Étude et conception d'un nouveau système industriel de chauffage et refroidissement de solides intégré par thermo-frigo-pompe

Jérémie Fricker

▶ **To cite this version:**

Jérémie Fricker. Étude et conception d'un nouveau système industriel de chauffage et refroidissement de solides intégré par thermo-frigo-pompe. Génie des procédés. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2014. Français. NNT : 2014ENMP0084 . tel-02892066

HAL Id: tel-02892066

https://pastel.hal.science/tel-02892066

Submitted on 7 Jul 2020

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

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

ParisTech
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY

MINES ParisTech

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité " Énergétique et procédés "

présentée et soutenue publiquement par

Jérémie FRICKER

le 6 octobre 2014

Étude et conception d'un nouveau système industriel de chauffage et refroidissement de solides intégré par thermo-frigo-pompe

CONFIDENTIEL
jusqu'au 31 octobre 2019

Directeur de thèse : **Didier MAYER**
Co-encadrement de la thèse : **Assaad ZOUGHAIB**

Jury

M. Michel FEIDT, Professeur, LEMTA, Université de Nancy	Président
Mme Patricia ARLABOSSE, Docteur, HDR, RAPSODEE, MINES Albi	Rapporteur
M. Jocelyn BONJOUR, Professeur, CETHIL, INSA Lyon	Rapporteur
M. Didier MAYER, Professeur, PERSEE, MINES ParisTech	Examinateur
M. Assaad ZOUGHAIB, Docteur, HDR, CES, MINES ParisTech	Examinateur
M. Antoine CAZIER, Ingénieur de recherche, Bonduelle	Invité

T H È S E

MINES ParisTech
Centre Efficacité énergétique des Systèmes
5 rue Léon Blum 91120 Palaiseau

Le commencement de toutes les sciences, c'est l'étonnement de ce que les choses sont ce qu'elles sont.

Aristote

Remerciements

Les travaux présentés dans ce manuscrit ont été menés au Centre Efficacité énergétique des Systèmes de l'Ecole MINES ParisTech en collaboration avec le partenaire industriel BONDUELLE. Ma thèse est le fruit d'un effort personnel mais aussi collectif grâce à l'implication et au soutien de plusieurs personnes. Ces quelques mots sont là pour les en remercier.

Tout d'abord je remercie Mme. Patricia ARLABOSSE et M. Jocelyn BONJOUR pour avoir accepté de rapporter mon travail. Merci de l'honneur que vous me faites. Merci également à M. Michel FEIDT pour avoir accepté de juger mon travail.

Je remercie M. Didier MAYER pour avoir dirigé mes travaux de thèse et pour ses conseils avisés.

Merci à M. Assaad ZOUGHAIB qui a encadré mon travail au quotidien. Je le remercie tout d'abord pour le cadre de travail qu'il crée ; sa confiance, son optimisme, sa disponibilité, sa pédagogie et sa solidarité sont vraiment des qualités qui m'ont donné envie de me dépasser pendant ces trois années. Bien évidement merci pour ses nombreux enseignements et conseils. Je le remercie également pour m'avoir permis d'encadrer de nombreux travaux dirigés et travaux pratiques à l'école.

Je remercie également Mme Chantal MAATOUK pour m'avoir encadré et conseillé pendant la première moitié de cette thèse. Merci également à Youssef LARABI d'avoir travaillé sur la réalisation de dispositifs expérimentaux. Je remercie également toutes les personnes du CES qui nous permettent de travailler au quotidien, que ce soit au niveau de l'informatique, du technique ou des fonctions support. Merci également aux responsables de cours qui m'ont fait confiance ; j'ai vécu un belle expérience en m'initiant à l'enseignement. Merci à tous.

Je remercie le partenaire industriel BONDUELLE pour avoir permis ce projet, mobilisé tant de ressources et fait preuve d'autant de motivation. Les échanges que nous avons eus avec M. Antoine CAZIER et M. François LUCHINI ont toujours été très constructifs. Je les remercie vivement de la confiance qu'ils m'ont accordée et ce dès les premiers jours de ma thèse. Je n'oublie pas non plus M. Clément BORELLE qui s'est beaucoup impliqué sur le pilote industriel. Plus largement, merci à

toutes les personnes qui m'ont aidé et toujours très bien accueilli sur les différents sites de BONDUELLE.

Ce projet a mis autour de la table plusieurs acteurs, en particulier les sociétés EDF, EREIE, et CLAUGER. Je remercie chaleureusement les personnes avec qui j'ai travaillé et échangé durant ces trois années.

Je ne prendrai pas le risque de citer des noms de peur d'en oublier, mais j'ai à nouveau une grande pensée pour l'ensemble du personnel du CES. Vivre cette expérience avec eux était très enrichissant. Merci pour tous les moments d'entraide que nous avons eus, je retiens aussi les nombreuses heures de débats (toute thématique acceptée) autour d'un déjeuner. Nous avons eu l'occasion de passer de bons moments ensemble, au laboratoire et en dehors, j'espère que cela continuera. Sincèrement, merci.

Merci à Coline qui a vécu cette thèse avec moi, sa confiance et son optimisme m'ont été de formidables ressources. Merci pour son soutien de chaque instant.

Je remercie également tous mes amis qui m'ont soutenu dans cette aventure, j'ai une pensée pour mes (vieux) amis Berlugans, et ces personnes formidables que j'ai rencontrées au lycée, en classes préparatoires et en école à Albi.

Ces derniers mots sont pour ma famille que je sais derrière moi malgré la distance. Merci à toutes et à tous.

En particulier je veux remercier mes grands-parents : ma mamie à qui je devrai expliquer qu'il est possible d'être docteur sans être médecin et mon grand-père, soutien indéfectible, qui sait, dans sa transpiration, ce qu'est l'industrie.

Un grand merci à ma sœur, Marine, qui m'a toujours soutenu. Je lui souhaite la meilleure réussite, elle le mérite.

Enfin, je remercie mes parents pour leur soutien et leurs encouragements. Je tiens à leur exprimer ici une infinie reconnaissance : merci de m'avoir sensibilisé et donné goût très tôt, dès le premier mémo, à la formidable richesse d'un monde de savoirs et de connaissances qui ne demande qu'à être exploré. Cette thèse est un peu la votre.

Du fond du cœur, merci.

Table des matières

Table des figures **xiii**

Liste des tableaux **xvii**

Nomenclature **xix**

Introduction générale **1**

1 Intégration énergétique du procédé de blanchiment de légumes **5**

1.1 Objectifs et enjeux 5

1.1.1 Bref aperçu du contexte mondial 5

1.1.2 L'efficacité énergétique dans l'industrie 6

1.1.3 La consommation d'énergie dans l'industrie agroalimentaire 7

1.2 Le procédé de blanchiment aujourd'hui 8

1.2.1 Objectifs du blanchiment 8

1.2.2 Les contraintes et difficultés 9

1.3 Analyse de la technologie existante 10

1.3.1 La technologie de référence : blancheurs-refroidisseurs à aspersion 10

1.3.1.1 Présentation de la technologie 11

1.3.1.2 Consommation énergétique d'un blancheur actuel 12

1.3.1.3 Consommation exergétique d'un blancheur actuel 13

1.3.2 Autres techniques et technologies existantes 14

1.3.2.1 Blanchiment par immersion 14

1.3.2.2 Blanchiment par utilisation de vapeur d'eau 15

1.3.2.3 Blanchiment par résistance ohmique 16

1.3.2.4 Blanchiment par micro-ondes 16

1.3.2.5 Conclusions des différentes techniques et technologies existantes 16

1.3.3 Blancheur-refroidisseur intégré 17

1.4 Intégration énergétique et exergétique des procédés 18

1.4.1 Énergie et exergie minimales requises 19

1.4.1.1 L'énergie minimale requise . . . 19
1.4.1.2 L'exergie minimale requise . . . 19
1.4.2 La méthode du pincement (Pinch analysis) . . . 21
1.4.3 Récupération de chaleur . . . 23
1.5 Conception du schéma de procédé de blanchiment intégré . . . 25
1.5.1 Étude théorique à partir des besoins des légumes . . . 26
1.5.2 Conception d'un schéma de procédé efficace . . . 26
1.5.2.1 Courbes composites et solution idéale . . . 26
1.5.2.2 Échange légumes/légumes interdit . . . 28
1.5.2.3 Le circuit d'eau doit être ouvert . . . 29
1.5.2.4 Le débit d'eau est imposé . . . 30
1.5.2.5 Toute puissance transférée au légume est réalisée par contact avec l'eau 31
1.5.3 Choix des utilités . . . 34
1.6 Conclusion du chapitre . . . 37

2 Représentation des échangeurs légumes/eau 39

2.1 Introduction . . . 39
2.2 Les transferts thermiques légumes/eau . . . 40
2.2.1 Comment modélise-t-on un légume ? . . . 40
2.2.2 Éléments de thermique . . . 41
2.2.2.1 Équation de la chaleur . . . 41
2.2.2.2 Le nombre de Biot . . . 42
2.2.2.3 La solution de l'équation de la chaleur . . . 43
2.2.3 Coefficient d'échange . . . 44
2.2.3.1 Paramètres influençant le coefficient d'échange thermique . . . 45
2.2.3.2 Corrélations . . . 46
2.2.3.3 Techniques expérimentales usuelles . . . 49
2.2.3.4 Estimation de paramètres par méthode inverse . . . 51
2.2.4 Modélisation d'échangeurs avec des légumes . . . 51
2.2.4.1 Modèles très globaux . . . 52
2.2.4.2 Milieux poreux . . . 52
2.2.4.3 Modèles CFD . . . 53
2.2.4.4 Modèles mixtes . . . 54
2.3 Modélisation des échangeurs . . . 55
2.3.1 Hypothèses génériques . . . 55
2.3.2 Légume seul . . . 56
2.3.3 Lit fixe . . . 57
2.3.4 Contre-courant . . . 60

