à la masse de vapeur d'eau contenue dans un kilogramme d'air sec. Elle s'exprime en $kg.kg^{-1}$A S.
- **Humidité relative :** L'humidité relative correspond au rapport de la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air humide sur la pression de vapeur saturante dans les mêmes conditions de pression et de température. L'humidité relative s'exprime en %.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

d) Température

- **Température de rosée :** La température de rosée T_r correspond à la température thermodynamique T_d de l'air humide, à partir de laquelle, en conservant l'humidité absolue et la pression constante, la vapeur d'eau est à saturation.
- **Température de bulbe humide :** La température de bulbe humide correspond à la température d'équilibre à laquelle s'évapore l'eau dans un air constamment renouvelé aux conditions initiales.
- **Température de bulbe sec :** la température de bulbe sec ou température sèche T_s est la température mesurée par un thermomètre placé dans un air sec ou humide insaturé.
- **Température de saturation adiabatique :** La température de saturation adiabatique T_h est la température de l'air après qu'il ait été porté adiabatiquement à saturation en eau en conservant la pression constante. La chaleur nécessaire pour évaporer l'eau est prélevée à l'air. En supposant négligeables les transferts thermiques liés à la capacité calorifique de l'eau sous forme liquide et sous forme vapeur par rapport à la chaleur latente d'évaporation de l'eau, la température de saturation adiabatique correspond à la température de bulbe humide. On emploiera par la suite le terme de température humide pour désigner cette température.

Remarque :

Le diagramme psychrométrique est un outil qui récapitule les propriétés de l'air selon la pression. On l'utilisera par la suite pour visualiser les transformations que subit l'air.

I.4 .2. Application aux condenseurs à air

Dans notre application, l'introduction de fines gouttes d'eau dans l'air a pour but de diminuer la température de l'air via l'évaporation de ces gouttes. L'énergie nécessaire à l'évaporation des gouttes est principalement puisée dans l'air, c'est une transformation quasi isenthalpique. En effet, une infime quantité d'énergie utilisée pour l'évaporation provient des gouttes. Le moteur de ce processus est la différence d'humidité absolue entre la surface des gouttes et l'air. L'évaporation est possible tant que l'air n'est pas saturé, au-delà les gouttes d'eau ne peuvent plus s'évaporer.

Le diagramme psychrométrique figure (I.4) illustre bien cette transformation. Pour une température et une humidité initiales de l'air données, on peut déterminer la température et l'humidité que l'air peut atteindre. L'abaissement de température est directement proportionnel à l'humidité de l'air atteinte par évaporation.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

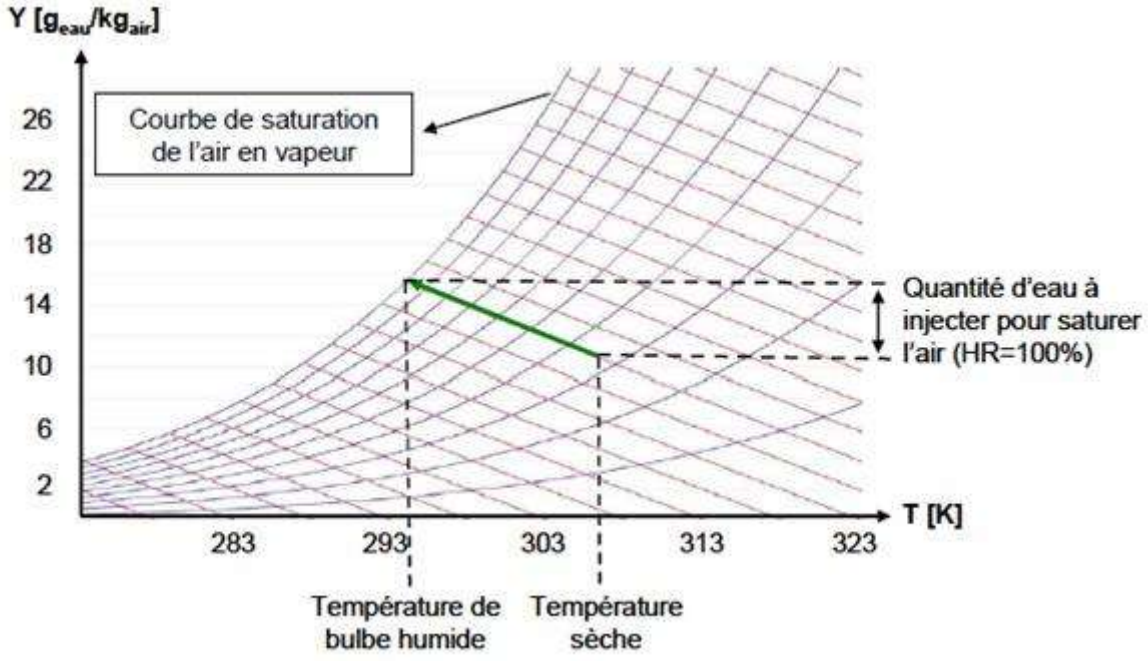


Figure I.4. Impact de la brumisation sur les propriétés de l'air

Le refroidissement de l'air sera donc d'autant plus efficace que la quantité d'eau évaporée est grande. Ainsi, si l'humidité de l'air est élevée ou sa température est faible, alors la quantité d'eau capable de s'évaporer est faible. L'intérêt de la brumisation pour le refroidissement de l'air est alors très limité.

Les propriétés thermodynamiques ainsi que le débit d'air sont les paramètres qui permettent de définir le débit d'eau nécessaire à injecter. Plusieurs technologies peuvent être employées pour produire le spray. Le choix des buses est alors réalisé par rapport au débit d'eau qu'elles fournissent et en fonction de la simplicité de leur mise en place. La taille des gouttes produites par les buses choisies est de l'ordre de quelques dizaines de microns.

D'après le spectre, donné par Jones et al. [5] Pour les différentes tailles de gouttes figure (I.5), le spray que l'on utilise présente des tailles de gouttes intermédiaires entre celles du nuage et de la brume. On utilisera donc dans la suite de la thèse le terme de brumisation. Outre le débit et la taille des gouttes, les caractéristiques principalement utilisées pour les sprays sont les suivantes:

- l'angle de l'empreinte du spray ;
- la vitesse d'éjection des gouttes qui est directement liée au débit et au diamètre de l'orifice des buses ;
- la distribution granulométrique.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

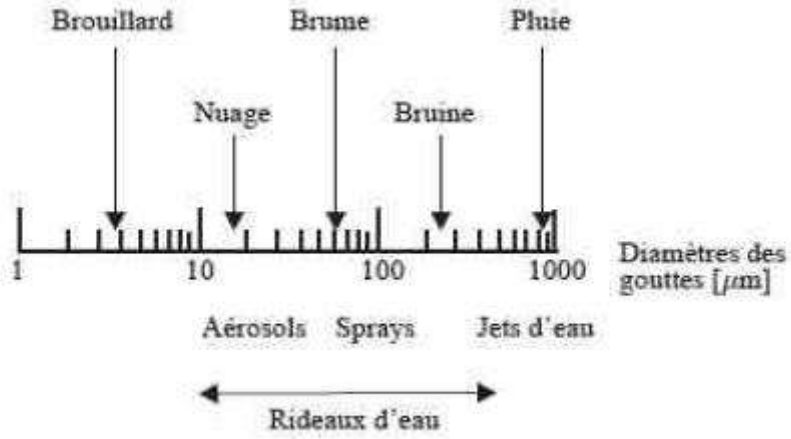


Figure I.5 : Spectre des différentes tailles de particules selon [5]

La figure (I.6) illustre une application possible sur une machine frigorifique. Des buses de brumisations sont placées en amont du condenseur. Les gouttes d'eau sortant des buses et composant le spray sont transportées par l'air en direction du condenseur.

