



MÉMOIRE

PRÉSENTÉ À

L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À CHICOUTIMI

COMME EXIGENCE PARTIELLE

DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

PAR

CÉDRIC DUCHESNE

DÉVELOPPEMENT D'OUTILS SERVANT À LA CONCEPTION DE CELLIERS

ET DE CAVES POUR LA GARDE DU VIN

AUTOMNE 2019

TABLE DES MATIÈRES

Table des matières	i
Liste des figures	iii
Liste des symboles	vii
Résumé	xi
Remerciements	xiii
Introduction	1
1 Revue de la littérature	5
1.1 Plan de la revue	5
1.2 Mécanismes de transfert de chaleur	6
1.3 Mécanismes thermiques relatifs à l'évaporateur	18
1.4 Besoin énergétique de refroidissement des corps	25
1.5 Autres sources de chaleur	26
1.6 Évaporateurs	27
1.7 Modèles d'optimisation thermique et économique	49
2 Méthodologie	53
2.1 Modèle des besoins énergétiques d'un cellier	53
2.2 Modèle de la puissance thermique de refroidissement d'un évaporateur	66
2.3 Modèle servant à la conception d'un évaporateur	77
3 Résultats et discussion	89
3.1 Première comparaison	90
3.2 Deuxième comparaison	97
3.3 Troisième comparaison	103
Conclusions et Recommendations	111
Bibliographie	115

LISTE DES FIGURES

1.1	Schéma du gradient de la température dans une section de mur d'épaisseur e , ayant une aire latérale moyenne A et une conductivité thermique k	9
1.2	Schéma du gradient de la température dans une section de tube ayant longueur L et une conductivité thermique k	10
1.3	Schéma du déplacement de l'air lors de la convection forcée et naturelle autour d'un œuf (Yunus Cengel, 2015)	11
1.4	Valeurs de rendement pour des ailettes en disques fixées à un tube (Yunus Cengel, 2015)	20
1.5	Explications et patrons d'écoulement dans un tube vertical (W. Kays, 1984) .	23
1.6	Patrons d'écoulement dans un tube horizontal (W. Kays, 1984)	23
1.7	Illustration d'écoulements stratifiés, des angles secs et de l'épaisseur des films (W. Kays, 1984)	25
1.8	Schéma et diagramme T-s pour un cycle de réfrigération idéal (Yunus Cengel, 2015)	28
1.9	Schéma et diagramme T-s pour un cycle de réfrigération réaliste (Yunus Cengel, 2015)	30
1.10	Schéma d'échangeurs à courants-croisés avec ou sans mélange du fluide extérieur (Yunus Cengel, 2015)	34
1.11	Valeurs d'efficacité pour les échangeurs à courants perpendiculaires (Yunus Cengel, 2015)	34
1.12	Exemples de géométries de plis pour les plaques des échangeurs de type Plaque-ailettes (John Hesselgreaves, 2017)	36
1.13	Disposition générale des composantes des évaporateurs de type Plaque-ailettes et illustrant l'orientation des deux fluides (Hydraulics&Pneumatics, 2018) . .	36
1.14	Vue de proche d'un échangeur de type Plaque-ailette fabriqué par Hilavis (Hilavis, 2018)	37
1.15	Graphiques de la température des fluides et le schéma d'échangeurs de type Tube-tube (Yunus Cengel, 2015)	38
1.16	Échangeur Tube-tube à plusieurs passes fabriqué par ItalianFoodTech (2018) .	39
1.17	Schéma d'un échangeur Tubes-calandre à écoulements parallèles (Yunus Cengel, 2015)	40
1.18	Exemple d'un échangeur Tubes-calandre à écoulements parallèles fabriqué par MarinerSpotted (MarinerSpotted, 2018)	40

1.19	Schéma d'un évaporateur Plaques-cadre et les patrons d'écoulement des deux fluides (Dawref, 2018)	41
1.20	Exemple réel de plusieurs géométries et tailles de plaques disponibles sur le marché (John Hesselgreaves, 2017)	42
1.21	Ailettes circulaires fusionnées directement avec le tube par extrusion (Spiral-FinnedTube, 2018)	43
1.22	Système d'ailerres et de tubes assemblé par expansion (MadeinChina, 2018) .	43
1.23	Évaporateurs de type Tubes-ailerres près à l'utilisation (DIYTrade, 2018) . . .	44
1.24	Schéma d'une section d'échangeur de chaleur de type Spirale (John Hesselgreaves, 2017)	45
1.25	Vue de l'intérieur d'un échangeur Spirale (ElancoHeatExchangers, 2018) . .	46
1.26	CUBE ⁰ de la compagnie The Wine Square (L'HebdoJournal, 2018)	47
2.1	Onglet des entrées et sorties pour le module des besoins de refroidissement sur Excel (partie 1)	55
2.2	Onglet des entrées et sorties pour le module des besoins de refroidissement sur Excel (partie 2)	56
2.3	Schéma de la séparation en hexagones des ailerres (Sadler, 2000)	67
2.4	Exemple de manchon servant à la fabrication d'évaporateurs (LVG, 2018) . .	67
2.5	Onglet des entrées et des sorties pour le module de calcul des évaporateurs sur Excel (Partie 1)	68
2.6	Onglet des entrées et des sorties pour le module de calcul des évaporateurs sur Excel (Partie 2)	69
2.7	Schéma d'un élément pour le calcul des évaporateurs	70
2.8	Schéma thermique équivalant d'un élément de l'évaporateur	76
2.9	Échantillons de tubes munis d'ailerres fournis par LVG comme exemple pour la fabrication d'évaporateurs	79
2.10	Onglet des entrées et sorties pour le module de conception des évaporateurs sur Excel (partie 1)	80
2.11	Onglet des entrées et sorties pour le module de conception des évaporateurs sur Excel (partie 3)	81
2.12	Onglet des entrées et sorties pour le module de conception des évaporateurs sur Excel (partie 2)	82
2.13	Schéma d'un évaporateur dans un conduit de ventilation et les dimensions importantes	83
2.14	Coupe d'un conduit contenant un évaporateur et les dimensions importantes pour les calculs	84
2.15	Coupe d'un évaporateur montrant la disposition générale des tubes munis d'ailerres) et les dimensions importantes	85
3.1	Visuel du premier cellier test de LVG	90
3.2	Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le premier cellier test (partie 1)	91

3.3	Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le premier cellier test (partie 2)	92
3.4	Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le premier cellier test (partie 1)	93
3.5	Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le premier cellier test (partie 2)	94
3.6	Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le premier cellier test (partie 1)	95
3.7	Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le premier cellier test (partie 2)	96
3.8	Visuel du deuxième cellier test de LVG	97
3.9	Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le deuxième cellier test (partie 1)	98
3.10	Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le deuxième cellier test (partie 2)	99
3.11	Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le deuxième cellier test (partie 1) . .	100
3.12	Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le deuxième cellier test (partie 2) . .	100
3.13	Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le deuxième cellier test (partie 1)	101
3.14	Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le deuxième cellier test (partie 2)	102
3.15	Visuel du troisième cellier test de LVG	104
3.16	Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le troisième cellier test (partie 1)	105
3.17	Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le troisième cellier test (partie 2)	106
3.18	Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le troisième cellier test (partie 1) . . .	107
3.19	Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le troisième cellier test (partie 2) . . .	108
3.20	Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le troisième cellier test (partie 1)	109
3.21	Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le troisième cellier test (partie 2)	110

LISTE DES SYMBOLES

Unités :

K	Kelvin
$^{\circ}C$	Degré Celsius
$^{\circ}F$	Degré Fahrenheit
s	Seconde
h	Heure
m	Mètre
pi	Pied
po	Pouce
g	Gramme
J	Joule
BTU	British Thermal Unit
W	Watt
R	Valeur d'isolation équivalente à $pi^2 \cdot ^{\circ}F / BTU / h$
CFM	Valeur de débit volumique équivalente à $pi^3 / min = 0,000472 m^3 / s$

Indices :

<i>AIR</i>	Air
<i>REFRIG</i>	Réfrigérant
<i>VIN</i>	Vin
<i>VERRE</i>	Verre
<i>TUBE</i>	Tubes
<i>FIN</i>	Ailettes
<i>MUR</i>	Murs
<i>PORTE</i>	Porte
<i>S</i>	Surfaces
<i>BOUT</i>	Bouteilles
<i>INT</i>	Intérieur
<i>EXT</i>	Extérieur
<i>COND</i>	Conduction
<i>CONV</i>	Convection
<i>RAD</i>	Radiation
<i>MIN</i>	Minimum
<i>MAX</i>	Maximum
<i>i</i>	Indice
<i>C</i>	Corrigé
<i>R</i>	Refroidissement
<i>STAB</i>	Stabilisation
<i>EQ</i>	Équivalent
<i>TOT</i>	Total
<i>INIT</i>	Initial
<i>FINAL</i>	Final
<i>INF</i>	Infini
<i>NET</i>	Nette
<i>H</i>	Zone à haute température
<i>L</i>	Zone à basse température
<i>SAT</i>	Saturé
<i>Al</i>	Aluminium
<i>Cu</i>	Cuivre

Symboles	Descriptions	Unités
Températures :		
T	Température	K
ΔT_{LMTD}	Différence de température logarithmique moyenne	K
Dimensions :		
e	Épaisseur	m
r	Rayon	m
H	Hauteur	m
L	Longueur	m
P	Profondeur	m
L_C	Longueur caractéristique (Yunus Cengel, 2015)	m
X_T	Distance transversale des tubes par rapport à l'écoulement	m
X_L	Distance longitudinale des tubes par rapport à l'écoulement	m
Autres paramètres :		
t	Temps	s
Δt	Différence de temps	s
A	Aire ou surface	m^2
m	Masse	kg
ρ	Densité	kg/m^3
C_P	Chaleur massique	$J/kg \cdot K$
ν	Viscosité cinématique	m^2/s
μ	Viscosité dynamique	$kg/m \cdot s$
v	Vitesse	m/s
\dot{m}	Débit massique	kg/s
$g = 9.81$	Accélération gravitationnelle	m/s^2
β	Coefficient d'expansion volumique : $\beta = 2/(T_S + T_{INF})$	K^{-1}
$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$	Constante de Stefan-Boltzman	$W/m^2 \cdot K^4$
κ	Conductivité thermique	$W/m \cdot K$
h	Coefficient de transfert de chaleur	$W/m^2 \cdot K$
\dot{Q}	Puissance thermique	W
R	Résistance thermique	K/W
h_C	Conductance de contact entre deux solides	$W/m^2 \cdot K$
U	Conductance thermique	W/K
h	Enthalpie	kJ/kg
W_{NET}	Puissance nette (Compresseur)	W
\dot{Q}_H	Puissance thermique évacuée (Condenseur)	W
\dot{Q}_L	Puissance thermique absorbée (Évaporateur)	W

Quantités adimensionnelles :

ε	Émissivité
Pr	Nombre de Prandtl
Gr	Nombre de Grashof
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
Nu	Nombre de Nusselt
η	Rendement
ε_{Eff}	Efficacité
NTU	Nombre d'unités de transfert
COP	Coefficient de performance
$I_N()$	Fonction de Bessel modifiée de la forme un et d'ordre N
$K_N()$	Fonction de Bessel modifiée de la forme deux et d'ordre N

RÉSUMÉ

La Vieille Garde est une entreprise œuvrant dans la conception et la fabrication de celliers et de caves à vin selon les demandes et les contraintes de chacun de leurs clients. Elle souhaite mieux connaître les forces et les faiblesses de leurs produits en vu de les améliorer ou concevoir de nouveaux modèles plus optimisés.

Pour ce faire, avec l'aide du logiciel Microsoft Excel, un premier module de calculs estime le besoin énergétique de refroidissement des enceintes thermiques. Ce module tient compte des pertes de chaleur à travers les différentes parois, de l'effet des ouvertures de la porte, du besoin de refroidissement des bouteilles de vin qui entrent à température ambiante et des autres sources de chaleur externes comme l'éclairage, le soleil, le compresseur, le condenseur, etc.

Ensuite, un autre module évalue l'absorption de chaleur possible que peut réaliser un évaporateur déjà existant. Il tient en compte la géométrie des tubes, des ailettes et du conduit de ventilation, du débit du réfrigérant dans les tubes et de l'air autour de l'évaporateur.

Un troisième module de calcul sert d'outil pour la conception d'un évaporateur en fonction du besoin énergétique et des géométries du cellier ou de la cave à vin dans lequel il sera

utilisé. En effet, l'enceinte thermique est conçue à partir des demandes et préférences du client. L'évaporateur doit répondre aux besoins de refroidissement et s'adapter à l'espace qui lui est réservé. Le module va donc utiliser les contraintes de dimensions, de composantes (tubes, ailettes, manchons, etc.) et de ventilation afin de suggérer une disposition pour les tubes qui réduit leur nombre et par la même occasion minimise le coût total de fabrication de l'évaporateur.

Finalement, en prenant des projets typiques déjà réalisés par La Vieille Garde dans le passé, les résultats obtenus avec l'aide des modules de calculs sont comparés et analysés afin de proposer des pistes d'optimisation ou d'amélioration.

REMERCIEMENTS

Je voudrais d'abord remercier ma directrice de maîtrise, madame Lyne St-Georges, et mon co-directeur, monsieur Laszlo Kiss. J'ai pu profiter de leurs grandes connaissances scientifiques et de leurs vastes expériences. Sans l'aide et le support qu'ils m'ont apportés, le projet de réaliser une maîtrise en génie n'aurait pas été possible.

Merci à la compagnie La Vielle Garde qui a inspirée le sujet de ce mémoire et qui a partagée son savoir et son expérience dans la fabrication de celliers et de caves à vin. J'ai grandement apprécié le temps que j'ai passé dans l'entreprise.

Je remercie l'Université du Québec à Chicoutimi, le Département des Sciences Appliquées et ses professeurs pour tout le savoir qu'ils m'ont transmis et les nombreuses opportunités qu'ils m'ont données.

Je voudrais également remercier tous les employés du GRIPS, de La Vielle Garde et de l'UQAC qui m'ont aidé dans les dernières années.

Finalement, un grand merci à ma famille et tous mes amis pour leur support émotionnel au cours de mon cheminement académique.

INTRODUCTION

MISE EN CONTEXTE

La Vieille Garde est une entreprise fondée en 2004 et située à Saint-Honoré au Saguenay (LVG, 2018). Elle œuvre principalement dans la conception et la fabrication de celliers, caves à vin et de composantes diverses servant à la réfrigération. Leurs produits appartiennent soit à une gamme standard ou sont conçus sur mesure suite à la demande d'un client, que ce soit un particulier ou une entreprise. L'objectif de l'entreprise est de créer un produit qui plait visuellement au client et assure une garde optimale du vin.

La conception des celliers et des caves à vin dépend de plusieurs facteurs comme les dimensions disponibles, la température de refroidissement, les conditions environnantes extérieures, les matériaux utilisés pour la construction, la quantité de bouteilles de vin à refroidir, le temps de refroidissement, le type de porte, l'effet thermique dû à l'ouverture de la porte, la présence de ventilateurs dans l'enceinte thermique, le niveau d'exposition au soleil, etc. Ces différents facteurs ont une influence directe sur la conception du cellier ou de la cave afin d'assurer le maintien des conditions de garde du vin.

Afin d'assurer une température adéquate, La Vieille Garde utilise des systèmes de refroidissement constitués d'un compresseur, d'un condenseur, d'une valve d'expansion et d'un évaporateur. La composante servant à la régulation de la température interne par absorption de l'énergie thermique est l'évaporateur. Il est un assemblage composé de plusieurs séries de tubes passant à travers des ailettes mises en parallèles les unes par rapport aux autres. En effet, l'air à refroidir circule autour de la surface externe de l'évaporateur le long des ailettes et des tubes.

L'énergie est absorbée avec l'aide des différents mécanismes de transfert de chaleur et est transmise au fluide réfrigérant, circulant à l'intérieur des tubes du système de refroidissement, par l'entremise d'une paroi métallique. La vitesse avec laquelle l'évaporateur va refroidir l'enceinte thermique varie en fonction des matériaux avec lesquels il a été fabriqué, de la géométrie des ailettes, de la distance entre les ailettes, la qualité des joints tubes-ailettes, de la quantité de tubes et, de leur disposition, de la température de l'air et du réfrigérant, du débit d'air externe et, de réfrigérant interne, des pertes de charges dans les fluides, etc.

PROBLÉMATIQUE ET OBJECTIFS

Lors de la conception des celliers et des caves à vin, les employés de La Vieille Garde utilisent principalement leur expérience acquise au fil des années pour planifier un système fonctionnel. Par contre, aucun calcul d'ingénierie n'est fait afin de prédire le besoin énergétique nécessaire au maintien de la température idéale du vin. De plus, aucun test de performance n'est réalisé avant la livraison du produit final pour s'assurer que la capacité de refroidissement est suffisante. De cette façon, sans connaître les paramètres de refroidissement précis de leurs systèmes, ils sont limités quant à la possibilité de développer de nouveaux concepts novateurs, plus adaptés ou plus performants.

L'objectif principal de ce projet était de produire des outils d'ingénierie permettant d'identifier les forces et les faiblesses des produits de La Vieille Garde. Pour ce faire, avec l'aide du logiciel Microsoft Excel (Microsoft, 2018), un module de calcul a été développé afin d'estimer la quantité de refroidissement nécessaire pour atteindre les conditions de garde optimales voulues à partir des caractéristiques de l'enceinte thermique. Un autre module a été produit afin d'évaluer la puissance de refroidissement maximale qu'un évaporateur peut absorber en fonction des conditions d'écoulement des fluides, de l'espace disponible et de sa géométrie. Par la suite, un module fait le lien entre la puissance de refroidissement nécessaire et différents paramètres de conception afin d'estimer les dimensions de l'évaporateur le moins coûteux possible répondant aux contraintes de refroidissement du projet.

Les valeurs obtenues avec l'aide des calculateurs ont été comparées avec des projets réalisés antérieurement, par La Vieille Garde, et analysées afin de proposer des pistes d'amélioration possibles pour leurs systèmes.

ORGANISATION DU DOCUMENT

Ce document est divisé en cinq chapitres. Ce chapitre présente La Vieille Garde et le type de services qu'ils offrent à leurs clients. De plus, il définit les objectifs de travail et la composition du mémoire lui-même.

Le second chapitre est la revue de littérature. On y détaille les principaux mécanismes de transfert de chaleur présents, les principes de fonctionnement d'un évaporateur, du refroidissement des corps et les autres sources de chaleur possibles. Par la suite, le cycle de refroidissement, les notions de *NTU* et *LMTD* sont expliqués. Finalement, on présente plusieurs types différents d'échangeurs de chaleur et quelques modèles d'optimisation.

Dans le troisième chapitre, la méthodologie autour de la création des modules de calculs est expliquée. Les formules, les techniques et les hypothèses servant aux calculs des besoins énergétiques et des puissances de refroidissement sont détaillés. On retrouve aussi une analyse thermique et économique de la fabrication et production des évaporateurs.

Le quatrième chapitre présente des exemples des calculs pour des celliers typiques déjà fabriqués par LVG, les résultats obtenus, les comparaisons avec ces projets et l'optimisation de l'évaporateur à partir des modules de calcul.

Finalement, le chapitre 5 donne les conclusions et recommandations relatives au projet de maîtrise.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 PLAN DE LA REVUE

Les calculs nécessaires à la caractérisation thermique des celliers et des caves à vin comprennent plusieurs composantes essentielles comme :

- les principaux mécanismes de transfert de chaleur, que sont la conduction, la convection et la radiation ;
- l'effet des ailettes sur la surface extérieure des tubes de l'évaporateur et l'évaporation du réfrigérant à l'intérieur de ces tubes ;
- le refroidissement de corps chauds, comme les bouteilles de vin qui entrent à température ambiante et la rotation de l'air qui se produit lors de l'ouverture d'une des portes du cellier ou de la cave à vin ;
- les autres sources de chaleurs plus difficilement prévisibles comme, l'ensoleillement, l'effet du condenseur ou du compresseur, l'éclairage, etc. ;
- les notions de base d'un cycle de refroidissement, les principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur de type air-liquide et certains modèles d'échangeur sont aussi présentés ;

- les grandes lignes de quelques articles présentant des modèles d'optimisation thermique ou économique sont brièvement expliqués.

Les différents éléments ici énumérés seront traités plus en détails dans les sections qui suivent.

1.2 MÉCANISMES DE TRANSFERT DE CHALEUR

La conduction, la convection et la radiation s'appliquent autant aux enceintes thermiques qu'aux différentes géométries des évaporateurs. Leurs géométries sont composées généralement d'une combinaison de surfaces planes et cylindriques. Les principes de base des calculs sont essentiellement les mêmes, il faut seulement faire varier les points de références et les systèmes de coordonnées.

1.2.1 CONDUCTION

Le premier mécanisme de transfert de chaleur à l'étude est la conduction. Celle-ci se produit principalement dans les corps solides et est causée par un gradient interne de température. Les atomes chauds, ayant une énergie thermique plus élevée, transmettent une partie de cette énergie à ceux plus froids dans le but d'amener les corps à un état d'équilibre thermique stable. La conduction dépend de la nature du corps (matériaux, conductivité thermique, homogénéité, continuité, etc.) et de la géométrie (dimensions, surfaces planes, cylindriques ou sphériques, etc.)

Cet ouvrage s'intéresse aux celliers, aux caves à vin et aux évaporateurs pour le refroidissement de l'air. Ceux-ci peuvent être considérés comme un ensemble de surfaces planes et cylindriques. De cette façon, les équations générales de transfert de chaleur par conduction pour les coordonnées cartésiennes et cylindriques sont :

Système de coordonnées cartésiennes :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{e}_{GEN} = \rho C_P \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.1)$$

Système de coordonnées cylindriques :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{e}_{GEN} = \rho C_P \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.2)$$

Les termes de la forme $A \frac{\partial}{\partial n} \left(B \frac{\partial T}{\partial n} \right)$ (où A est $[1, \frac{1}{r}]$ ou $[\frac{1}{r^2}]$, B est $[k]$ ou $[kr]$ et n est la direction $[x, y, z, r]$ ou $[\phi]$) correspondent aux différentiels de température et aux conductivités thermiques dans la direction indiquée par la dérivée partielle n. \dot{e}_{GEN} est le taux de génération de chaleur constant par unité de volume. Quant à $\rho C_P \frac{\partial T}{\partial t}$, c'est la capacité du corps à transmettre ou absorber de l'énergie thermique lorsque le système est dans une période de transition hors de son équilibre.

Pour le cas d'une unité de réfrigération, la conduction est observée sous deux formes : un transfert d'énergie thermique par l'entremise des parois extérieures des celliers et un échange de chaleur dans les composantes solides de l'évaporateur dû à la température très basse du réfrigérant dans les tubes. Pour simplifier les calculs, les hypothèses suivantes sont posées : le transfert de chaleur se fait dans une seule direction (x ou r), il n'y a pas de génération de chaleur dans les solides, la conductivité thermique des matériaux est constante et le système est en régime permanent. Les équations générales de transfert de chaleur par conduction peuvent donc être simplifiées comme suit :

Système de coordonnées cartésiennes :

$$\frac{d^2T}{dx^2} = 0 \quad (1.3)$$

Système de coordonnées cylindriques :

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (1.4)$$

En intégrant ces équations et en posant les bonnes conditions limites, il est possible de retrouver les formules conventionnelles de conduction. Le taux de transfert de chaleur \dot{Q} [W] est fonction du gradient de températures ΔT [K] et de la résistance thermique équivalente du corps R [K/W]. Il est aussi à noter que la direction du flux \dot{Q} est toujours du chaud vers le froid.

$$\dot{Q}_{COND} = \frac{\Delta T}{R_{COND}} \quad (1.5)$$

Les figures 1.1 et 1.2 montrent les dimensions générales pour une section de mur (utilisant le système de coordonnées cartésiennes) et de tube (utilisant le système de coordonnées cylindriques). Les surfaces extérieures sont supposées comme étant à la température T_1 et celles intérieures à T_2 avec $T_1 > T_2$. Les lignes obliques rouges représentent le gradient de température entre les deux surfaces le long de \dot{Q} .

Système de coordonnées cartésien :

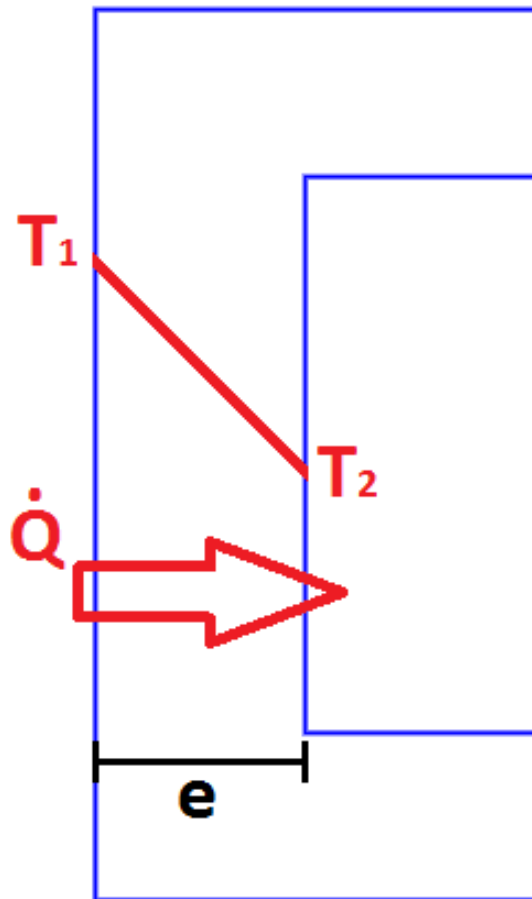


Figure 1.1: Schéma du gradient de la température dans une section de mur d'épaisseur e , ayant une aire latérale moyenne A et une conductivité thermique k

$$\dot{Q}_{COND} = \frac{T_1 - T_2}{R_{COND}} = k \cdot A \frac{T_1 - T_2}{e} \quad (1.6)$$

où

$$R_{COND} = \frac{e}{k \cdot A} \quad (1.7)$$

Système de coordonnées cylindrique :

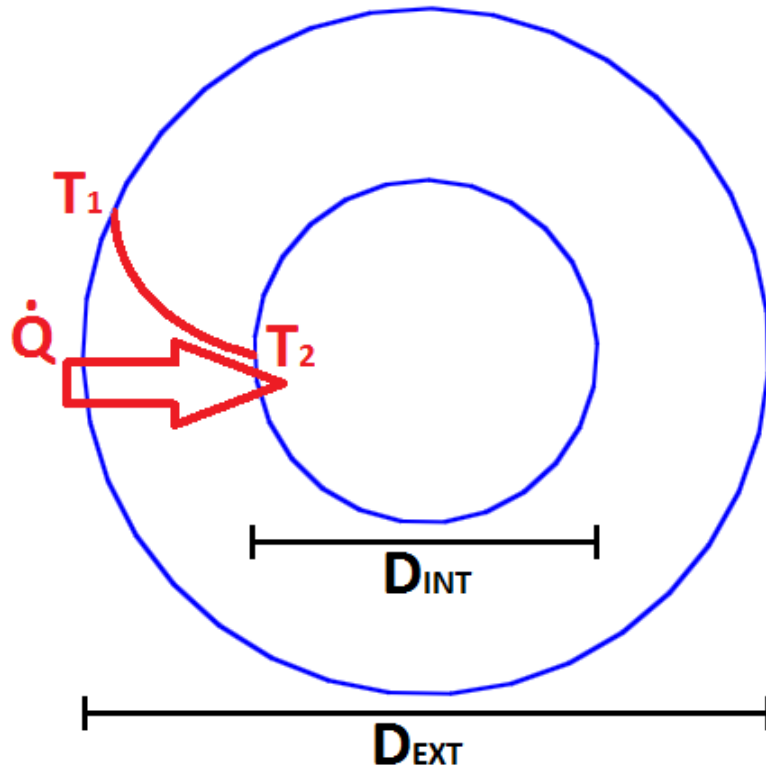


Figure 1.2: Schéma du gradient de la température dans une section de tube ayant longueur L et une conductivité thermique k

$$\dot{Q}_{COND} = \frac{T_1 - T_2}{R_{COND}} = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \frac{T_1 - T_2}{\ln(D_{EXT}/D_{INT})} \quad (1.8)$$

où

$$R_{COND} = \frac{\ln(D_{EXT}/D_{INT})}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} \quad (1.9)$$

1.2.2 CONVECTION

Le second mécanisme de transfert de chaleur est la convection. C'est le déplacement d'énergie thermique par l'intermédiaire d'un fluide en le faisant circuler d'un point vers un autre. Deux types existent, soit la convection forcée et la convection naturelle.