2.3.5 Courants croisés . . . 61
2.4 Utilisation des modèles . . . 62
2.4.1 Correspondance entre le temps et l'espace . . . 62
2.4.2 Contre-courant . . . 63
2.4.3 Courants croisés . . . 65
2.5 Expérimentations . . . 67
2.5.1 Description des expériences . . . 67
2.5.2 Méthodologie d'exploitation . . . 69
2.5.3 Résultats . . . 71
2.5.3.1 Le haricot rouge en immersion . . . 71
2.5.3.2 Résultats sur l'ensemble des légumes et des modalités . . . 72
2.6 Conclusion du chapitre . . . 74

3 Flexibilisation de la thermo-frigo-pompe initiale pour répondre à des demandes de puissance variables 75
3.1 Position du problème et théorie . . . 75
3.1.1 Problématique . . . 75
3.1.2 Augmenter la flexibilité d'une solution intégrée . . . 76
3.1.3 Degrés de liberté . . . 78
3.1.3.1 Notions de degré de liberté . . . 78
3.1.3.2 Méthodes systématiques . . . 79
3.2 Méthodologie et limites de l'étude . . . 80
3.2.1 Méthodologie . . . 80
3.2.2 Points de fonctionnement nominaux . . . 81
3.2.3 Les quatre solutions étudiées . . . 82
3.2.3.1 Solution couplée : TFP . . . 82
3.2.3.2 Solution découplée : PAC + GF . . . 83
3.2.3.3 Solution couplée partiellement : système de refroidissement puis système de chauffage . . . 84
3.2.3.4 Solution couplée partiellement : système de chauffage puis système de refroidissement . . . 84
3.3 Modélisation globale des systèmes . . . 84
3.3.1 Pompe à chaleur mono-étagée . . . 85
3.3.2 Pompe à chaleur en cascade à deux étages de compression . . . 86
3.3.3 Les quatre solutions . . . 87
3.4 Calcul d'une pompe à chaleur en utilisant des modèles de composants . . . 87
3.4.1 Modèle d'une PAC . . . 87
3.4.1.1 Compresseur . . . 89
3.4.1.2 Détendeur . . . 90
3.4.1.3 Échangeur de chaleur . . . 91

3.4.1.4 Réservoir de liquide . . . 93
3.4.1.5 Discussion sur le système . . . 93
3.4.2 Pompe à chaleur en cascade à deux étages de compression . . . 95
3.4.3 Variables de dimensionnement . . . 96
3.4.4 Optimisation d'une PAC . . . 98
3.5 Choix de la meilleure solution grâce aux modèles globaux des pompes à chaleur . . . 99
3.6 Variation des puissances calorifique et frigorifique sur des solutions déjà dimensionnées 103
3.6.1 Procédure générale de l'étude . . . 103
3.6.1.1 Objectifs . . . 103
3.6.1.2 Dimensionnement initial par optimisation de chacune des solutions étudiées . . . 104
3.6.1.3 Hypothèses pour simuler des variations de puissance . . . 106
3.6.1.4 Critères de comparaison : faisabilité et performances exergétiques . . . 107
3.6.2 Variation de la demande de puissance calorifique . . . 108
3.6.3 Variation de la demande de puissance frigorifique . . . 114
3.7 Conclusion du chapitre . . . 118

4 Conception et utilisation du pilote industriel 121
4.1 Introduction . . . 121
4.2 Conception du pilote industriel . . . 122
4.2.1 Dimensionnement des échangeurs légumes/eau . . . 122
4.2.1.1 Intérêt industriel d'un échangeur à courants croisés . . . 122
4.2.1.2 Détermination du nombre de zones pour un échangeur à courants croisés 123
4.2.1.3 Dimensionnement d'un échangeur à courants croisés . . . 126
4.2.2 Dimensionnement de la TFP flexible . . . 128
4.2.2.1 Structure de la TFP flexible . . . 128
4.2.2.2 Performances et limites des compresseurs . . . 130
4.2.2.3 Simulation du point de fonctionnement nominal et mise en évidence des pertes exergétiques . . . 133
4.3 Utilisation du pilote industriel . . . 136
4.3.1 Description du pilote industriel . . . 136
4.3.1.1 Élements généraux . . . 136
4.3.1.2 Les mesures . . . 140
4.3.1.3 Description des essais . . . 142
4.3.2 Résultats des essais . . . 143
4.3.2.1 Validation du concept . . . 143
4.3.2.2 Bilans de puissance et performances . . . 144
4.3.2.3 Introduction du refroidissement . . . 152
4.3.3 Performances de la TFP flexible . . . 154
4.3.4 Exploitation des mesures locales . . . 156

4.3.4.1 Visualisation des mesures 156
4.3.4.2 Comparaison avec les modèles 157
4.3.4.3 Quantifications et explications sur les écarts entre les capteurs nomades et les capteurs fixes 159
4.3.5 Validation du blanchiment des légumes 163
4.3.5.1 Qualité des légumes 164
4.3.5.2 Comportement de l'équipement 165
4.4 Conclusion du chapitre 165

Conclusion et perspectives **167**

Bibliographie **174**

Table des figures

1.1 Répartition de la consommation d'énergie finale par secteur [1] 6

1.2 Répartition de la consommation d'énergie dans l'industrie en 2009 [2] 7

1.3 Synoptique des traitements thermiques pour la transformation des légumes 8

1.4 Synoptique d'un procédé de mise en conserve de haricots verts 9

1.5 Photo : eau récupérée suite à un blanchiment de pois 10

1.6 Relevé d'un approvisionnement de légumes sur un blancheur pendant une journée de production 10

1.7 Schéma des blancheurs refroidisseurs existants chez BONDUELLE 11

1.8 Photo : haricots rouges sortant d'un blancheur à aspersion 12

1.9 Photo : intérieur d'un blancheur à aspersion 12

1.10 Schéma d'un blancheur-refroidisseur intégré conçu par TOGEBY *et al.* [3] 17

1.11 Schéma d'un blancheur-refroidisseur conçu par ARROQUI *et al.* [4] 18

1.12 Visualisation des zones où il n'est pas nécessaire d'apporter du travail pour chauffer ou refroidir. 20

1.13 Construction de la grande courbe composite à partir des courbes composites [5] 22

1.14 Schéma simplifié d'une thermo-frigo-pompe et représentation dans un diagramme $T-S$ 24

1.15 Courbes composites du procédé de blanchiment 27

1.16 Schéma procédé 1 : légumes seuls 27

1.17 Schéma procédé 2 : présence d'une boucle d'eau permettant l'échange légumes/légumes 28

1.18 Schéma procédé 3 : ouverture du circuit d'eau 30

1.19 Schéma procédé 4 : débit d'eau contraint 31

1.20 Schéma procédé 5 : les utilités sont délivrées à l'eau 32

1.21 Variations de la température en sortie de blanchiment et de la puissance calorifique appelée en fonction du pincement au préchauffeur et du débit de recirculation 33

1.22 Efficacité cible de la TFP à installer pour répondre aux besoins de puissance calorifique et frigorifique du procédé 35

1.23 Comparaison de l'exergie consommée entre le blancheur de référence et la solution intégrée avec deux choix d'utilités : actuelles (chaudière + groupe froid) et une TFP 36

1.24 Schéma de procédé retenu avec l'intégration de la TFP 37

2.1 Différentes échelles de modélisation pour représenter la perte d'eau des pommes [6] . . 40

2.2 Évolution de la température à cœur d'un pois pour plusieurs coefficients d'échange h . 42
2.3 Grandeurs pour le calcul des Reynolds 47
2.4 Ordres de grandeur du coefficient h obtenu par corrélation 49
2.5 Schéma de la discrétisation 1D d'une géométrie sphérique ou cylindrique 56
2.6 Schéma du modèle lit fixe 59
2.7 Schéma du modèle d'échangeur légumes/eau à contre-courant 60
2.8 Schéma du débit des légumes 61
2.9 Schéma du modèle d'échangeur légumes/eau à courants croisés 61
2.10 Contre-courant : temps de séjour des légumes pour obtenir un légume à 90 °C pour une eau entrant à 97 °C, valeurs nominales : $h = 1000\,\mathrm{W.m^{-2}.K^{-1}}$, $C_p = 3556\,\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}$, $d_p =$ 6,7 mm. 64
2.11 Courants croisés : temps de séjour des légumes pour obtenir un légume à 90 °C pour une eau entrant à 97 °C, valeurs nominales : $h = 1000\,\mathrm{W.m^{-2}.K^{-1}}$, $C_p = 3556\,\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}$, $d_p = 6{,}7$ mm. 65
2.12 Sensibilités pour le courants croisés 66
2.13 Photo des buses d'aspersion en fonctionnement sur le banc d'essai 68
2.14 Expérimentations en configuration aspersion pour vérifier les valeurs du coefficient d'échange thermique convectif 69
2.15 Schéma des expérimentations en configuration immersion pour vérifier les valeurs du coefficient d'échange thermique convectif 69
2.16 Détermination d'un diamètre de haricot rouge permettant de minimiser l'erreur sur un temps de simulation de 120 s pour 4 essais 71
2.17 Détermination d'un coefficient d'échange h permettant de minimiser l'erreur sur un temps de simulation de 120 s pour 4 essais 72
2.18 Présentation des coefficients d'échange thermique h obtenus par méthode inverse pour les différents légumes et modalités 73