Durant leur transport, elles s'évaporent, humidifiant et refroidissant ainsi l'air. L'air qui entre dans l'échangeur est alors refroidi. La diminution de la température de l'air permet une augmentation des échanges thermiques entre l'air et le condenseur. La plupart des machines frigorifiques possèdent une régulation au niveau du condenseur qui impose le sous refroidissement par rapport à la température de condensation.

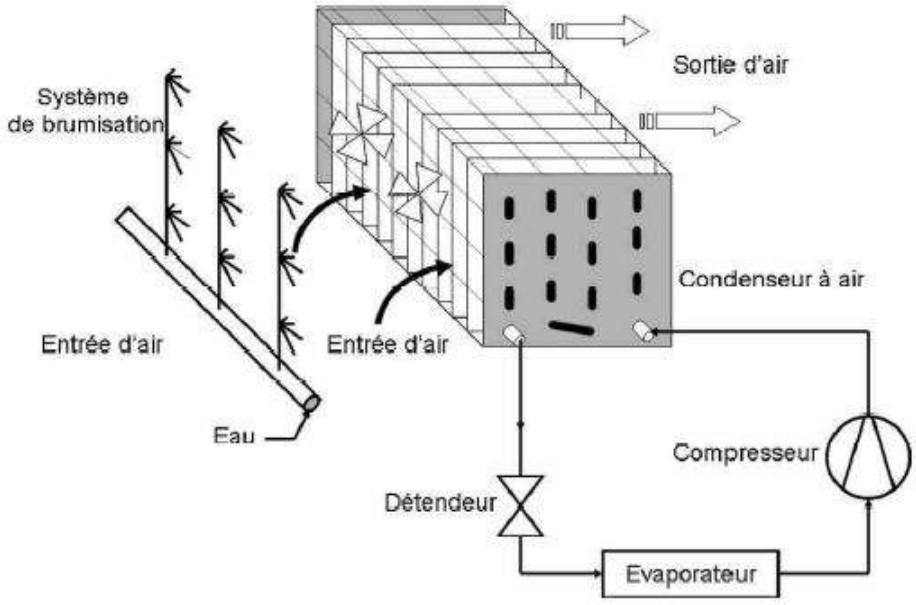


Figure I.6 : Schéma de principe de la brumisation d'un condenseur à air [6]

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Par conséquent, l'augmentation des transferts thermiques engendre une diminution de la température de condensation qui modifie le cycle du fluide frigorigène comme représenté sur le diagramme de Mollier figure (I.7). La diminution de la température de condensation, entraîne une baisse de la pression au refoulement du compresseur.la différence de pression entre l'aspiration et le refoulement du compresseur étant plus petit, le travail du compresseur et par conséquent sa consommation électrique s'en trouvent réduits.

En plus du gain électrique obtenu, on observe une augmentation de la puissance de réfrigération. Le gain obtenu grâce à la brumisation est donc double. Sur une machine existante, pour une charge en réfrigération constante cela permet de restreindre le temps de fonctionnement de la machine et ainsi de réduire encore sa consommation électrique. Pour une nouvelle installation, cela permet de diminuer les volumes et débits en frigorigène diminuant également la consommation électrique.

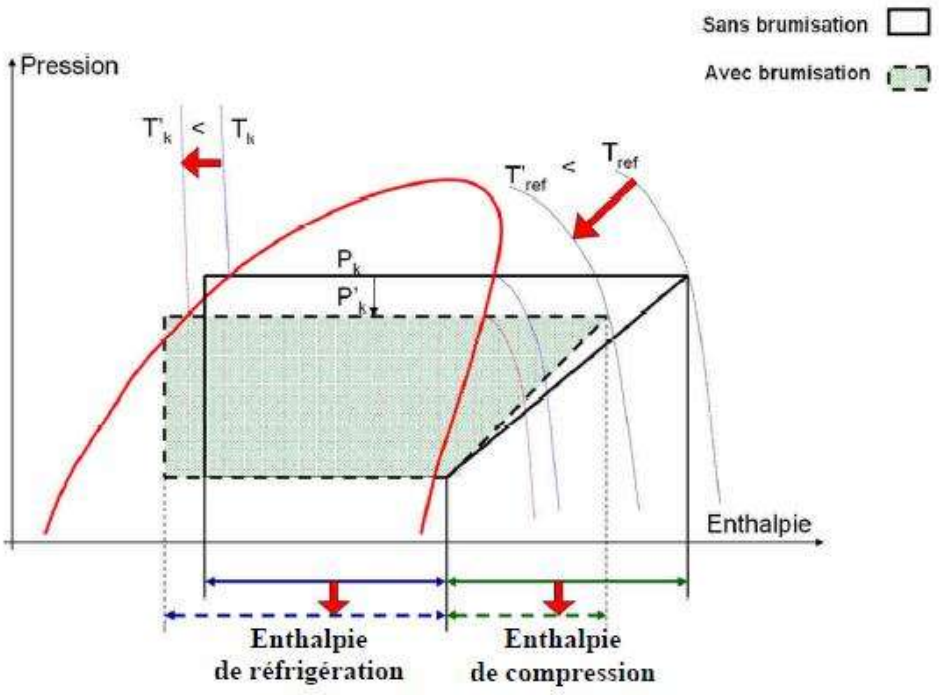


Figure I.7. Impact de la brumisation du condenseur à air sur le cycle frigorifique dans un diagramme de Mollier [6]

Le coefficient de performance "COP" que l'on peut exprimer pour une machine frigorifique comme le rapport de l'énergie de réfrigération sur l'énergie consommée par l'ensemble du système est supérieur, grâce à la brumisation.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I.5. Etat de l'art sur la brumisation des condenseurs :

I.5.1. Travaux de recherche :

La brumisation des condenseurs à air est une technique récente. Peu d'études sont disponibles dans la littérature. Les premières ont été réalisées au Cemagref par Youbi-Idrissi et al. [6]. Les auteurs ont simulé numériquement l'impact de la quantité d'eau brumisée sur le COP, le travail du compresseur et sur la puissance frigorifique. Les conclusions de ce travail montrent que le COP d'une machine frigorifique augmente avec la quantité d'eau brumisée. Cette augmentation peut atteindre jusqu'à 55% par rapport au COP de la même machine sans brumisation. Pour obtenir ces résultats plusieurs hypothèses importantes sont posées, notamment:

- tant que l'air n'est pas saturé en humidité, l'eau brumisée s'évapore totalement avant d'atteindre le condenseur ;
- lorsque l'air entrant dans l'échangeur est saturé en humidité et chargé en gouttes d'eau, un taux de captation des gouttes sur les parois de l'échangeur et une surface mouillée sont fixés pour déterminer le débit d'eau évaporé dans l'échangeur ;
- les échanges entre l'air et le fluide frigorigène sont calculés comme entre deux fluides circulant à contre-courant.