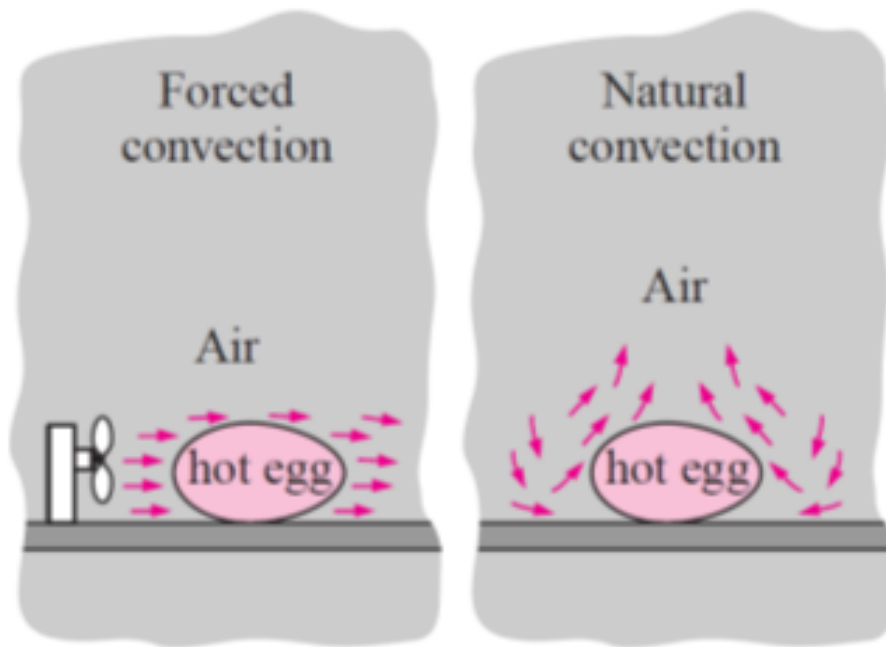


Figure 1.3: Schéma du déplacement de l'air lors de la convection forcée et naturelle autour d'un œuf (Yunus Cengel, 2015)

Convection naturelle

La convection naturelle est définie par le déplacement d'un fluide sans aide externe. Ces mouvements sont dus à des forces volumiques. Elle est caractérisée avec l'aide de plusieurs nombres adimensionnels permettant de la quantifier.

Le premier nombre décrivant un écoulement naturel est celui de Grashof Gr . Il représente le ratio des forces de flottabilité par rapport aux forces visqueuses agissant sur le fluide. Un

grand Gr signifie que le fluide s'élève plus facilement par flottaison (poussée d'Archimède).

Le nombre de Grashof se calcule comme suit :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta (T_S - T_{INF}) L_C^3}{\nu^2} \quad (1.10)$$

Dans l'équation 1.10, ν est la viscosité cinématique, g correspond à la constante gravitationnelle, $\beta = 2/(T_S + T_{INF})$, avec T_S et T_{INF} étant respectivement les températures surface et de l'air loin de surface (dites à l'infini). Les valeurs de L_C dépendent de la géométrie et seront détaillées plus tard.

Ensuite, le nombre adimensionnel de Rayleigh Ra est le produit de la multiplication du nombre de Grashof Gr et de Prandtl Pr (équation 1.11). Pour sa part, Pr représente le rapport entre la viscosité cinématique et la diffusivité thermique ($Pr = \nu/\alpha$) du fluide entourant un corps. De cette façon, Ra représente le ratio des forces de flottabilité et viscosité cinématique par la diffusivité et les forces visqueuses. Un petit Ra indique que l'effet de la conduction est plus grand que celui convectif dans le fluide. Contrairement, pour un Ra plus grand, la convection domine.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (1.11)$$

Le nombre de Nusselt Nu correspond au rapport de la convection par la conduction du fluide. Ce nombre dépend directement de Ra selon la relation : $Nu = C \cdot Ra^n$ (équations 1.12 à 1.13).

Les variables C et n dépendent de la direction du flux de chaleur, du système de coordonnées et de Ra . Voici ces valeurs pour les surfaces typiquement retrouvées dans les celliers à vin.

Pour une surface plane verticale ($L_C=Hauteur$) :

$$Nu = 0.59Ra^{1/4} \quad (1.12)$$

pour $10^4 < Ra < 10^9$

$$Nu = 0.1Ra^{1/3} \quad (1.13)$$

pour $10^{10} < Ra < 10^{13}$

Pour une surface plane horizontale ($L_C=Aire/Périmètre$) :

— Pertes de chaleur par le dessus :

$$Nu = 0.59Ra^{1/3} \quad (1.14)$$

pour $10^4 < Ra < 10^7$

$$Nu = 0.1Ra^{1/3} \quad (1.15)$$

pour $10^7 < Ra < 10^{11}$

— Pertes de chaleur par le dessous :

$$Nu = 0.27Ra^{1/4} \quad (1.16)$$

pour $10^5 < Ra < 10^{11}$

Pour un cylindre horizontal ($L_C = \text{Diamètre}$) :

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (1.17)$$

pour $Ra \leq 10^{12}$

À partir du nombre de Nusselt, il existe une relation permettant de calculer le coefficient de transfert de chaleur convectif h [W/m^2K] naturel. Ce coefficient définit la capacité de l'écoulement fluide à échanger de l'énergie thermique avec la surface solide. Un plus grand h signifie un plus grand taux de transfert par convection à partir de la surface.

Le coefficient de transfert de chaleur dépend de Nusselt, de la conductivité thermique de l'air [W/mK] et de la longueur caractéristique de la surface L_C [m].

$$h_{CONV} = \frac{Nu \cdot k}{L_C} \quad (1.18)$$

Avec la loi de refroidissement de Newton, le coefficient h [W/m^2K] calculé précédemment, la température de la surface [K] et de l'air loin de cette surface (dites à l'infini) [K], il est possible de calculer la puissance thermique \dot{Q} [W] par convection. Aussi, comme pour la conduction, la puissance peut aussi être réécrite en utilisant la notion de résistance thermique.

$$\dot{Q}_{CONV} = \frac{T_S - T_{INF}}{R_{CONV}} = h_{CONV} \cdot A (T_S - T_{INF}) \quad (1.19)$$

où

$$R_{CONV} = \frac{1}{h_{CONV} \cdot A} \quad (1.20)$$

Convection forcée

La convection forcée est définie comme une circulation artificielle du fluide causée par un élément mécanique externe (exemples : ventilateur, pompe, etc.) Elle est caractérisée par une vitesse d'écoulement relativement élevée autour de l'objet subissant le transfert de chaleur.

Comme pour la convection naturelle, il existe des nombres servant à définir l'état de l'écoulement. En effet, le nombre de Reynolds Re (1.21) désigne le ratio des forces d'inertie par rapport aux forces visqueuses. Pour certaines valeurs de Prandtl Pr et pour un Re relativement petit, on parle d'écoulements laminaires. Contrairement, pour des valeurs de Re plus grand, les écoulements sont plutôt turbulents.

Reynolds dépend directement de la densité ρ [kg/m^3] du fluide, de la vitesse de l'écoulement V [m/s] en convection forcée, de la longueur caractéristique L_C [m] et de la viscosité dynamique μ [$kg/m \cdot s$].

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L_C}{\mu} \quad (1.21)$$

Le nombre de Nusselt Nu est aussi utilisé dans la convection forcée. Il dépend cette fois de Re et Pr selon la relation $Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$. Les valeurs de C , m et n dépendent de la géométrie, de Re et de Pr . Voici les équations complètes, avec les limites applicables, pour les surfaces fréquemment retrouvées dans les échangeurs de chaleur.

Le long d'une plaque :

— Écoulement laminaire :

$$Nu = 0.664Re^{0.5} \cdot Pr^{1/3} \quad (1.22)$$

pour $Pr > 0.6$ et $Re < 5 \cdot 10^5$

— Écoulement turbulent :

$$Nu = 0.037Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (1.23)$$

pour $0.6 < Pr < 60$ et $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$

Perpendiculairement à un cylindre :

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)\right]^{4/5} \quad (1.24)$$

pour $Pr > 0.2$ et $Re > 0.2$

Comme pour la convection naturelle, la valeur de Nu est utilisée pour déterminer coefficient de transfert de chaleur h_{CONV} , puis \dot{Q}_{CONV} et R_{CONV} .

$$h_{CONV} = \frac{Nu \cdot k}{L_C} \quad (1.25)$$

et

$$\dot{Q}_{CONV} = \frac{T_S - T_{INF}}{R_{CONV}} = h_{CONV} \cdot A(T_S - T_{INF}) \quad (1.26)$$

où

$$R_{CONV} = \frac{1}{h_{CONV} \cdot A} \quad (1.27)$$

Radiation

Le troisième mécanisme de transfert de chaleur est la radiation. C'est l'émission de rayonnement thermique par un corps solide chaud (corps 1), puis l'absorption de cette énergie par un autre corps plus froid (corps 2). Il existe un équivalent au coefficient de transfert de chaleur par convection h_{CONV} dans le domaine de la radiation thermique.

Ce coefficient dépend de la température des corps (T_1 et T_2 [K]) et de leurs émissivités (ε_1 et ε_2). Il existe aussi une certaine corrélation entre le ratio de l'aire des surfaces ($(A_1$ et $A_2)$ [m^2]) et l'émissivité globale du système (équation 1.29).

$$h_{RAD} = \varepsilon_{12} \cdot \sigma \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} \quad (1.28)$$

où

$$\varepsilon_{12} = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (1.29)$$

et

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$$

Avec cet valeur de h_{RAD} , il est possible de réutiliser l'équation 1.26 en l'adaptant pour le cas radiatif. Encore une fois, la formule peut être réécrite en utilisant la notion de résistance thermique. Dans ce cas, A correspond à l'air de la surface à l'étude entre le corps 1 ou 2.

$$\dot{Q}_{RAD} = \frac{T_1 - T_2}{R_{RAD}} = h_{RAD} \cdot A(T_1 - T_2) \quad (1.30)$$

où

$$R_{RAD} = \frac{1}{h_{RAD} \cdot A} \quad (1.31)$$

1.3 MÉCANISMES THERMIQUES RELATIFS À L'ÉVAPORATEUR

Au niveau de l'évaporateur, les effets thermiques que sont la conduction, la convection et la radiation se complexifient légèrement. En effet, les tubes de l'évaporateur sont munis d'ailettes qui augmentent considérablement la surface de contact avec l'air, donc le taux de transfert de chaleur. Aussi, un liquide de réfrigération passe à l'intérieur des tubes et s'évapore progressivement lors de son passage dans l'évaporateur, modifiant par la même occasion les propriétés de l'écoulement.

1.3.1 AILETTES

Lors de la conception des échangeurs de chaleur, afin d'en améliorer les performances, une des solutions les plus simples est augmenter le taux de transfert \dot{Q} par convection au niveau de l'évaporateur. Pour ce faire, des ailettes sont fixées aux tubes de l'évaporateur. Ces ailettes sont des éléments conducteurs servant à accroître la surface totale de transfert de chaleur. En

effet, \dot{Q} est directement proportionnel à l'aire, donc si la surface est plus grande, le taux de transfert réalisé croît aussi.

Le problème principal qui survient avec l'ajout d'ailettes est l'apparition d'une résistance thermique importante au niveau de la fixation des ailettes aux tubes. Effectivement, le contact non-parfait entre les pièces réduit la capacité d'absorption de chaleur des tubes par l'entremise des ailettes et réduit l'efficacité global du système. Si cette résistance est trop grande, l'effet des ailettes peut devenir presque négligeable.

Afin de vérifier les performances du système d'ailettes, il faut d'abord regarder le rendement η . Il varie entre 0 et 100% et correspond au ratio du taux de transfert de chaleur absorbé par une ailette réelle par rapport à celui absorbé par une ailette ayant une conductivité thermique infinie. Cette conductivité thermique signifie que la température est uniforme partout dans l'ailette, soit celle de la base T_{BASE} . Ce rendement se calcule comme suit :

$$\eta_{FIN} = \frac{\dot{Q}_{FIN}}{\dot{Q}_{FIN,MAX}} = \frac{\dot{Q}_{FIN}}{h \cdot A_{FIN}(T_{BASE} - T_{INF})} \quad (1.32)$$

Il existe des tableaux expérimentaux, présents dans plusieurs ouvrages, permettant d'évaluer le rendement du système en fonction de sa géométrie. Par exemple, la figure 1.4 montre un graphique de rendement pour des ailettes en forme de disques fixées sur un tube. Les équations 1.33 à 1.36 ont servies à tracer ce graphique. r_1 , r_2 , t , k et h sont respectivement le rayon externe du tube, le rayon au bout de l'ailette, l'épaisseur de l'ailette, la conductivité thermique de l'ailette et le coefficient de transfert de chaleur par convection autour de l'ailette.

$$\eta_{FIN} = C_2 \frac{K_1(mr_1) \cdot I_1(mr_{2C}) - I_1(mr_1) \cdot K_1(mr_{2C})}{I_0(mr_1) \cdot K_1(mr_{2C}) + K_0(mr_1) \cdot I_1(mr_{2C})} \quad (1.33)$$

avec

$$C_2 = \frac{2r_1/m}{r_{2C}^2 - r_1^2} \quad (1.34)$$

$$m = \sqrt{2h/k \cdot t} \quad (1.35)$$

$$r_{2C} = r_2 + t/2 \quad (1.36)$$

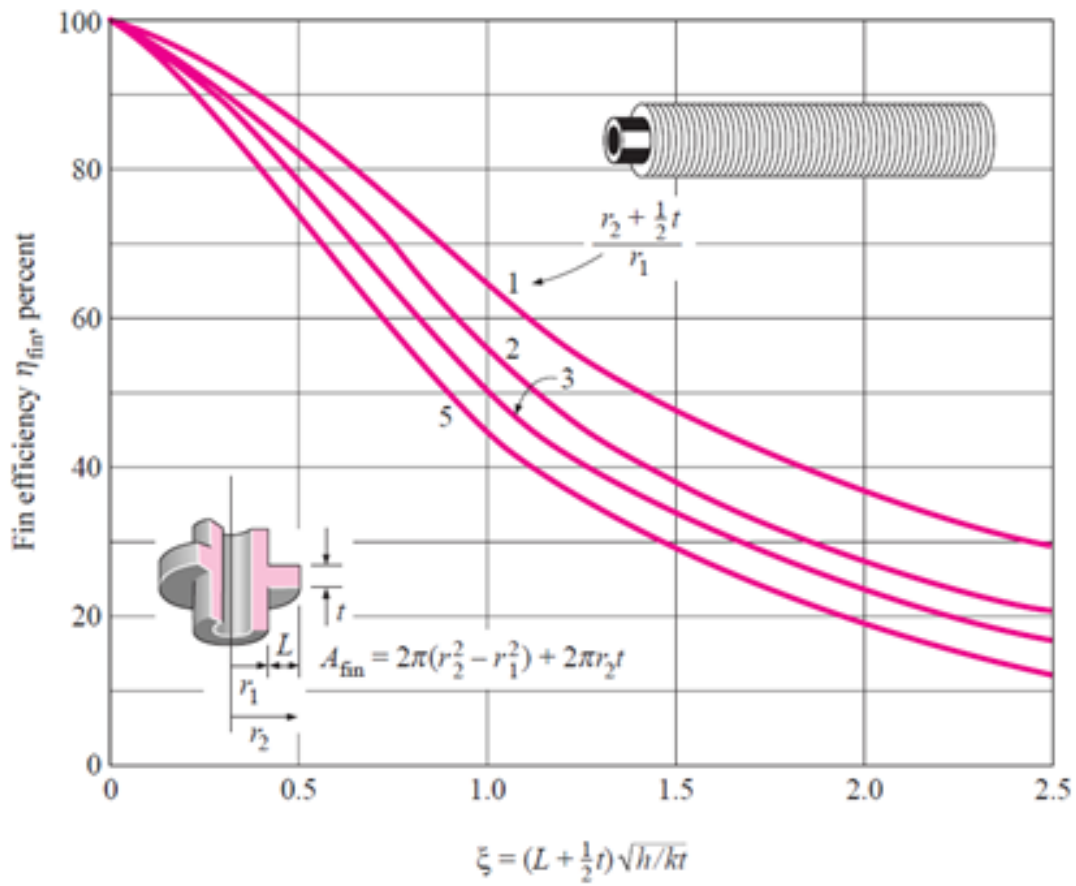


Figure 1.4: Valeurs de rendement pour des ailettes en disques fixées à un tube (Yunus Cengel, 2015)

Une autre quantité permettant de décrire les ailettes est leur efficacité ϵ_{Eff} . Pour la déterminer, il faut comparer le taux de transfert de chaleur d'une surface avec ailette et celui de la même surface sans ailette. Aussi, avec la formule du rendement énoncée précédemment, il est possible de substituer le \dot{Q}_{FIN} du rendement par celui de l'efficacité. Cette opération mathématique permet d'établir une relation entre les deux quantités.

$$\epsilon_{Eff,FIN} = \frac{\dot{Q}_{FIN}}{\dot{Q}_{NOFIN}} = \eta_{FIN} \frac{hA_{FIN}(T_{BASE} - T_{INF})}{hA_{BASE}(T_{BASE} - T_{INF})} = \eta_{FIN} \frac{A_{FIN}}{A_{BASE}} \quad (1.37)$$

Il existe une grande quantité de géométries différentes possibles pour les ailettes et pour les surfaces auxquelles elles sont attachées. Chacune doit être étudiée séparément et a ses propres caractéristiques. Pour cette raison, les fabricants de systèmes surface-ailettes pour le refroidissement les caractérisent par leur résistance thermique R [$^{\circ}C/W$] et leur géométrie.

$$R = (\eta_{FIN} \cdot h \cdot A_{FIN})^{-1} \quad (1.38)$$

1.3.2 ÉCOULEMENTS BIPHASIQUES

À l'intérieur des tubes de l'évaporateur, le fluide réfrigérant est en ébullition. C'est-à-dire qu'il passe de l'état liquide à l'état gazeux. L'ébullition se produit lorsqu'un liquide est en contact avec un solide dont la surface est à une température supérieure à sa température de saturation T_{SAT} . La différence de ces deux températures correspond à la surchauffe de surface.

$$T_S - T_{SAT} = \Delta T_{EXCESS} \quad (1.39)$$

La présence d'ébullition est caractérisée par la formation de bulles de vapeur contre la surface surchauffée. Lorsque leur taille est suffisante, elles se détachent et se déplacent dans le liquide. La formation du gaz et le déplacement des bulles influencent le transfert de chaleur réalisé. En effet, la formation de vapeur produit une différence des propriétés thermodynamiques entre le liquide et le gaz.

Il existe deux classifications d'ébullition, soit avec écoulement forcé ou sans écoulement dans le fluide. Puisqu'on s'intéresse aux systèmes de refroidissement, seul le premier type d'ébullition est présent et sera détaillé. En effet, dans les tubes de refroidissement, le fluide est mis en mouvement par un compresseur qui pousse le réfrigérant dans le tube. Aussi, les bulles gazeuses ne peuvent pas s'échapper à travers la surface solide des tubes et sont entraînées par le liquide tout au long de l'écoulement.

Il y a deux situations principales d'ébullition forcée dans les tubes : lorsque les tubes sont verticaux et lorsqu'ils sont horizontaux. Dans les deux cas, le ratio x de quantité de liquide par rapport à la quantité de vapeur augmente avec l'avancement du réfrigérant dans le conduit. Les figures 1.5 et 1.6 montrent les différents patrons d'écoulements et leurs appellations.

Ébullition dans les tubes verticaux :

$$T > T_{sat}$$

Présence de vapeur seulement

$$T_S > T_{sat} \text{ et } T_{Liquide} = T_{sat}$$

Ébullition nucléée contre la paroi et déplacement des bulles dans le liquide

Regroupement des bulles ensemble pour former des poches de gaz

Régime d'écoulement annulaire (liquide sur la paroi et vapeur au centre)

Liquide est maintenant entraîné par le

$$T_S > T_{sat} \text{ et } T_{Liquide} < T_{sat}$$

Ébullition nucléée contre la surface et condensation lorsque les bulles se déplacent dans le liquide froid

$$T_S < T_{sat}$$

Présence de liquide seulement

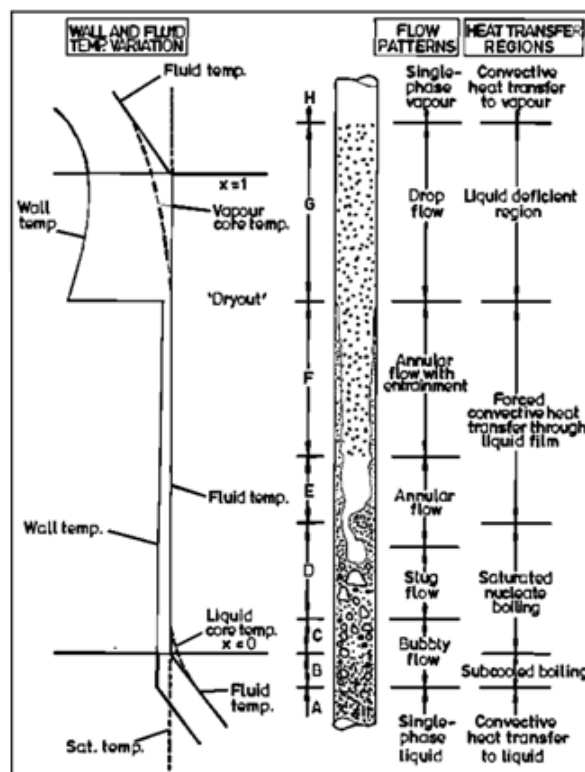


Figure 1.5: Explications et patrons d'écoulement dans un tube vertical (W. Kays, 1984)

Ébullition dans les tubes horizontaux :

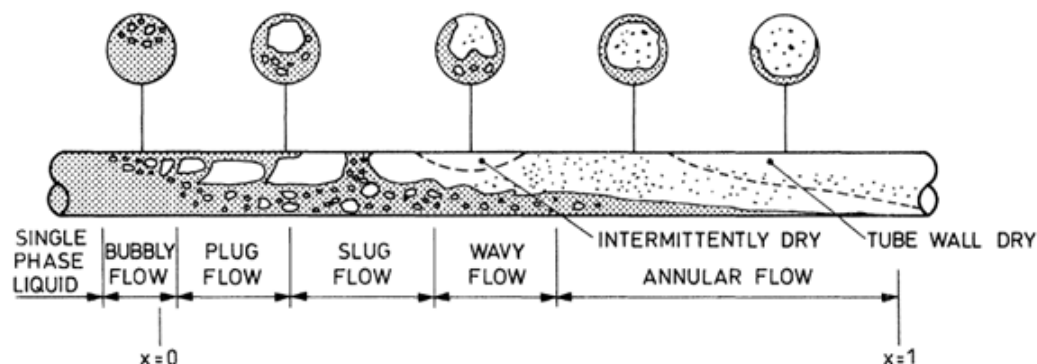


Figure 1.6: Patrons d'écoulement dans un tube horizontal (W. Kays, 1984)

Les patrons d'écoulement sont sensiblement les mêmes dans les tubes horizontaux, mais contrairement aux tubes verticaux, ils ont une distribution asymétrique entre la phase liquide et vapeur.

Le transfert de chaleur varie tout au long des tubes en fonction de la disposition des bulles. Il existe une multitude de modèles différents offrant des méthodes pour estimer la valeur du taux de transfert de chaleur \dot{Q} en tout point de l'écoulement. La plupart d'entre eux définissent un coefficient pour l'ébullition nucléée α_{NB} , un coefficient pour la convection α_{CB} et un total α_{TP} . Les valeurs de α et n , présentes dans l'équation 1.40, dépendent du modèle utilisé. Le livre de Kays (W. Kays, 1984) présente quelques-unes d'entre elles.

$$\alpha_{TP} = [\alpha_{NB}^n + \alpha_{CB}^n]^{1/n} = \frac{\dot{Q}}{T_S - T_{SAT}} \quad (1.40)$$

Pour le cas des tubes horizontaux, on parle d'écoulements stratifiés lorsque la section supérieure du tube est sèche alors que celle inférieure est complètement mouillée. Comme illustré à la figure 1.7, pour la plupart des modèles thermiques, on s'intéresse à l'épaisseur δ de cette couche de liquide et l'angle θ_{STRAT} qui se forme avec la zone mouillée dans le tube. Ce type de patron est causé par la non-uniformité de l'écoulement bi-phasique dans les tubes horizontaux dû à une différence des propriétés thermodynamiques entre le gaz et le liquide.

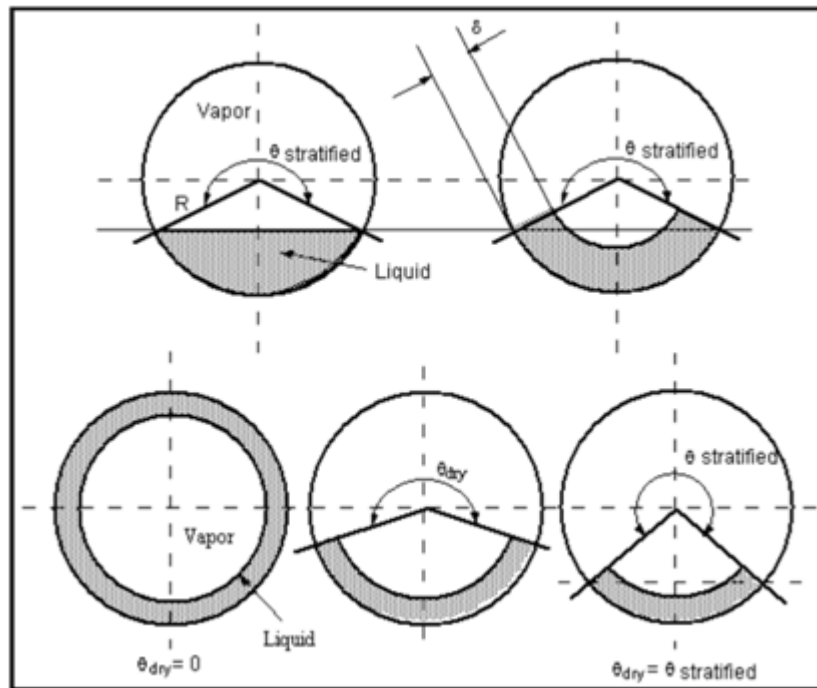


Figure 1.7: Illustration d'écoulements stratifiés, des angles secs et de l'épaisseur des films (W. Kays, 1984)

1.4 BESOIN ÉNERGÉTIQUE DE REFROIDISSEMENT DES CORPS

Pour le cas du refroidissement des bouteilles de vin, elles sont habituellement à température ambiante lorsqu'elles entrent dans le cellier ou la cave à vin. Ainsi, il faut considérer la puissance de refroidissement nécessaire pour amener les bouteilles à la température de garde en un temps prédéterminé par le client.

De la même façon, lorsque la porte d'un cellier ou d'une cave à vin est ouverte, une partie de l'air froid est remplacée par de l'air à température ambiante. Cette nouvelle masse d'air modifie la température de l'environnement interne et doit être refroidie aux conditions idéales.

La puissance nécessaire au refroidissement des corps \dot{Q}_{REFRI} , que ce soit des bouteilles de vin ou de l'air, dépend de la masse m du corps, de sa capacité thermique C_P , de la différence

entre sa température initiale et finale ΔT , et du temps voulu pour atteindre la stabilisation du système Δt en secondes. Il s'agit d'une approximation qui assume une diminution linéaire de la température moyenne des corps.

$$\dot{Q}_{REFRI} = \frac{Q}{\Delta t} = \frac{m \cdot C_P \cdot \Delta T}{\Delta t} \quad (1.41)$$

1.5 AUTRES SOURCES DE CHALEUR

D'autres sources de chaleur peuvent entraîner un déséquilibre thermique ou une erreur dans la précision du besoin énergétique. Ces différents effets peuvent varier dans le temps et dans l'espace. Ils créent des erreurs dans les calculs et peuvent nécessiter un surdimensionnement du système de refroidissement pour contrer leurs effets.

Plusieurs variables climatiques peuvent faire varier le taux de transfert de chaleur comme un ensoleillement trop intense directement sur un cellier, une canicule, des infiltrations d'air, l'ouverture de la porte du bâtiment ou d'une fenêtre, etc.

D'autres facteurs dû à la conception du cellier ou de la cave à vin peuvent causer une déviation quant à la puissance de refroidissement nécessaire à la garde comme la présence de lumières pour éclairer les bouteilles, le positionnement du compresseur ou du condenseur, une géométrie insolite, des matériaux inusités, etc.

Il est aussi possible que les clients utilisent les produits pour d'autres applications que celles prévues. Par exemple, il est possible qu'ils installent leur propre système de contrôle, qu'ils y réfrigèrent d'autres types de produits comme de la bière ou des spiritueux, qu'ils modifient la pièce ou déménage le cellier dans un autre type de pièce. Il est aussi possible que la cave à vin change de propriétaire lors d'une vente et qu'elle soit utilisée complètement autrement, etc.

Tous ces facteurs ont un impact plus ou moins grand sur la puissance de refroidissement que doit procurer l'évaporateur afin de respecter les conditions de garde des bouteilles de vin dans les celliers ou les caves.

1.6 ÉVAPORATEURS

Cette section présente les principes de fonctionnement généraux d'un cycle de refroidissement et des échangeurs de chaleur en général. Par la suite, quelques modèles d'évaporateurs sont présentés afin de comparer leurs avantages et désavantages.