3.1 Schémas des quatre solutions techniques étudiées 83
3.2 Schémas pour la modélisation globale des PAC mono-étagées et bi-étagées en cascade 85
3.3 Schéma d'une PAC mono-étagée avec ses variables 88
3.4 Schéma d'une PAC en cascade avec ses variables 95
3.5 Cartographie présentant la meilleure solution en fonction du débit et de la température de l'effluent 100
3.6 Comparaison de la consommation électrique de chacune des solutions par rapport à la meilleure solution pour chacun des points de fonctionnement 102
3.7 Schémas issus de la conception des trois solutions avec leurs composants 105
3.8 Schéma de la solution couplée en mode chauffage 107
3.9 Variation de la demande de chauffage : puissances fournies pour les points A et B 109
3.10 Variation de la demande de chauffage : fréquences des compresseurs 110
3.11 Variation de la demande de chauffage : consommation d'électricité 111
3.12 Variation de la demande de chauffage : exergie détruite 112
3.13 Variation de la demande de chauffage, point A : répartition de l'exergie pour les trois solutions étudiées 113

3.14 Variation de la demande de refroidissement : puissances fournies pour les points A et B 114
3.15 Variation de la demande de refroidissement : fréquences des compresseurs 115
3.16 Variation de la demande de refroidissement : consommation électrique 116
3.17 Variation de la demande de refroidissement : exergie détruite 117
3.18 Variation de la demande de refroidissement, point B : répartition de l'exergie pour les trois solutions étudiées 118

4.1 Echangeur à courants croisés divisé en 3 zones d'aspersion de l'eau 123
4.2 Schéma montrant le légume haut et le légume bas 124
4.3 Évolution des températures d'un échangeur légumes/eau à courants croisés avec différentes zones d'aspersion 125
4.4 Analyse des températures de sortie des légumes en haut et bas de couche en fonction du nombre de zones d'un échangeur à courants croisés à tendance contre-courant . . . 126
4.5 Simulation de la conception proposée du pilote 127
4.6 Schémas de l'intégration d'une TFP couplée et couplée partiellement sur le procédé de blanchiment des légumes 129
4.7 Performances des solutions couplée et partiellement couplée en fonction de l'efficacité des cycles thermodynamiques pour deux hypothèses de pincement au niveau du préchauffeur 129
4.8 Simulation des cycles thermodynamiques selon les données des compresseurs 131
4.9 Enveloppes des compresseurs du pilote industriel 132
4.10 Point de fonctionnement nominal avec la TFP partiellement couplée issue de la conception 133
4.11 Diagramme de Sankey des flux exergétiques sur la conception du pilote 135
4.12 Schéma simplifié du pilote industriel 137
4.13 Photo : blancheur de face, 1 zone de préchauffage, 4 zones de blanchiment 139
4.14 Photo : blancheur de derrière 139
4.15 Photo : rampes et buses d'aspersion 139
4.16 Photo : vanne sur une rampe d'aspersion 139
4.17 Photo : flume 140
4.18 Photo : intérieur du blancheur 140
4.19 Schéma présentant la position des capteurs mobiles 141
4.20 Mesures des températures aux bornes des zones d'aspersion durant un essai de haricots rouges 144
4.21 Synoptique des bilans de puissance 145
4.22 Schéma du procédé avec mise en évidence de la zone où sont effectués les bilans de puissance 145
4.23 Répartition de la puissance calorifique fournie pour les pois 148
4.24 Répartition de la puissance calorifique fournie pour les haricots rouges et verts 149
4.25 Energie thermique fournie pour les trois légumes étudiés en fonction du rapport entre le débit d'eau et le débit de légumes 150
4.26 Performances du pilote 151

4.27 Performances du pilote avec mise en évidence de la puissance fournie n'entrant pas dans le procédé 152

4.28 Répartition de la puissance thermique, économies par rapport à la référence 152

4.29 Comparaison entre les exergies consommées par la référence, la conception et la réalisation du pilote en considérant que la vapeur est fournie par de l'exergie pure 154

4.30 Comparaison entre les quantités d'eau consommées par la référence, la conception et la réalisation du pilote 154

4.31 Température de l'eau aux bornes des condenseurs et évaporateurs pour sept essais . . . 155

4.32 Mesures des températures de l'eau de part et d'autre du lit de légumes (HR : $\dot{m}_p$ =0,9 t.h^{-1}, $\dot{m}_e$ =1 t.h^{-1} / $\dot{m}_{blanch}$ =1,8 t.h^{-1}) 157

4.33 Comparaison modèle-expériences haricots rouges 158

4.34 Comparaison modèle-expériences pois 158

4.35 Superposition des mesures de températures aux bornes des zones d'aspersion et aux bornes du lit de légumes 160

4.36 Évalutation de la puissance réellement échangée avec le légume 161

4.37 Schéma de l'échange convectif entre l'air et l'eau aspergée depuis les buses du blancheur 162

4.38 Schéma d'une circulation d'air possible dans le blancheur 164

Liste des tableaux

1.1 Enthalpies et entropies standard de formation pour la réaction de combustion du butane [7] . . . 13

2.2 Corrélations pour des sphères . . . 48

3.1 Points de fonctionnement . . . 82

3.2 Fluides frigorigènes utilisables pour la conception des systèmes thermodynamiques . . . 104

3.3 Différences entre les puissances consommées calculées par le modèle global et par le modèle de composants . . . 105

3.4 Intervalles de fonctionnement pour le cas A (30 °C ; 0,3 kg.s^{-1}) et pour le cas B (22 °C ; 0,8 kg.s^{-1}) . . . 116

4.1 Bilan énergétique de la conception du pilote . . . 127

4.2 Données issues des simulations du fabricant des compresseurs . . . 130

4.3 Données utilisées par le fabricant des compresseurs pour estimer les régimes de puissance des cycles thermodynamiques . . . 131

4.4 Résultats permettant de déterminer le rendement isentropique des compresseurs . . . 131

4.5 Essais retenus pour l'évaluation des performances . . . 148

4.6 Essais : performances de la PAC . . . 155

4.7 Essais : performances du GF . . . 156

4.8 Points de fonctionnement des essais et des simulations . . . 157

4.9 Bilan de puissance dans les échangeurs légumes/eau . . . 162

4.10 Points de fonctionnement des essais et des simulations . . . 163

Nomenclature

A	Nombre de contraintes spécifiques
B	Nombre de flux de matière
C	Capacité calorifique spécifique [J.kg^{-1}.K^{-1}]
C_p	Capacité calorifique spécifique à pression constante [J.kg^{-1}.K^{-1}]
Cv	Coefficient de restriction [-]
Ex	Exergie [J]
F	Nombre de flux du procédé
K	Perméabilité [m^2], Coefficient d'échange de chaleur global [W.m^{-2}.K^{-1}]
L	Longueur totale échangeur [m]
M	Masse molaire [g.mol^{-1}]
N	Fréquence de rotation [tr.min^{-1}]
P	Pression [Pa]
R	Rayon [m]
S	Entropie [J.K^{-1}], Surface [m^2]
T	Température [K]
V	Volume [m^3]
X	Nombre de conservation de la masse sans possibilité de stockage
Z	Nombre de flux d'énergie en lien avec l'extérieur
$\Delta\dot{Ex}$	Flux exergétique [W]
Δr	Pas de discrétisation suivant le rayon [m]
Δx	Pas de discrétisation suivant la longueur [m]
Δy	Pas de discrétisation suivant l'épaisseur [m]
$\dot{Ex}$	Flux d'exergie physique [W]
$\dot{Q}$	Puissance thermique [W]
$\dot{W}$	Puissance mécanique [W]
$\dot{m}$	Débit massique [kg.s^{-1}]
$\dot{q}$	Débit volumique [m^3.s^{-1}]
COP	Coefficient de performance
Cyl	Cylindrée du compresseur [m^3]
EMR	Energie minimale requise [J]
ExMR	Exergie minimale requise [J]

PCI	Pouvoir calorifique inférieur [J.kg^{-1}]
Pinc	Pincement [K]
$\tilde{T}$	Température entropique moyenne[K]
a	Surface spécifique [m^2.m^{-3}]
d	Diamètre [m]
ex	Exergie spécifique massique [J.kg^{-1}]
f	Fréquence [Hz]
h	Enthalpie spécifique [J.kg^{-1}], Coefficient d'échange thermique convectif [W.m^{-2}.K^{-1}]
l	Longueur [m]
m	Masse [kg]
nr	Nombre de mailles suivant le rayon [-]
nx	Nombre de mailles suivant la longueur [-]
ny	Nombre de mailles suivant l'épaisseur [-]
r	Position suivant le rayon [m]
s	Entropie spécifique [J.kg^{-1}.K^{-1}]
t	Temps [s]
v	Vitesse [m.s^{-1}]
x	Position suivant la longueur [m]
y	Position suivant l'épaisseur [m]

Nombres adimensionnels

Bi	Nombre de Biot
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique [m^2.s^{-1}], Ouverture du détendeur [-]
ϵ	Porosité [-]
η	Efficacité [-], Rendement [-]
γ	Indicateur de performance [-]
λ	Conductivité thermique [W.m^{-1}.K^{-1}]
μ	Viscosité dynamique [Pa.s]
ν	Viscosité cinématique [m^2.s^{-1}], coefficient molaire
ρ	Masse volumique [kg.m^{-3}]

Indices et exposants

2	Relatif au second principe de la thermodynamique
act	Active
asp	Aspiré, aspergé
$blanch$	Blancheur
c	Chaud
car	Caractéristique
$comp$	Compresseur
$cons$	Consommée