Ensuite, une étude numérique a été réalisée par Yu et al. [7] à partir de données d'un système de refroidissement d'eau. Cette étude porte sur l'évolution du COP et de la consommation générale en électricité de l'installation obtenues avec brumisation du condenseur. Les paramètres de l'étude sont principalement les conditions de températures et d'humidité de l'air entrant dans le condenseur et le mode de régulation de l'appareil (régulation par la pression HPC et par la température de condensation CTC).

Cette étude montre une augmentation du COP grâce à la brumisation jusque 10% avec une régulation HPC et jusque 61,7% pour une régulation CTC et une réduction de 18% de la consommation électrique annuelle avec la régulation CTC. Numériquement, les hypothèses sur l'évaporation sont les mêmes que dans les travaux de Youbi-Idrissi et al. L'écart entre les prédictions du modèle et les données expérimentales au niveau de la puissance du compresseur est au maximum de 10 %. La quantité d'eau brumisée dans cette étude n'est pas optimisée car des gouttes d'eau impactent puis ruissellent le long du condenseur. Cela pose le problème sur cette installation d'une accélération de l'érosion et d'un risque sanitaire (Traitement filtre particule et traitement UV en amont)

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

II.1. Introduction:

Dans ce chapitre, nous proposons un modèle numérique simplifié d'un condenseur à air bruissé sous MATLAB dont l'organigramme est donné en annexe (A) développé à partir d'un bilan massique et thermique pour un régime sans excès d'eau. Utilisant ce modèle, une étude de sensibilité des principaux paramètres caractéristiques des phénomènes aérodynamiques et thermiques mis en jeu au cours du procédé de brumisation sera exposée et commentée.

II.2. Modèle de condenseur à air brumisé:

Nous cherchons dans ce modèle à représenter les transferts de chaleur et de masse lorsqu'un condenseur à air, d'une géométrie donnée, est confronté à un écoulement diphasique constitué d'air et de brume (fines gouttes d'eau). Nous avons retenu pour cette modélisation, les hypothèses suivantes :

- Le régime thermique étudié est permanent ;
- L'air et les gouttelettes d'eau possèdent la même vitesse ;
- La puissance du condenseur est maintenue constante ;
- La température de l'air est considérée comme donnée de la modélisation aussi bien que le taux de captation calculé à partir d'une corrélation de la littérature [8].

II.3.Caractéristiques du condenseur:

La figure (II.1) représente un échangeur à tubes ailetés et les principales caractéristiques géométriques nécessaires pour le modèle (Annexe B).

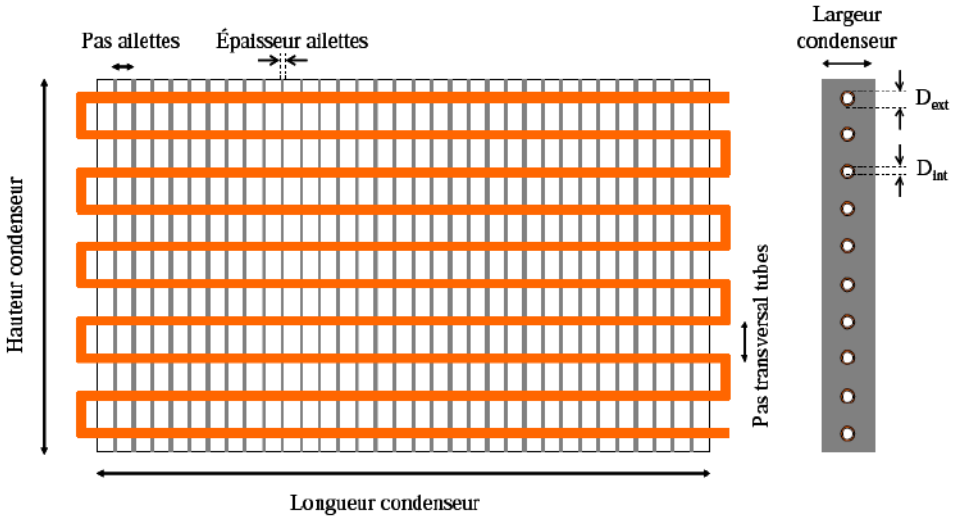


Figure II.1 : Schéma d'un échangeur à tubes ailetés[9]

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

À partir de ces données d'entrée, il est possible de déterminer les caractéristiques nécessaires pour évaluer le transfert thermique dans un tel échangeur :

- La longueur du tube : $L_{tube} = Lo_{cond}\, N_{pass}$ (II.1)

- La surface extérieure du tube : $S_{ext_tube} = \pi\, L_{tub}\, D_e$ (II.2)

- La surface intérieure du tube: $S_{int_tube} = \pi\, L_{tub}\, D_i$ (II.3)

- La surface des ailettes: $S_{ail} = 2\frac{Lo_{cond}}{PAS_{ail}} La_{cond}\, Ha_{cond}$ (II.4)

- La surface totale d'échange extérieure: $S_{ech} = S_{ext_tube} + S_{ail}$ (II.5)

- Flux de chaleur échangé: $Q = KS_{ech}\Delta T_{LM}$ (II.6)

Avec :

$$KS_{ech} = \frac{1}{R_{int} + R_{ext} + R_{cond}}$$

On définit les résistances thermiques de convection côté air et côté fluide frigorigène et de conduction à travers la paroi de l'échangeur. Les résistances thermiques correspondantes de conduction dans le tube (R_{cond}) et de convection à l'intérieur entre la paroi du tube et le fluide frigorigène(R_{int}), et à l'extérieur entre les parois de l'échangeur et l'air (R_{ext}) sont définies pour une dans l'équation suivante :

$$R_{int} = \frac{1}{h_{int}\, S_{int-tube}}\ ;\quad R_{ext} = \frac{1}{h_{ext}\, (S_{ext-tube} + \eta S_{ail})}\ ;\quad R_{cond} = \frac{ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\,\pi\,\lambda_{tube}\, L_{tube}}$$

ΔT_{LM} est l'écart de température logarithmique moyen donné par :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)}$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

où : $\Delta T_{max} = \Delta T_{ech} + \Delta T_p$ et $\Delta T_{min} = \Delta T_p$

L'efficacité d'une ailette rectangulaire longitudinale est exprimée par :

$$\eta = \frac{th(\omega l)}{(\omega l)}$$

ω est la paramètre de l'ailette donné par :

$$\omega = \sqrt{\frac{H_{ail}}{\lambda_{ail} E_{ail}}}$$

La température de paroi qui peut être exprimée par l'équation suivante :

$$T_p = T_a + \frac{Q}{h_{ext} * S_{ech}} \quad \text{(II.7)}$$

II.4. Bilan massique:

La brumisation d'eau dans l'air nécessite d'introduire un bilan de masse dans le modèle et de prendre en compte l'évaporation des gouttelettes d'eau et leurs interactions avec les parois du condenseur. En effet, la brumisation va modifier les propriétés physiques et thermodynamiques de l'air et plus particulièrement la température et l'humidité.