1.6.1 PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT

Cycle de refroidissement

Dans un système de refroidissement, un réfrigérant circule à l'intérieur des tubes cylindriques et passe à travers les quatre éléments essentiels du système : le compresseur, le condenseur, la détente et l'évaporateur. Sa température, sa pression et son état (gaz et liquide) varient continuellement au cours de son passage dans les différentes sections. Les propriétés thermodynamiques du réfrigérant sont exploitées afin d'absorber efficacement l'énergie thermique au niveau de l'évaporateur et pour l'évacuer au niveau du condenseur.

À la figure 1.8, à gauche, on peut voir un schéma de la disposition des quatre composantes dans le cycle de refroidissement et la position des indices. De plus, à droite, il y a un graphique de la température T [K] en fonction de l'entropie s [kJ/kgK] montrant l'évolution du réfrigérant durant sa progression dans un cycle idéal.

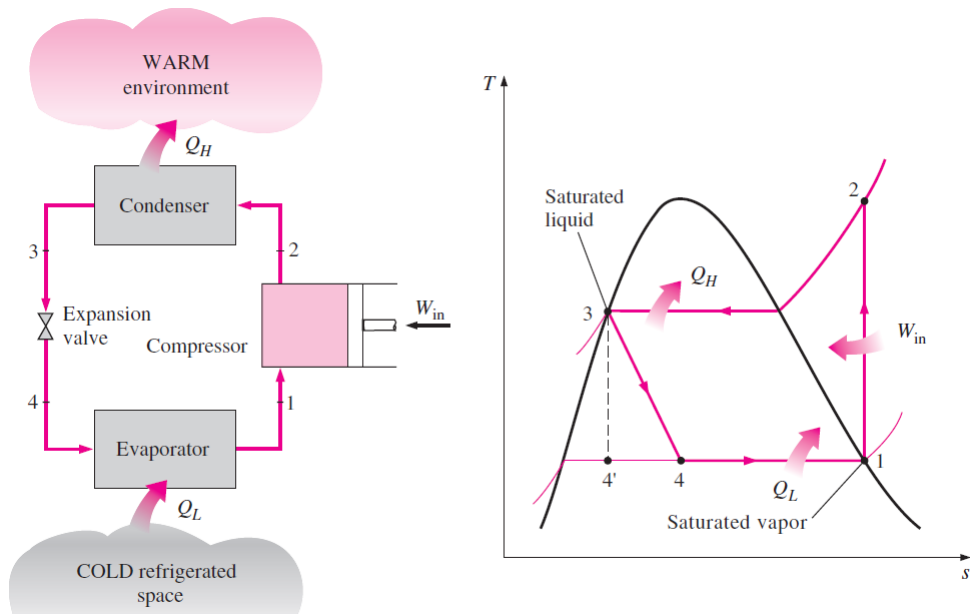


Figure 1.8: Schéma et diagramme T-s pour un cycle de réfrigération idéal (Yunus Cengel, 2015)

Voici les explications de base du principe de fonctionnement pour chacun des éléments du cycle de refroidissement :

- Compresseur : le réfrigérant entre sous forme gazeuse. Lors de son passage dans le compresseur, sa pression et sa température augmentent. Une compression idéale devrait être isentropique, mais ce n'est jamais le cas puisque le rendement d'un compresseur est toujours inférieur à 1. Aussi, la puissance consommée par le compresseur W_{IN} est fonction du débit de réfrigérant \dot{m} , des paramètres d'entrée h_1 et de sortie h_2 du fluide dans le compresseur :

$$W_{IN} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1.42)$$

- Condenseur : le réfrigérant transfère une partie de son énergie thermique en surplus au milieu extérieur qui est à une température inférieure. Durant son passage dans le condenseur, le fluide passe progressivement de l'état gazeux à l'état liquide. Ce

transfert de chaleur devrait idéalement se faire à pression constante. La puissance thermique évacuée par le condenseur \dot{Q}_H est fonction du débit de réfrigérant \dot{m} , de ses conditions d'entrée h_2 et de sortie h_3 :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (1.43)$$

- Détente : la pression et la température du réfrigérant sont diminuées à cette section du cycle. La détente du fluide est réalisée sans variation d'enthalpie (isenthalpique). À la sortie, la température du réfrigérant est inférieure à celle du milieu à réfrigérer. On l'appelle aussi parfois valve d'expansion ou tube capillaire.

$$h_3 \sim h_4 \quad (1.44)$$

- Évaporateur : le réfrigérant absorbe une partie de l'énergie thermique contenue dans l'environnement extérieur plus chaud. Le réfrigérant s'évapore progressivement lors de son passage dans l'évaporateur afin d'être complètement sous forme gazeuse avant de retourner dans le compresseur. La pression et la température reste relativement constante mais l'entropie augmente considérablement. Encore une fois, la puissance thermique absorbée \dot{Q}_L dépend du débit \dot{m} , des conditions d'entrée h_4 et de sortie h_1 .

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1.45)$$

Les valeurs d'enthalpie h pour chacune des étapes du cycle ont été déterminées à partir des tableaux de variables spécifiques au réfrigérant utilisé. Avec l'aide des valeurs calculées à chacun des indices, il est possible d'évaluer l'efficacité globale du système de refroidissement. Pour ce type de système, on parle de coefficient de performance *COP*. Il représente le ratio entre

la puissance thermique absorbée à l'évaporation et la puissance consommée au compresseur. Le *COP* peut être calculé avec les ratios de puissances ou avec les enthalpies équivalentes.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{W_{IN}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2A} - h_1} \quad (1.46)$$

Cependant, il existe des différences entre la réalité et les phénomènes idéalisés (figure 1.9 vs figure 1.8). En effet, des irréversibilités sont créées par plusieurs facteurs dans les différentes composantes du système. Il y a du frottement contre les parois des conduits qui entraîne une chute de pression. Il y a du transfert de chaleur non prévu réalisé dans les composantes autres que l'évaporateur ou le condenseur. La figure 1.9 illustre un exemple plus réaliste de diagramme T-s pour un cycle de refroidissement.

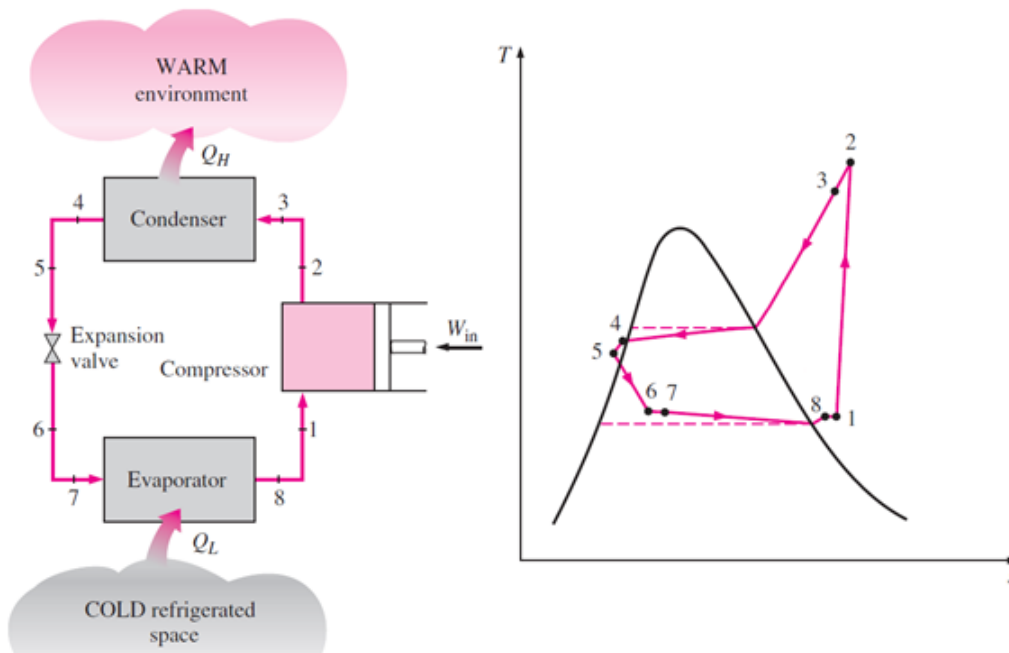


Figure 1.9: Schéma et diagramme T-s pour un cycle de réfrigération réaliste (Yunus Cengel, 2015)

Échangeurs de chaleur

Pour l'étude du fonctionnement des échangeurs de chaleur, on va s'intéresser seulement à ceux à contact indirect, c'est-à-dire ceux qui réalisent leur échange de chaleur par l'intermédiaire d'une paroi solide conductrice empêchant les fluides de se mélanger. Afin de mesurer la performance de ces échangeurs, les méthodes *NTU* ("Number of Transfer Units") et *LMTD* ("Logarithmic Mean Temperature Difference") sont utilisées.

Pour un échangeur de chaleur, il faut d'abord définir les températures d'entrée *IN* et de sortie *OUT*, du fluide chaud *H* et du fluide froid *C*. Dépendamment de comment les fluides circulent l'un par rapport à l'autre, on définit deux différences de températures (ΔT_1 et ΔT_2) qui serviront à calculer la différence logarithmique moyenne ΔT_{LMTD} par la suite.

Si les fluides circulent dans la même direction :

$$\Delta T_1 = T_{H,IN} - T_{C,IN} \quad (1.47)$$

$$\Delta T_2 = T_{H,OUT} - T_{C,OUT} \quad (1.48)$$

Si les fluides circulent dans des directions opposées ou perpendiculaires :

$$\Delta T_1 = T_{H,IN} - T_{C,OUT} \quad (1.49)$$

$$\Delta T_2 = T_{C,IN} - T_{H,OUT} \quad (1.50)$$

Avec

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (1.51)$$

Comme précédemment, il est possible d'évaluer la puissance thermique de refroidissement d'un échangeur de chaleur à partir de la différence de température logarithmique moyenne et de la résistance thermique équivalente de l'échangeur de chaleur en utilisant la formulation suivante :

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{LMTD}}{R} \quad (1.52)$$

En supposant que le réfrigérant circule à l'intérieur de tubes circulaires et que le second fluide passe à l'extérieur, la résistance thermique s'écrit généralement comme étant :

$$R = \frac{1}{A_{INT}(h_{CONV,INT})} + \frac{\ln(r_{EXT}/r_{INT})}{2\pi Lk} + \frac{1}{A_{EXT}(h_{CONV,EXT} + h_{RAD,EXT})} \quad (1.53)$$

$$\text{avec } A_{EXT/INT} = 2\pi r_{EXT/INT} L_{TUBE}$$

Afin de d'évaluer l'efficacité ε_{Eff} de l'échangeur de chaleur, la méthode NTU offre des graphiques permettant d'estimer l'efficacité pour plusieurs géométries générales. Ces graphiques peuvent être trouvées dans plusieurs ouvrages comme W. Kays (1984). La valeur de NTU pour les graphiques correspond à :

$$NTU = \frac{A}{R \cdot C_{MIN}} \quad (1.54)$$

En connaissant le débit massique \dot{m} et la capacité thermique massique C_P du fluide chaud H et du fluide froid C , il est possible de déterminer les débits de capacités thermiques.

$$C_H = \dot{m}_H \cdot C_{P,H} \quad (1.55)$$

$$C_C = \dot{m}_C \cdot C_{P,C} \quad (1.56)$$

Le ratio de la valeur la plus grande par la plus petite, entre C_H et C_C , est nommé C et est utilisé pour les calculs de la méthode NTU (équations 1.58 à 1.60).

$$C = \frac{C_{MAX}}{C_{MIN}} \quad (1.57)$$

C_{MAX}/C_{MIN} : valeur la plus grande/petite entre C_H et C_C

Par exemple, pour des écoulements de fluides perpendiculaires, à la fois pour des tubes munis d'ailettes [Figure 1.10 à gauche] ou sans ailettes [Figure 1.10 à droite], les graphiques de la figure 1.11 permettent d'estimer l'efficacité ϵ_{Eff} . Il faut utiliser à la fois C_{MAX} , C_{MIN} et NTU afin de bien utiliser les graphiques de la figure 1.11. Les équations 1.58, 1.59 et 1.60 sont les formules ayant servies à tracer les graphiques de la figure 1.11.

Figure 1.11 à gauche :

$$\epsilon_{Eff} = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{C} [\exp(-C * NTU^{0.78}) - 1] \right\} \quad (1.58)$$

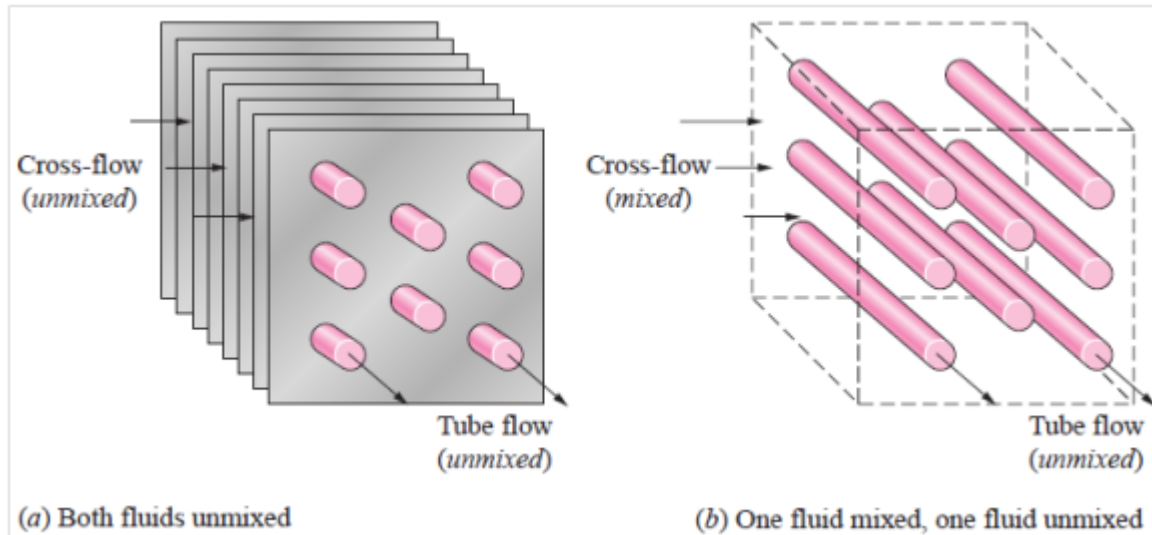


Figure 1.10: Schéma d'échangeurs à courants-croisés avec ou sans mélange du fluide extérieur (Yunus Cengel, 2015)

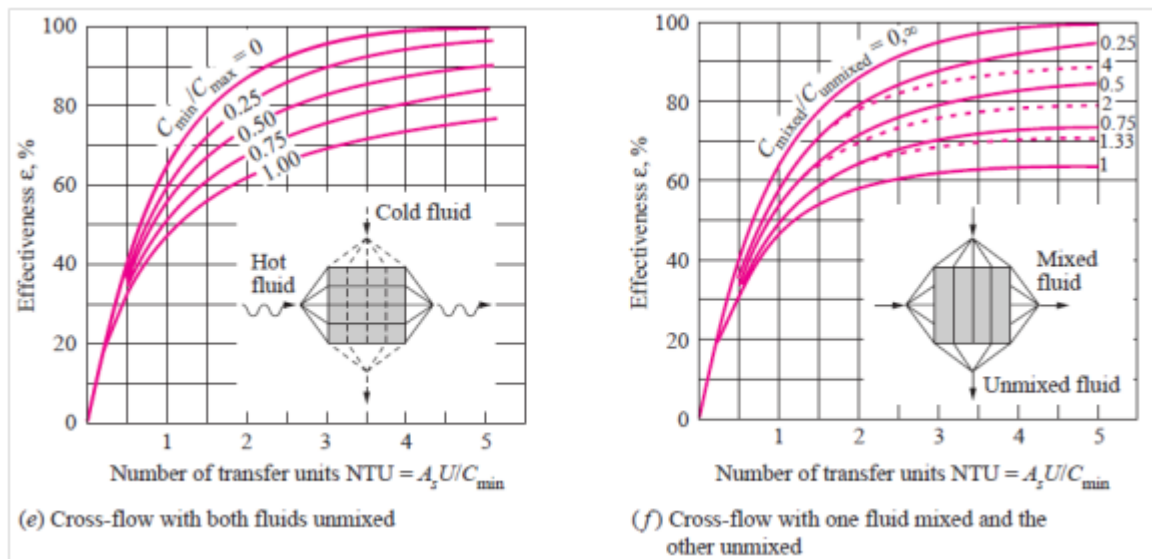


Figure 1.11: Valeurs d'efficacité pour les échangeurs à courants perpendiculaires (Yunus Cengel, 2015)

Figure 1.11 à droite :

$$\varepsilon_{Eff} = \frac{1}{C}(1 - \exp\{1 - C[1 - \exp(-NTU)]\}) \quad (1.59)$$

Si C_{MIN} est le fluide qui passe dans les tubes

$$\varepsilon_{Eff} = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C}[1 - \exp(-C * NTU)]\right\} \quad (1.60)$$

Si C_{MAX} est le fluide qui passe dans les tubes

1.6.2 QUELQUES TYPES D'ÉVAPORATEUR SUR LE MARCHÉ

Il existe plusieurs types d'évaporateurs disponibles ayant des géométries et principes de fonctionnement très différents. Ils ont tous des particularités techniques et des utilités qui leur sont propre. Ils sont couramment appelés échangeurs de chaleur. Voici quelques exemples de modèles apparaissant souvent dans la littérature.

Plaque-ailettes

Ce type d'évaporateur est fabriqué à partir de plaques minces métalliques. Les feuilles sont pliées de façon à augmenter la surface de contact et orienter le passage du fluide le long de celles-ci. La géométrie des plis peut prendre plusieurs formes différentes pour modifier les propriétés des écoulements. La figure 1.12 montre quelques possibilités de pliages pour ce genre de système.

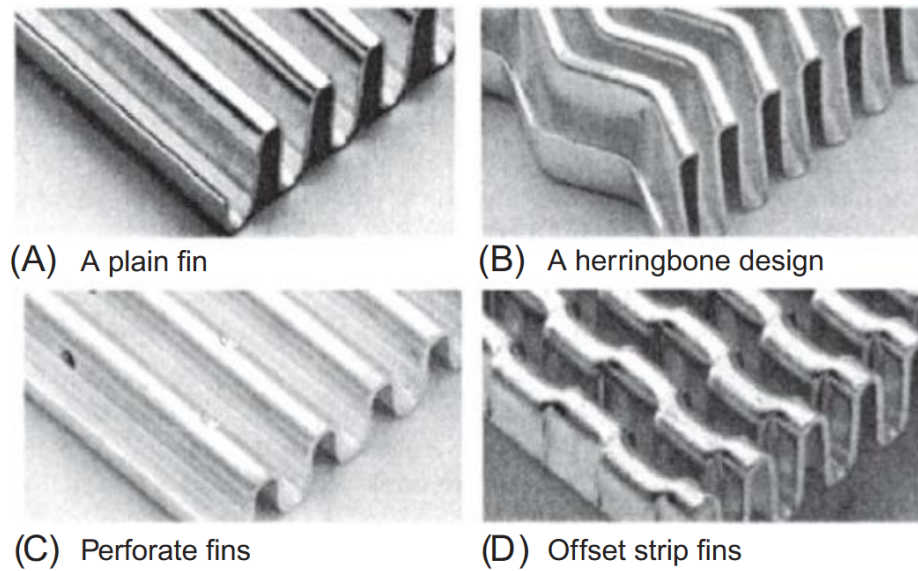


Figure 1.12: Exemples de géométries de plis pour les plaques des échangeurs de type Plaque-ailettes (John Hesselgreaves, 2017)

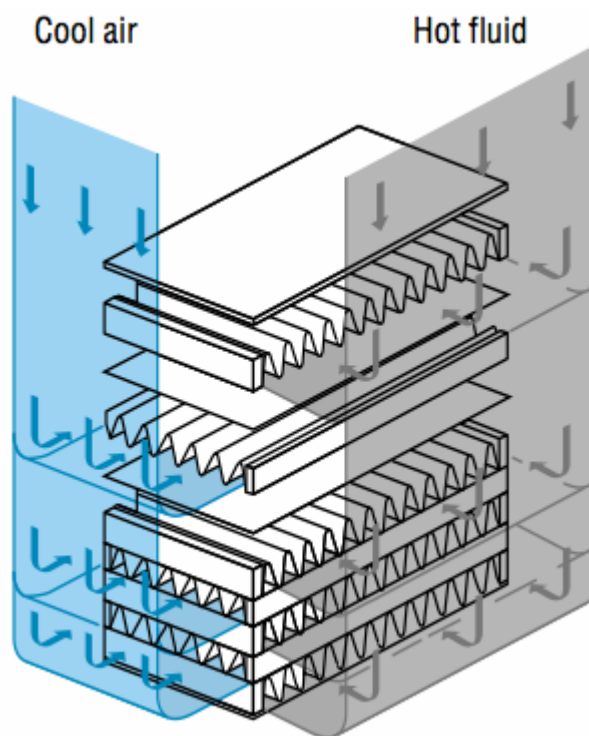


Figure 1.13: Disposition générale des composants des évaporateurs de type Plaque-ailettes et illustrant l'orientation des deux fluides (Hydraulics&Pneumatics, 2018)

Les plaques-ailettes sont positionnées de façon perpendiculaire en alternance avec la prochaine. Des séparateurs sont insérés entre celles-ci afin d'éviter que les fluides ne se mélangent et qu'ils suivent correctement la direction voulue. De cette manière, les deux fluides circulent de façon perpendiculaire tout en étant coincés entre deux couches de l'autre. La figure 1.13 présente un schéma de la disposition des pièces pour ce genre d'échangeur.

Ils sont généralement utilisés pour des systèmes utilisant un gaz avec un liquide. Leurs dimensions sont souvent relativement grandes et leur poids peut être assez important vu la quantité de pièces métalliques nécessaires à leur fabrication. Leurs applications générales sont la cryogénie, la séparation de mélanges gazeux, la liquéfaction, les systèmes de refroidissement de véhicules, l'aérospatiale, etc.

Finalement, la figure 1.14 montre un exemple de ces échangeur en gros plan.

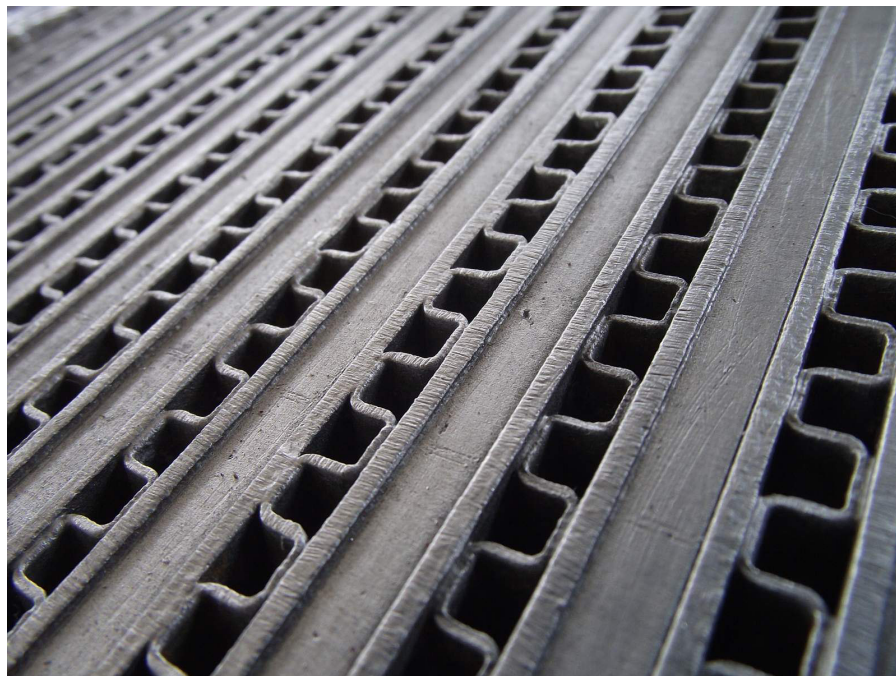


Figure 1.14: Vue de proche d'un échangeur de type Plaque-ailette fabriqué par Hilavis (Hilavis, 2018)

Tube-tube

Ces évaporateurs sont composés d'un petit tube dans lequel passe un premier liquide et d'un plus gros dans lequel passe un second fluide à une température différente. Le petit tube est inséré à l'intérieur du grand tube. Il existe deux configurations principales pour ces évaporateurs, soit co-courant (fluides chaud et froid se déplaçant dans la même direction) ou contre-courant (fluides chaud et froid se déplaçant dans la direction opposée). Si les fluides sont co-courants, la différence de température est très grande à l'entrée de l'évaporateur et diminue progressivement avec son avancée dans l'échangeur de chaleur. Contrairement, s'ils sont contre-courants, la différence de température maximale est moins grande mais reste plus constante tout le long du système. La figure 1.15 présente un schéma des deux configurations d'échangeurs et la distribution des températures des fluides.

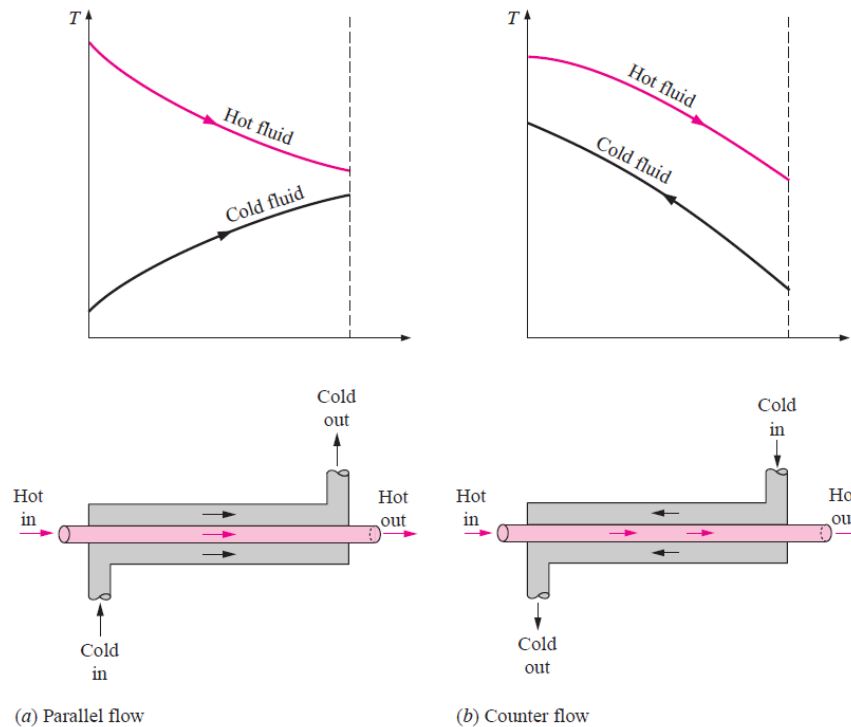


Figure 1.15: Graphiques de la température des fluides et le schéma d'échangeurs de type Tube-tube (Yunus Cengel, 2015)

Ce type d'échangeur est souvent utilisé pour refroidir les résidus boueux de procédés chimiques, pour les eaux d'épuration, pour les procédés à haute pression et température, pour de l'échantillonnage, etc. La figure 1.16 présente un exemple réel d'échangeur de chaleur Tube-tube avec plusieurs passes.



Figure 1.16: Échangeur Tube-tube à plusieurs passes fabriqué par ItalianFoodTech (2018)

Tubes-calandre

Ce type d'échangeur de chaleur comprend la calandre dans laquelle passe un premier fluide. Le patron d'écoulement de ce fluide est modifié par l'ajout de chicanes, qui augmentent la distance à parcourir par le premier fluide le long des tubes contenant le second fluide, comme il est possible de voir sur la figure 1.17. Le deuxième fluide est injecté à une des extrémités de la calandre pour ressortir de l'autre côté. Il passe à l'intérieur de tubes placés directement dans la calandre. Le transfert de chaleur est réalisé par l'intermédiaire de la paroi conductrice des tubes sans contact direct entre les deux fluides.

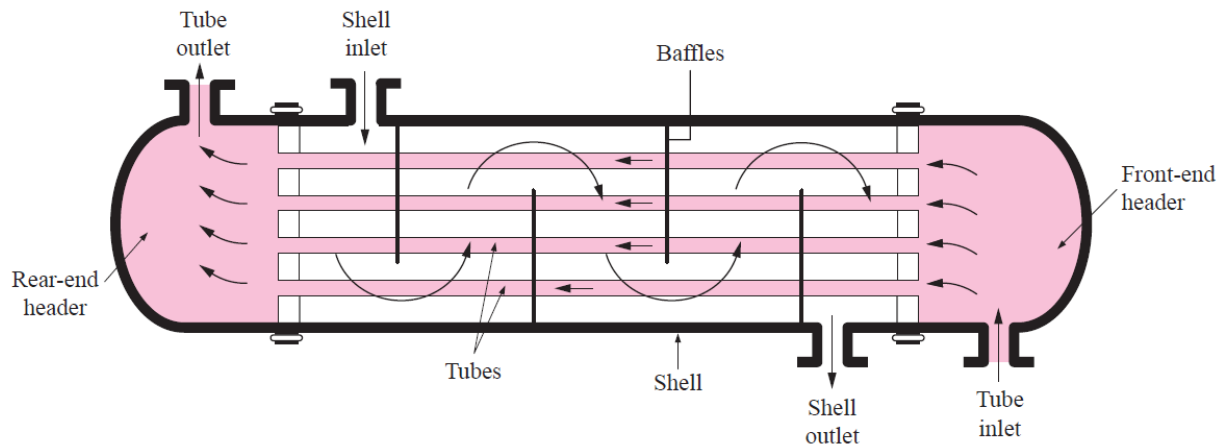


Figure 1.17: Schéma d'un échangeur Tubes-calandre à écoulements parallèles (Yunus Cengel, 2015)

Ce type d'échangeur est généralement utilisé pour le raffinement de pétrole ou autres produits chimiques, pour les procédés à haute pression, etc. La figure 1.18 présente un exemple d'échangeur de type Tubes-calandre sans ses extrémités et dont les tubes sont placés de façon parallèle entre eux.