$crit$	Critique
d	Détruite
e	Entrée, Eau
eb	Ébullition
$evap$	Evaporateur
ex	Exergétique
ext	Extérieur
f	Froid, formation
i	Indice de sommation
is	Isentropique
j	Indice de sommation
k	Indice de sommation
leg	Légume
liq	Liquide
m	Moyen
obj	Objectif
p	Perdue, Produit (légume)
$proc$	Procédé
r	Recirculation, réaction
$refroid$	Refroidissement
rot	Rotation
$réf$	Référence
s	Sortie
sat	Saturé
$slip$	Glissement
sol	Solide
t	Tube
u	Utile
vap	Vapeur
vol	Volumétrique

Acronymes

AEEP	Analyse énergétique et exergétique des procédés
CES	Centre Efficacité énergétique des Systèmes
CFC	Chlorofluorocarbone
DDL	Degré de liberté
DOF	Degree of freedom
EDF	Électricité de France
GF	Groupe froid
GIEC	Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Évolution du Climat
GWP	Global Warming Potential
HCFC	Hydrochlorofluorocarbone
HR	Haricot rouge
HV	Haricot Vert

IAA	Industrie agroalimentaire
ODP	Ozone Depletion Potential
P	Pois
PAC	Pompe à chaleur
R& D	Recherche et développement
TFP	Thermo-frigo-pompe

Introduction générale

Le plan d'action de la Commission Européenne visant à réduire la consommation d'énergie de 20 % à l'horizon 2020 se traduit, en partie, par l'amélioration de l'efficacité énergétique des procédés industriels. Dans l'industrie agroalimentaire, le blanchiment est une opération de traitement thermique indispensable pour la fabrication de conserves et de produits surgelés, et pour plusieurs types de légumes. L'objectif est de nettoyer les aliments, détruire des microorganismes et préserver des qualités nutritionnelles, organoleptiques et colorimétriques.

Pour cela, les produits sont chauffés à une température comprise entre 90 °C et 97 °C et refroidis pour éviter une sur-cuisson ou préparer une surgélation postérieure. Ces phases de chauffage-refroidissement sont aujourd'hui réalisées en continu et découplées énergétiquement. Pour traiter une tonne de légumes la consommation énergétique est évaluée à 250 kg de vapeur pour le chauffage, soit 162 kWh, et 13,2 kWh d'électricité pour le refroidissement.

De part la nature et l'ampleur de ce traitement, concevoir un nouvel équipement industriel intégré représente une réelle opportunité d'économie d'énergie. En général, la mise en œuvre de l'analyse énergétique et exergétique des procédés aboutit sur la conception d'un réseau d'échangeurs de chaleur et sur l'intégration de cycles thermodynamiques et d'utilités adaptés. L'originalité de cette thèse est que la récupération de chaleur est réalisée sur des solides. Si le composant clef est l'échangeur thermique, comment le concevoir lorsque ses deux flux sont des débits de solides ?

En outre, dans la réalité industrielle des exigences de qualité et d'opérabilité obligent les équipements et les utilités à être polyvalents et flexibles. Or, sur un procédé intégré, les composants et les utilités deviennent dépendants les uns des autres. Si une demande de puissance varie alors elle peut impacter l'ensemble de la chaîne énergétique. Comment alors concevoir simplement les équipements qui devront répondre à des besoins de puissance différents ?

Le premier chapitre place la thèse dans son contexte industriel. L'opération de blanchiment de légumes est présentée, l'accent est porté sur les objectifs à atteindre et les contraintes, principalement liées à la qualité du produit. Pour blanchir les légumes plusieurs techniques et technologies

sont possibles, celles utilisant de l'eau comme vecteur d'énergie sont privilégiées car elles permettent de combiner des fonctions de blanchiment et de nettoyage. Ensuite, les concepts d'analyse exergétique et d'efficacité énergétique sont succinctement introduits. La méthode du pincement permet de définir le schéma de procédé intégré initial de conception. À partir de ce schéma de référence les contraintes qualité sont ajoutées itérativement pour faire progresser la conception jusqu'au schéma final comprenant des échangeurs de chaleur légumes/eau et une thermo-frigo-pompe qui fournit simultanément les puissances frigorifique et calorifique nécessaires.

Le chapitre 2 vise à construire les modèles permettant la conception des échangeurs liquide/solides. En effet, l'essentiel de la récupération de chaleur est réalisé via ces composants. Un état de l'art est présenté pour mettre en avant les spécificités de cet échangeur thermique à contact direct, les principales techniques de détermination du coefficient d'échange thermique convectif ainsi que les corrélations déjà établies par la communauté scientifique. Sur la base de ce travail, des échangeurs liquide/solides à contre-courant et à courants croisés sont modélisés. Ces modèles sont ensuite utilisés pour appréhender la sensibilité à certains paramètres thermiques et donner les ordres de grandeur des équipements à prévoir. Enfin, des expérimentations sont menées pour vérifier si les configurations d'échangeurs choisies permettent un échange convectif comparable aux données de la littérature.

Le chapitre 3 porte la réflexion sur le second élément fort de la conception : la thermo-frigo-pompe. En effet, l'objectif est de concevoir un équipement pouvant répondre à des demandes de puissance variables. Or une thermo-frigo-pompe usuelle ne peut contrôler que sa puissance calorifique ou frigorifique, l'autre étant une conséquence liée par le coefficient de performance. La solution proposée est d'introduire un degré de liberté supplémentaire à cette thermo-frigo-pompe. Pour cela, deux grandes options sont étudiées, la première est un découplage total tandis que la seconde est un couplage partiel avec valorisation de la chaleur contenue dans l'eau évacuée par le procédé.

Le chapitre 4 présente la conception d'un pilote devant blanchir 1 $t.h^{-1}$ de légumes. Les travaux menés et les modèles réalisés sont utilisés pour guider les grands choix de conception et simuler les options choisies. Le procédé entier, échangeurs et thermo-frigo-pompe flexible, est ensuite simulé pour un point de fonctionnement nominal afin de mettre en évidence les consommations énergétiques et exergétiques attendues. Enfin, le pilote réalisé est utilisé dans un contexte de production industrielle. Les essais réalisés permettent d'évaluer les performances de l'équipement et de les comparer aux équipements existants. Ce dernier chapitre offre également un retour d'expérience riche d'enseignements et de perspectives.

Enfin, les dernières pages dressent les conclusions de ce travail et permettent de mettre en avant les résultats obtenus. Des perspectives sont également proposées pour chacune des thématiques abordées dans cette thèse.

Chapitre 1

Intégration énergétique du procédé de blanchiment de légumes

1.1 Objectifs et enjeux

1.1.1 Bref aperçu du contexte mondial

Les deux révolutions industrielles ont ancré l'énergie au cœur du fonctionnement de nos sociétés. Depuis lors, les avancées techniques et technologiques ont conduit à un certain développement économique. Les conséquences réjouissantes peuvent être exprimées par plusieurs indicateurs comme l'accroissement de l'espérance de vie ou encore du produit intérieur brut.

Parallèlement d'autres paramètres ont également augmentés : la température moyenne du globe et la quantité de gaz à effet de serre dans l'atmosphère. Les hypothèses d'hier se confirment aujourd'hui : le deuxième volume du rapport n°5 du GIEC affirme qu'il est "extrêmement probable" que le réchauffement climatique soit la conséquence d'activités humaines puisque la probabilité estimée est supérieure à 95 %.

De plus, l'épuisement des réserves d'énergie fossile et l'augmentation de leur coût obligent les États à réduire leur dépendance en hydrocarbures. C'est particulièrement le cas pour les pays de l'Union Européenne qui n'en disposent pas sur leur propre sol et se voient obligés d'en importer au prix fort.

C'est sur cette ligne de crête que l'industrie raisonne sa consommation d'énergie. À l'heure de l'énergie plus chère et de la volonté de réduire les émissions de carbone dans l'atmosphère, l'efficacité

énergétique peut devenir une véritable chance et un avantage compétitif renforçant la viabilité de tout projet industriel.

1.1.2 L'efficacité énergétique dans l'industrie

L'efficacité énergétique est définie, en première approche, comme l'art de confectionner le même produit ou service en minimisant la consommation énergétique. Elle est un des trois piliers du plan Énergie-Climat proposé par la Commission Européenne en janvier 2008 [8], afin de réduire l'impact des activités de l'homme sur son environnement, et en particulier sur le climat. Ainsi ce plan, appelé également "plan des 3 fois 20" repose sur les trois objectifs suivants à tenir d'ici 2020 par rapport aux niveaux de 1990 :

- réduire de 20 % l'émission de gaz à effet de serre ;
- augmenter de 20 % l'efficacité énergétique ;
- introduire à hauteur de 20 % la part des énergies renouvelables dans le mix énergétique.

En 1973, l'industrie (sidérurgie comprise) pesait près de 36 % de la consommation d'énergie totale de la France, figure 1.1. En 2013, elle représente une part de 21 %. Il est à noter que cette baisse significative est en partie due à une diminution de la consommation énergétique de l'industrie, 48 à 32 millions de tonnes d'équivalent pétrole (Mtep), mais surtout à une augmentation de la consommation dans le secteur du transport qui passe de 26 Mtep à 49 Mtep sur la même période [1].