II.4.1.Transfert de masse:

Le débit d'eau nécessaire à la saturation de l'air est fonction du débit d'air et de ses conditions de température et d'humidité avant brumisation. Il peut être calculé à partir de l'équation suivante :

$$\dot{m}_l = \dot{m}_{as}(\omega_{sat} - \omega_0) \quad \text{(II.8)}$$

Le débit massique de l'air sec est déduit de la relation suivante :

$$\dot{m}_{as} = \frac{Q}{cp_a \Delta T_{ech}}$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

On définit un taux de captation qui représente la quantité d'eau que reçoit la surface d'attaque (surface d'échange extérieure du condenseur) durant la brumisation:

$$\dot{m}_c = \tau_c . \dot{m}_l \quad \text{(II.9)}$$

Dans un régime sans excès d'eau, le débit d'eau capté est égal au débit d'eau évaporé.

Aussi, le débit maximum d'eau évaporé peut être exprimé par la relation suivante :

$$\dot{m}_{ev,max} = A_m \, K_m \left(w_{sat,p} - w_{sat,a}\right) \quad \text{(II.10)}$$

Où :

K_m est le coefficient de transfert de masse, $w_{sat,p}$ et $w_{sat,a}$ sont respectivement les humidités absolues de l'air saturé à la température de paroi et à la température de l'air, A_m est la surface mouillée participant à l'évaporation.

Les humidités absolues de l'air sec et de l'air saturé sont respectivement :

$$w_0 = 0.622 \times \frac{P_v}{(P_{atm} - P_v)} \quad \text{(II.11)}$$

$$w_{sat} = \frac{0.622 \times P_{vs}}{P_{atm} - P_{vs}}$$

La pression partielle de vapeur est exprimée par :

$$P_v = \frac{\varphi \, P_{vs}}{100} \quad \text{(II.12)}$$

La pression de saturation, P_{vs}, est calculée par la corrélation suivante :

$$P_{vs} = exp\left(23.28199 - \frac{3780.82}{T_a + 273} - \frac{225805}{(T_a + 273)^2}\right) \quad \text{(II.13)}$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Le coefficient de transfert de masse peut être calculé par l'intermédiaire de l'analogie transfert de masse/transfert de chaleur de Chilton- Colburn . Pour un mélange air-vapeur, le nombre de Lewis est supposé unitaire :

$$Le = \frac{he}{K_{m\ cp,a}} = 1 \qquad \text{(II.14)}$$

Où:

$$K_m = \frac{he}{CP_a} \qquad \text{(II.15)}$$

II.4.2. Coefficient de convection externe:

La convection de l'air sur la paroi est dans notre cas le phénomène offrant le plus de résistance thermique, c'est lui qui va principalement gouverner le transfert de chaleur. On détermine son coefficient grâce au facteur de Colburn déterminé expérimentalement par [10] :

$$J = \frac{Nu}{Re_{Dc}\, Pr^{\frac{1}{3}}} \qquad \text{(II.16)}$$

Où :

Le nombre de Nusselt est défini par rapport au diamètre de col D_c :

$$N_u = \frac{h_{ext}\ D_e}{\lambda_a} \qquad \text{(II.17)}$$

Le nombre de Prandtl est :

$$P_r = \frac{\mu_a C_{pa}}{\lambda_a} \qquad \text{(II.18)}$$

Le nombre de Reynolds est :

$$R_{eDc} = \frac{\rho_a\ V_{a,\max}\ \ D_e}{\mu_a} \qquad \text{(II.19)}$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Le facteur de Colburn est donné par :

$$J = 0.394 {R_e}_{De}^{-0.392} \left(\frac{E_{P\ ail}}{D_e}\right)^{-0.0449} N_{nap}^{-0.0897} \left(\frac{Pas_{ail}}{D_e}\right)^{-0.212} \quad \text{(II.20)}$$

On en déduit :

$$h_{ext} = \frac{\lambda_a\ j\ {Re}_{De} Pr^{\frac{1}{3}}}{De} \quad \text{(II.21)}$$

Les corrélation utilisées pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l'air et de l'eau sont données en annexe (C).

II.4.3. Coefficient de convection interne:

Le coefficient de convection interne est calculé à partir des relations données pour un écoulement dans un tube lisse. On utilise les relations de Colburn qui nécessitent les hypothèses suivantes :

Emolument établi	$\frac{Lo_{cond}}{D_{int}} > 60$
Emolument turbulent	$10^4 < Re_{Dint} < 1{,}2.10^5$
	$0{,}7 < Pr_r < 100$

Le nombre de Nusselt correspondant à ces hypothèses est donné par :

$$N_u = 0{,}023 Pr_r^{\frac{1}{3}} {Re_{Dint}}^{0.8} \quad \text{(II.22)}$$

On en déduit le coefficient de convection intérieur :

$$h_{int} = 0{,}023 Pr_r^{\frac{1}{3}} {Re_{Dint}}^{0,8} \frac{\lambda_r}{D_{int}} \quad \text{(II.23)}$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

II.5. Transfert de chaleur:

Durant la brumisation du condenseur, la puissance échangée côté air est constituée de trois contributions :

- Un flux convectif: Q_{cv}=$h\ S_{ech}\left(T'_p - T_h\right)$, T'_p étant la température de la paroi après brumisation.
- Un flux sensible: $Q_{sen} = \dot{m}_c C_{pl}(T'_p - T_h)$ correspondant au réchauffement des gouttelettes d'eau captées par la surface d'échange de la température T_h $à\ T'_p$.

  T_h étant la température humide de l'air calculée par la corrélation suivante :

$$T_h = (0{,}2831 * \varphi^{0.2735} \times Ta + 0{,}0003018 \times \varphi^2 + 0{,}01289 \times \varphi - 4{,}0962) \quad \text{(II.24)}$$

- Un flux latent: $Q_l = \dot{m}_{ev}\Delta H_v$ nécessaire à l'évaporation de l'eau déposée en surface du condenseur et des gouttelettes d'eau en suspension dans l'air.

$$Q = Q_{cv} + \dot{m}_c C_{pl}\left(T'_p - T_h\right) + \dot{m}_{ev}\Delta \mathrm{H}_v \quad \text{(II.25)}$$

Sans brumisation, le bilan des échanges thermiques se résume à l'unique flux convectif :

$$Q = h_e\ S_{ech}(T_P - T_a) \quad \text{(II.26)}$$

Ainsi, dans un régime sans excès d'eau, on peut définir un taux d'intensification d'échanges thermiques exprimé par :

$$\frac{h}{h_e} = [1 - \frac{\dot{m}_c\left(C_{pl.}(T'_p - T_h) + \Delta \mathrm{H}_v\right)}{Q}][\frac{T_p - T_a}{T'_p - T_h}] \quad \text{(II.27)}$$

Ce rapport ne permet pas de caractériser l'efficacité de la brumisation mais donnera des éléments de réponses quant à la baisse de la température de condensation et l'amélioration du COP du système frigorifique complet. L'équation (II.27) met en évidence un rapport d'écart de température. Ce rapport compare la différence de température entre la paroi du condenseur et l'écoulement d'air, avant et après brumisation. L'intensification du coefficient d'échange est d'autant plus grande que ce rapport est grand et que le terme multipliant le débit d'eau capté est petit. Ainsi, l'intensification dépend fortement de la température de paroi T'_p après brumisation

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

III.1. Introduction:

Dans ce chapitre les principaux résultats de la modélisation numérique sont présentés. Utilisant ces résultats, une étude de sensibilité des principaux paramètres caractéristiques des phénomènes aérodynamiques et thermiques mis en jeu au cours du procédé de brumisation sera exposée et commentée.