Figure 1.18: Exemple d'un échangeur Tubes-calandre à écoulements parallèles fabriqué par MarinerSpotted (MarinerSpotted, 2018)

Plaques-cadre

Les échangeurs de chaleur de type Plaques-cadre sont composés d'une multitude de plaques empilées les unes contre les autres entre lesquelles passent, en alternance, les fluides froid et chaud. En effet, chaque couche de fluide chaud est entourée par deux couches de fluide froid et vice-versa. Cela assure une différence de température relativement constante entre les plaques tout au long du système. La figure 1.19 illustre de quelle façon les fluides circulent entre les différentes composantes de l'échangeur et un schéma typique de celui-ci.

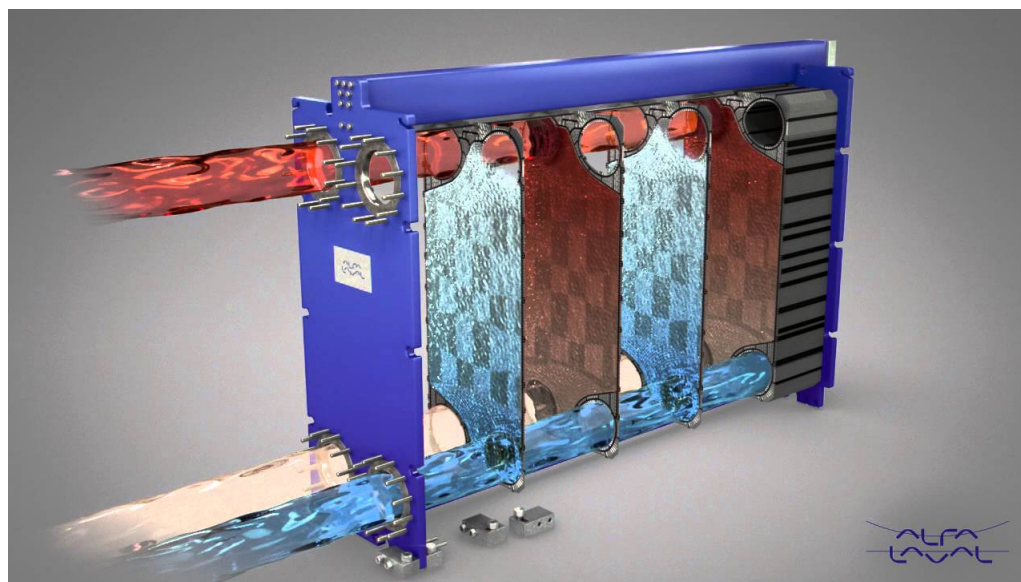


Figure 1.19: Schéma d'un évaporateur Plaques-cadre et les patrons d'écoulement des deux fluides (Dawref, 2018)

Ce type d'échangeur a pour avantage d'être facilement modifiable. En effet, pour modifier le taux de transfert de chaleur réalisé par l'échangeur, il suffit d'enlever ou d'ajouter des plaques. De la même façon, les plaques utilisées pour ces systèmes existent sous une multitude de tailles différentes comme il est possible de voir sur la figure 1.20.

Ils sont principalement utilisés pour les bouilloires, pour l'alimentaire, pour le raffinement de pétrole, pour les hydrocarbures, pour les polymères, pour le pharmaceutique, etc.

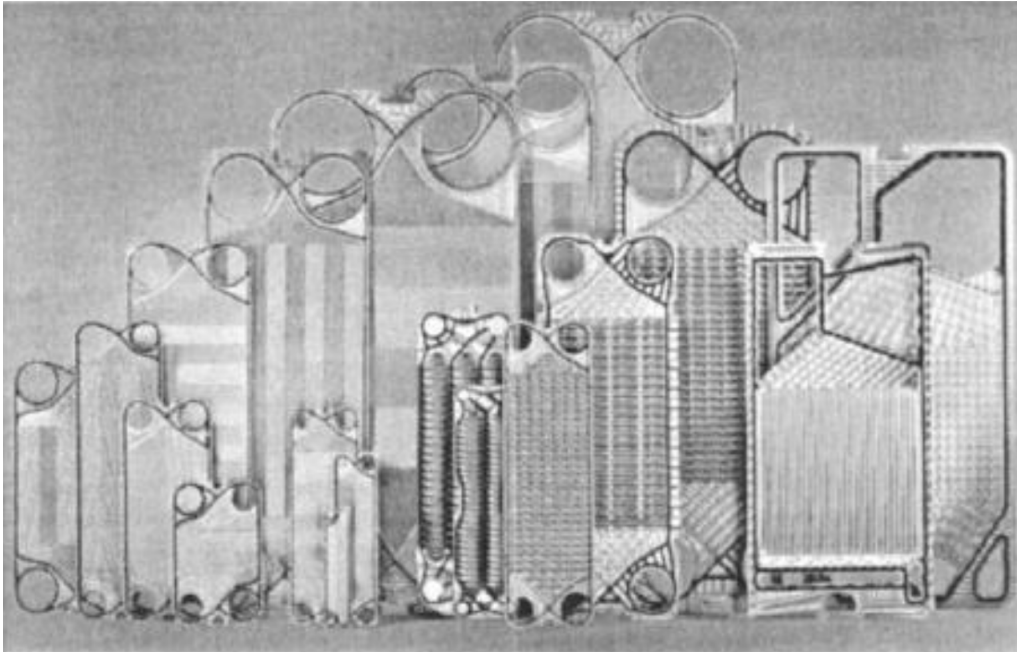


Figure 1.20: Exemple réel de plusieurs géométries et tailles de plaques disponibles sur le marché (John Hesselgreaves, 2017)

Tubes-ailettes

Ce modèle est principalement utilisé pour les échangeurs de chaleur servant à la régulation de la température de gaz. Ils sont généralement composés de tubes positionnés en parallèle et munis d'ailettes. Un réfrigérant est poussé à l'intérieur des tubes alors qu'un gaz circule contre la surface extérieure des ailettes.

Les ailettes, pour ce type d'échangeur, sont généralement assemblés aux tubes de deux façons différentes. Elles peuvent être directement fusionnées avec les tubes, comme il est possible de voir à la figure 1.21, ou pressées, comme à la figure 1.22.

Les Tubes-ailettes faits avec la première méthode (figure 1.21) sont fabriqués directement à partir d'une seule pièce de métal et sont plus communément utilisés comme condenseurs. Il n'y a pas de discontinuité au niveau du métal au niveau des joints entre les ailettes et les tubes.

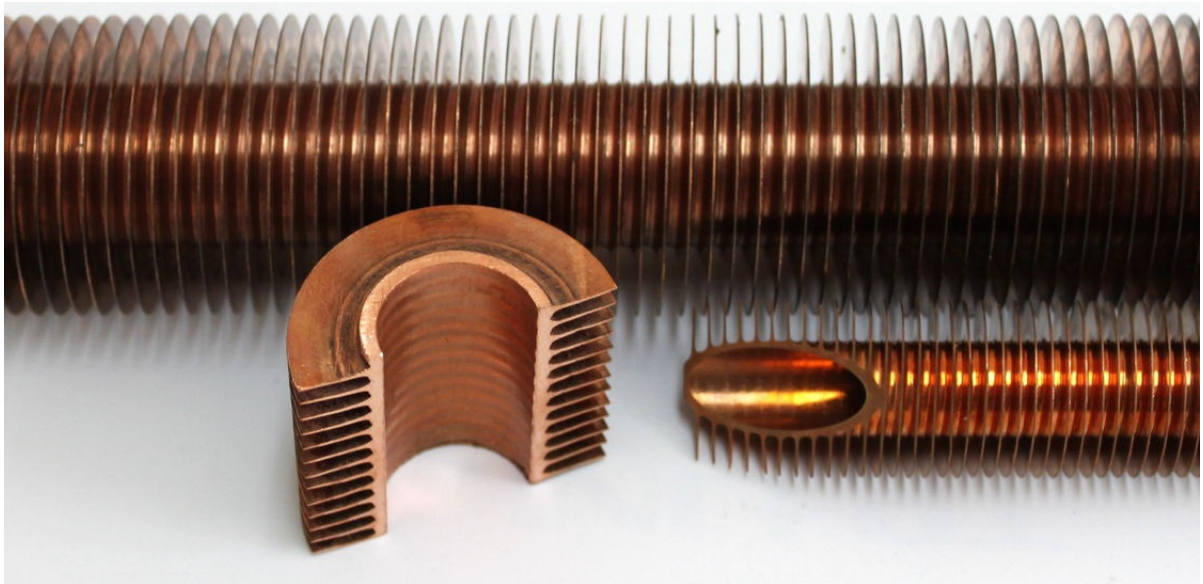


Figure 1.21: Ailettes circulaires fusionnées directement avec le tube par extrusion (SpiralFinnedTube, 2018)

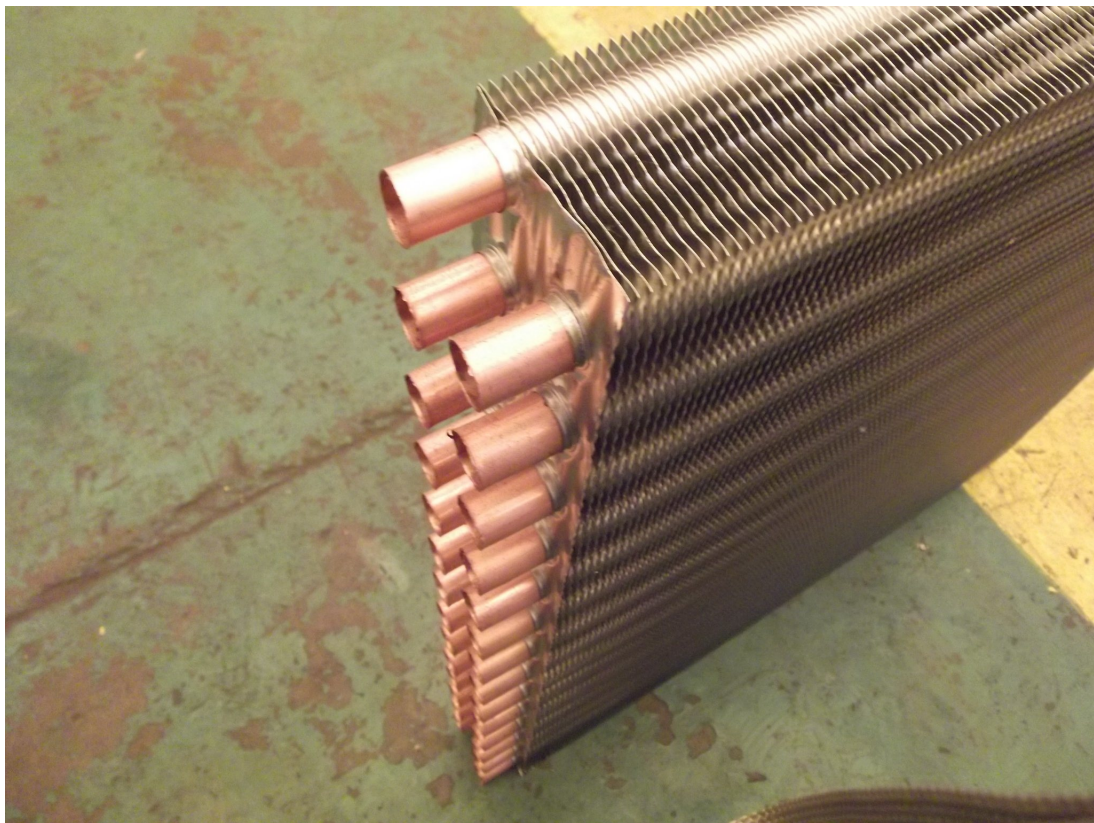


Figure 1.22: Système d'ailettes et de tubes assemblé par expansion (MadeinChina, 2018)

Le second cas (figure 1.22) est un assemblage formé d'ailettes rectangulaires minces trouées et de tubes insérés dans les trous. Le diamètre des tubes est élargi, souvent en faisant passer une bille plus grosse à l'intérieur, afin de les coincer avec les ailettes. Ce modèle est typique aux évaporateurs pour l'air. Il a pour avantage d'avoir une très grande surface de transfert de chaleur par rapport à son poids et une bonne rigidité. Par contre, il y a une résistance de contact thermique au niveau du joint pressé entre les tubes et les ailettes dû à la nature de l'assemblage qui réduit les performances de ces systèmes.

Suite à l'assemblage des ailettes aux tubes, des manchons sont soudés aux extrémités de ces tubes afin qu'ils ne forment qu'un seul conduit continu (figure 1.23). De cette manière, il n'y a qu'une seule entrée et une seule sortie au réfrigérant. Cela assure que le liquide absorbe suffisamment d'énergie thermique et qu'il sort de l'évaporateur complètement sous forme gazeuse avant de retourner dans le compresseur.



Figure 1.23: Évaporateurs de type Tubes-ailettes prêts à l'utilisation (DIYTrade, 2018)

Spirale

Les échangeurs de chaleur de type Spirale sont composés de deux longues plaques minces métalliques pliées en forme de double spirale concentrique. Les fluides circulent à contre-courant l'un par rapport à l'autre tout au long de leur passage dans la spirale. L'espacement entre les canaux est habituellement de 5 à 25 mm. La figure 1.24 montre la géométrie de l'échangeur et l'orientation des fluides.

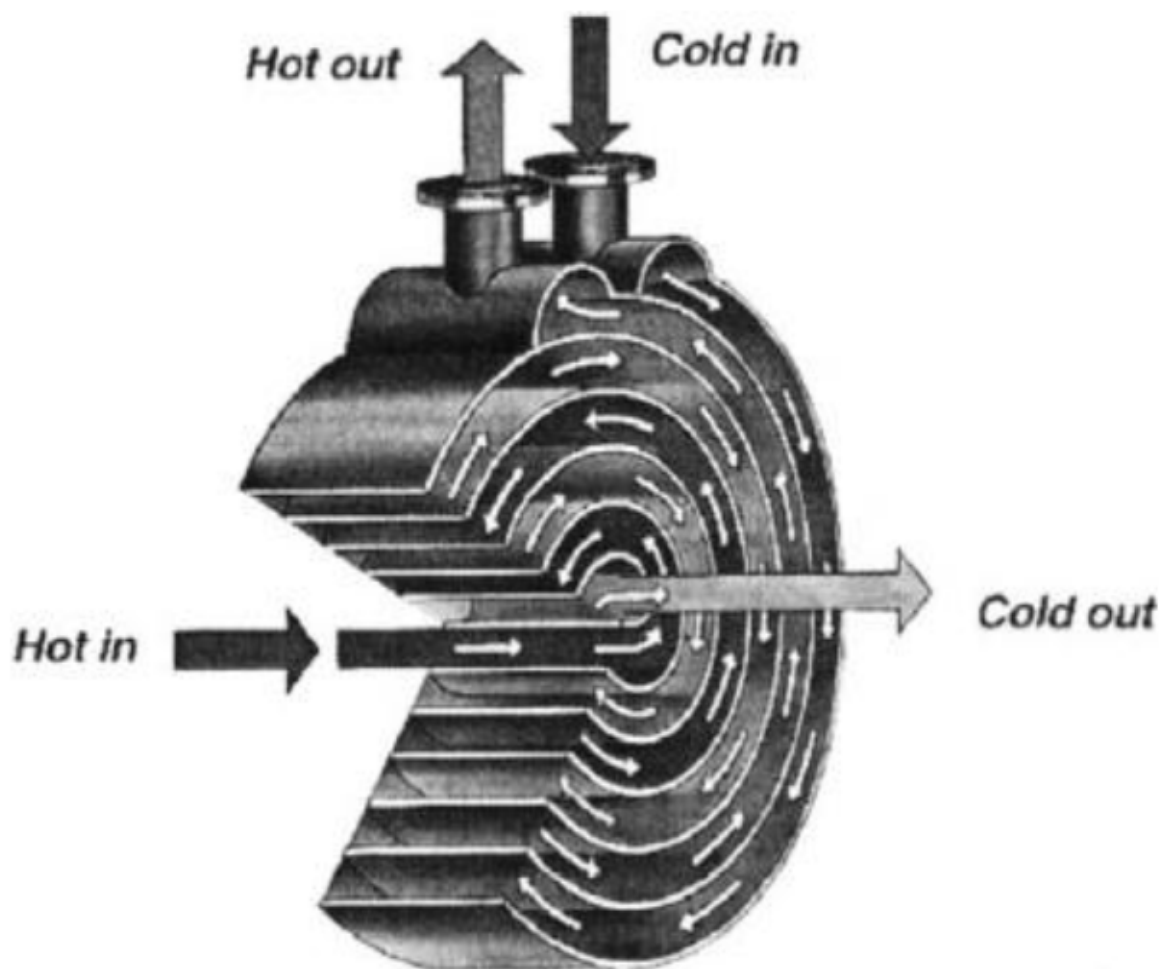


Figure 1.24: Schéma d'une section d'échangeur de chaleur de type Spirale (John Hesselgreaves, 2017)

Afin d'assurer une bonne solidité et étanchéité au système, les extrémités des plaques courbées sont soudées bouts-à-bouts en alternance afin que les deux fluides ne se mélangent pas. Des tiges de renfort sont aussi ajoutées pour que les pièces ne se déplacent pas lorsque l'échangeur est en fonction. À la figure 1.25, il est possible de voir les soudures réalisés servant à séparer les fluides et former les canaux. De plus, des couverts scellent les deux cotés et offrent un accès plus facile pour faire l'entretien de l'échangeur.



Figure 1.25: Vue de l'intérieur d'un échangeur Spirale (ElancoHeatExchangers, 2018)

Ils sont habituellement utilisés lorsque l'alimentation de fluide provient du dessous, pour le traitement de boues, pour la pasteurisation, pour la condensation de vapeurs, pour la récupération d'énergie thermique, etc.

Le Cube

Un nouveau type machine réfrigérante a été inventée par l'entreprise québécoise privée The Wine Square (TheWineSquare, 2018). Ils ont produit un appareil qui n'utilise pas de compresseur ni de réfrigérant et qu'ils ont nommé CUBE⁰ (LeNouvelliste, 2018) (L'HebdoJournal, 2018). Peu d'information est présentement disponible sur le fonctionnement exacte du dispositif (2016), mais il climatise un environnement à partir d'un système électrique et d'eau pure. Il permet de réguler à la fois la température et l'humidité de l'environnement dans lequel il est placé. Il a été conçu en ayant comme objectif la garde du vin en remplaçant les systèmes de refroidissement conventionnels. La figure 1.26 montre trois CUBE⁰ de dimensions différentes produits par The Wine Square.



Figure 1.26: CUBE⁰ de la compagnie The Wine Square (L'HebdoJournal, 2018)

1.6.3 CHOIX DE LA VIELLE GARDE

La Vielle Garde, en tant qu'entreprise, a dû faire un choix quant au type d'échangeur de chaleur qu'ils utilisent pour leurs produits. Cela leur permet d'acheter les composants standards en plus grandes quantités, de réduire les frais et les délais de livraison. Aussi, pour les pièces plus complexes comme les évaporateurs, ces commandes peuvent être combinées avant d'être envoyées aux fournisseurs afin qu'ils puissent jumeler les opérations de fabrication et réduire les coûts et le temps de production.

Quant au choix de La Vieille Garde, ils ont choisi les échangeurs de chaleur de type Tubes-ailettes, plus souvent nommés évaporateurs. Ils absorbent l'énergie thermique contenue dans l'air du cellier ou de la cave à vin et la transmettent au réfrigérant par l'entremise des tubes afin de l'évacuer au niveau du condenseur au milieu extérieur.

Ils ont divers avantages :

- les dimensions de l'évaporateur peuvent s'adapter à l'espace disponible dans le cellier. En effet, la taille des ailettes, le nombre d'ailettes, le diamètre des joints et l'espacement entre les pièces peuvent être modifiés pour respecter les contraintes de dimensions ;
- le taux de transfert de chaleur réalisé par ce genre de système est relativement bon par rapport à sa taille. En effet, il est conçu spécifiquement pour le refroidissement de l'air. Les ailettes assure un bon transfert par convection en augmentant grandement la surface d'échange avec l'air ;
- l'entretien nécessaire à faire pour ce type de système est négligeable. Il utilise un fluide de réfrigération pur dans les tubes pour climatiser de l'air humide. Le seul dépôt se formant sur la face extérieure est la condensation de l'humidité de l'air qui s'écoule automatiquement dans un drain ;

- l'efficacité de l'évaporation par le système est presque garantie puisque le réseau de tubes est continu. En effet, le réfrigérant s'évapore progressivement dans le système et doit en sortir complètement sous forme gazeuse avant de retourner au compresseur. Ainsi, puisque le fluide circule dans un seul tube et que sa température est toujours inférieure à celle de l'air à refroidir, plus la longueur de tube est grande et plus l'évaporation sera complète. De cette façon, en ayant une longueur de tube suffisante, le réfrigérant est surchauffé et son état gazeux est garanti. Cela protège le compresseur de bris ;
- l'évaporateur est une composante indépendante, donc s'il est endommagé ou défectueux, il est possible de le retirer afin de le réparer ou même de le remplacer rapidement ;
- le type d'évaporateur choisi est relativement courant. Il existe plusieurs gammes de modèles et de genre un peu partout sur le marché. Ainsi, la disponibilité pour un achat direct est grande. Il est ainsi possible de les acheter sur mesure et de les recevoir rapidement ;
- le fait qu'ils sont assez courants crée une certaine compétitivité au niveau des prix. Ils sont donc relativement abordables par rapport à d'autres modèles d'échangeurs de chaleur.

1.7 MODÈLES D'OPTIMISATION THERMIQUE ET ÉCONOMIQUE

Un des buts principaux de cet ouvrage est d'optimiser les évaporateurs de LVG à la fois sur le côté thermique et économique. En premier lieu, avant de parler d'optimisation, il est nécessaire de connaître la puissance de refroidissement nécessaire au maintien de la température de garde et l'espace disponible. Ces valeurs représentent une base quant à la conception et à l'optimisation des évaporateurs. Ces valeurs ne font pas parties de l'optimisation puisqu'elles

sont prédéfinies par les besoins du client. La plupart des contraintes sont aussi définies à cette étape de la conception. D'autres paramètres sont décidés à l'achat des pièces comme les tubes, les ailettes, les joints, etc.

Il existe une multitude d'articles présentant des méthodes diverses servant à optimiser presque tous les paramètres possibles des systèmes d'échangeurs de chaleur. Les objectifs d'optimisation peuvent varier entre les coûts de production, les coûts d'utilisation en continue, les performances thermiques, le rendement du système, etc. Les articles suivants servent à titre d'exemples afin de présenter quelques unes des méthodes possibles pour l'optimisation de systèmes thermiques.

Le premier article (Bahri Sahin, 2010) présente une analyse des performances et une méthode d'optimisation pour les échangeurs de chaleur. Il présente un modèle d'échangeur contre-courant à une seule passe de tube. Les auteurs font un lien entre la surface de transfert de chaleur, le coût d'investissement, la génération d'entropie et les performances thermiques. Ils ne présentent pas de technique d'optimisation en tant que tel, mais ils tracent les courbes de tendance reliant les différents paramètres à optimiser ensemble.

Dans l'article de Xue-Fang Li (2011), un modèle d'échangeur contre-courant eau-eau est utilisé comme exemple. Les auteurs utilisent la notion de "entransy" qui est la quantité physique décrivant la capacité d'un corps à transférer la chaleur. L'"entransy" est l'équivalent thermique du condensateur utilisé dans le domaine électrique (Zeng-Yuan Guo, 2007). Premièrement, en fixant certaines valeurs, ils déterminent le rapport de forme optimal de façon analytique, puis le débit massique et le taux de dissipation d'"entransy". Ils concluent que pour réduire les coûts d'utilisation et maximiser les performances, il faut augmenter la surface le plus possible et réduire le débit massique au minimum afin de générer un minimum d'entropie dans le système.

Le troisième article (Yun-Chao Xu, 2016) se concentre sur l'optimisation de la position, de la taille, du nombre et de la nature des composantes d'un réseau d'échangeurs de chaleur dans un système. Ils considèrent plusieurs objectifs possibles à optimiser comme le coût à l'achat, la surface totale des échangeurs, la consommation énergétique des pompes ou le taux de transfert de chaleur. En établissant les bonnes équations à partir des contraintes et des variables indépendantes, ils utilisent la méthode des multiplicateurs de Lagrange afin d'arriver à une solution optimale pour leurs problèmes. La méthode consiste à établir les équations de solutions et de contraintes, à construire la fonction de Lagrange, puis à la dériver. Les équations dérivées obtenues amènent directement à la solution optimale.

Pour sa part, Antinio Caputo (2006) utilise une nouvelle approche pour optimiser un échangeur de type tubes-calandre. Plutôt que d'opter pour une méthode itérative plus conventionnelle, il utilise un algorithme génétique basé sur l'évolution naturelle biologique. En effet, une population de solutions possibles est créée afin de les mélanger entre elles pour produire des solutions meilleures que celles d'avant. L'algorithme utilise les principes de sélection naturelle et de survie des plus adaptés pour faire converger les résultats.

K. Afimiwala (1979) présente deux programmes informatiques servant pour l'optimisation, soient GDOPT ("Graphical design optimization techniques") et ADOPT ("Automatic design optimization techniques"). Le premier est opéré manuellement alors que le second utilise des techniques de programmation non-linéaire contrôlés par l'ordinateur afin de trouver les optimums. Les objectifs, les variables et les contraintes sont prédéfinis dans les programmes avant de les exécuter.

Finalement, Wilde (1965) présente une revue brève de plusieurs techniques d'optimisation couramment utilisées. Il utilise l'optimisation d'une usine de procédés chimiques afin de montrer un exemple simple aux différentes méthodes. Notamment, il explique la méthode du point

stationnaire, la méthode de recherche des optimums, la technique de recherche de Fibonacci, la technique des multivariées, la programmation géométrique, la programmation linéaire, la programmation non-linéaire, la substitution directe, la méthode de Jacobi, les multiplicateurs de Lagrange, les conditions de Kuhn-Tucker et les particularités de l'optimisation de systèmes larges et dynamiques.

Effectivement, il existe un grand nombre d'approches différentes servant à l'optimisation de variables dépendamment de la situation confrontée. En général, un modèle est construit afin de représenter la situation. Par la suite, les objectifs et les équations de contraintes sont établis pour limiter le nombre de résultats. Finalement, une technique d'optimisation est appliquée afin de faire converger les résultats vers une solution optimale au problème.

Les décisions prises quant à l'optimisation des celliers, des caves à vin et des évaporateurs de La Vieille Garde seront discutées dans la prochaine section du mémoire.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE

Trois modules de calculs ont été produits afin de déterminer les différents paramètres des celliers, caves à vin et de leurs évaporateurs. Le premier évalue le besoin énergétique pour atteindre et maintenir les conditions de garde des bouteilles de vin. Le second estime la puissance de refroidissement possible à partir d'un évaporateur déjà construit dont la géométrie, les matériaux et les températures des fluides sont connus. Le troisième détermine les dimensions d'un évaporateur en fonctions de la puissance de refroidissement nécessaire, des dimensions disponibles et de quelques paramètres de conception prédéfinis par LVG dépendant des composantes qu'ils possèdent en usine.

2.1 MODÈLE DES BESOINS ÉNERGÉTIQUES D'UN CELLIER

Le premier module de calcul est un modèle servant à estimer la puissance thermique de refroidissement nécessaire au maintien des conditions de garde du vin à la fois pour les celliers et les caves fabriqués par La Vielle Garde. Par contre, le modèle présenté ici n'est détaillé que pour les celliers afin d'alléger le texte. En effet, les caves fonctionnent essentiellement de la même façon mais avec certaines particularités. Par exemple, la cave peut être exposée

directement à l'environnement extérieur du bâtiment ou être construite dans un sous-sol directement contre la terre. Aussi, normalement, LVG ne s'occupe pas de l'isolation des caves à vin. La valeur moyenne d'isolation $R [pi^2 \cdot ^\circ F / BTU / h]$ est fournie par le client et est utilisée afin de paramétrer les murs des caves. Sauf ces quelques différences mineures, les calculs sont essentiellement les mêmes que ce soit pour un cellier ou une cave à vin.