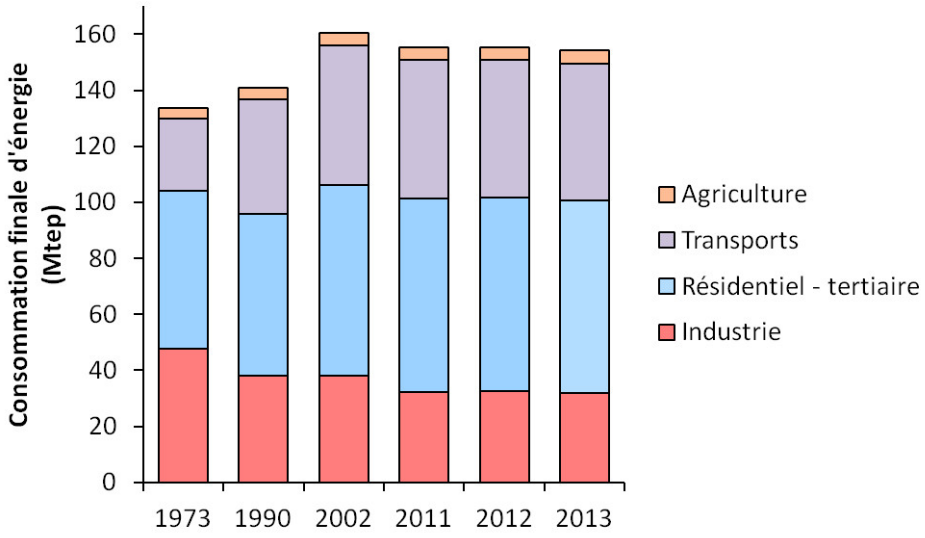


FIGURE 1.1 – Répartition de la consommation d'énergie finale par secteur [1]

Les entreprises publiques ou privées d'Europe sont, depuis les années 1990, entrainées à minimiser leurs dépenses énergétiques. Les raisons sont multiples : respect des cadres légaux de plus en plus contraignants, intérêt à s'affranchir d'un coût grandissant, volonté de véhiculer une image positive

(particulièrement vrai pour les entreprises publiques). Ainsi les gains en efficacité énergétique dans les pays développés s'accroissent et viennent principalement de l'industrie [9].

1.1.3 La consommation d'énergie dans l'industrie agroalimentaire

En France, l'industrie agroalimentaire (IAA) représente, en 2009, 14 % de la consommation énergétique totale de l'industrie (figure 1.2). Elle est ainsi le troisième secteur le plus consommateur après la chimie (26 %) et la sidérurgie (16 %).

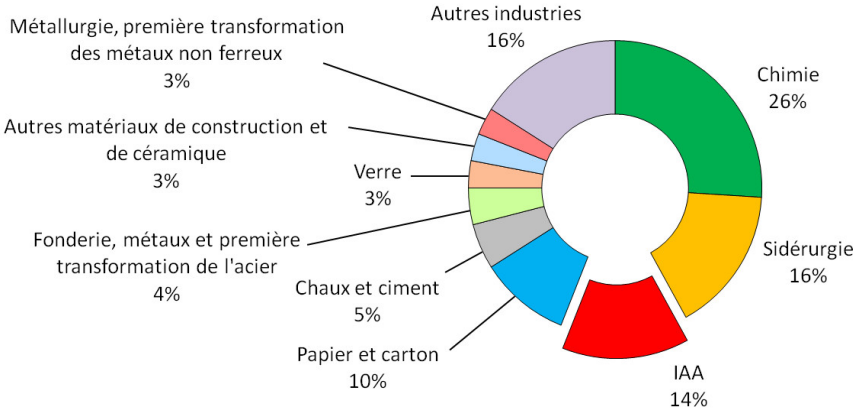


FIGURE 1.2 – Répartition de la consommation d'énergie dans l'industrie en 2009 [2]

Il existe une grande disparité dans les consommations d'énergie en fonction des secteurs des IAA. À titre d'exemple on constate que la fabrication de produits amylacées (malt, farine, boulangerie *etc.*) consomme jusqu'à 60 000 tep par établissement, tandis que l'industrie du poisson va consommer 300 tep par établissement [10]. Outre les aspects transports et distribution, l'IAA a besoin d'énergie pour transformer ses produits dans ses procédés. Une grande part de sa consommation est également due à la nécessité de préserver ses produits dans des chambres froides et autres réfrigérateurs.

Les procédés de transformation des légumes, se prêtent bien à l'objectif de la haute efficacité énergétique. La figure 1.3 montre un schéma simplifié de l'évolution en température de légumes traversant plusieurs équipements. Les légumes sont soumis à des traitements thermiques de chauffage et de refroidissement successifs dans la même plage de températures. Ces opérations, effectuées dans une même usine, permettent l'implémentation de réseaux d'échangeurs de chaleur et de cycles thermodynamiques.

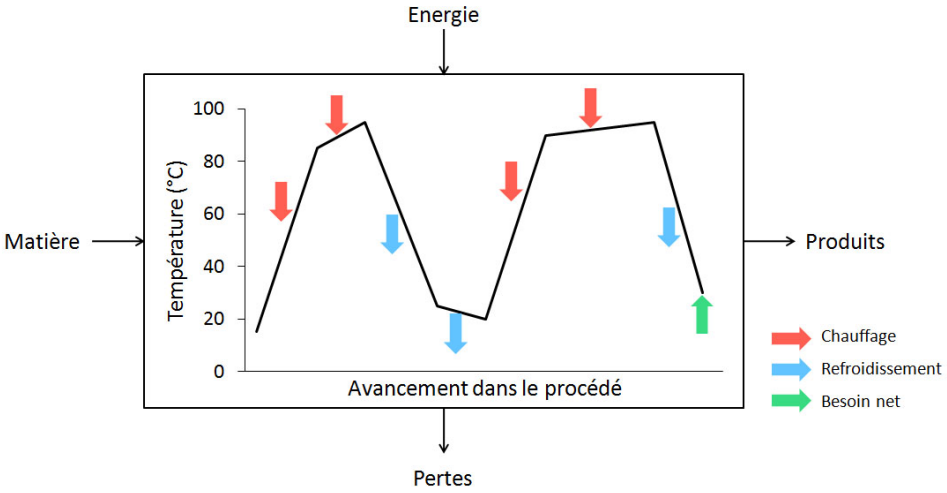


FIGURE 1.3 – Synoptique des traitements thermiques pour la transformation des légumes

1.2 Le procédé de blanchiment aujourd'hui

1.2.1 Objectifs du blanchiment

Le blanchiment est une opération de traitement thermique indispensable dans certains procédés de transformation des fruits et légumes. Elle consiste à chauffer les produits jusqu'à une température généralement comprise entre 90 °C et 97 °C et à les y maintenir pendant un certain temps. Ce traitement a pour objectifs :

- la destruction de certaines enzymes comme la peroxydase [11] ;
- la préservation de qualités nutritionelles, organoleptiques et de colorimétrie [12] ;
- l'élimination de gaz occlus dans les tissus alimentaires ;
- l'élimination de traces d'engrais et de produits chimiques ;
- l'attendrissement de la texture du légume [13].

On peut observer sa place dans le procédé de mise en conserve des haricots verts [14] sur la figure 1.4. Elle est, en général, le premier traitement thermique considérable que subit le légume. Représentant 30 % à 40 % de la consommation énergétique du procédé, elle est, avec la stérilisation, l'opération unitaire la plus consommatrice.

Suivant les procédés considérés le blanchiment peut être suivi d'un refroidissement afin d'éviter une sur-cuisson détériorant certaines qualités du produit et/ou pour préparer une éventuelle surgélation. Aujourd'hui, dans les procédés traditionnels, cette phase de refroidissement est découplée de celle du chauffage. Ainsi de l'énergie est consommée pour :

- préchauffer le produit initialement à température ambiante jusqu'à la température de blanchiment (90 °C – 97 °C) ;

– maintenir le produit à cette température ;
– refroidir le produit à des températures pouvant varier de 5 °C à 55 °C.

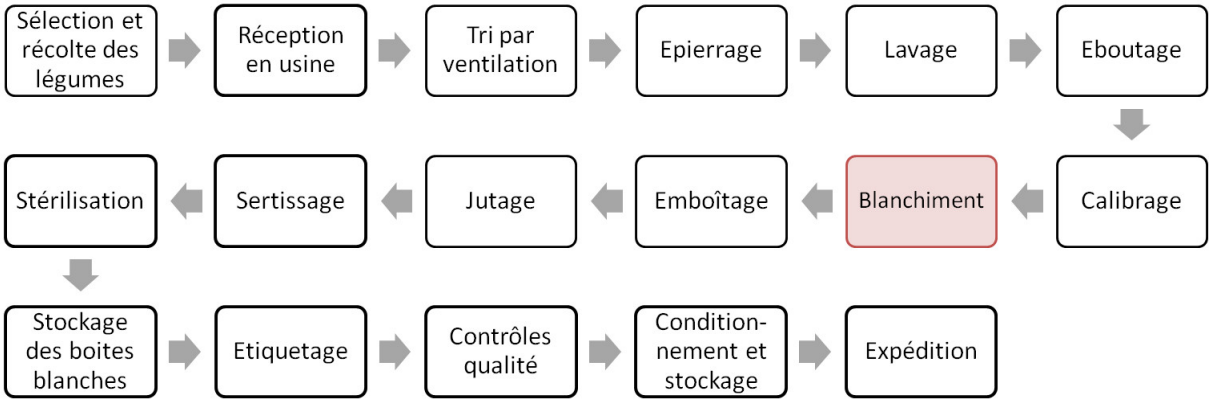


FIGURE 1.4 – Synoptique d'un procédé de mise en conserve de haricots verts

1.2.2 Les contraintes et difficultés

L'amélioration de la performance énergétique d'un procédé de blanchiment est confrontée à plusieurs contraintes imposées par le légume lui-même. En effet, les exigences de qualité du produit imposent au minimum :

– un débit d'eau ajusté pour nettoyer suffisamment le produit tout en le préservant d'un phénomène de lessivage ;
– un temps de blanchiment contrôlé qui va permettre la destruction des microorganismes sans sur-cuire le produit [15] ;
– une maîtrise de l'encrassement des organes traversés par de l'eau chargée. En effet, l'eau entrant en contact avec les légumes se charge en impuretés et en matières organiques, cette eau peut générer du biofilm dans les équipements [16]. L'illustration 1.5 montre une eau chargée de matière organique circulant dans un blancheur. En plus de provoquer une diminution des performances des échangeurs voire leur colmatage, l'encrassement biologique peut engendrer une contamination des légumes.