III.2. Influence du taux de capitation:

La figure (III.1) présente le comportement du facteur d'intensification vis-à-vis du taux de captation pour différentes vitesses de l'écoulement. Les résultats sont obtenus pour une humidité relative de 30% et un écart de température constant entre la surface et l'écoulement. L'intensification du coefficient d'échange de l'air est plus importante pour un faible taux de captation et de fortes vitesses. Lorsque le taux de captation augmente, le facteur d'intensification diminue et une valeur du taux de captation est mise en évidence, à partir de laquelle il est plus intéressant de travailler avec de faibles vitesses pour obtenir une meilleure intensification thermique. Une réserve concernant ces résultats peut cependant être émise puisque l'écart de température entre l'écoulement et la surface est supposé constant en raison de l'absence de relation entre le taux de captation et la température de paroi. Or on peut supposer que la température de paroi diminue lorsque le taux de captation augmente.

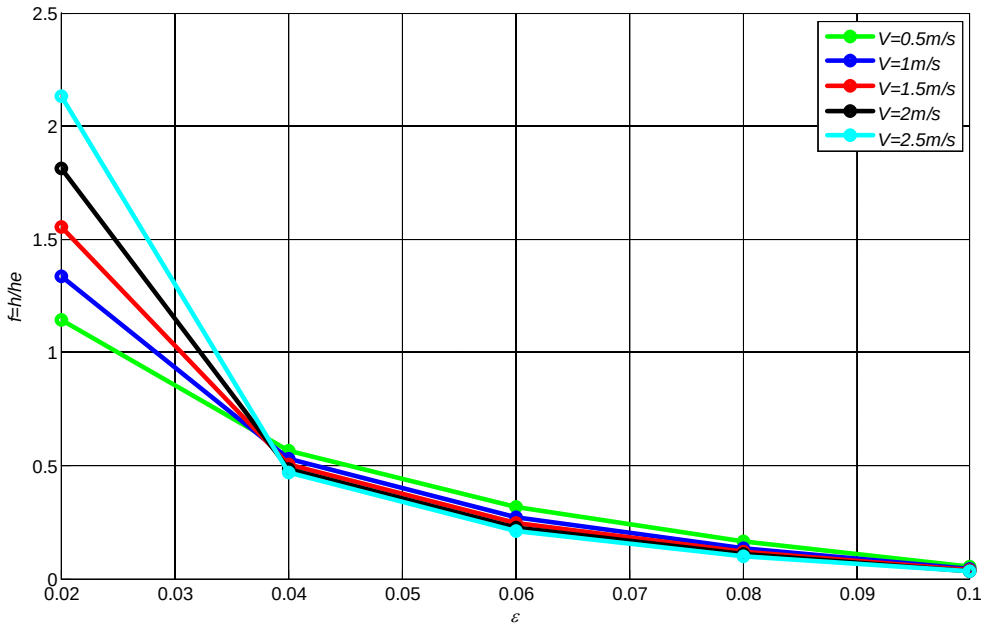


Figure III.1 : Facteur d'intensification thermique en fonction du taux de captation pour différentes vitesses d'écoulement

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

III.3. Influence de température ambiante:

La figure (III.2) présente l'évolution de l'intensification du coefficient d'échange de l'air, en fonction de la température ambiante pour différentes vitesses d'écoulement. Les résultats sont obtenus pour une humidité relative de 30%. Le facteur d'intensification diminue quand *Ta* augmente à cause du rapport de différence de température entre la paroi et l'écoulement d'air, avant et après brumisation.

De cette figure ressort également une variation du facteur d'intensification en fonction de la vitesse de l'écoulement d'air. On constate une intensification maximale du coefficient d'échange pour des vitesses moins importantes. Cet effet est notamment remarquable pour une température ambiante faible. Cela s'explique par un taux de captation moins important lorsqu'on diminue la vitesse, par conséquent, dans l'équation (II.27) le terme que multiplie le débit d'eau décroit et devient de plus en plus négligeable tandis que le rapport de température s'accroit.

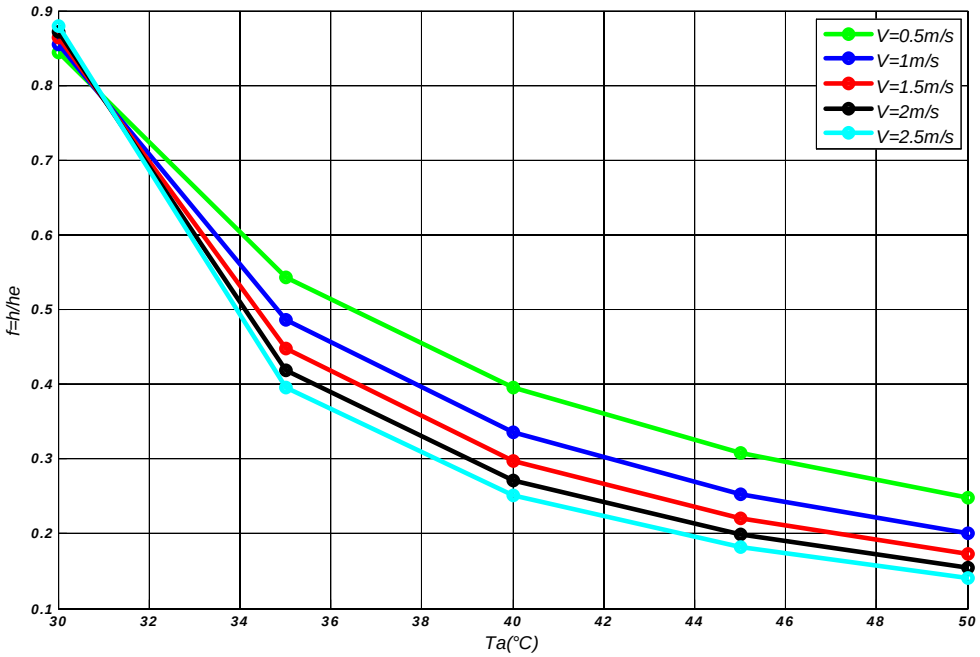


Figure III.2 : Facteur d'intensification thermique en fonction de la température ambiante pour différentes vitesses d'écoulement

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

III.4. Influence de la vitesse d'écoulement:

La figure (III.3) présente l'évolution du facteur d'intensification du coefficient d'échange en fonction de la vitesse d'écoulement pour différents écarts de température entre la surface du condenseur et l'écoulement. Les résultats sont obtenus pour une humidité relative de 30%. Cette figure montre que le facteur d'intensification est plus important pour de faible écart de température