2.1.1 HYPOTHÈSES DU PREMIER MODULE

Afin de simplifier le modèle et les calculs, les hypothèses suivantes ont été faites :

- Les matériaux sont parfaitement uniformes ;
- La résistance thermique entre les différentes couches de matériaux est négligeable ;
- Les systèmes sont en régime permanent ;
- La convection le long des parois intérieures et extérieures des enceintes thermiques est supposée naturelle ;
- La surface du cellier est beaucoup plus petite que celle du milieu extérieur, donc l'émissivité utilisée est directement celle des murs du cellier ;
- L'effet des coins est négligeable ;
- L'effet de la radiation interne est négligé puisqu'il s'agit d'un espace fermé ;
- Les valeurs d'émissivité ε et de conductivité κ des matériaux sont tirés de références diverses et peuvent varier ;
- Les flux thermiques sont considérés comme étant constants et unidirectionnels ;
- Les calculs pour les portes ne considèrent qu'un seul type de composition (par exemple, pour une porte vitrée, il est supposé que la surface totale est en verre et qu'il n'y a pas de cadre la rattachant au cellier) ;

Composition des murs pleins du cellier				
Composition des murs	Matériel 1	Matériel 2	Matériel 3	Matériel 4
_3_Couches	Aluminium	Polystyrène exp.	Bois	Bois
Épaisseur [po]	0,1	2	0,75	0,5
Porte				
Matériel de la porte	Hauteur [po]	Largeur [po]	Temps de stabilisation après une ouverture de la porte [s]	
Verre thermos 7/8	65,25	24,5	45	
			% d'air froid perdu/ouverture [%]	
			94,6	
Bouteilles		Si le vin est déjà refroidi, mettre un nombre très grand comme 9999999		
Nombre de bouteilles	Temps de refroidissement [h]			
200	6			
Puissance de refroidissement maximale				
452	W			
1543	BTU/h			

Figure 2.2: Onglet des entrées et sorties pour le module des besoins de refroidissement sur Excel (partie 2)

Les entrées comprennent premièrement les dimensions intérieures [m] du cellier, que sont la hauteur h , la largeur l , la profondeur L au bas du cellier et la profondeur au haut.

Ensuite, il faut préciser la température [$^{\circ}C$] voulue à l'intérieur du cellier et la température maximale à l'intérieur du bâtiment, dans lequel est contenu le cellier.

Il faut aussi préciser la composition des murs de chacune des faces, en excluant la porte. Ces choix comprennent soit un mur plein (précisé dans le prochain paragraphe), un verre trempé (épaisseur de 10 mm ou 12 mm) ou un vitrage double contenant une couche d'air (l'épaisseur de la couche d'air varie entre 19 et 38 mm).

La composition des murs pleins est premièrement définie en indiquant le nombre de couches de matériaux différents dont la paroi est faite. Pour simplifier le tableau et la feuille des entrées, il est supposé que le nombre maximal de couches composant un mur est quatre. Ensuite, en partant de l'intérieur vers l'extérieur, il faut indiquer la nature des matériaux de chacune des couches et leurs épaisseurs spécifiques. Par exemple, un cellier peut contenir une

feuille d'aluminium d'une épaisseur de 2 mm à l'intérieur, une couche d'uréthane de 3 cm pour renforcer l'isolation et un recouvrement extérieur en bois d'une épaisseur de 2 cm pour compléter l'esthétisme du cellier.

Comme précédemment, au niveau de la porte, il faut spécifier de quoi elle est faite (mur plein, verre simple ou double) et ses dimensions (hauteur et largeur). Il faut aussi définir le temps de stabilisation [s], pour revenir aux conditions optimales de garde pour les bouteilles de vin, après une ouverture de la porte. En effet, un certain pourcentage (ratio de l'aire totale de la face du cellier par rapport à l'aire de la porte) de l'air refroidi est remplacé par un volume équivalent d'air plus chaud devant être ramené à la bonne température en un temps donné (temps de stabilisation habituellement entre 45 et 120 secondes). Ce temps est déterminé arbitrairement par le client et varie en fonction de l'inconfort sonore qu'apporte le fonctionnement du système de refroidissement.

Il faut aussi préciser le nombre de bouteilles entrant dans le cellier et le temps voulu pour atteindre les conditions de garde ou la température idéale pour être bu. Ce temps est particulièrement important pour les restaurateurs. Il est possible qu'ils reçoivent une commande de marchandise le matin, contenant un certain nombre de bouteilles, et elles doivent toutes être refroidies pour l'heure du souper quand les clients arrivent.

Finalement, la page Excel affiche le résultat des calculs qu'est le besoin énergétique de refroidissement [W et BTU/h] nécessaire au maintien des conditions de garde des bouteilles de vin. L'évaporateur assure cette puissance thermique et sera détaillé dans les deux prochaines sections.

Les cases roses, dans le fichier Excel, correspondent à des valeurs numériques et les cases bleues à des menus déroulants.

2.1.3 MODÈLE DES CALCULS DU PREMIER MODULE

Pertes de chaleur par les murs

Premièrement, le modèle évalue la résistance thermique équivalente normalisée, par conduction, R_{1m^2} [K/Wm^2] pour $1m^2$ de mur à partir des différentes couches de matériaux le composant. Elle dépend de la somme des épaisseurs e [m] des couches et de leurs conductivités thermiques κ [Wm/K] selon l'équation 2.1. Les résistances de contact entre les couches de matériaux sont négligées.

$$R_{1m^2} = \sum \frac{e}{\kappa} \quad (2.1)$$

Ensuite, pour une des faces d'un cellier, en utilisant ses dimensions intérieures pour l'aire A_{MUR} [m^2] et sa R_{1m^2} obtenue précédemment, la résistance thermique par conduction R_{COND} [K/W] spécifique à cette façade correspond à :

$$R_{COND} = \frac{R_{1m^2}}{A_{MUR}} \quad (2.2)$$

Pour ce qui est de la convection, il faut établir certains paramètres au préalable. En connaissant les températures intérieure et extérieure, il est possible d'estimer la viscosité cinématique ν [m^2/s], le nombre adimensionnel de Prandtl Pr et la conductivité thermique κ [W/mK] de l'air à partir des tables disponibles dans la littérature comme par exemple Yunus Cengel (2015).

De même, en connaissant les dimensions et l'orientation des murs, il est possible de définir les longueurs caractéristiques L_C [m], propres aux géométries, à partir de la même documentation.

Pour les températures des surface T_S [K] internes et externes, elles sont grossièrement estimées à partir des températures moyennes environnantes, puis utilisées dans les calculs de convection naturelle. Ces valeurs seront précisées plus tard en réitérant les calculs de \dot{Q} et en isolant T_S dans le calculateur (équations 2.15 et 2.16).

Comme expliqué précédemment, les calculs de convection naturelle sont composés de plusieurs nombres adimensionnels. Les différents paramètres thermiques dépendent du milieu gazeux dans lequel se produit la convection. Le premier nombre décrivant un écoulement naturel est celui de Grashof Gr et se calcule selon la formule suivante :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta |T_{AIR} - T_S| * L_C^3}{\nu^2} \quad (2.3)$$

$$\text{avec } \beta = \frac{2}{T_{AIR} + T_S} \text{ et } g = 9.81 m/s^2$$

Ensuite, le nombre adimensionnel de Rayleigh Ra est le produit de la multiplication du nombre de Grashof Gr et de Prandtl Pr (2.4).

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (2.4)$$

Le nombre de Nusselt Nu est fonction de Ra , de l'orientation des parois solides et de certaines conditions d'écoulement. L'équation 2.5 présente la relation entre les paramètres.

$$Nu = C \cdot Ra^n \quad (2.5)$$

Les valeurs de C et n , pour les conditions d'écoulement typiquement retrouvées dans les celliers et caves à vout, sont décrites dans les équations 2.6 à 2.10.

Plaque verticale ($L_C=Hauteur$) :

$$Nu = 0.59Ra^{1/4} \quad (2.6)$$

pour $10^4 < Ra < 10^9$

$$Nu = 0.1Ra^{1/3} \quad (2.7)$$

pour $10^{10} < Ra < 10^{13}$

Plaque horizontale ($L_C=Aire/Périmètre$) :

— Pertes de chaleur par le dessus :

$$Nu = 0.59Ra^{1/3} \quad (2.8)$$

pour $10^4 < Ra < 10^7$

$$Nu = 0.1Ra^{1/3} \quad (2.9)$$

pour $10^7 < Ra < 10^{11}$

— Pertes de chaleur par le dessous :

$$Nu = 0.27Ra^{1/4} \quad (2.10)$$

pour $10^5 < Ra < 10^{11}$

À partir du nombre de Nusselt Nu , de la conductivité thermique κ de l'air et de la longueur caractéristique L_C propre à la surface, il est possible de calculer le coefficient de transfert de chaleur convectif naturelle h_{CONV} [W/m^2K] (équation 2.11).

$$h_{CONV} = \frac{Nu \cdot \kappa_{AIR}}{L_C} \quad (2.11)$$

Pour le cas de la radiation à l'extérieur de l'enceinte thermique, un coefficient de transfert de chaleur par radiation h_{RAD} est estimé (équation 2.12). Il est très similaire à celui convectif pour ce qui a trait aux calculs des résistances thermiques. Comme expliqué dans les hypothèses, la surface de l'enceinte thermique est beaucoup plus petite que celle de l'environnement dans lequel elle se trouve. De cette façon, il est supposé que l'émissivité moyenne ε à utiliser pour les calculs est directement celle du recouvrement extérieur du cellier ou de la cave à vin.

$$h_{RAD} = \varepsilon \cdot \sigma \frac{T_{AIR}^4 - T_S^4}{T_{AIR} - T_S} \quad (2.12)$$

avec $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ [W/m^2K^4]

Ayant en main les valeurs de coefficients de transfert de chaleur par convection h_{CONV} et radiation h_{RAD} , la résistance thermique équivalente dans l'air est :

$$R_{CONV+RAD} = \frac{1}{A \cdot (h_{CONV} + h_{RAD})} \quad (2.13)$$

Finalement, le taux de transfert de chaleur total \dot{Q}_i [W], réalisé par l'intermédiaire d'un seul des murs constituant un cellier ou une cave à vin, dépend des températures intérieure et extérieure, ainsi que des différentes résistances thermiques placées en série (équation 2.14). Comme mentionné dans les hypothèses, l'effet de la radiation interne est supposé négligeable puisqu'il s'agit d'un espace clos.

$$\dot{Q}_i = \frac{T_{AIR,EXT} - T_{AIR,INT}}{R_{CONV,INT} + R_{COND} + R_{CONV+RAD,EXT}} \quad (2.14)$$

Avec une première valeur de \dot{Q}_i , les températures des surfaces T_S sont calculées avec les équations 2.15 et 2.16.

$$T_{S,INT} = \dot{Q}_i \cdot R_{CONV,INT} + T_{AIR,INT} \quad (2.15)$$

$$T_{S,EXT} = \dot{Q}_i \cdot R_{COND} + T_{S,INT} \quad (2.16)$$

Les résistances thermiques sont ensuite toutes recalculées avec les nouvelles températures de surface pour obtenir un nouveau taux de transfert de chaleur à travers la paroi solide. Il a été remarqué que sept itérations de ces calculs sont suffisantes pour atteindre des températures de surface relativement stables et une convergence des résultats.

Finalement, pour obtenir les pertes de chaleur totales, il faut réaliser les calculs sur les six différentes faces, incluant la porte, et tous les additionner.

$$\dot{Q}_{MUR} = \sum_{i=1}^6 \dot{Q}_i \quad (2.17)$$

Refroidissement des bouteilles de vin

Pour le cas d'une bouteille de vin standard, le verre pèse $0,5\text{kg}$ et a une chaleur spécifique C_P de $\approx 840\text{J/kgK}$. Elle contient 750mL de vin ayant une densité ρ d'environ $999,5\text{kg/m}^3$ à 13°C , donc une masse de vin de $\approx 0,75\text{kg}$ et une chaleur spécifique de $\approx 4185\text{J/kgK}$. De cette façon, la puissance de refroidissement \dot{Q}_{BOUT} nécessaire pour apporter un nombre X de bouteilles de leur température initiale T_{INIT} à la température de garde T_{INT} [K] en un temps Δt_R [s] est :

$$\dot{Q}_{BOUT} = (m_{VERRE} \cdot C_{P,VERRE} + m_{VIN} \cdot C_{P,VIN}) * X \frac{T_{INIT} - T_{INT}}{\Delta t_R} \quad (2.18)$$

ou

$$\dot{Q}_{BOUT} = 3558,75 \cdot X \frac{T_{INIT} - T_{INT}}{\Delta t_R} \quad (2.19)$$

Effet d'une ouverture de la porte

Lorsque la porte d'un cellier est ouverte, un certain pourcentage de l'air refroidi est remplacé par une masse équivalente d'air à température ambiante. Ce pourcentage correspond directement au ratio de l'aire de la porte par rapport à la surface totale de la face (cadre) qui la contient. Tout l'air contenu derrière la porte jusqu'au fond du cellier est considéré comme étant remplacé par un même volume à température ambiante. En effet, il est supposé que la profondeur du cellier est négligeable par rapport à sa hauteur, et sa largeur, et donc que tout

l'air s'échappe. De plus, pour le calcul du volume d'air remplacé, l'espace occupé par les bouteilles n'est pas considéré. Le cellier est vu comme étant vide.

$$\%_{PORTE} = \left(1 - \frac{A_{MUR} - A_{PORTE}}{A_{MUR}}\right) * 100 \quad (2.20)$$

Cette technique, pour estimer l'effet de l'ouverture d'une porte, a été développé avec l'aide de La Vielle Garde et n'est présenté dans aucun ouvrage connu. Elle surévalue le besoin de refroidissement en estimant un $\%_{PORTE}$ généralement plus grand que dans la réalité.

Pour le cas d'une cave à vin, la profondeur n'est plus négligeable puisque les dimensions de la pièce sont généralement grandes par rapport à celles de la porte. Il faut multiplier un certain pourcentage $\%_P$ au $\%_{PORTE}$ afin de représenter l'effet de la profondeur sur la masse d'air remplacée. Plus la pièce est profonde et moins le gaz dans le fond aura tendance à s'échapper dû à la distance avec l'ouverture.

Le facteur expérimental $\%_P$ est estimé grossièrement avec des données fournies par LVG. Ces valeurs ont servies de référence afin de tracer une courbe qui représente cette relation avec la profondeur. La formule obtenue est la suivante :

$$\%_P = 1.352e^{-0.013P} + 0.1 \quad (2.21)$$

Pour une profondeur $P > 915$ mm

Il serait possible de réaliser une étude avancée sur les écoulements relatifs d'air chaud et froid à travers une ouverture en fonction des différentes géométries de caves à vin pour développer une relation plus proche de la réalité. Par contre, l'effort est trop grand par rapport

à l'utilité d'avoir une telle précision. Ainsi, l'estimation du facteur de correction $\%P$ fournie par l'équation 2.21 est suffisante pour cet ouvrage.

Ainsi, la masse d'air à refroidir m_{AIR} dépend de la hauteur H du cellier, de la largeur L , de la profondeur P , de la densité de l'air ρ_{AIR} et du pourcentage de gaz approximatif $\%PORTE \cdot \%P$ perdu par l'ouverture.

$$m_{AIR} = H \cdot L \cdot P \cdot \rho_{AIR} \cdot \%PORTE \cdot \%P \quad (2.22)$$

où

$\%P = 1$, s'il s'agit d'un cellier ou d'une cave ayant une profondeur inférieure à 915 mm

La puissance de refroidissement nécessaire afin de compenser pour l'ouverture de la porte dépend de la masse m_{AIR} , de la chaleur spécifique de l'air $C_{P,AIR}$, de la température d'entrée T_{EXT} , de la température intérieure désirée T_{IN} et du temps de stabilisation Δt_{STAB} voulu par le client.

$$\dot{Q}_{PORTE} = \frac{m_{AIR} \cdot C_{P,AIR} \cdot (T_{EXT} - T_{IN})}{\Delta t_{STAB}} \quad (2.23)$$

Contrairement à certains ouvrages comme ASHRAE (2015) où ils font le lien entre la puissance de refroidissement et la fréquence d'ouverture de la porte dans un certain intervalle de temps, ici il est plutôt question de volume d'air et du temps de fonctionnement du système avant de retourner à l'équilibre thermique.

Besoin énergétique total

En somme, la puissance de refroidissement totale nécessaire au maintien des conditions de garde pour un cellier correspond à l'effet combiné des pertes de chaleur par les parois, du refroidissement des bouteilles de vin et de la stabilisation de la température après l'ouverture de la porte. Le taux de transfert de chaleur est surévalué puisqu'il assume que toutes ces variables se produisent simultanément.

$$\dot{Q}_{TOT} = \dot{Q}_{MUR} + \dot{Q}_{BOUT} + \dot{Q}_{PORTE} \quad (2.24)$$

2.2 MODÈLE DE LA PUISSANCE THERMIQUE DE REFROIDISSEMENT D'UN ÉVAPORATEUR

Le second modèle estime la puissance de refroidissement d'un évaporateur en fonction des conditions d'écoulements des fluides et des géométries. Il sert à vérifier les performances d'un évaporateur déjà existant par rapport aux besoins énergétiques du cellier ou de la cave à vin obtenus à partir du premier calculateur.

2.2.1 HYPOTHÈSES DU SECOND MODULE

Afin de simplifier le modèle et les calculs, les hypothèses suivantes ont été faites :

- Les ailettes sont de longues plaques droites placées en parallèle à des distances égales ;
- Les ailettes sont coupées en hexagones afin de séparer l'évaporateur en séries de tubes munis d'ailettes, selon Sadler (2000). La figure 2.3 montre un exemple de la séparation hexagonale des ailettes pour des tubes placés de façon croisée ;

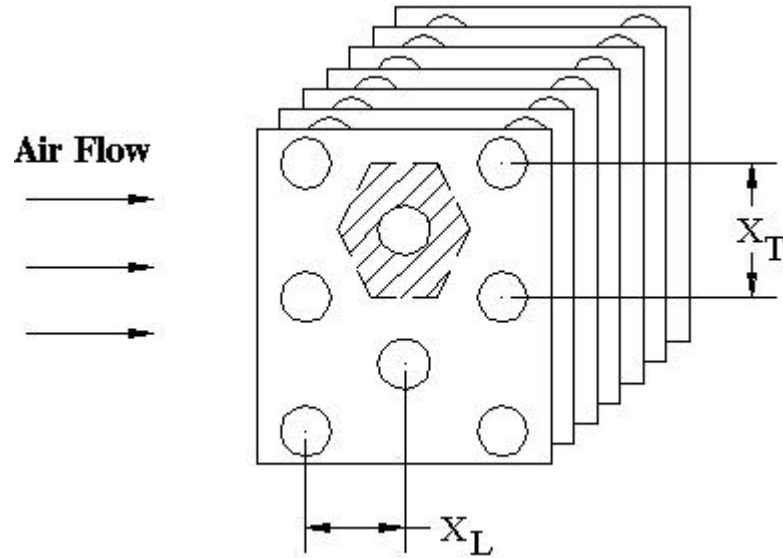


Figure 2.3: Schéma de la séparation en hexagones des ailettes (Sadler, 2000)

- L'effet thermique des manchons (figure 2.4) servant à relier les longueurs de tubes ensemble est négligeable par rapport à celui du système d'ailettes ;



Figure 2.4: Exemple de manchon servant à la fabrication d'évaporateurs (LVG, 2018)

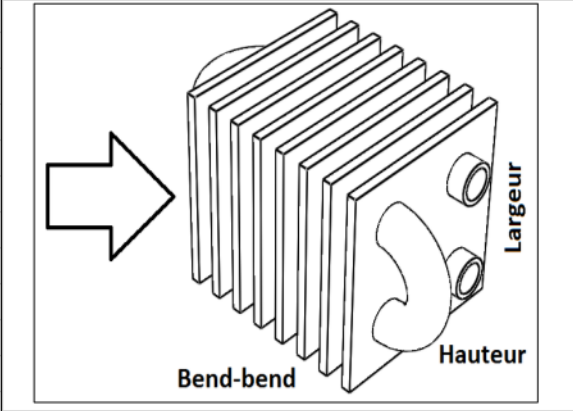
- L'air circule dans une seule direction le long de l'évaporateur ;
- Les conditions d'écoulement de l'air sont constantes tout au long du passage dans le système de refroidissement (Pr , ρ , κ , ect.) ;

- La température du réfrigérant est constante tout au long de l'évaporateur, soit celle d'évaporation ;
- Le coefficient de transfert de chaleur du réfrigérant est très grand, donc la température de la surface intérieure des tube est supposée directement égale à celle du réfrigérant ;
- L'effet de la radiation dans le système est négligeable.

2.2.2 PAGE PRINCIPALE DU SECOND MODULE

Ce module est aussi fait à partir de Excel (Microsoft, 2018). Les caractéristiques des évaporateurs sont entrées dans le fichier présenté aux figures 2.5 et 2.6. Encore une fois, les différents paramètres sont en unités impériales afin de répondre aux exigences spécifiques de LVG.

Ailettes	
Type d'ailette	Aluminium
Brasé?	Non
Epaisseur des ailettes [po]	0,03125
Ailettes/po	5
Dimensions	
Arrangement des tubes	Croisés
Direction du passage de l'air	Coté
Diamètre interne des tubes [po]	0,600
Diamètre extérieur des tubes [po]	0,625
Distance centre-centre du "bend" [po]	1,50
Largeur maximale [po]	6,00
Hauteur maximale [po]	10,00
Distance "bend-bend" [po]	40,00
Jeu entre les pièces [po]	0,25
Fluides	
CFM [pi ³ /h]	200
T _{AIR} [°C]	3
T _{RÉFRIGÉRANT} [°C]	-9



Puissance de refroidissement	
1505	W
5135	BTU/h

Compresseur			
Nom	Fuse [A]	Voltage [V]	Lignes (in, out) [po]
M2FH-0074-	15	230	
CFV-272			1/4", 5/8"

Figure 2.5: Onglet des entrées et des sorties pour le module de calcul des évaporateurs sur Excel (Partie 1)

Les entrées comprennent le matériel des ailettes (cuivre ou aluminium), l'épaisseur des ailettes et l'espacement entre elles. Il y a aussi l'option de braser le joint entre les ailettes et les tubes afin de vérifier si le gain de performance est suffisant pour justifier le coût additionnel de l'opération. Le brasage correspond à remplir le jeu laissé entre les pièces par un métal conducteur afin d'annuler la résistance thermique de contact.

Par la suite, il faut spécifier l'arrangement des colonnes de tubes (croisé ou parallèle) et par quelle direction l'air entre dans l'évaporateur (par le côté, par le dessous ou par le dessus). De plus, le module de calcul a besoin des diamètres interne et externe des tubes, de la distance centre-centre entre les ouvertures des manchons, de la largeur et de la hauteur des plaques d'ailettes, de la distance bout-à-bout entre les manchons de chaque côté de l'évaporateur et du jeu laissé autour des pièces de l'évaporateur par rapport au conduit de ventilation qui l'entoure.

Les dernières entrées sont le débit volumique de l'air lors de son passage le long de l'évaporateur, la température de l'air dans le cellier ou la cave à vin et la température du réfrigérant dans les tubes du système de refroidissement.

Ayant en main tous les paramètres d'entrée pour les calculs, le module donne une estimation de la puissance de refroidissement en W et en BTU/h que l'évaporateur peut produire. Aussi, avec ces valeurs, il fait la sélection d'un compresseur à partir d'une certaine liste de modèles donnée par La Vielle Garde.

Dimensions idéales des ailettes	
Nombre d'ailettes	184
Nombre de colonnes de tubes	4
Nombre de tubes sur la ligne verticale	6
Nombre de tubes total	22
Espace trou-trou horizontal [po]	1,30

Figure 2.6: Onglet des entrées et des sorties pour le module de calcul des évaporateurs sur Excel (Partie 2)

Il détermine aussi le nombre de certaines composantes et les dimensions importantes constituant l'évaporateur. Ces paramètres servent à faciliter la vie de LVG et ne contribuent pas au mémoire, donc ils ne seront pas discutés davantage.

2.2.3 MODÈLE DES CALCULS DU SECOND MODULE

Comme dit brièvement dans les hypothèses, l'évaporateur est un assemblage d'un grand nombre d'éléments tous identiques. Un élément de l'évaporateur correspond à une partie hexagonale d'ailette et à une section de tube. La longueur d'un tube correspond à la distance entre deux ailettes. La figure 2.7 montre une coupe d'un de ces éléments et certaines dimensions associées.

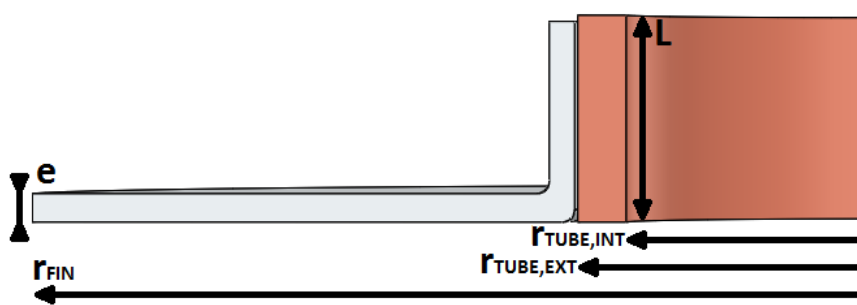


Figure 2.7: Schéma d'un élément pour le calcul des évaporateurs

Définition de la géométrie d'une ailette

La première étape à réaliser afin de quantifier thermiquement un élément de l'évaporateur est de simplifier sa géométrie, soit en un disque. Effectivement, il est possible d'estimer le rayon d'une ailette circulaire équivalente à la séparation en hexagone. Il faut d'abord connaître les distances X_L et X_T , comme montrées la figure 2.3. Elles correspondent aux distances verticale et horizontale entre les séries de tubes et servent aux calculs des nombres adimensionnelles β_H et ψ , qui seront utilisés pour estimer le rayon équivalent de l'ailette circulaire.

Les équations 2.25 à 2.39 sont tirées d'une méthode de calcul trouvée dans Sadler (2000).

$$\beta_H = \frac{1}{X_T} \sqrt{X_L^2 + \frac{X_T^2}{4}} \quad (2.25)$$

et

$$\psi = \frac{X_T}{2 \cdot r_{TUBE,EXT}} \quad (2.26)$$

Avec β_H , ψ et le rayon externe du tube $r_{TUBE,EXT}$, le rayon r_{FIN} est estimé. Il représente la rayon d'une ailette circulaire qui a le même effet thermique qu'une de géométrie hexagonale.

$$r_{FIN} = 1.27 \cdot \psi \sqrt{\beta - 0.3} \cdot r_{TUBE,EXT} \quad (2.27)$$

Ce rayon est corrigé afin d'estimer l'effet des extrémités sans avoir à les calculer séparément.

Ce nouveau rayon dépend directement de l'épaisseur e des ailettes.

$$r_{FIN,C} = r_{FIN} + e/2 \quad (2.28)$$

De cette façon, l'aire latérale corrigée d'une ailette composant un élément est :

$$A_{FIN,C} = 2 \cdot \pi [r_{FIN,C}^2 - (r_{TUBE,EXT} + e)^2] \quad (2.29)$$

Section de tube

Pour ce qui est de la section de tube, la résistance thermique par conduction à travers la paroi dépend des dimensions comme le rayon intérieur $r_{TUBE,INT}$, le rayon extérieur $r_{TUBE,EXT}$, la longueur de la section L et la conductivité thermique κ_{TUBE} du tube.

$$R_{COND,TUBE} = \frac{\ln\left(\frac{r_{TUBE,EXT}}{r_{TUBE,INT}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \kappa_{TUBE}} \quad (2.30)$$

avec L qui correspond à la distance centre-centre [m] entre deux ailettes cote-à-cote.

Base d'une ailette

Afin de simplifier le modèle, la base des ailettes est considérée comme longeant parfaitement la paroi extérieure des tubes. Elle prend donc la forme d'un cylindre creux. La longueur du cylindre L est équivalente à la distance entre chacune des ailettes. Le rayon interne est supposé comme étant le même que celui extérieur des tubes ($r_{TUBE,EXT}$) puisque l'espacement entre les deux composantes est négligeable par rapport au rayon. L'épaisseur de la base est la même celle des ailettes (e). Pour obtenir le rayon extérieur d'une ailette, il suffit d'ajouter l'épaisseur de la paroi au rayon extérieur du tube de cuivre ($r_{TUBE,EXT} + e$).

Puisque le transfert de chaleur à travers la base des ailettes se fait en conduction, il faut avoir la conductivité thermique κ_{FIN} du matériel avec lequel elles sont fabriquées. Ainsi, la résistance thermique par conduction de la base des ailettes est :

$$R_{COND,FIN} = \frac{\ln\left(\frac{r_{TUBE,EXT} + e}{r_{TUBE,EXT}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{FIN} \cdot \kappa_{FIN}} \quad (2.31)$$

Contact

À l'interface entre les tubes en cuivre et les ailettes en aluminium, même si les contacts sont très serrés dû à l'expansion des tubes, il y a présence d'une multitude de petites poches d'air qui sont causées par la rugosité entre les deux surfaces. La présence des bulles de gaz produit une résistance thermique de contact semblable à celle par convection.