D'autre part, comme tout procédé où les entrées sont des matières premières, les légumes ont une certaine hétérogénéité. Ainsi un même lot de légumes est composé de produits qui auront différentes dimensions et propriétés thermophysiques. D'autre part, les procédés de transformation des légumes sont globalement continus mais les équipements peuvent être approvisionnés par un débit de produits fluctuant. La figure 1.6 montre le débit massique de légumes d'un blancheur pendant

une journée de production. Pour ces raisons, les solutions énergétiques adoptées doivent avoir une certaine flexibilité pour s'adapter à des besoins énergétiques variables.

FIGURE 1.5 – Photo : eau récupérée suite à un blanchiment de pois

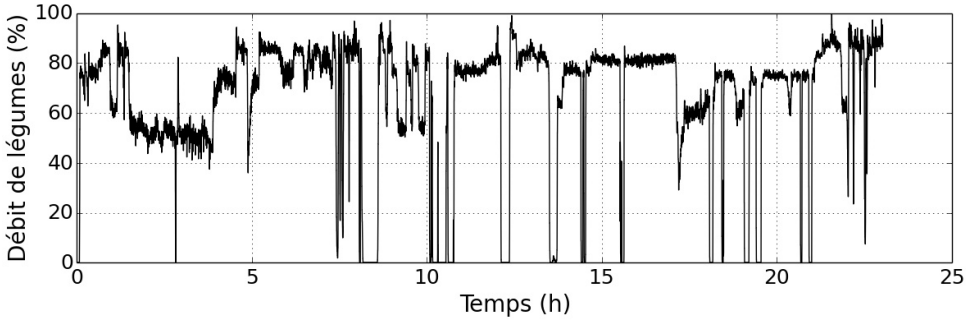


FIGURE 1.6 – Relevé d'un approvisionnement de légumes sur un blancheur pendant une journée de production

Enfin, des contraintes d'organisation du flux de production viennent se greffer : les récoltes de légumes comme le pois ou le haricot vert sont saisonnières. Ainsi l'organisation industrielle préconise de fonctionner avec les mêmes machines pour amortir les investissements sur la production annuelle. Les machines et flux thermodynamiques choisis doivent permettre le blanchiment de plusieurs types de légumes.

1.3 Analyse de la technologie existante

1.3.1 La technologie de référence : blancheurs-refroidisseurs à aspersion

Cette partie a pour objectif de décrire la technologie et les performances d'un blancheur traditionnel utilisé par le partenaire industriel. Les éléments présentés dans cette partie résultent d'un travail d'audit énergétique réalisé conjointement par le CES et EDF dans plusieurs usines. Dans une démarche d'amélioration et d'innovation cette étape est indispensable car elle permet de fixer les éléments de comparaison auxquels feront référence les innovations. L'industrie de transformation de

légumes a pour habitude d'exprimer ces débits de produit en tonnes par heure ($t.h^{-1}$), ainsi c'est pour une tonne par heure de produits que les calculs seront effectués soit 0,278 $kg.s^{-1}$.

1.3.1.1 Présentation de la technologie

Les équipements les plus largement déployés sont les blancheurs à aspersion d'eau liquide. Le principe est simple : de l'eau liquide est projetée directement sur les légumes pour les chauffer et les refroidir. L'échange de chaleur est donc réalisé par contact direct entre l'eau et les légumes et la fourniture de puissance calorifique et frigorifique est réalisée sur les débits d'eau permettant de contrôler leur température.

La figure 1.7 est un schéma d'un tel équipement. On y décèle quatre zones différentes : préchauffage, chauffage, prérefroidissement et refroidissement. Les produits traversent successivement ces quatre zones par le biais d'un tapis de convoyage.

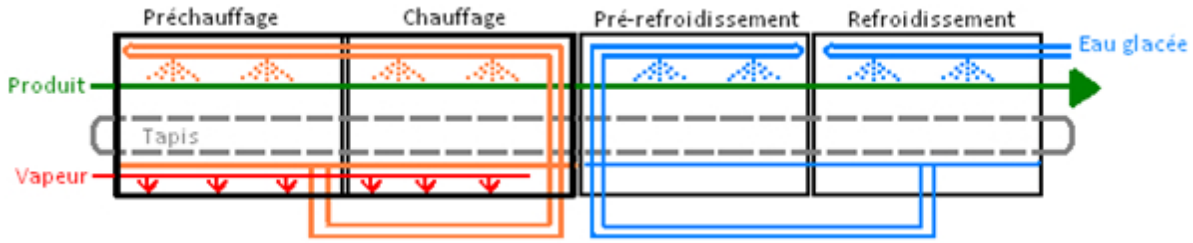


FIGURE 1.7 – Schéma des blancheurs refroidisseurs existants chez BONDUELLE

La puissance calorifique est apportée par injection de vapeur, produite par une chaudière, dans le bac de rétention d'eau situé sous les zones de préchauffage et de chauffage. L'eau y est prélevée via une pompe et envoyée sur le légume grâce à des buses d'aspersion situées au dessus de lui. L'eau s'écoule à travers le lit de légumes et le tapis perforé pour terminer son cycle dans le bac. Cette partie est isolée des zones servant au refroidissement.

La puissance frigorifique est fournie par de l'eau glacée, produite par des groupes frigorifiques, qui asperge directement les légumes dans la zone de refroidissement. Cette eau s'écoule pour rejoindre le bac de rétention sous le tapis de légumes. L'eau est alors prélevée depuis ce bac pour être aspergée sur les produits dans la zone de pré-refroidissement.

Ce schéma montre qu'aucun couplage, ni hydraulique, ni thermique n'est réalisé entre les zones de chauffage et celles de refroidissement. La partie refroidissement est alimentée par un débit d'eau de 3 $t.h^{-1}$ et le débit de renouvellement d'eau dans les parties servant au chauffage est de 1,4 $t.h^{-1}$. L'évacuation et l'appoint d'eau dans les parties de chauffage et de refroidissement sont importants pour déconcentrer l'eau de matières organiques et d'impuretés transférées par le légume.

La figure 1.8 montre des haricots rouges à la sortie d'un blancheur à aspersion. On remarque que les légumes sont entassés, formant une couche homogène de quelques centimètres d'épaisseur. La vitesse de ce tapis permet de contrôler le temps de séjour des légumes dans l'équipement. La figure 1.9 présente une vue intérieure du blancheur. On y voit les buses d'aspersion et le tapis perforé.

FIGURE 1.8 – Photo : haricots rouges sortant d'un blancheur à aspersion

FIGURE 1.9 – Photo : intérieur d'un blancheur à aspersion

1.3.1.2 Consommation énergétique d'un blancheur actuel

Les travaux de recensement des consommations de vapeur sur les différents équipements de ce type ont montré que la consommation de vapeur est de 250 kg.t^{-1} de produits finis. C'est la valeur de référence. Cette vapeur est injectée à 3 bar relatifs. On peut estimer que la puissance mise en jeu correspond à la différence d'enthalpie spécifique de la vapeur saturée à 4,013 bar et du liquide saturé à pression atmosphérique, multipliée par le débit. Ainsi la puissance de chauffage, pour un débit de produits de 1 t.h^{-1} est de :

$$\dot{Q}_{vap} = \dot{m}_{vap} * [h_{(4{,}013\,\text{bar, vap sat})} - h_{(1{,}013\,\text{bar, liq sat})}] = 162\,\text{kW} \tag{1.1}$$

L'utilité froide est produite par une série de groupes frigorifiques dont le coefficient de performance (COP) froid a été estimé à 3,43 . Cette valeur est issue de mesures réalisées sur site par le CES lors de travaux antérieurs à cette thèse. Le procédé est alimenté par un débit d'eau glacée à 2 °C égal à 3 t.h^{-1}. Ainsi en considérant que l'eau entre initialement à 15 °C dans les évaporateurs alors la puissance frigorifique fournie est de 45,3 kW. La puissance électrique absorbée est alors de 13,2 kW.