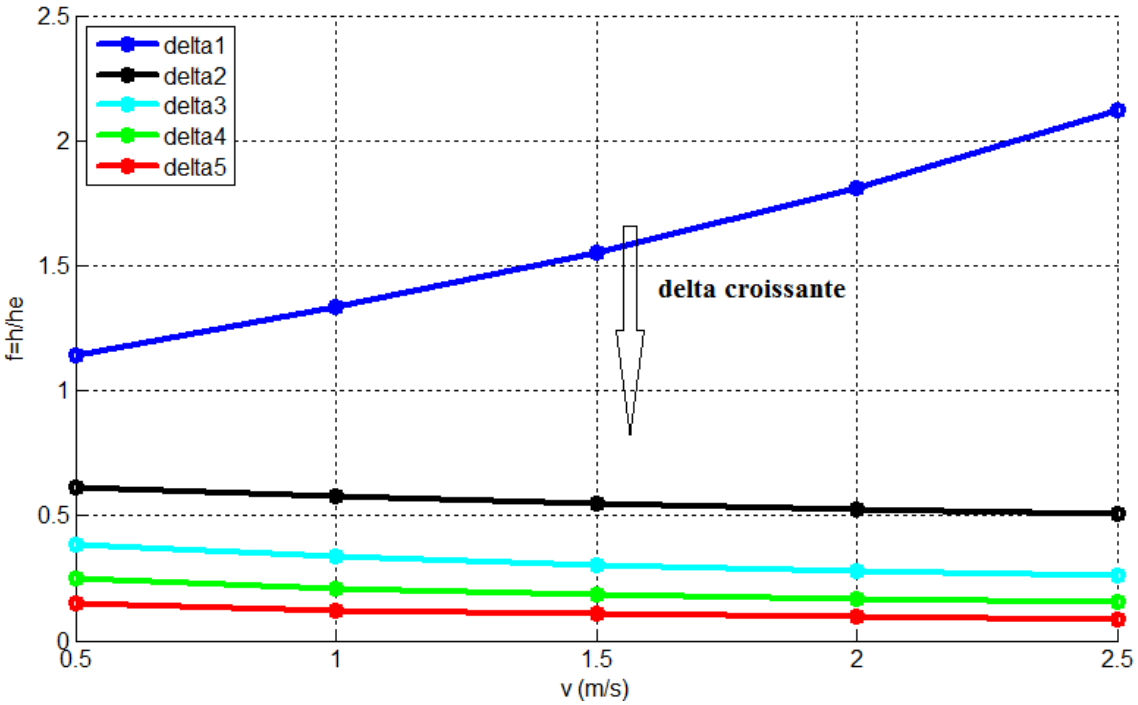


Figure III.3: Facteur d'intensification thermique en fonction de vitesses d'écoulement pour l'écart de température.

III.5. Influence de l'humidité relative de l'air:

La figure (III.4) présente l'influence de l'humidité relative initiale de l'air sur le facteur d'intensification. Les résultats sont obtenus pour une vitesse d'écoulement de 1,5 m/s. Sans excès d'eau, le facteur d'intensification augmente pour de faibles humidités relatives car l'écart de température($T_p^{'} - T_h$) diminue plus vite que le débit d'eau capté $\dot{m}_c$ augmente. En effet, pour de faibles humidités relatives, le débit d'eau $\dot{m}_l$ à apporter à l'écoulement d'air est plus conséquent pour atteindre la saturation de l'air en eau. Dans ces conditions, la température humide de l'air est également plus faible aussi bien que la température de paroi $T_p^{'}$ après brumisation qui subit un refroidissement, d'où un faible écart de température($T_p^{'} - T_h$).

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

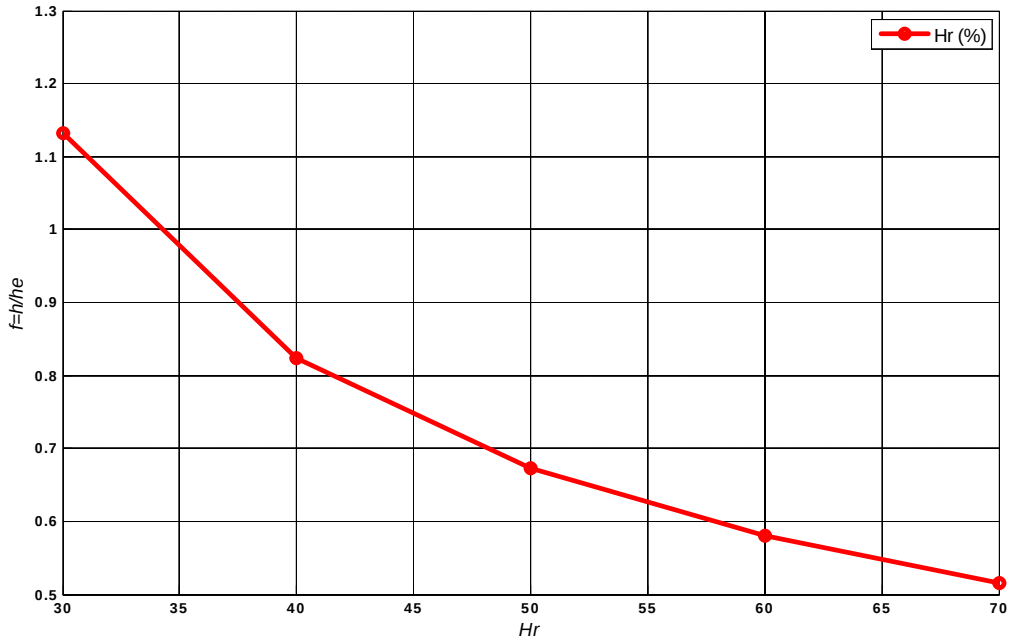


Figure III.4. Facteur d'intensification thermique en fonction de l'humidité relative

III.6. Conclusion:

La brumisation du condenseur se traduit par une intensification des échanges thermiques côté air. De cette étude ressortent deux paramètres primordiaux que sont la température de surface du condenseur et le débit d'eau capté par la surface de l'échangeur constitué de tubes et d'ailettes. Aussi, l'étude de sensibilité utilisant le modèle développé a permis de mettre en évidence la présence des optimums. Cependant, un fort couplage entre paramètres caractérisant le procédé de brumisation (humidité relative, taux de captation, vitesse de l'écoulement) a été observé, sa quantification requiert des caractérisations expérimentales.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Conclusion et perspectives :

Dans ce mémoire, les bénéfices de la brumisation, appliquée à des condenseurs à air des machines frigorifiques, ont été démontrés. Un code sous MATLAB a été développé pour caractériser l'intensification des transferts thermiques au niveau de ces condenseurs.

Une étude paramétrique sur l'intensification des transferts thermiques au niveau des condenseurs a ensuite été réalisée avec le condenseur sélectionné. Les principaux paramètres étudiés sont, le taux de captation, la température extérieure ambiante, la vitesse du vent, l'humidité relative et l'écart de température entre l'écoulement et la surface du condenseur après brumisation.