La conductance thermique de contact h_C [$W/m^2 \cdot K$] est utilisée afin de quantifier l'effet du contact entre les surfaces. Elle représente la conductance équivalente à une couche d'isolation placée entre les solides. Ses valeurs sont estimées expérimentalement et peuvent varier d'un document de littérature à un autre vu la difficulté à caractériser les surfaces de la même façon.

$$R_{CONTACT} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{TUBE,EXT} \cdot L h_C} \quad (2.32)$$

La valeur de conductance thermique de contact h_C pour un contact entre de l'aluminium (ailettes) et du cuivre (tubes) est de $22000 W/m^2 \cdot K$ selon Yunus Cengel (2015).

Air entre deux ailettes

Pour la convection réalisée dans l'air, seule la surface extérieure non couverte de la base de l'ailette est considérée comme réalisant ce type de transfert de chaleur. Il faut premièrement avoir une estimation du coefficient de transfert de chaleur h_{CONV} qui dépend des conditions d'écoulement de l'air autour de la surface. Dépendement de la vitesse de l'air, la convection peut être naturelle (équations 1.10 à 1.18) ou forcée (équations 1.21 à 1.25). En connaissant la surface de la zone réalisant la convection et h_{CONV} , la résistance thermique correspond à :

$$R_{CONV} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot h_{CONV}(r_{TUBE,EXT} + e)(L_{FIN} - e)} \quad (2.33)$$

Cependant, dans le cas de la convection forcée, l'air est ralenti lors de son passage dans la section de l'évaporateur et une portion de celle-ci passe dans le jeu autour des ailettes sans réaliser le transfert de chaleur désiré. De cette façon, il faut appliquer un facteur de correction à la vitesse de l'air sortant des ventilateur pour représenter cet effet.

Des simulations informatiques ont été réalisées avec des modèles d'évaporateurs typiques provenant de fournisseurs de LVG. Certaines erreurs de précision ont été observées par rapport aux paramètres thermiques données par les manufacturiers.

Ces variations ont été notées et compilées. Il a été estimé que le facteur de correction de la vitesse est environ égale à $0,9H_{EVAP}^{-0,041}$, où H est la hauteur de l'évaporateur dans la direction de l'écoulement. Cette approximation, même si grossière, est utilisée pour ce module afin de limiter la complexité des calculs.

Ailette

Quant aux ailettes, il faut premièrement estimer leur rendement η_{FIN} . Ce rendement est calculé à l'aide de fonctions de Bessel, de m , de C_3 , du rayon à la base $r_{TUBE,EXT} + e$ et à son sommet de l'ailette $r_{FIN,C}$, selon l'équation suivante (Yunus Cengel, 2015) :

$$\eta_{FIN} = C_3 \frac{K_1(m[r_{TUBE,EXT} + e]) \cdot I_1(mr_{FIN,C}) - I_1(m[r_{TUBE,EXT} + e]) \cdot K_1(mr_{FIN,C})}{I_0(m[r_{TUBE,EXT} + e]) \cdot K_1(mr_{FIN,C}) + K_0(m[r_{TUBE,EXT} + e]) \cdot I_1(mr_{FIN,C})} \quad (2.34)$$

avec

$$C_3 = \frac{2(r_{TUBE,EXT} + e)/m}{r_{FIN,C}^2 - (r_{TUBE,EXT} + e)^2} \quad (2.35)$$

et

$$m_H = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{CONV}}{e \cdot \kappa_{FIN}}} \quad (2.36)$$

La formule de résistance thermique équivalente de l'ailette est très semblable à celle par convection. Par contre, elle comprend le rendement de l'ailette qui modifie le rapport de transfert de chaleur réalisé par l'ailette circulaire.

$$R_{FIN} = \frac{1}{\eta_{FIN} \cdot A_{FIN,C} \cdot h_{CONV}} \quad (2.37)$$

Somme pour un élément

De façon générale, la puissance de refroidissement générée par un élément dépend de la résistance thermique totale, des températures à l'intérieur (réfrigérant) et de l'air loin des surfaces.

$$\dot{Q} = \frac{T_{AIR} - T_{S,INT}}{R_{TOT}} \quad (2.38)$$

$T_{S,INT} = T_{REFRI}$, puisque h_{REFRI} du réfrigérant est très grand

Comme illustré à la figure 2.8, le circuit thermique équivalant à un élément de l'évaporateur correspond à placer en série la résistance en conduction dans le tube, la résistance thermique de contact, la conduction dans la base de l'ailette, puis en parallèle la résistance par convection dans l'air autour de la base avec la résistance équivalente de l'ailette. L'équation permettant d'en déterminer la valeur totale est :

$$R_{TOT} = R_{COND,TUBE} + R_{CONTACT} + R_{COND,FIN} + \frac{1}{\frac{1}{R_{FIN}} + \frac{1}{R_{CONV}}} \quad (2.39)$$

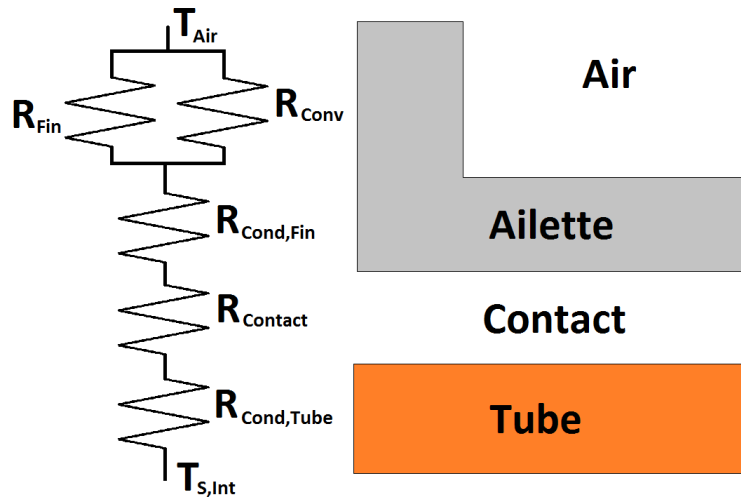


Figure 2.8: Schéma thermique équivalent d'un élément de l'évaporateur

Ayant en main la puissance de refroidissement totale pour un des éléments du système, pour obtenir un résultat global pour l'évaporateur en entier, il suffit de multiplier par le nombre total d'éléments. Le module de calcul donne une estimation de la puissance de refroidissement d'un évaporateur déjà construit en fonction de sa géométrie et des conditions d'écoulement des fluides.

Ailettes en cuivre ou en aluminium ?

Sur une autre note, La Vielle Garde voulait savoir s'il avait un quelconque gain possible en utilisant des ailettes en cuivre par rapport aux traditionnelles ailettes en aluminium. Le second module à servi à réaliser cette analyse.

Il a été déterminé que non. Même si la capacité globale de transfert de chaleur de l'évaporateur augmente d'environ $\approx 10\%$, la différence de prix entre le cuivre et l'aluminium ($\approx 350\%$) invalide les avantages.

Bien que la conductivité thermique de l'aluminium soit d'environ $200 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ et celle du cuivre de $400 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, le faible écart de \dot{Q} est dû au fait que, dans un évaporateur, l'effet de la convection prédomine sur celui de la conduction. En effet, la surface externe est très grande relativement à la masse du solide conducteur. Ainsi, puisque la géométrie des ailettes est la même, le changement de matériel n'apporte pas un grand gain thermique suffisant.

2.3 MODÈLE SERVANT À LA CONCEPTION D'UN ÉVAPORATEUR

Le but du module de conception est de déterminer les dimensions d'un évaporateur qui assure une puissance de refroidissement suffisante et le plus faible coût de production possible. En effet, les coûts d'utilisation ne sont pas considérés dans les calculs puisqu'ils n'affectent pas directement la production.

Cependant, plusieurs paramètres d'entrées sont prédéfinis par LVG puisqu'ils ont en inventaire des pièces standards et qu'ils désirent en faire usage vu leur faible coût et leur disponibilité. Par exemple, LVG utilise des tubes en cuivre de diamètre 15.875 mm , des manchons de diamètre

38.1mm centre-centre (Figure 2.4) et un assemblage d'un tube muni d'ailettes circulaires (Figure 2.9).

De cette façon, un lien direct est fait entre le nombre de pièces (manchons, tubes, etc.) utilisées pour fabriquer l'évaporateur et la minimisation du coût de production. En utilisant moins de longueurs de tubes avec ailettes, il y a une diminution du temps de préparation et d'assemblage du système.

Il est à noter que ce modèle est une adaptation du modèle précédent avec un réarrangement des entrants et de l'ordre des formules. Il comprend aussi quelques particularités servant à aider LVG lors de la conception de leurs évaporateurs.

2.3.1 *HYPOTHÈSES DU TROISIÈME MODULE*

Encore une fois, plusieurs hypothèses ont été posées afin d'estimer la puissance thermique et les coûts de production selon La Vieille Garde :

- La plupart des hypothèses de calcul de la section précédente s'appliquent aussi à ce modèle ;
- Le prix total des ailettes, des tubes et de l'assemblage étant difficile à évaluer, LVG a suggéré d'estimer les coûts à partir de tubes en cuivre munis d'ailettes en aluminium, comme visible à la figure 2.9. Ils coûtent normalement 0,47 \$ par pouce (le tube du haut) ;
- L'épaisseur des ailettes, l'espacement entre celles-ci et les différents rayons ont été mesurés sur l'échantillon de tube-ailettes (figure 2.9, le tube du haut) fourni par LVG à titre de référence pour les calculs. Ces dimensions sont utilisées pour ce modèle puisqu'elles correspondent avec l'estimation des coûts ;

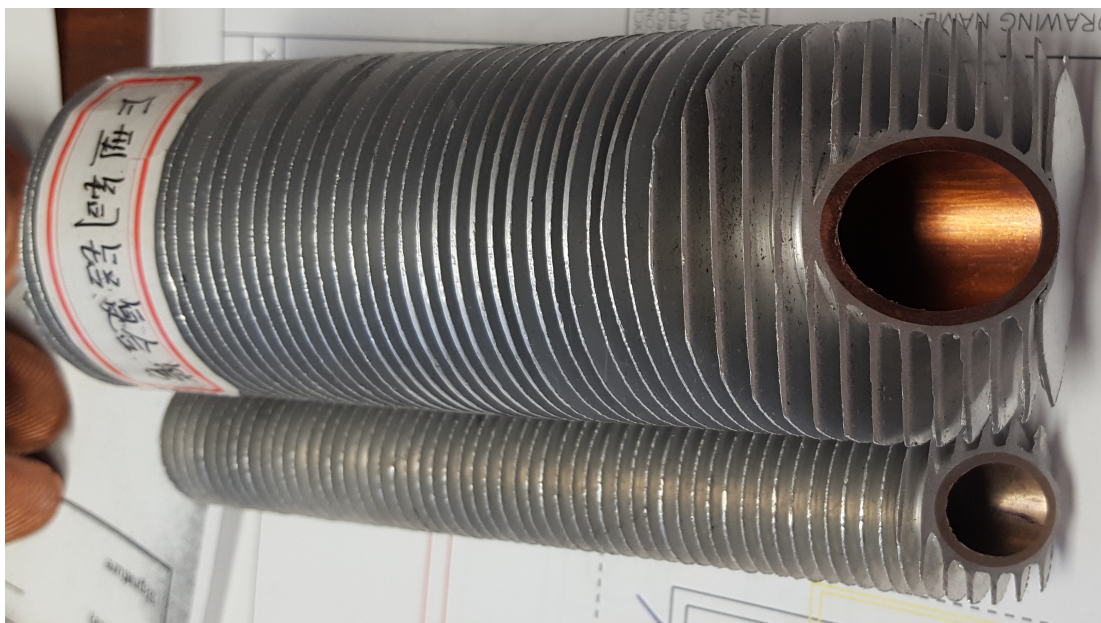


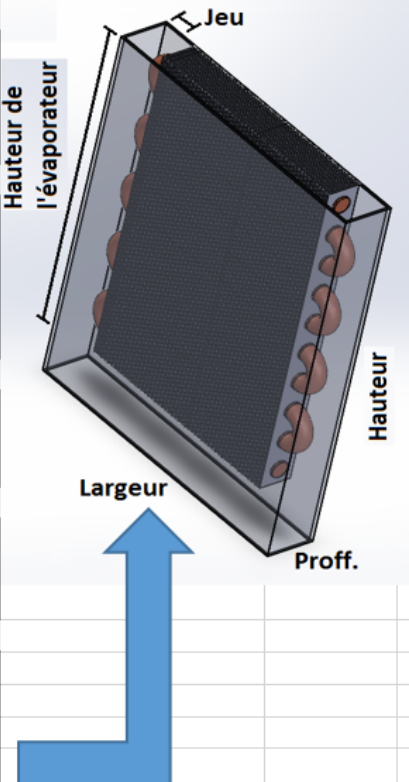
Figure 2.9: Échantillons de tubes munis d'ailettes fournis par LVG comme exemple pour la fabrication d'évaporateurs

- Le coût pour préparer la surface d'une des extrémités d'un tube avant de réaliser une soudure est estimé à 2 \$;
- Le coût d'une soudure est de 3,22 \$, incluant le matériel et le temps de travail du soudeur ;
- Les manchons (figure 2.4) coûtent 4,87 \$ chacun ;
- Le prix approximatif des deux supports latéraux servant à maintenir un évaporateur en place à été fourni par LVG sous forme d'une courbe de prix correspondant à environ $30 \cdot \frac{X}{144}^{-0,5}$ \$ par support. X est la longueur générale.

2.3.2 PAGE PRINCIPALE DU TROISIÈME MODULE

Le module est encore un fois fait sur Excel. Les valeurs sont entrées manuellement sur la page montrée aux figures 2.10 et 2.12.

Tubes	
Diamètre interne des tubes [po]	0,600
Diamètre extérieur des tubes [po]	0,625
Distance centre-centre du manchon [po]	1,50
Dimensions disponibles	
Hauteur [po]	14,000
Largeur [po]	5,000
Profondeur [po]	5,000
Jeu autour de l'évaporateur [po]	0,25
Ailettes	
Epaisseur des ailettes [po]	0,03125
Ailettes/po	10
Températures	
T_{AIR} [°C]	13
$T_{REFRIGÉRANT}$ [°C]	-9
Conception	
Puissance de refroidissement nécessaire [BTU/h]	3500
CFM [pi ³ /min]	400-600



The diagram illustrates a 3D perspective of an evaporator module. It shows a rectangular block with internal components represented by red spheres. Dimension lines indicate the 'Hauteur de l'évaporateur' (overall height), 'Hauteur' (internal height), 'Largeur' (width), 'Prof.' (depth), and 'Jeu' (clearance around the module). A blue arrow points upwards from the 'Largeur' label, indicating the direction of flow or measurement.

Figure 2.10: Onglet des entrées et sorties pour le module de conception des évaporateurs sur Excel (partie 1)

Comme pour le modèle précédent, les entrées comprennent les diamètres interne et externe des tubes, ainsi que la distance centre à centre entre les sorties des tubes des manchons.

Par contre, au lieu de demander les dimensions de l'évaporateur pour les calculs, ce modèle utilise les dimensions disponibles dans le cellier pour dimensionner un évaporateur qui peut être inséré dans l'espace vide. De cette façon, il faut spécifier la hauteur, la largeur, la profondeur de l'espace disponible pour l'évaporateur et le jeu à laisser tout autour de lui (LVG laisse normalement un jeu de 3.35 mm).

Encore une fois, il faut entrer l'épaisseur des ailettes et leur quantité par pouce de tube. Cette valeur est directement convertie en distance centre à centre entre les ailettes par le calculateur.

Par la suite, il faut entrer la température de l'air voulue pour la garde du vin et la température approximative du réfrigérant dans les tubes.

Avec les caractéristiques du cellier et en utilisant le premier module de calcul, comme expliqué au début de ce chapitre, une puissance de refroidissement minimale est estimée afin d'assurer que les conditions de garde seront respectées. Cette puissance est entrée ici comme contrainte pour la conception de l'évaporateur.

Finalement, un menu déroulant offre une gamme de valeurs pour le débit volumique (*CFM*) d'air autour de l'évaporateur. Cette case ne contribue pas directement à la conception, mais seulement à déplacer les différentes courbes dans le graphique de la figure 2.11 afin de faciliter le choix de LVG quant aux types de ventilateurs qui peuvent être installés pour le cellier et qui répondront aux contraintes de conception.

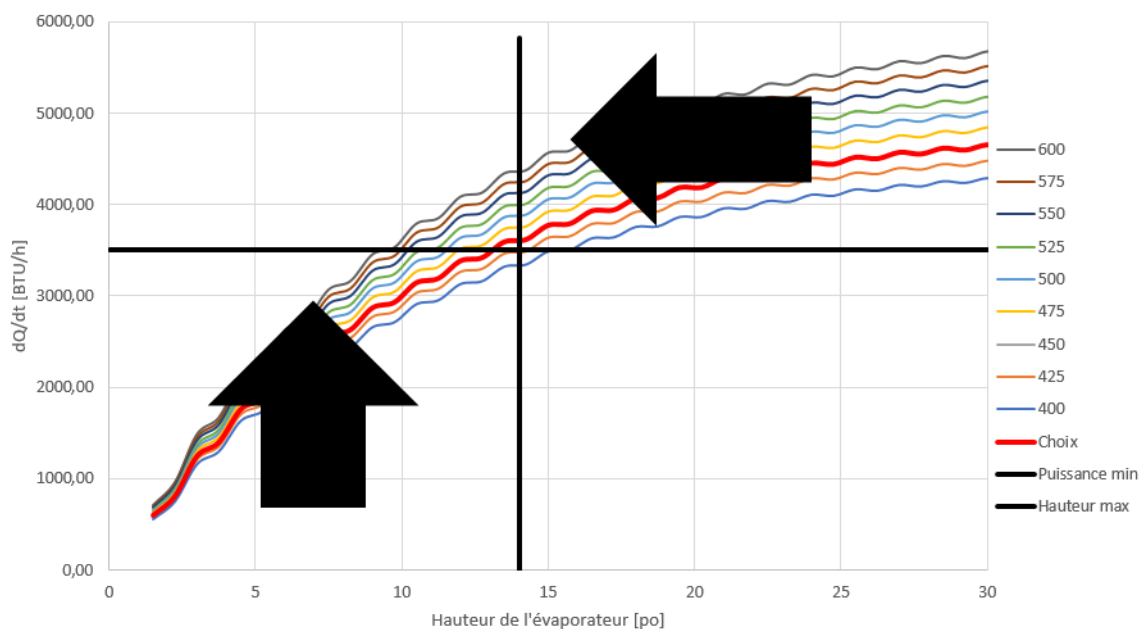


Figure 2.11: Onglet des entrées et sorties pour le module de conception des évaporateurs sur Excel (partie 3)

Ce module présente le graphique de la puissance de refroidissement \dot{Q} [BTU/h] en fonction de la hauteur de l'évaporateur [po] pour plusieurs valeurs de débit volumique d'air CFM [pi^3/min] comprise dans l'intervalle choisie précédemment (la légende à droite du graphique indique le CFM pour les différentes courbes).

Sur ce même graphique est tracé la limite de hauteur (ligne verticale) que doit respecter l'évaporateur afin d'entrer dans l'espace qui lui est réservée et la puissance de refroidissement minimale (ligne horizontale) pour maintenir les conditions de garde. Ainsi, afin de répondre aux critères de conception, seules les valeurs comprises en haut à gauche des droites sont acceptables.

En voyant les courbes tracées dans le graphique, LVG peut sélectionner un système de ventilation qu'ils connaissent (par exemple : deux ventilateurs produisant un débit d'air de $225 pi^3/min$ chacun) et entrer son CFM dans la première case vue à la figure 2.12. Le ligne rouge plus large dans le graphique correspond à ce choix.

Optimisation			
Choix du CFM [pi^3/h]	450		
Dimensionnement			
Puissance de refroidissement de l'évaporateur [BTU/h]	3598	Nombre de tubes	26
Hauteur de l'évaporateur [po]	13,50	Longueur des tubes incluant 2po sans ailettes [po]	2,83
Nombre de manchons	25	Estimation du prix de l'évaporateur [CAN\$]	498,86

Figure 2.12: Onglet des entrées et sorties pour le module de conception des évaporateurs sur Excel (partie 2)

Le module de calcul va automatiquement sélectionner l'évaporateur le plus petit répondant aux différents critères de conception. Il va donner la puissance de refroidissement correspondante [BTU/h], la hauteur de l'évaporateur [po], le nombre de manchons nécessaires, le nombre

de passes de tubes (figure 2.9 dans ce cas ci), la longueur totale des tubes $[po]$ avant leur préparation pour les soudures et une estimation du coût total des pièces et de la fabrication de l'évaporateur répondant à toutes les contraintes.

2.3.3 MODÈLE DES CALCULS DU TROISIÈME MODULE

Ce modèle réutilise les éléments d'ailettes de la section précédente. La conduction, la convection et l'effet des ailettes s'appliquent identiquement sur les éléments. La différence majeure avec ce modèle est qu'au lieu d'utiliser directement les dimensions de l'évaporateur, il utilise l'espace disponible comme contrainte limitant la taille de l'évaporateur.

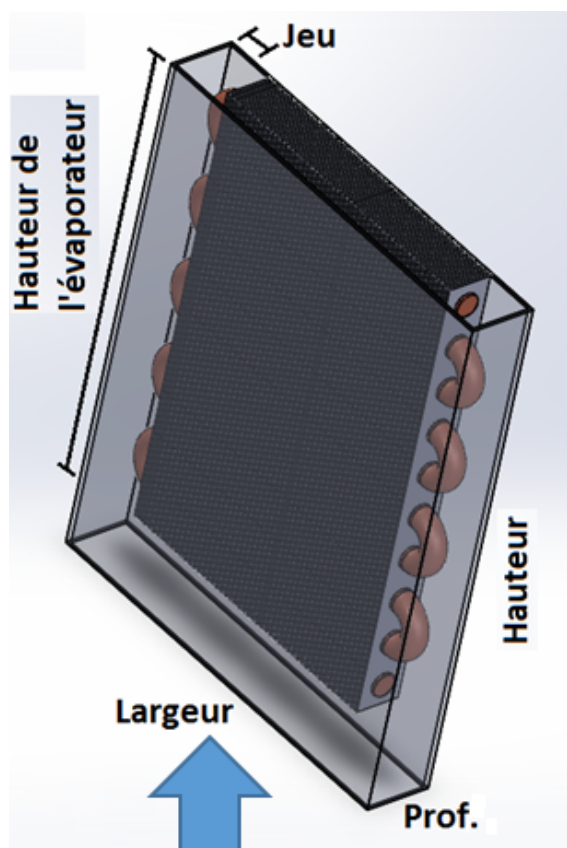


Figure 2.13: Schéma d'un évaporateur dans un conduit de ventilation et les dimensions importantes

En effet, l'évaporateur est compris dans un conduit de ventilation servant à orienter le passage de l'air entre des ailettes et autour des tubes. Il est fixé à une des parois du conduit par deux plaques de support placées aux extrémités des séries d'ailettes. Un certain jeu est laissé autour de l'évaporateur et les trois autres faces du conduit (figure 2.13 ou figure 2.14) afin de permettre certaines opérations de maintenance en cas de besoin.

La largeur et la profondeur de l'évaporateur sont ainsi prédéfinies par les dimensions du conduit et le jeu à laisser entre les pièces. Pour sa part, la hauteur est une variable qui peut être minimisée en modifiant le nombre de rangées de tubes utilisées. En effet, avec le choix de *CFM* par LVG et la puissance de refroidissement minimale nécessaire, le module va évaluer la plus petite hauteur possible pour l'évaporateur.

Nombre d'ailettes

En prenant la largeur totale du conduit, en soustrayant les jeux de chaque coté (habituellement $\approx \frac{1}{4}$ po selon LVG), l'espace occupée par les manchons ($0.8 \cdot X_{C-C} + 0.18$ po), et environ un pouce à chaque extrémité pour réaliser les soudures, et placer les deux supports latéraux, le reste de l'espace est complètement dédié aux ailettes (figure 2.14). Ainsi, en divisant la largeur réservée aux ailettes par l'espacement entre celles-ci, le nombre d'ailettes est obtenu.

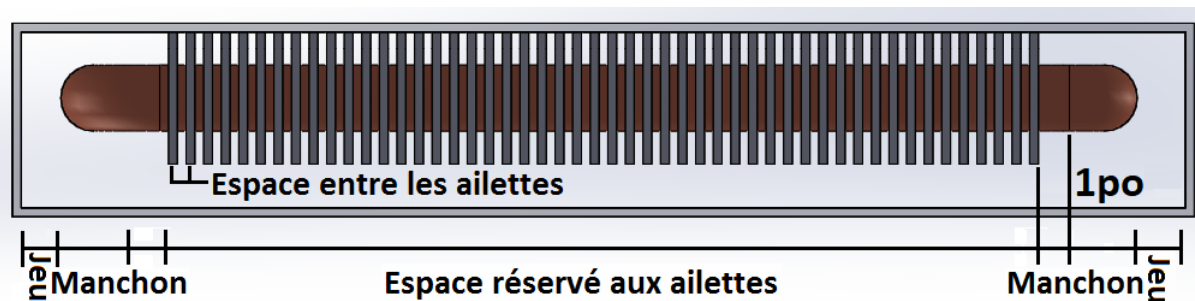


Figure 2.14: Coupe d'un conduit contenant un évaporateur et les dimensions importantes pour les calculs

$$N_{FIN} = \frac{LARGUEUR - 2 \cdot (0.8 \cdot X_{C-C} + 1.18 + JEU)}{ESPACEMENT_{FIN}} [po] \quad (2.40)$$

Nombre de colonnes de tubes

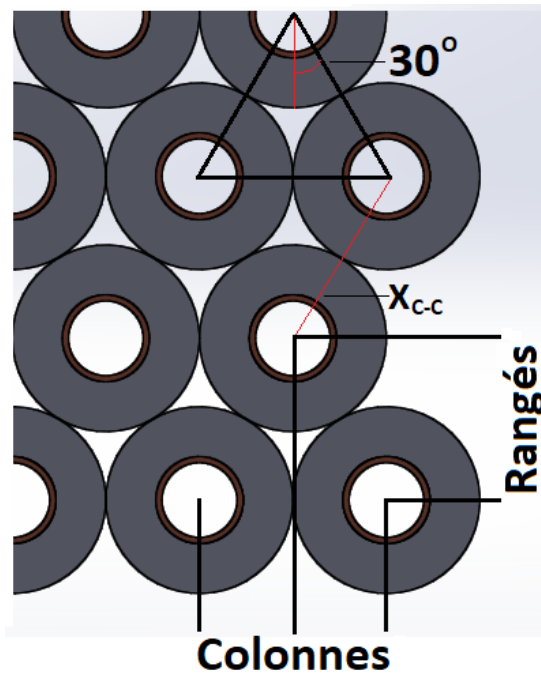


Figure 2.15: Coupe d'un évaporateur montrant la disposition générale des tubes munis d'ailettes) et les dimensions importantes

Le nombre de colonnes de tubes (figure 2.15) que peut contenir un évaporateur dépend de la profondeur disponible dans le conduit et du jeu devant être laissé autour des ailettes. Les tubes munis d'ailettes (figure 2.9) sont empilés les uns contre les autres à des distances égales. En reliant le centre de trois tubes se forme un triangle équilatéral dont la longueur des côtés correspond à X_{C-C} (égale à la distance centre-centre des sorties d'un manchon). De cette façon, la distance entre chacune des colonnes D_{COL} ou $\frac{X_T}{2}$ (Sadler, 2000) est :

$$D_{COL} = \frac{X_T}{2} = X_{C-C} \cdot \sin(30^\circ) = 0.5 \cdot X_{C-C} \quad (2.41)$$

donc

$$X_T = X_{C-C} \quad (2.42)$$

Le nombre de colonnes dans l'évaporateur (arrondi à la baisse) est :

$$N_{COL} = \frac{PROFONDEUR - JEU}{0.5 \cdot X_T} \quad (2.43)$$

Nombre de rangés de tubes

Le nombre de rangés de tubes que contient l'évaporateur est le paramètre principal à ajuster afin d'atteindre les performances nécessaires en refroidissement pour maintenir les bonnes conditions de garde des bouteilles de vin. Le nombre de rangés est limité par la hauteur disponible dans le conduit. Le calculateur ajoute progressivement des rangés de tubes pour tracer les courbes de la puissance de refroidissement en fonction de la hauteur de l'évaporateur pour plusieurs débits d'air (figure 2.12). Comme précédemment, la distance entre les rangés D_{RANG} ou X_L (Sadler, 2000) est égale à :

$$D_{RANG} = X_L = X_{C-C} \cdot \cos(30^0) = 0.866 \cdot X_{C-C} \quad (2.44)$$

Le nombre de rangées de tubes dans l'évaporateur (arrondi à la baisse) est :

$$N_{RANG} = \frac{HAUTEUR_{EVAP}}{X_L} \quad (2.45)$$

Autres paramètres de conception

L'objectif principal du module de conception est de réduire le coût total de production des évaporateurs et le temps de fabrication pour La Vielle Garde tout en respectant les contraintes. Pour ce faire, la solution la plus simple est de directement minimiser la hauteur des évaporateurs, donc réduire le nombre de rangés de tubes. Cela permet la minimisation du nombre de composantes dans le système et la réduction des étapes d'assemblage en usine.