1.3.1.3 Consommation exergétique d'un blancheur actuel

Pour évaluer la consommation exergétique du procédé il faut prendre en compte la technologie utilisée pour la fourniture de la chaleur. Dans la partie précédente, le choix de la consommation énergétique de référence a été fait à partir de l'énergie finale fournie par la vapeur. L'hypothèse sous-jacente était que cette vapeur a été fournie avec un rendement énergétique de 1. Le flux exergétique fourni par un débit de combustible peut être évalué par l'équation (1.2) [17]

$$\Delta \dot{E}x = \dot{m}_{gaz} * (\mathrm{PCI} + T_{réf} \Delta S) \tag{1.2}$$

Le PCI peut être déterminé par l'enthalpie de réaction de la combustion. En supposant que le combustible est du butane, alors un modèle simple de réaction complète est défini par l'équation (1.3), les enthalpies standard de réaction sont données dans le tableau 1.1.

$$\mathrm{C_4H_{10}} + \frac{13}{2}\mathrm{O_2} \longrightarrow 4\,\mathrm{CO_2} + 5\,\mathrm{H_2O_{(g)}} \tag{1.3}$$

	$\Delta_f H^0_{298}$ (kJ.mol^{-1})	s^0_{298} (J.mol^{-1}.K^{-1})	$C^0_{p_{298}}$ (J.mol^{-1}.K^{-1})
C_4H_{10}	$-125,52$	$310,03$	$97,49$
O_2	0	$205,03$	$29,35$
CO_2	$-393,51$	$213,64$	$37,11$
$H_2O_{(g)}$	$-241,82$	$188,72$	$33,58$

TABLE 1.1 – Enthalpies et entropies standard de formation pour la réaction de combustion du butane [7]

Le PCI est déterminé par l'équation (1.4), l'indice i représentant les réactifs, l'indice j représentant les produits, ν étant le coefficient molaire et $\Delta_f H^0_{298}$ l'enthalpie de formation à 1 bar et 298 K.

$$\begin{aligned}
\mathrm{PCI} = \Delta_r H^0_{298} &= \sum_j \nu_j \Delta_f H^0_{298}(j) - \sum_i \nu_i \Delta_f H^0_{298}(i) \\
&= 5\,\Delta_f H^0_{298}(\mathrm{H_2O}) + 4\,\Delta_f H^0_{298}(\mathrm{CO_2}) - \frac{13}{2}\,\Delta_f H^0_{298}(\mathrm{O_2}) - \Delta_f H^0_{298}(\mathrm{C_4H_{10}}) \\
&= 5 * (-241,82) + 4 * (-393,51) - 0 - (-125,52) \\
&= 2657,61 \text{ kJ.mol}^{-1} \text{ de } C_4H_{10}
\end{aligned} \tag{1.4}$$

Comme la masse molaire du butane est de 58 g.mol^{-1}, alors le PCI massique est de :

$$\mathrm{PCI_{massique}} = \frac{\mathrm{PCI_{molaire}}}{M_{C_4H_{10}}} = \frac{2657,61}{58} = 45,82 \text{ MJ.kg}^{-1} \text{ de } C_4H_{10} \tag{1.5}$$

Pour l'entropie de réaction on utilise une formule analogue à celle de l'enthalpie de réaction. On a donc :

$$\begin{aligned}\Delta s^0_{298} &= \sum_j \nu_j s^0_{298}(j) - \sum_i \nu_i s^0_{298}(i) \\ &= 5\, s^0_{298}(\mathrm{H_2O}) + 4\, s^0_{298}(\mathrm{CO_2}) - \frac{13}{2}\, s^0_{298}(\mathrm{O_2}) - s^0_{298}(\mathrm{C_4H_{10}}) \\ &= 5 * 188,72 + 4 * 213,64 - 6,5 * 205,03 - 310,03 \\ &= 155,4\ \mathrm{J.K^{-1}.mol^{-1}}\ \text{de}\ C_4H_{10} \\ &= 2,68\ \mathrm{kJ.K^{-1}.kg^{-1}}\ \text{de}\ C_4H_{10}\end{aligned} \tag{1.6}$$

Ainsi on a $T_{réf}\Delta s_{12} = 288,15 * 2,68 = 772,4\ \mathrm{kJ.kg^{-1}}$ de C_4H_{10}. Comparativement à l'enthalpie de réaction, ce terme représente une contribution relative égale à 1,7 %. Ainsi, compte tenu de cette faible erreur nous considèrerons que l'énergie chimique du mélange de combustion est de l'exergie pure. Alors, l'exergie contenue dans le mélange combustible est :

$$ex_{combustible} = \mathrm{PCI} \tag{1.7}$$

Comme le rendement énergétique de la chaudière est supposé égal à 1, le flux exergétique nécessaire est égal à la puissance calorifique appelée par le procédé soit 162 kW. Le refroidissement étant réalisé par des groupes frigorifiques, le flux exergétique consommé est égal à la puissance absorbée par les compresseurs soit 13,2 kW. Aujourd'hui le procédé consomme une exergie de 175,2 kWh/t.

Note : l'hypothèse d'un rendement énergétique de chaudière unitaire est très conservative, des mesures ont montré que les chaudières installées sur site avaient des rendements énergétiques de 84 %.

1.3.2 Autres techniques et technologies existantes

Chauffer et refroidir des légumes peut se faire de plusieurs manières. Les paragraphes suivants permettent d'exposer brièvement quelques techniques, et certains éléments technologiques alternatifs à la technologie majoritaire, plus ou moins couramment usités dans l'industrie.

1.3.2.1 Blanchiment par immersion

La technique utilisée pour les blancheurs à immersion est de plonger les légumes dans un volume d'eau maintenu à la température objectif. Technologiquement on observe un bain d'eau, contrôlé en

température par injection de vapeur, dans lequel se trouve un tambour muni d'un pas de vis. C'est la rotation du tambour qui va donner un mouvement d'ensemble aux produits.

Ce blancheur permet de traiter en continu un important débit de légumes, néanmoins il nécessite l'emploi d'une grande quantité d'eau à température élevée et génère des effluents considérables. D'autre part, ces équipements ne disposent pas de système de refroidissement et de moyens de récupération de chaleur.

1.3.2.2 Blanchiment par utilisation de vapeur d'eau

Le blanchiment peut également être réalisé par contact avec de la vapeur d'eau. Plusieurs technologies sont alors déclinées :

• Tunnel atmosphérique

Les légumes sont placés sur une bande transporteuse en treillis métallique qui avance au travers d'un tunnel dans lequel de la vapeur est injectée directement sur le produit. Cette technique présente l'avantage de limiter la détérioration mécanique des produits, et de restreindre le rejet d'effluents chargés de matière organique. En revanche, l'inconvénient de cette technique est que la température de blanchiment ne peut pas être régulée à des valeurs inférieures à 98 °C.

• Tunnel hydrostatique

Cette technologie est composée d'un ensemble de tapis convoyeurs où les légumes sont enfermés dans un caisson reposant sur une gouttière d'eau formant un joint hydrostatique de 5 cm d'eau. Ainsi, les déperditions de vapeur sont limitées, et celle-ci peut avoir une légère surpression. Ce blancheur permet un chauffage des produits bien homogène mais la difficulté réside dans la régulation de la température : il faut éviter des oscillations entre une valeur trop basse pour le blanchiment et une pression trop importante induisant des pertes de vapeur à travers le joint hydrostatique.

• Enceinte sous pression

L'injection de vapeur peut également être réalisée dans une enceinte sous pression. L'équipement dispose alors de deux sas de décompression à ses extrémités. Cet équipement peut être utilisé lorsque les températures de blanchiment recherchées sont supérieures à 100 °C.

1.3.2.3 Blanchiment par résistance ohmique

Les techniques présentées jusqu'à présent utilisent un *medium* pour blanchir le légume. Pour que l'énergie fournie ne serve qu'au chauffage des légumes, d'autres techniques sont proposées, c'est le cas du chauffage par résistance ohmique.

Cette technique s'appuie sur le phénomène de génération de chaleur par effet-Joule, où l'énergie électrique traversant un corps se transforme en énergie thermique. Le principe est de permettre à un courant électrique de traverser le produit qui s'échauffera dans son volume. L'uniformité du chauffage est un atout de cette technique, ainsi il n'y a pas de gradient de température significatif dans le légume [18]. D'autre part contrairement aux techniques utilisant de l'eau, liquide ou vapeur, il est plus facile de stopper une manipulation car, à part le légume lui-même, il y a très peu d'inertie. D'un point de vue technologique, le produit s'écoule dans deux tubes isolants en polymère. Chaque tube est relié aux électrodes en acier inoxydable fournissant une puissance allant jusqu'à 60 kW. Ces technologies ont un rendement énergétique de 96 %.

En revanche, pour être blanchis les produits doivent être transportés par pompage, cette technologie ne se prête donc pas au traitement de légumes tels quels mais plutôt au chauffage de produits en sauce, lactés, ou des plats cuisinés avec morceaux. D'autre part, les fonctions de nettoyage également réalisées par l'utilisation d'eau ne sont pas assurées.

1.3.2.4 Blanchiment par micro-ondes

Cette technique reprend les principes classiques d'un micro-onde. Des ondes électro-magnétiques sont générées et viennent exciter les molécules d'eau contenues dans les légumes. L'oscillation de ces molécules produit une élévation de température dans le volume du produit. Cette technique a les mêmes avantages que le traitement ohmique : chauffage dans le volume, risque diminué de détériorer mécaniquement le produit. Les résultats obtenus sont, sur l'ensemble des critères de qualité retenus par les industriels de l'agroalimentaire, assez proches d'un blanchiment à l'eau traditionnel [15].

1.3.2.5 Conclusions des différentes techniques et technologies existantes

Les techniques présentées ont chacune leurs avantages et leurs inconvénients. Du point de vue de l'intégration énergétique on remarque qu'aucune d'entre elles ne propose un système de récupération de chaleur. Lorsque les produits blanchis sortent de l'équipement à température élevée, il sont refroidis par le milieu ambiant ou envoyés vers un système de refroidissement indépendant.

1.3.3 Blancheur-refroidisseur intégré

TOGEBY *et al.* ont travaillé sur la conception d'un blancheur-refroidisseur intégré [3], dont le schéma est présenté figure 1.10. L'eau rencontre le légume *via* une aspersion à courant croisé, l'eau ayant traversé le lit de légumes est retenue dans un réservoir et est ensuite envoyée vers la zone adjacente. Ainsi l'eau circule globalement à contre-courant dans les zones de préchauffage (A) et de refroidissement (D). Pour le blanchiment, de la vapeur est injectée (G) dans un volume d'eau chaude afin de le maintenir à la température désirée.