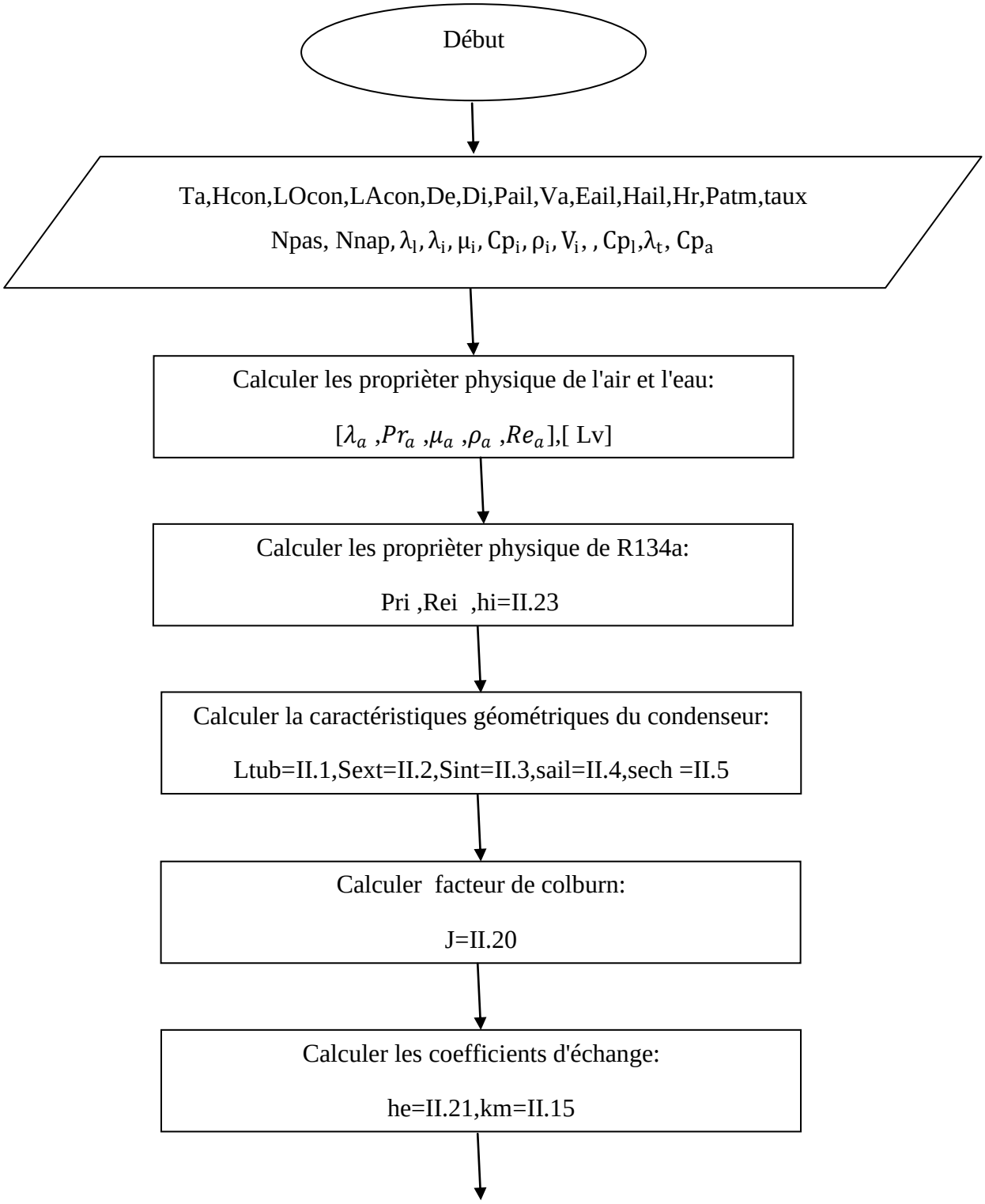
L'étude de sensibilité utilisant le modèle développé a permis de mettre en évidence la présence des optimums. Cependant, un fort couplage entre paramètres caractérisant le procédé de brumisation (humidité relative, taux de captation, vitesse de l'écoulement) a été observé, sa quantification requiert des caractérisations expérimentales.

Un autre aspect peut-être développé avec l'utilisation de la brumisation. Il concerne le dimensionnement des machines frigorifiques. En effet celles-ci sont volontairement surdimensionnées afin d'éviter les risques de dysfonctionnement et d'assurer une puissance de réfrigération suffisante lorsque la température ambiante est élevée. Avec la brumisation des condenseurs, ce surdimensionnement peut être évité permettant ainsi de faire un gain énergétique supplémentaire et de réduire la quantité de fluide frigorigène, qui rappelons-le, est un gaz à effet de serre.

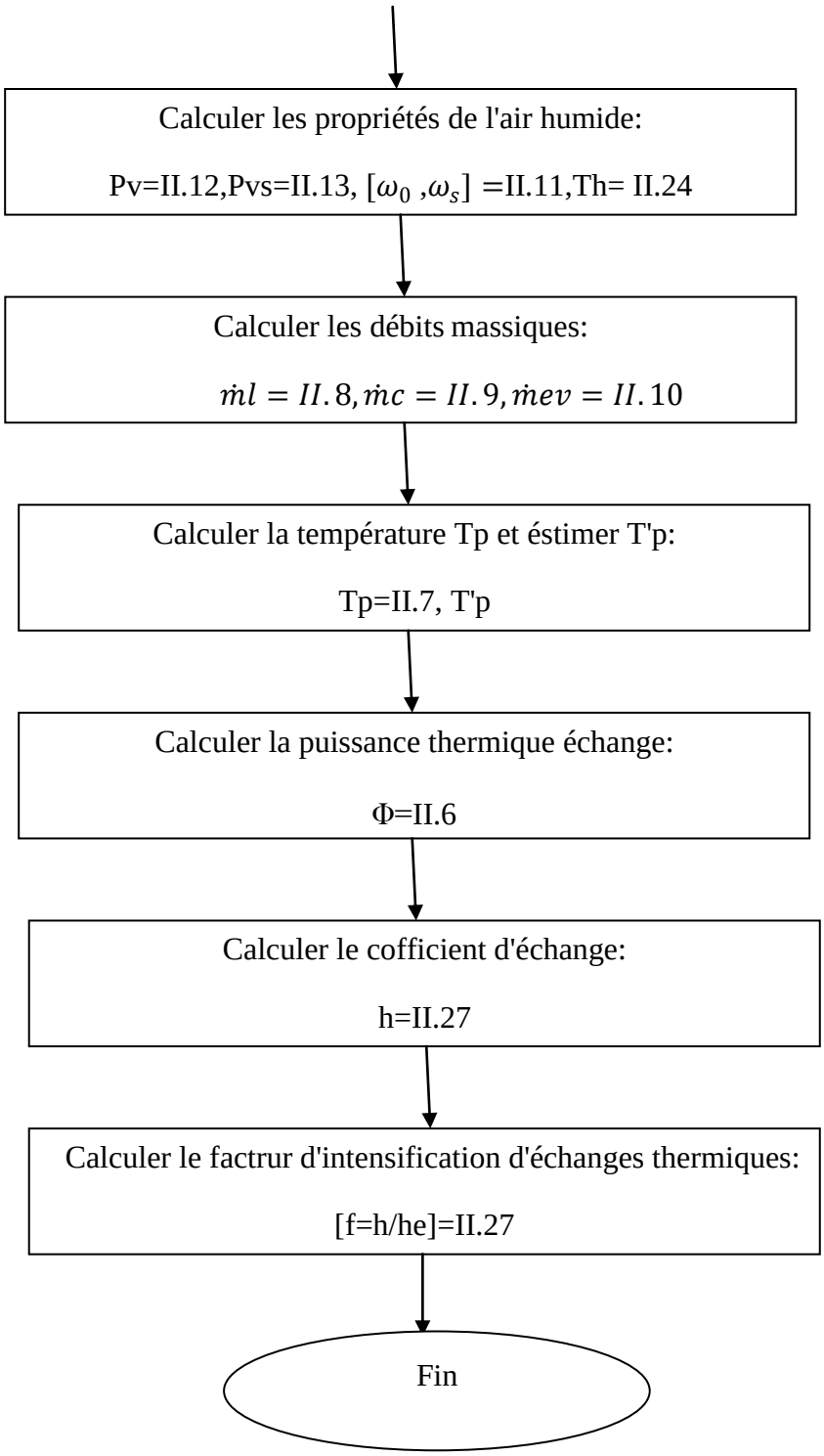
Enfin pour évaluer le réel gain énergétique et environnemental, il sera nécessaire d'effectuer une analyse de cycle de vie.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Annexes (A)
Organigramme de calcul