Pour ce qui a trait aux systèmes de ventilation, leur prix est grandement inférieur par rapport à celui des évaporateurs. Aussi, à l'achat, ils ne sont disponibles que pour certaines dimensions et débit d'air plus standards.

La vitesse de l'air est un paramètre qui peut être facilement ajusté lors de la conception. Il dépend directement du choix de LVG quand aux équipement de ventilation qu'ils possèdent. En général, ils utilisent plusieurs ventilateurs identiques en parallèles pour modifier le déplacement de l'air en fonction de la taille du conduit.

Le modèle réutilise les équations de la section précédente (équations 2.25 à 2.39) pour estimer la puissance de refroidissement d'un évaporateur en fonction des différents paramètres. Il utilise les entrées prédéfinies par LVG pour calculer la puissance de refroidissement pour un seul élément de l'évaporateur à partir des résistances thermiques en conduction, en convection naturelle ou forcée, de contact et dans l'ailette.

D'une autre part, le calculateur a déjà en mains le nombre d'ailettes contenu sur un tube de l'évaporateur (équation 2.40) et le nombre de colonnes (équation 2.43) qui le compose. Afin de tracer les courbes de conception (2.12) et réaliser les calculs, il ajoute progressivement des rangés de tubes et par la même occasion modifie la quantité d'éléments.

Comme montré sur le graphique de la figure 2.12, le module trace plusieurs courbes montrant les puissances de refroidissement en fonction de la hauteur de l'évaporateur et les limites à respecter. LVG peut se servir de ce graphique pour sélectionner le type de ventilation qu'ils vont utiliser pour ce projet. En entrant le choix de *CFM*, le module identifie la hauteur minimale respectant la contrainte de refroidissement, donne les dimensions importantes et énumère la sommes des différentes composantes nécessaires pour la fabrication de l'évaporateur en question.

CHAPITRE 3

RÉSULTATS ET DISCUSSION

Avant toute chose, il est à noter que La Vielle Garde n'utilise pas de calculateur pour estimer le besoin énergétique de leurs celliers. Ils utilisent leur expérience et les dimensions intérieures des celliers pour estimer, avec une règle de trois, un évaporateur possiblement fonctionnel à partir de catalogues de fournisseurs.

De cette façon, il n'y a pas de comparaison possible pour ce qui a trait au besoin énergétique des enceintes thermiques. Ensuite, les valeurs de puissance de refroidissement des évaporateurs sont comparées à partir des fiches techniques ou des schémas fournis par les fabricants. Ceux-ci sont souvent incomplètes et ne donnent pas la totalité des paramètres importants pour quantifier les performances des évaporateurs. Généralement, l'épaisseur des ailettes, l'espacement entre elles, les dimensions des tubes, le débit moyen d'air et la température du fluide frigorigène sont manquants aux données.

Afin d'obtenir une comparaison valable, ces paramètres ont été mesurés sur un évaporateur typique que LVG avait dans leur entrepôt et provenant du même fournisseur. Ces valeurs seront utilisées dans les entrées du second calculateur afin de déterminer la compatibilité des fiches techniques avec le module.

Selon les mesures prises sur l'évaporateur, l'épaisseur des ailettes est de $0.0625\ po$, il y a 3 ailettes/ po de tube, le rayon extérieur des tubes de cuivre est de $0.625\ po$, le rayon intérieur est de $0.6\ po$, la distance centre-centre des manchons est $1.5\ po$, le jeu autour de l'évaporateur est $0.25\ po$ et la température moyenne du réfrigérant est de $-9\ ^\circ C$.

3.1 PREMIÈRE COMPARAISON

Le premier cellier à l'étude est présenté à la figure 3.1. La porte servant à accéder aux bouteilles de vin se trouve sur la droite de l'image. Ainsi, les bouteilles se trouvent sur le mur de droite selon le point de vue d'une personne se trouvant devant l'ouverture.

Le mur à l'opposé des bouteilles, le cadre et la porte sont en verre trempé de $12\ mm$ d'épaisseur afin de permettre aux gens de voir les bouteilles à partir de l'extérieur. Les autres surfaces sont des murs pleins servant d'isolation afin de limiter le transfert de chaleur avec l'extérieur.

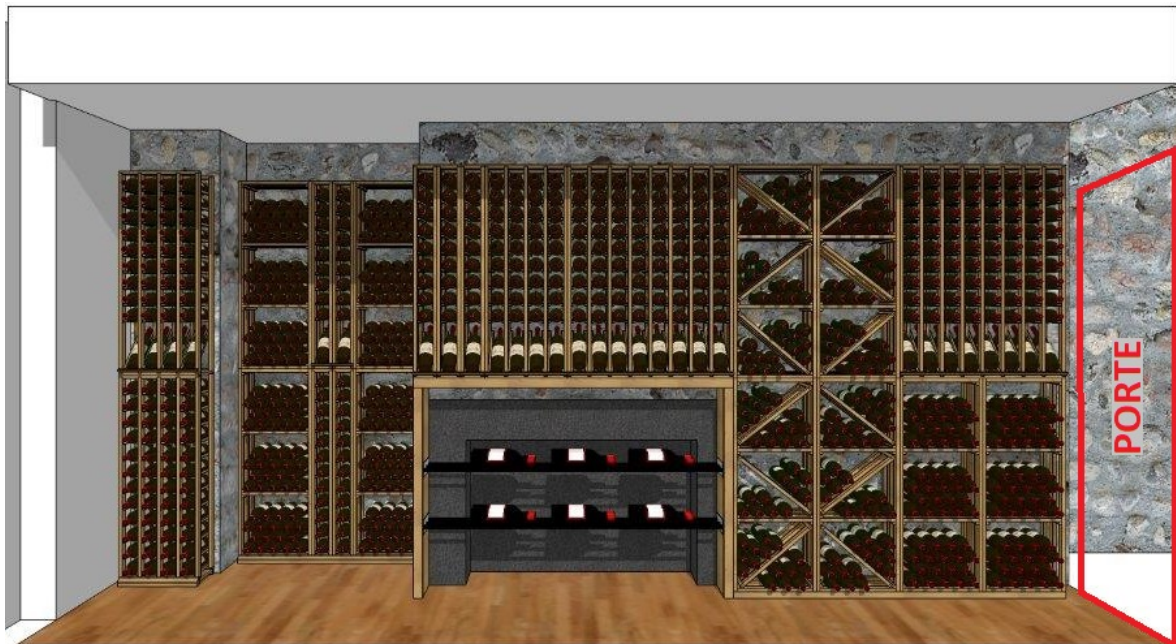


Figure 3.1: Visuel du premier cellier test de LVG

Le premier cellier a une largeur de 36.88 *po*, une profondeur de 206.44 *po* et une hauteur de 102.25 *po*. Il est conçu dans le but de refroidir 1000 bouteilles de vin rouge de la température ambiante (22 °C) jusqu'à 13 °C en environ 8 heures.

Les dimensions de la porte sont 95 *po* par 30 *po*. Après une ouverture, le client souhaite que le cellier retourne à l'équilibre thermique en environ 90 *s*.

La composition des murs n'est pas exactement connue. Il est supposé qu'il y a un recouvrement en bois d'une épaisseur de 0.75 *po* afin d'offrir une apparence plaisante aux murs et une couche de 2 *po* de polystyrène extrudé pour isoler thermiquement la pièce.

Dimensions intérieures [po]				Température maximale [°C]	
Largeur	Profondeur dessus	Profondeur dessous	Hauteur	Intérieur du cellier	Intérieur du bâtiment
36,88	206,44	206,44	102,25	13	22


Composition des murs du cellier				
		Dessus		Derrière
		Mur plein		Mur plein
		<div><div><div>Largeur</div><div></div><div>Hauteur</div></div><div>Profondeur</div></div>		
Gauche				Droite
Verre trempé 12mm				Mur plein

Figure 3.2: Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le premier cellier test (partie 1)

Selon le premier module de calcul (figures 3.2 et 3.3), le besoin énergétique afin d'atteindre et maintenir les conditions idéales de garde du vin est de 8932 *BTU/h* ou 2618 *W*. Cette valeur est la limite inférieure de conception pour l'évaporateur. La puissance de refroidissement que peut absorber l'évaporateur doit être supérieur afin de répondre aux contraintes.

Composition des murs pleins				
Composition des murs	Matériel 1	Matériel 2	Matériel 3	Matériel 4
_2_Couches	Bois	Polystyrène exp.	Bois	Bois
Épaisseur [po]	0,75	2	0	0
Porte				
Matériel de la porte	Hauteur [po]	Largeur [po]	Temps de stabilisation après une ouverture de la porte [s]	
Verre trempé 12mm	95	30	90	
			% d'air froid perdu/ouverture [%]	
			75,6	
Bouteilles		Si le vin est déjà refroidi, mettre un nombre très grand comme 9999999		
Nombre de bouteilles	Temps de refroidissement [h]			
1000	8			
Puissance de refroidissement maximale				
2618		W		
8932		BTU/h		

Figure 3.3: Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le premier cellier test (partie 2)

Pour ce qui est du second module de calcul (figures 3.4 et 3.5), La Vielle Garde a utilisé deux évaporateurs identiques. Selon les fiches techniques fournies, ils ont comme dimensions une largeur de 21 *po*, une hauteur de 7.5 *po* et une distance entre les extrémités des manchons de 62 *po*. Il n'y a aucun système de ventilation installé dans ce cellier. La convection est

complètement naturelle. Les autres paramètres d'entrées ont été discutés au début de cette section.

Selon les données du fabricant, un seul évaporateur coûte 1006.30 \$ et a une puissance de refroidissement de 5160 *BTU/h*.

Ailettes	
Type d'ailette	Aluminium
Brasé?	Non
Epaisseur des ailettes [po]	0,0625
Ailettes/po	3
Dimensions	
Arrangement des tubes	Croisés
Direction du passage de l'air	Dessus
Diamètre interne des tubes [po]	0,600
Diamètre extérieur des tubes [po]	0,625
Distance centre-centre du "bend" [po]	1,50
Largeur maximale [po]	21,00
Hauteur maximale [po]	7,50
Distance "bend-bend" [po]	62,00
Jeu entre les pièces [po]	0,25
Fluides	
CFM [pi^3/h]	0
$T_{\text{AIR}} [^{\circ}\text{C}]$	3
$T_{\text{RÉFRIGÉRANT}} [^{\circ}\text{C}]$	-9

Figure 3.4: Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le premier cellier test (partie 1)

Puissance de refroidissement		Dimensions idéales des ailettes	
1602	W	Nombre d'ailettes	171
5465	BTU/h	Nombre de colonnes de tubes	16
		Nombre de tubes sur la ligne verticale	5
		Nombre de tubes total	72
		Espace trou-trou horizontal [po]	1,30

Figure 3.5: Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le premier cellier test (partie 2)

Selon les résultats, l'évaporateur que LVG a acheté a une puissance thermique d'environ 5465 *BTU/h* ou 1602 *W*. La différence entre cette valeur et celle indiquée par le fabricant est probablement due aux mesures prises sur l'évaporateur test. Il est possible que certaines d'entre elles ne soient pas exactes pour cet évaporateur. Tout de même, les résultats sont relativement proches des quantités espérées.

Pour le dernier calculateur (figures 3.6 et 3.7), les tubes en cuivre servant au transport du réfrigérant sont les mêmes que ceux de l'évaporateur acheté par La Vielle Garde. Par contre, les ailettes sont celles du tube-ailettes présenté à la figure 2.9. La densité des ailettes est grandement supérieur (10 *ailettes/po* au lieu de 3 *ailettes/po*) et l'épaisseur est diminué de moitié (1/32 *po* plutôt que 1/16 *po*).

Pour ce qui est des paramètres de conception, il faut utiliser les dimensions disponibles dans le cellier afin de concevoir un évaporateur qui peut être inséré dans l'espace réservé. Pour cette exemple, la largeur disponible pour un évaporateur est de 66 *po*, la profondeur est de 21 *po* et la hauteur maximale est de 15.625 *po*.

Ce cette façon, selon le premier module (figures 3.1 et 3.2), la puissance de refroidissement nécessaire au maintien des conditions de garde du vin est d'environ 8932 *BTU/h*. Puisque le cellier utilise deux évaporateurs, chacun d'entre eux doit absorber de l'énergie thermique à un rythme d'environ 4500 *BTU/h* sans ventilation.

Tubes	
Diamètre interne des tubes [po]	0,600
Diamètre extérieur des tubes [po]	0,625
Distance centre-centre du manchon [po]	1,50
Dimensions disponibles	
Hauteur [po]	15,625
Largeur [po]	66,000
Profondeur [po]	21,000
Jeu autour de l'évaporateur [po]	0,25
Ailettes	
Epaisseur des ailettes [po]	0,03125
Ailettes/po	10
Températures	
T_{AIR} [°C]	3
$T_{REFRIGÉRANT}$ [°C]	-9
Conception	
Puissance de refroidissement nécessaire [BTU/h]	4500
CFM [pi ³ /min]	0-200

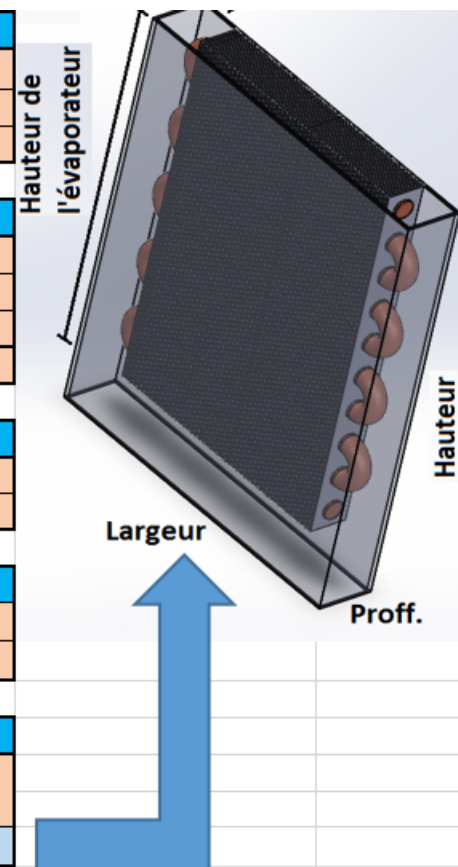


Figure 3.6: Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le premier cellier test (partie 1)

Selon le modèle de conception (résultats présentés à la figure 3.7), en utilisant les tube-ailettes, LVG pourrait fabriquer, dans leur usine, un évaporateur composé de 14 longueurs de tubes et 13 manchons assurant une puissance d'environ 4723 *BTU/h*.

Le coût d'un évaporateur est de 763.34 \$ en incluant le prix des tubes, des manchons, de la préparation des tubes, des soudures, des supports latéraux et le travail de d'assemblage par un employé.

L'épaisseur de l'évaporateur est inférieure à celui original en raison de la différence entre les dimensions des ailettes utilisées. Aussi, le coût total de l'évaporateur est diminué approxima-

tivement de 24 %. Cette variation est partiellement due à la différence de conception (4723 BTU/h au lieu de 5465 BTU/h) et à une marge de profit que le fabricant se garde.

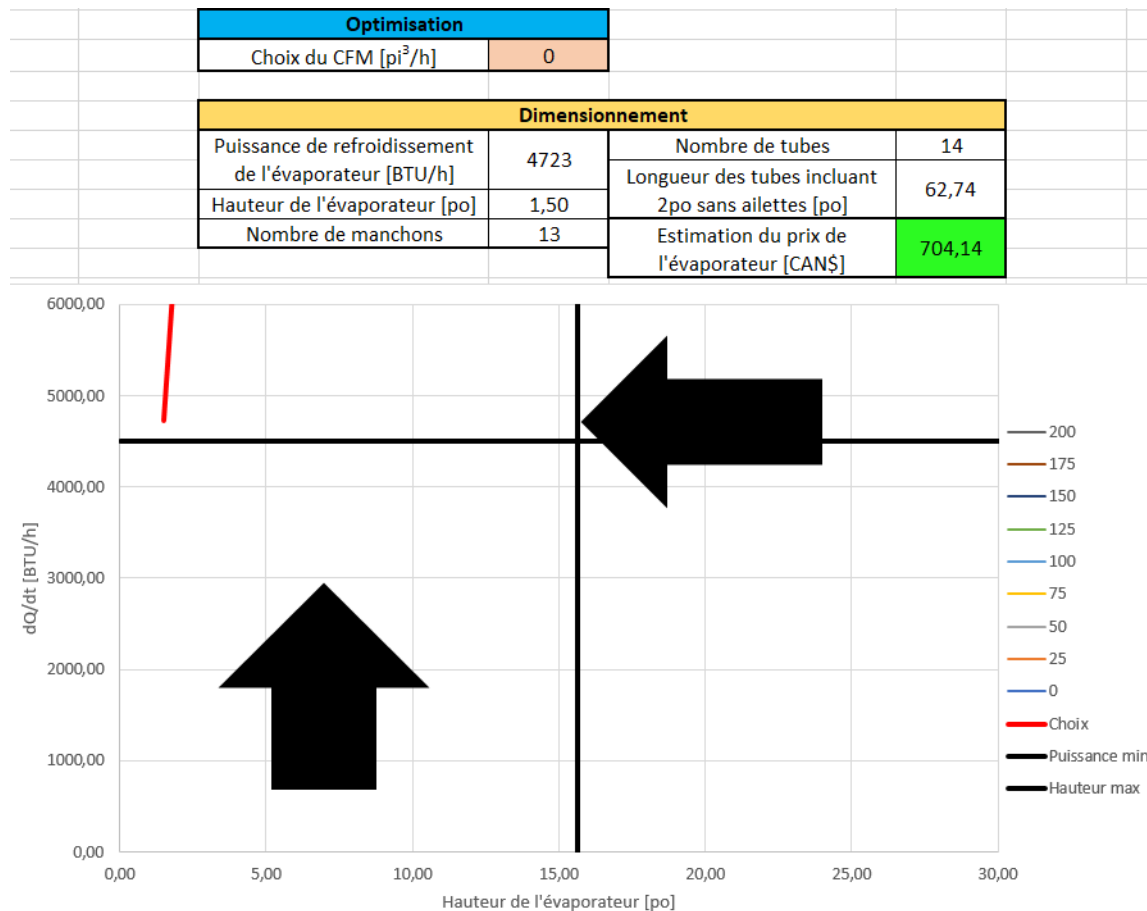


Figure 3.7: Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le premier cellier test (partie 2)

L'avantage qu'ont les modules de calcul est qu'ils font le lien entre eux pour les conditions de garde des bouteilles de vin. Ils éliminent les risques liés à une puissance de refroidissement insuffisante pour le système de climatisation. Ils offrent une certaine garantie de fonctionnalité à la fois pour LVG et pour le client.

3.2 DEUXIÈME COMPARAISON

Le second exemple de cellier est illustré à la figure 3.8. La porte donnant accès à l'intérieur de la chambre est située à l'avant. Les bouteilles sont réparties en plusieurs colonnes contre les différentes surfaces comme il est possible de le voir sur le visuel du projet.

Les murs verticaux sont faits de verre trempé d'une épaisseur de 12 *mm*, sauf le mur de gauche et le coin arrière-droite. Ainsi, le sol, le plafond, la face gauche et le coin sont des murs pleins servant d'isolant thermique pour le cellier. Puisque la majorité des murs arrière et de droite sont faits de verre, l'effet du changement de matériel pour le coin est négligé pour les faces.

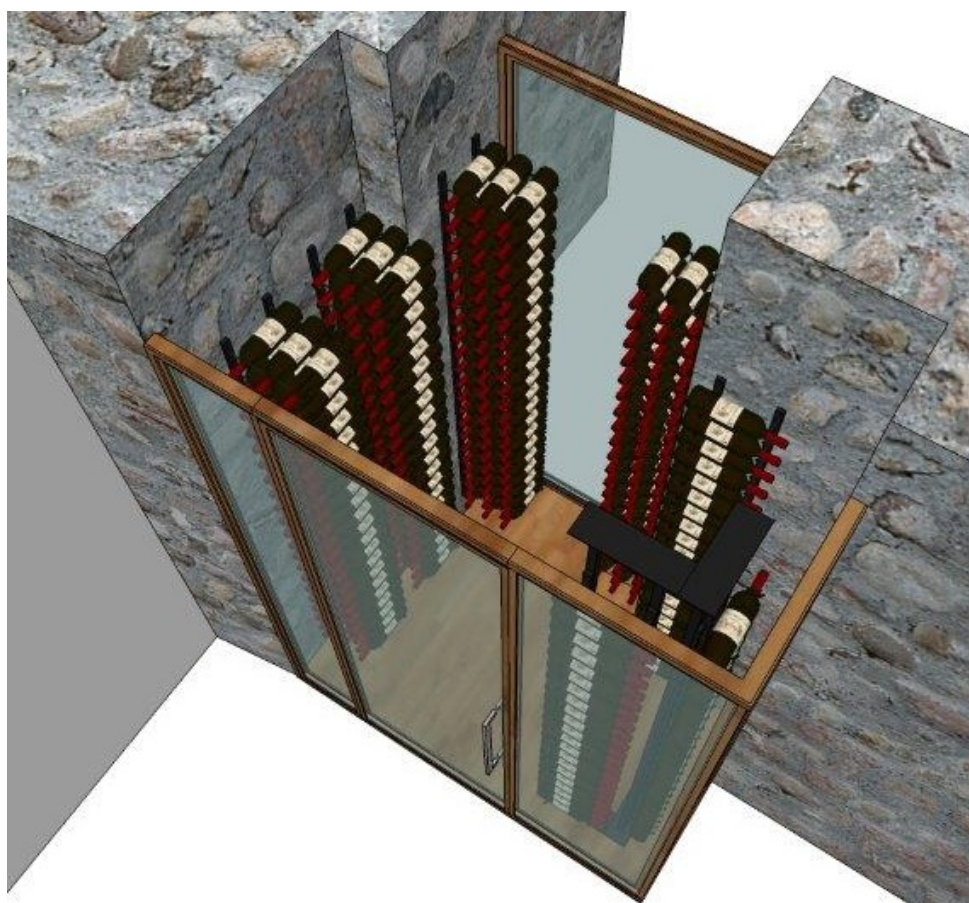


Figure 3.8: Visuel du deuxième cellier test de LVG

Le second cellier a une largeur de 30.75 *po*, une profondeur de 69.25 *po* et une hauteur de 102.625 *po*. Il doit pouvoir refroidir 350 bouteilles de vin blanc de 22 °C à 3 °C en 8 heures.

La porte a une hauteur de 95 *po* et un largeur de 30 *po*. Suite à l'ouverture de la porte, le client désire que le cellier retourne à ses conditions de garde en environ 90 *s*.

Comme précédemment, il est supposé que les murs pleins sont composés d'une première couche de bois de 0.75 *po* et d'une deuxième couche de 2 *po* d'épaisseur de polystyrène extrudé.

Dimensions intérieures [po]				Température maximale [°C]	
Largeur	Profondeur dessus	Profondeur dessous	Hauteur	Intérieur du cellier	Intérieur du bâtiment
30,75	69,25	69,25	102,63	3	22

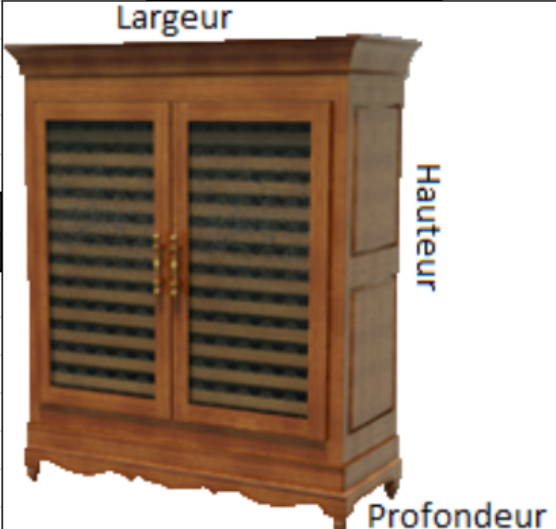
Composition des murs du cellier			
		Dessus	Derrière
		Mur plein	Verre trempé 12mm
			
Gauche	Droite		
Mur plein	Verre trempé 12mm		
		Dessous	
		Mur plein	

Figure 3.9: Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le deuxième cellier test (partie 1)

Ainsi, selon les résultats du premier module (figures 3.9 et 3.10), le besoin énergétique du cellier est d'environ 6814 BTU/h ou 1997 W . Afin de simplifier les données, la limite inférieure de conception pour l'évaporateur sera de 7000 BTU/h .

Composition des murs pleins				
Composition des murs	Matériel 1	Matériel 2	Matériel 3	Matériel 4
_2_Couches	Bois	Polystyrène exp.	Bois	Bois
Épaisseur [po]	0,75	2	0	0
Porte				
Matériel de la porte	Hauteur [po]	Largeur [po]	Temps de stabilisation après une ouverture de la porte [s]	
Verre trempé 12mm	95	30	90	
			% d'air froid perdu/ouverture [%]	
			90,3	
Bouteilles		Si le vin est déjà refroidi, mettre un nombre très grand comme 9999999		
Nombre de bouteilles	Temps de refroidissement [h]			
350	8			
Puissance de refroidissement maximale				
1997		W		
6814		BTU/h		

Figure 3.10: Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le deuxième cellier test (partie 2)

Quant au second module de calcul (figures 3.11 et 3.12), LVG a utilisé un seul évaporateur compris dans une boîte de ventilation. Selon les fiches techniques, l'évaporateur a une largeur de 15.25 po , une hauteur de 5.5 po et une distance entre les extrémités des manchons de 39.5 po . Le boîtier comprend trois ventilateurs produisant ensemble un débit volumique de 625 pi^3/min . Ceux-ci servent à augmenter la vitesse de passage de l'air dans l'évaporateur.

À partir des paramètres donnés par le fabricant, l'évaporateur est supposé procurer une puissance de refroidissement de 5400 BTU/h et a coûté 485.00 \$ à La Vielle Garde.

Ailettes	
Type d'ailette	Aluminium
Brasé?	Non
Epaisseur des ailettes [po]	0,0625
Ailettes/po	3
Dimensions	
Arrangement des tubes	Croisés
Direction du passage de l'air	Dessus
Diamètre interne des tubes [po]	0,600
Diamètre extérieur des tubes [po]	0,625
Distance centre-centre du "bend" [po]	1,50
Largeur maximale [po]	15,25
Hauteur maximale [po]	5,50
Distance "bend-bend" [po]	39,50
Jeu entre les pièces [po]	0,25
Fluides	
CFM [pi^3/h]	625
$T_{\text{AIR}} [^{\circ}\text{C}]$	3
$T_{\text{RÉFRIGÉRANT}} [^{\circ}\text{C}]$	-9

Figure 3.11: Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le deuxième cellier test (partie 1)

Puissance de refroidissement		Dimensions idéales des ailettes	
1723	W	Nombre d'ailettes	104
5880	BTU/h	Nombre de colonnes de tubes	11
		Nombre de tubes sur la ligne verticale	3
		Nombre de tubes total	28
		Espace trou-trou horizontal [po]	1,30

Figure 3.12: Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le deuxième cellier test (partie 2)

Le module indique une puissance d'environ 5880 *BTU/h* ou 1723 *W* pour cet évaporateur. Encore une fois, la différence entre cette valeur et celle du fabricant s'explique par une possible différence entre les pièces mesurées sur l'évaporateur test et ceux du vrai évaporateur.

Par contre, en ayant en main les résultats du premier module de calcul, il est possible de remarquer que la puissance fournie de l'évaporateur est inférieure à celle demandée par le cellier pour maintenir les conditions optimales de garde du vin. Ainsi, il y a un risque de manque de performance du système de climatisation si trop de bouteilles à température ambiante sont ajoutées en même temps ou que la porte est ouverte trop souvent.

Bien que le choix de l'évaporateur ne soit pas idéal, les résultats obtenus par le module sont semblable aux valeur du fabricant.