This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com



This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Annexe B

Paramètres d'entrée pour l'étude de cas en application du modèle

Paramètre	valeur
Condenseur à air en tubes et ailettes :	
–Longueur/hauteur/profondeur.....(m)	1,122/0,398/0,156
– Diamètre interne/externe du tube..... (m)	0,013/0,016
– Nombre de nappe..... ..(-)	8
–Nombre de passe……..(-)	16
–épaisseur d'ailette..... (m)	0,0002
–Pas d'ailette..... (m)	0,003
– Conductivité thermique tube/ailette ….. (W $\cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	360/203
– hauteur d'ailette…….(m)	0,1
Cycle frigorifique :	
– Fluide frigorigène.....	R-134a
– Capacité calorifique massique……...…(J.kg^{-1}.°C^{-1})	1,34
–Conductivité thermique……...….... (W.m^{-1}.°C^{-1})	0,092
–Viscosité dynamique ……...…(Pas)	271,08×10^{-6}
–Masse volumique…… (kg. m^{-3})	1298,7
–Vitesse d'écoulement..……....(m/s)	1,5
Brumisation :	
– Température d'air..... (°C)	30/35/40/45/50
– Humidité relative..... (%)	30/40/50/60/70
– vitesse de l'air……..…(m/s)	[0,5/1/1,5/2/2,5]
–Ecart d'échauffement…… (°C)	7
–Ecart de pincement..……. (°C)	5

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Annexes C

Corrélations des propriétés thermodynamiques de l'air et de l'eau

Corrélations entre 0 et 100 °C

(θ : température en °C , T température en K)

Pour l'air

▪ $\rho = \frac{353}{(\theta + 273)}$	kg m^{-3}	
▪ $c_p = 1008$	J kg^{-1} °C^{-1}	
▪ $\lambda = 7{,}57.10^{-5}\,\theta + 0{,}0242$	W m^{-1} °C^{-1}	$r^2 = 0{,}9999$
▪ $\mu = 10^{-5}\,(0{,}0046\,\theta + 1{,}7176)$	Pa s	$r^2 = 0{,}9997$
▪ $\alpha = 10^{-5}\,(0{,}0146\,\theta + 1{,}8343)$	m^2 s^{-1}	$r^2 = 0{,}9986$
▪ $Pr = -2{,}54.10^{-4}\,\theta + 0{,}7147$		$r^2 = 0{,}9767$
▪ $\beta \approx \frac{1}{T}$	K^{-1}	

Pour l'eau

▪ $\rho = -0{,}00380\,\theta^2 - 0{,}0505\,\theta + 1002{,}6$	kg m^{-3}	$r^2 = 0{,}9982$
▪ $c_p = 4180$	J kg^{-1} °C^{-1}	
▪ $\lambda = -9{,}87.10^{-6}\,\theta^2 + 2{,}238.10^{-3}\,\theta + 0{,}5536$	W m^{-1} °C^{-1}	$r^2 = 0{,}9987$
▪ $\mu = 10^{-4}\,(0{,}00200\,\theta^2 - 0{,}3389\,\theta + 17{,}199)$	Pa s	$r^2 = 0{,}9815$
▪ $\alpha = 10^{-7}\,(-0{,}00360\,\theta + 1{,}340)$	m^2 s^{-1}	$r^2 = 0{,}9734$
▪ $Pr = 1{,}577.10^{-3}\,\theta^2 - 0{,}261\,\theta + 12{,}501$		$r^2 = 0{,}9796$
▪ $\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu\lambda} = (0{,}0105\,\theta^2 + 0{,}477\,\theta - 0{,}0363)\,10^9$	°C^{-1} m^{-3}	$r^2 = 0{,}9992$
▪ $\log_{10}[p_{sat}(T)] = 20{,}3182 - \frac{2795}{T} - 3.868\,\log_{10}(T)$	mmHg	-50°C < θ > 200°C
▪ $Lv = 2495 - 2{,}346\,\theta$	kJ.kg^{-1}	0°C < θ < 100°C

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Référence:

[1] : M. Youbi-Idrissi, H. Macchi-Tejeda, L. Fournaison, J. Guilpart, Numerical model of a sprayed air-cooled condenser coupled to a refrigerating system, Energy Conversion and Management, 28, 1943-1951, 2007.

[2]: Coulomb, D. (2005). "IIR listing of refrigeration research properties." Int. J. Refrig. 28:973-6.

[3]: CFmnLog (TECHNIQUE GENERALE), TECHNIQUE DU FROID COURS DE BASE, Edition: juillet07 YSH04054.

[4]: livre Jacque bouteloup;Michel LEguay; Jean Ligen: production chaud et faroid.

[5]: Jones, A. et Nolan, P. F. (1995). "Discussions on the use of fine water sprays or mists for fire suppression." J. Loss Prev. Process Ind., 8(1):17-22.

[6]:Youbi-Idrissi, M., Macchi-Tejeda, H., Fournaison, L., Guilpart, J. (2007). "Numerical model of sprayed air cooled condenser coupled to refrigerating system." Energy Conversion and Management 48(7): 1943-1951.

[7]:Yu F.W., Chan K.T. (2011). "Improved energy performance of air-cooled chiller system with mist pre-cooling Mist improvement on air-cooled chillers." Applied Thermal Engineering, 31: 537-544.

[8]: I. Allais, G. Alvarez, D. Flick, Analyse du transfert thermique entre un cylindre et un écoulement d'air chargé en gouttelettes d'eau. Revue Générale de Thermique, 36, 276-288, 1997.

[9]: Julien TISSOT; thèse de doctorat; Amélioration des performances énergétiques et Environnementales des systèmes frigorifiques au moyen de la brumisation des condenseurs à air; octobre 2011

[10]: Wang, C.C., Chang, Y.J., Hsieh, Y.C., Lin, Y.T. (1996). "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins." Int. J.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Ref., 19(4): 223-230.

[11]: Yves Jannot; Transferts et échangeurs de chaleur

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com