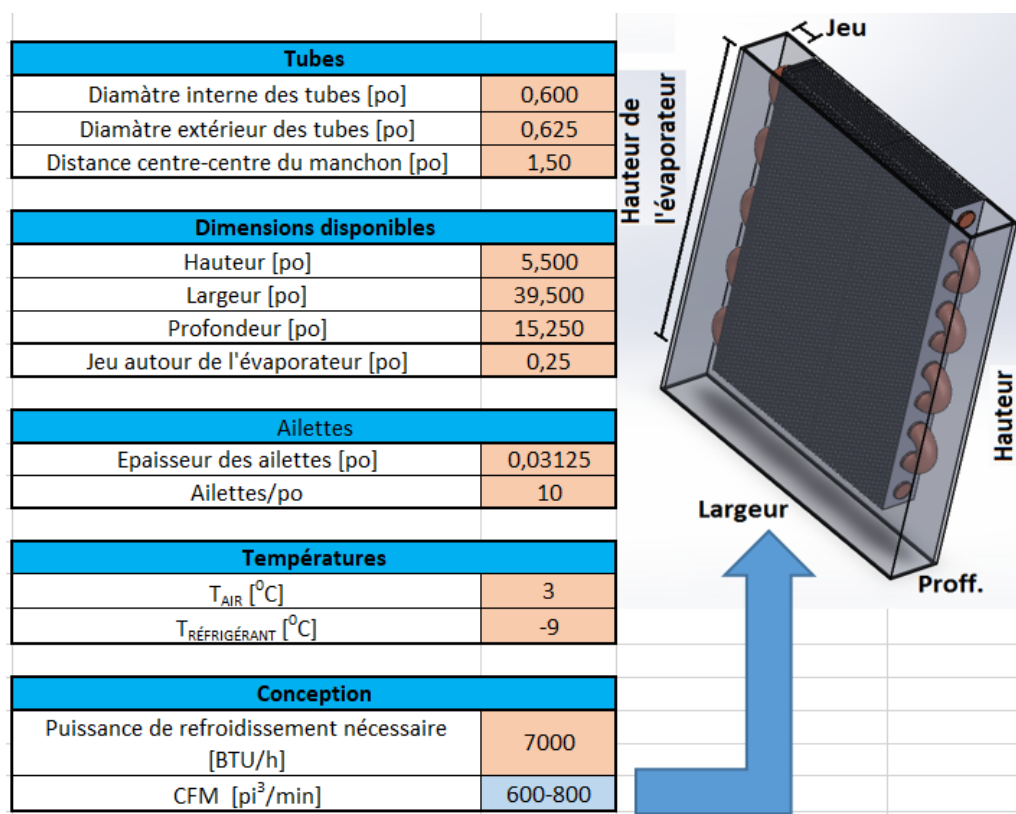


Figure 3.13: Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le deuxième cellier test (partie 1)

Finalement, pour le module de conception de l'évaporateur (figures 3.13 et 3.14), les tubes-ailettes sont encore ceux utilisés. Les dimensions de l'espace réservé pour le système de refroidissement sont une largeur de 39.5 *po*, une profondeur de 15.25 *po* et une hauteur maximale de 5.5 *po*. De plus, 7000 *BTU/h* est utilisé comme limite inférieure de puissance thermique dans les entrées. Cependant, le débit volumique d'air est augmenté à 725 pi^3/min au lieu de 625 pi^3/min pour s'approcher davantage de la valeur cible.

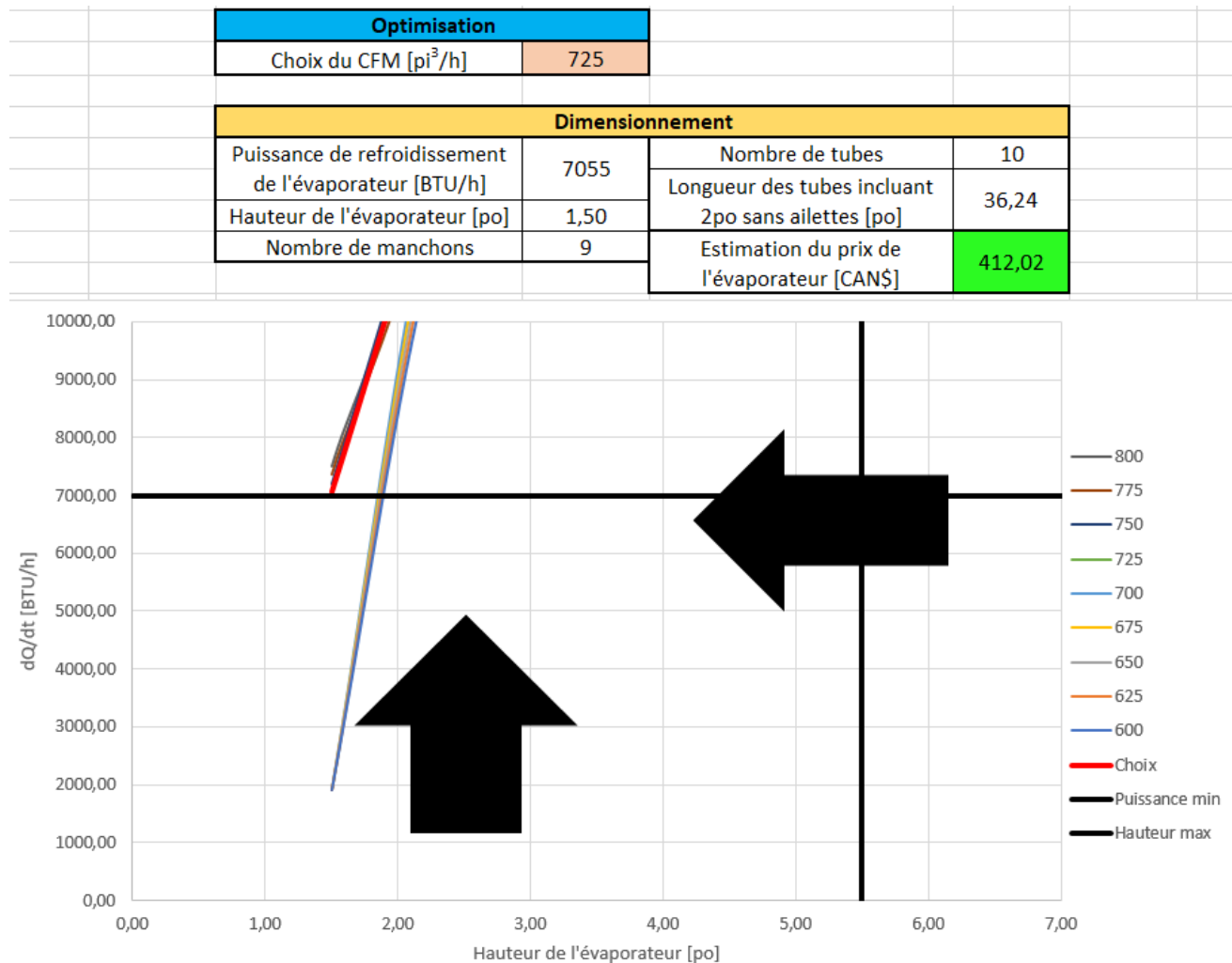


Figure 3.14: Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le deuxième cellier test (partie 2)

Selon les résultats du module de calcul (figure 3.14), avec les paramètres d'entrées discutés auparavant, un évaporateur composé d'un assemblage de 10 longueurs de tubes et de 9 manchons peuvent assurer une puissance de refroidissement d'environ $7055 \text{ BTU}/h$. La fabrication de l'évaporateur, en incluant l'achat des pièces et l'assemblage par un ouvrier, coûterait environ 412.02 \$.

La différence de hauteur entre les deux évaporateur s'explique encore une fois par la densité des ailettes. En effet, le nombre d'ailettes par pouce de tube est plus de trois fois supérieur pour le tube-ailettes que pour l'évaporateur provenant du fabricant. Aussi, La Vielle Garde économiserait environ 15 % sur le prix de l'évaporateur lui-même en le produisant dans leur usine.

Finalement, LVG peut garantir un système de refroidissement assurant une puissance suffisante au maintien des conditions de garde du vin à leurs clients. Ils se protègent ainsi contre les risques de défaillance du cellier.

3.3 TROISIÈME COMPARAISON

Le troisième et dernier exemple de cellier est celui présenté à la figure 3.15. C'est un modèle vertical plus traditionnel. Les bouteilles de vin sont placées dans des supports fixés au mur du fond. Il est muni de deux portes vitrés recouvrant pratiquement toutes la face avant. Il est supposé que le client n'ouvre qu'une seule porte à la fois.

Les murs latéraux et la façade sont en verre trempé de 12 *mm* permettant de bien voir les bouteilles. Le dessus, le dessous et le fond du cellier sont des surfaces pleines opaques servant d'isolant.



Figure 3.15: Visuel du troisième cellier test de LVG

Ce cellier a une largeur de 65 *po*, une profondeur de 20 *po* et une hauteur de 100.5 *po*. Il doit pouvoir refroidir 220 bouteilles de vin blanc de la température ambiante (22 °C) vers 3 °C en 8 heures.

Pour ce qui est du premier calculateur (figures 3.16 et 3.17), le besoin énergétique du cellier afin de maintenir les conditions de garde des bouteilles de vin est d'environ 3498 *BTU/h* ou 1025 *W*. Cette valeur est arrondi à 3500 *BTU/h* pour l'étape de la conception de l'évaporateur.

Composition des murs pleins				
Composition des murs	Matériel 1	Matériel 2	Matériel 3	Matériel 4
_2_Couches	Bois	Polystyrène exp.	Bois	Bois
Épaisseur [po]	0,75	2	0	0

Porte			
Matériel de la porte	Hauteur [po]	Largeur [po]	Temps de stabilisation après une ouverture de la porte [s]
Verre trempé 12mm	95	30	90
			% d'air froid perdu/ouverture [%]
			43,6

Bouteilles		Si le vin est déjà refroidi, mettre un nombre très grand comme 9999999
Nombre de bouteilles	Temps de refroidissement [h]	
220	8	

Puissance de refroidissement maximale	
1025	W
3498	BTU/h

Figure 3.17: Onglet des entrées et sorties du calculateur des besoins énergétiques pour le troisième cellier test (partie 2)

LVG a acheté deux évaporateurs chacun compris dans un boîtier de ventilation munis de deux ventilateurs en parallèle. Selon la fiche technique, la largeur des évaporateurs est de 10 *po*, la hauteur est de 4.5 *po* et la distance entre le bout des manchons est de 17 *po*. Les ventilateurs assurent un déplacement d'air d'environ 245 *pi³/min* dans le système de refroidissement.

Les rayon interne et externes des tubes, le nombre d'ailettes par pouce, leur épaisseur, les dimensions des manchons, le jeu et la température du réfrigérant ont encore une fois été

mesurés sur l'évaporateur test que La Vielle Garde avait dans leur entrepôt. En effet, le vrai évaporateur utilisé pour ce projet n'était pas disponible physiquement pour prendre les données.

Le fabricant affirme qu'un évaporateur de ce modèle, dans le boîtier, produit une puissance thermique de $1500 \text{ BTU}/h$ et vaut 238.00 \$.

Ailettes	
Type d'ailette	Aluminium
Brasé?	Non
Epaisseur des ailettes [po]	0,0625
Ailettes/po	3
Dimensions	
Arrangement des tubes	Croisés
Direction du passage de l'air	Dessus
Diamètre interne des tubes [po]	0,600
Diamètre extérieur des tubes [po]	0,625
Distance centre-centre du "bend" [po]	1,50
Largeur maximale [po]	10,00
Hauteur maximale [po]	4,50
Distance "bend-bend" [po]	17,00
Jeu entre les pièces [po]	0,25
Fluides	
CFM [pi^3/h]	245
$T_{\text{AIR}} [^{\circ}\text{C}]$	3
$T_{\text{RÉFRIGÉRANT}} [^{\circ}\text{C}]$	-9

Figure 3.18: Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le troisième cellier test (partie 1)

Le module (figures 3.18 et 3.19) estime une puissance de 1640 BTU/h ou 481 W . Les raisons de la divergence des valeurs sont les mêmes que pour les deux exemples précédentes. Les résultats du calculateur sont encore acceptables dans le domaine du possible.

Puissance de refroidissement		Dimensions idéales des ailettes	
481	W	Nombre d'ailettes	36
		Nombre de colonnes de tubes	7
1640	BTU/h	Nombre de tubes sur la ligne verticale	3
		Nombre de tubes total	18
		Espace trou-trou horizontal [po]	1,30

Figure 3.19: Onglet des entrées et sorties du calculateur de la puissance de refroidissement de l'évaporateur que LVG a utilisé pour le troisième cellier test (partie 2)

Par contre, encore une fois, il y a un certain manque et risque attribué au choix de ces deux évaporateurs. Il est possible qu'ils ne puissent pas répondre parfaitement aux besoins énergétiques du cellier dans les pires cas où trop de bouteilles sont insérées en même temps ou que la porte reste ouverte pour une durée prolongée.

Finalement, le tout dernier module de calcul (figures 3.20 et 3.21) réutilise une autre fois les tubes-ailettes de la figure 2.9 comme base de conception.

Pour les dimensions réservées à l'évaporateur, il y a une largeur disponible de 18.125 po , une profondeur de 10 po et une hauteur maximale de 4.5 po .

Comme mentionné plus haut, le besoin énergétique du cellier est de 3500 BTU/h . Ainsi, pour la conception d'un seul évaporateur, le module de conception utilise une limite inférieure de 1750 BTU/h .

De plus, il réutilise le même système de ventilation que celui utilisé initialement, c'est-à-dire, deux ventilateurs produisant globalement un débit volumique d'air de $245 \text{ pi}^3/\text{min}$ autour de l'évaporateur.

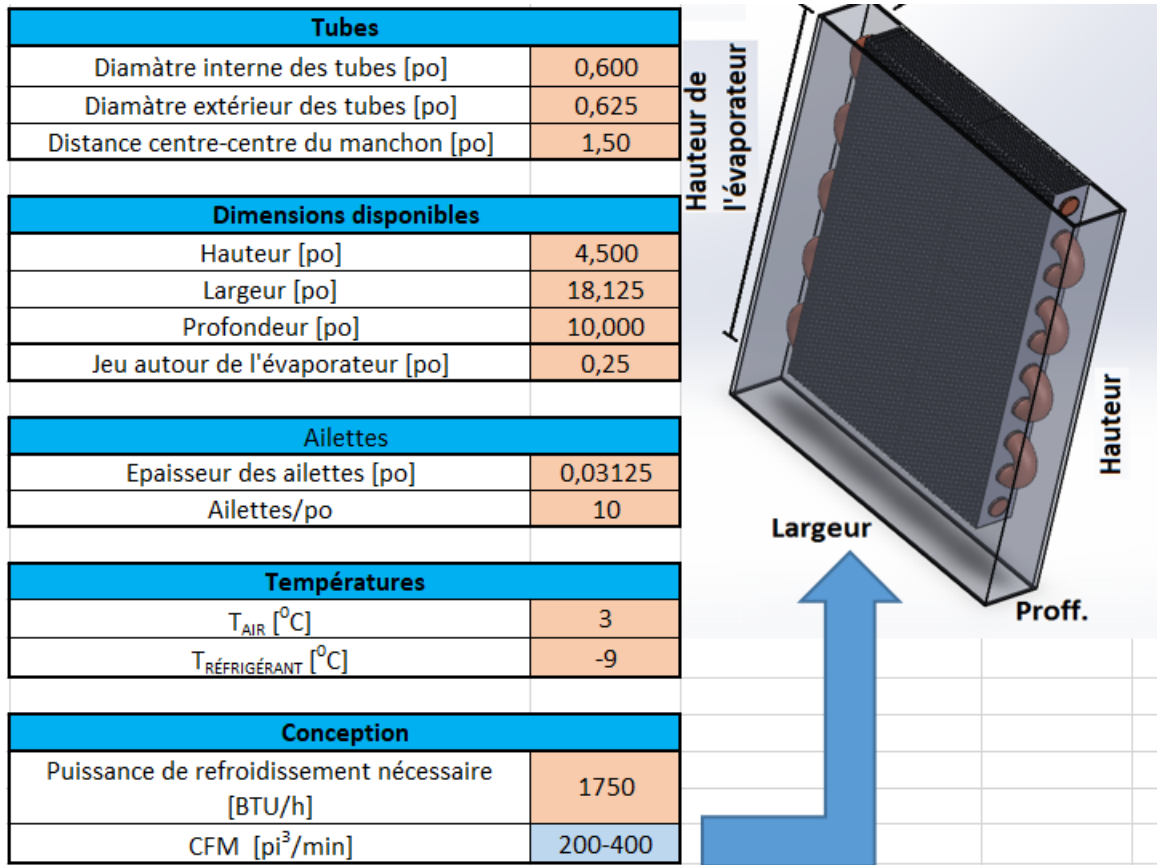


Figure 3.20: Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le troisième cellier test (partie 1)

À partir des paramètres d'entrées définis juste avant, le dernier module de calcul (figures 3.20 et 3.21) estime qu'un assemblage de 7 longueurs de tube-ailettes et 6 manchons peuvent assurer une puissance de refroidissement d'environ 1987 *BTU/h*. Un tel évaporateur coûterait approximativement 265.95 \$ en incluant tous les différents coûts de production.

Le changement d'évaporateur entraînerait une augmentation du prix d'environ 20 % pour cette composante en particulier. D'une autre part, il éliminerait tous types de risque de plaintes liés à une puissance de refroidissement insuffisante et assurerait des conditions de garde optimale en tout temps.

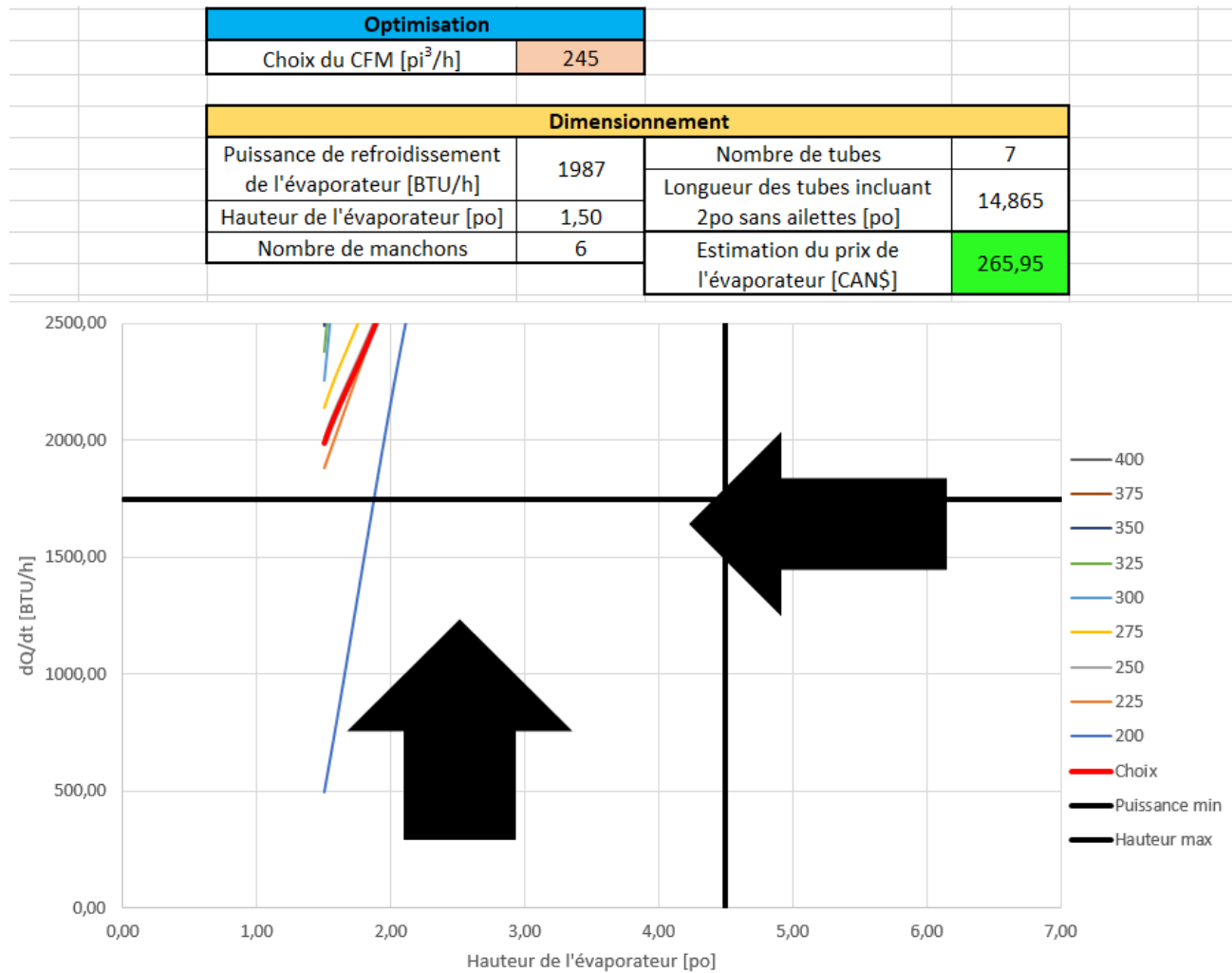


Figure 3.21: Onglet des entrées et sorties du module de conception de l'évaporateur pour le troisième cellier test (partie 2)

CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

RETOUR SUR LES OBJECTIFS ET LES RÉSULTATS

Pour conclure, les objectifs, pour ce projet de maîtrise, ont été atteints. Des outils ont été développés dans le but d'offrir à La Vielle Garde une meilleure connaissance de leurs produits, faciliter la conception des projets futurs et réduire les risques liés aux manques de performance des systèmes de refroidissement. Les modules de calcul permettent de quantifier les différentes composantes d'un cellier ou d'une cave à vin.

En effet, le premier calculateur estime le besoin énergétique de refroidissement nécessaire au maintien des conditions de garde des bouteilles de vin. Il utilise une géométrie simplifiée et plusieurs paramètres d'entrées afin d'estimer le transfert de chaleur total qui se produit dans le cellier ou la cave.

Le second module de calcul permet d'estimer la puissance de refroidissement d'un évaporateur déjà existant. Il utilise plusieurs caractéristiques comme les dimensions des tubes et des ailettes, les conditions d'écoulement des fluides et les températures afin de réaliser les calculs. Dans cet ouvrage, les résultats obtenus ont été comparés avec les données contenues dans les fiches techniques des fabricants.

Le troisième fichier Excel est l'outil principal de conception. Avec son aide, LVG peut estimer les dimensions et le nombre de composantes pour la fabrication d'un évaporateur répondant aux besoins énergétiques pour la garde optimale des bouteilles. LVG entre les paramètres d'entrées en fonction du type de tubes qu'ils veulent utiliser, de la géométrie des ailettes, des manchons, du débit volumique produit par le système de ventilation, des températures voulues, des matériaux, etc. Le calculateur utilise ces choix de composantes pour construire et évaluer la taille d'un évaporateur qui répond aux contraintes de conception.

Les résultats obtenus par les modules de calculs sont concluants pour ce qui a trait aux trois exemples de celliers fournis par La Vielle Garde. En comparant la conception fait par LVG et les fiches techniques des évaporateurs, les solutions des modèles sont semblables à ce qui était attendu.

Ayant en mains tous les outils nécessaires, La Vielle Garde peut adapter la conception de leurs produits afin d'offrir une meilleur assurance de fiabilité à ses clients sans devoir possiblement augmenter le prix des évaporateurs dû à un certain surdimensionnement. Cela leur permet aussi d'être plus innovateur dans les designs qu'ils produisent et de créer de nouvelles gammes de celliers, de caves à vin ou toutes autres installations réfrigérées.

RECOMMANDATIONS

De plus, les évaporateurs peuvent être soumis à une multitudes de conditions d'écoulement différentes ne pouvant pas être bien représentés par les paramètres de calculs.

Afin d'améliorer les performances et la flexibilité des modules, il serait avantageux d'utiliser un autre programme que Excel pour les calculs ou la conception, par exemple, un programme qui évaluerait la surface de transfert de chaleur à partir des plans techniques de LVG. Effectivement,

il existe une grande variété de géométries exotiques de cellier ou de caves à vin pouvant plus difficilement être représentées par les modules actuels.

Aussi, un des plus gros facteurs d'erreur des calculs est le facteur de correction sur la vitesse de l'air lors de son passage dans le conduit de ventilation et le long de l'évaporateur. Il serait nécessaire de faire une étude complète de la dynamique des fluides de l'air circule dans le système. De plus, il existe une multitude de géométries de conduits ayant des conditions d'écoulement différentes et pouvant être moins bien représentées par le modèle. Présentement, plus la hauteur de l'évaporateur est grande et plus l'erreur avec des résultats expérimentaux semble croître.

Finalement, afin de vérifier les calculs et l'exactitude des hypothèses, il serait intéressant de vérifier les résultats avec beaucoup plus de projets déjà réalisés et faire des tests expérimentaux.

BIBLIOGRAPHIE

Antinio Caputo, Marcello Pelagagge, P. S. 2006. « Heat exchanger design based on economic optimization », *ENCIT - ABCM*, no. CIT06-0387, p. 1151–1159.

ASHRAE. 2015. *ASHRAE Handbook HVAC Applications*.

Bahri Sahin, Yasin Ust, I. T.-H. H. E. 2010. « Performance analysis and optimization of heat exchangers : a new thermoeconomic approach », *Elsevier - Applied Thermal Engineering*, vol. 30, p. 104–109.

Dawref. 2018. Plater cooler process. <http://www.dawref.com/wp-content/uploads/2017/03/plater-cooler-process.jpg>. Consulté le 28-01-2018.

DIYTrade. 2018. Tube-fin. https://img.diytrade.com/smimg/1478369/40225650-2782446-0/tube_fin_/ae3e.jpg. Consulté le 28-01-2018.

ElancoHeatExchangers. 2018. Spiral heat exchangers. <http://www.elancoheatexchangers.com/spiral-heat-exchangers.html>. Consulté le 28-01-2018.

Hilavis. 2018. Plate fin heat exchangers. <http://www.hilavis.com/en/Product/detail/16/plate-fin-heat-exchanger>. Consulté le 28-01-2018.

Hydraulics&Pneumatics. 2018. Heat exchangers. <http://www.hydraulicspneumatics.com/heat-exchangers/first-look-3d-printed-excavator-headline-ifpe-2017>. Consulté le 28-01-2018.

ItalianFoodTech. 2018. Velo. <http://www.italianfoodtech.it/files/2013/02/VEL0.jpg>. Consulté le 28-01-2018.

John Hesselgreaves, Richard Law, D. R. 2017. *Compact Heat Exchangers Selection, Design and Operation*. Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2 édition.

K. Afimiwala, R. M. 1979. « Interactive computer methods for design optimization », *Computer-aided Design*, vol. 11, no. 4, p. 201–208.

LeNouvelliste. 2018. Zone affaires - the wine square. <https://www.youtube.com/watch?v=WVxhy5BQnHc>. Consulté le 28-02-2018.

L'HebdoJournal. 2018. Québec accorde 174 000\$ à the wine square. <https://www.lhebdojournal.com/quebec-accorde-174-000-a-the-wine-square/>. Consulté le 28-02-2018.

LVG. 2018. La vieille garde. <https://www.lavieillegarde.com/>. Consulté le 06-02-2018.

MadeinChina. 2018. Cooling coil of air conditionning system. <https://jm-heat-exchanger.en.made-in-china.com/productimage/hyIxDLZJVX-2f1j00cdSQIlWLbGoi/China-Cooling-Coil-of-Air-Conditioning-System-coper-tube-aluminum-fin-tube-Air-Heat-Exchanger.html>. Consulté le 28-01-2018.

MarinerSpotted. 2018. Shell and tube type heat exchangers. <https://marinerspotted.com/2016/12/shell-tube-type-heat-exchanger/>. Consulté le 28-01-2018.

- Microsoft. 2018. Suite office. <https://www.microsoft.com/fr-ca/store/b/office?icid=CNavSoftwareOffice&activetab=tab:homeorpersonal>. Consulté le 06-02-2018.
- Sadler, E. 2000. *Compact Heat Exchangers Selection, Design and Operation*. Georgia Institute of Technology : The Academic Faculty. A Thesis.
- SpiralFinnedTube. 2018. Cupro nickel heat exchanger. http://www.spiralfinnedtube.com/photo/pl5637153-cupro_nickel_heat_exchanger_fin_tube_for_domestic_condensing_boiler_10mm_fin_height.jpg. Consulté le 28-01-2018.
- TheWineSquare. 2018. The wine square. <https://www.thewinesquare.com/en/>. Consulté le 28-02-2018.
- W. Kays, A. L. 1984. *Compact Heat Exchangers*. McGraw-Hill Education, 3 édition.
- Wilde, D. 1965. « A review of optimisation theory », *Industrial and Engineering Chemistry*, vol. 57, no. 8, p. 18–31.
- Xue-Fang Li, Jiang-Feng Guo, M.-T. X. L. C. 2011. « Entransy dissipation minimization for optimization of heat exchanger design », *Chinese Science Bulletin - Engineering Thermophysics*, vol. 56, no. 20, p. 2174–2178.
- Yun-Chao Xu, Qun Chen, Z.-Y. G. 2016. « Optimization of heat exchanger networks based on lagrange multiplier method with the entransy balance equation as constraint », *Elsevier - International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 95, p. 109–115.
- Yunus Cengel, A. G. 2015. *Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill Education, 5 édition. SI Units.

Zeng-Yuan Guo, Hong-Ye Zhu, X.-G. L. 2007. « Entropy - a physical quantity describing heat transfer ability », *Elsevier - International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, p. 2545–2556.