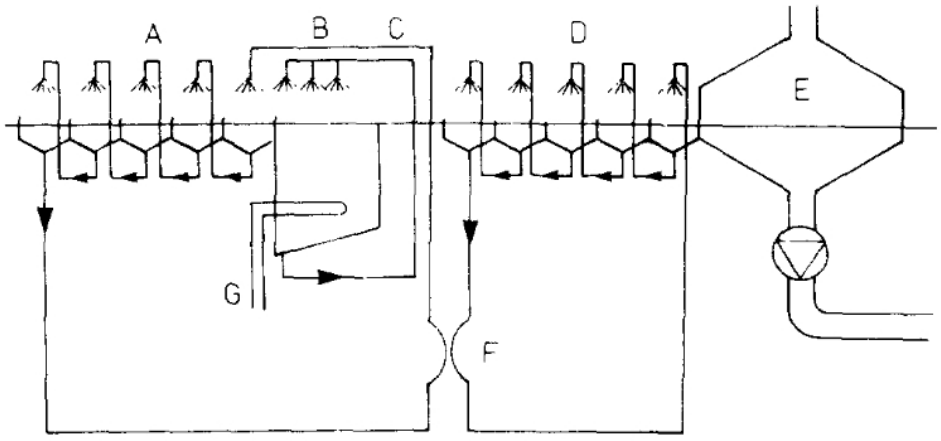


FIGURE 1.10 – Schéma d'un blancheur-refroidisseur intégré conçu par TOGEBY *et al.* [3]

Ce schéma de procédé profite bien d'une variation de la température de l'eau dans la zone de refroidissement (D) permettant à la chaleur prélevée d'être valorisée. Cependant on peut relever deux faiblesses. La première est que les circuits d'eau sont fermés. Au fur et à mesure du traitement des légumes, l'eau se charge en matière organique et en impuretés au risque de ne plus répondre aux exigences sanitaires imposées par le procédé. Le second défaut est que la chaleur est récupérée par un échangeur de chaleur eau/eau (F) occasionnant un pincement supplémentaire. Si l'eau quittant la zone de refroidissement (D) était directement aspergée dans la dernière zone de préchauffage (B), alors la récupération de chaleur serait plus efficace. L'eau sortant de la zone de préchauffage pourrait retourner à l'autre extrémité du blancheur pour assurer le refroidissement.

ARROQUI *et al.* ont également travaillé sur la conception d'un blancheur-refroidisseur [4,19], dont le schéma est présenté figure 1.11. On y retrouve le principe de courants croisés circulant dans plusieurs zones vu précédemment.

On remarque que de l'eau sortant du réservoir, maintenu à la température de blanchiment, rejoint également la zone de préchauffage. Pour conserver la quantité d'eau dans le réservoir ce dernier doit être joint à une arrivée d'eau qui n'est pas représentée, sauf si le débit massique de vapeur d'eau

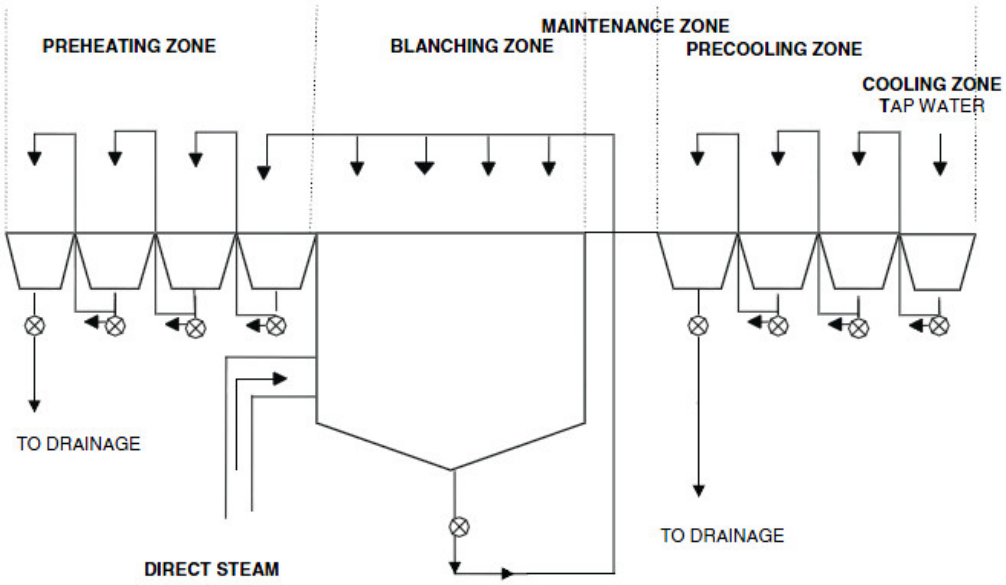


FIGURE 1.11 – Schéma d'un blancheur-refroidisseur conçu par ARROQUI *et al.* [4]

injectée correspond au débit massique quittant la zone de blanchiment pour aller vers la zone de préchauffage.

L'inconvénient de cette technologie est que l'eau ayant servi au refroidissement n'est pas réutilisée pour le chauffage mais est évacuée. La réduction de la consommation énergétique vient de la diminution des débits d'eau. Notons que cet équipement n'a pas été réalisé mais simplement conçu et simulé grâce à des modèles validés sur d'autres équipements.

Le schéma proposé par TOGEBY *et al.* [3] ne remplit pas les critères de qualité nécessaires car l'eau circule en boucle fermée. Néanmoins l'idée de récupérer la chaleur lors du refroidissement pour la valoriser dans l'étape de chauffage est bien présente. Pour pouvoir optimiser les choix de conception menant à un schéma de procédé intégré, l'analyse énergétique et exergétique propose une démarche de conception systémique et systématique.

1.4 Intégration énergétique et exergétique des procédés

L'analyse énergétique et exergétique des procédés (AEEP) est un pan entier de la recherche dans le domaine de l'efficacité énergétique. Elle repose sur des concepts et des méthodologies scientifiques qui permettent de proposer des solutions efficaces, voire optimales, pour des systèmes énergétiques complexes. Comme le blanchiment de légumes est un procédé structurellement simple, il s'agit d'un seul et unique flux à chauffer et à refroidir, cette partie a pour objectif de présenter avec concision les concepts et les règles de conception qui seront adoptés pour générer une solution énergétiquement intégrée.

1.4.1 Énergie et exergie minimales requises

Une des premières étapes de l'AEEP consiste à expliciter l'énergie minimale requise (EMR) et l'exergie minimale requise (ExMR) pour le produit du procédé.

1.4.1.1 L'énergie minimale requise

L'énergie minimale requise est définie comme l'énergie minimale que le produit doit recevoir ou céder pour être transformé dans un procédé. En faisant l'hypothèse que le débit massique se conserve dans le procédé et qu'il n'existe pas de changement de phase on peut calculer l'EMR ($kJ.kg^{-1}$) spécifique par l'équation :

$$\text{EMR} = C_p(T_s - T_e) \tag{1.8}$$

La valeur de l'EMR, et son signe, sont importants pour choisir les équipements à installer. En multipliant par le débit massique de produit à traiter, on peut calculer la puissance nette à fournir/-soutirer du procédé. Cette puissance pourra être visualisée sur les courbes composites décrites dans la partie 1.4.2.

1.4.1.2 L'exergie minimale requise

L'exergie est définie comme la quantité de travail extractible d'un corps lors de son retour à l'équilibre avec son environnement [20]. Pour des besoins de chauffage et de refroidissement, l'exergie minimale requise d'un produit peut être définie comme la quantité minimale de travail à fournir par un système thermodynamique, ayant pour source l'environnement, pour amener le produit depuis son état initial jusqu'à son état final. Ainsi, dans le cas où les transformations sont des changements de température, il faut distinguer quatre cas :

1. Chauffage avec $T < T_{réf}$;
2. Chauffage avec $T > T_{réf}$;
3. Refroidissement avec $T < T_{réf}$;
4. Refroidissement avec $T > T_{réf}$.

Parmi ces quatre cas, les cas n°1 et n°4 présentent une ExMR nulle puisqu'un échange de chaleur spontané avec le milieu environnant permet d'atteindre la température cible, on peut même avoir une ExMR< 0 via une valorisation sous forme mécanique. Dans les cas n°2 et n°3 il faut fournir de l'énergie pour atteindre la température cible. Pour calculer l'ExMR dans ce cas, il faut déterminer le

COP obtenu avec la machine idéale. Ce COP idéal, dit de Carnot, peut être défini de plusieurs façons : avec une température entropique moyenne, ou avec la température cible.

Pour le cas n°2, le COP de Carnot est défini comme suit :

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_c}{T_c - T_{réf}} \tag{1.9}$$

Le travail minimum à fournir est donc :

$$\text{ExMR} = \frac{\text{EMR}}{\text{COP}_{\text{Carnot}}} \text{ avec EMR} > 0 \tag{1.10}$$

Pour le cas n°3, le COP de Carnot est défini par :

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_f}{T_{réf} - T_f} \tag{1.11}$$

Le travail minimum à fournir est donc :

$$\text{ExMR} = -\frac{\text{EMR}}{\text{COP}_{\text{Carnot}}} \text{ avec EMR} < 0 \tag{1.12}$$

Les 4 cas précédemment décrits sont illustrés sur les 4 graphiques de gauche de la figure 1.12. Les graphiques de droite représentent des produits dont le glissement de température coupe la température de référence. Dans ces cas là, les ExMR doivent être calculées avec une partie de l'EMR, celle correspondant à la plage de température tracée en noir sur la figure.

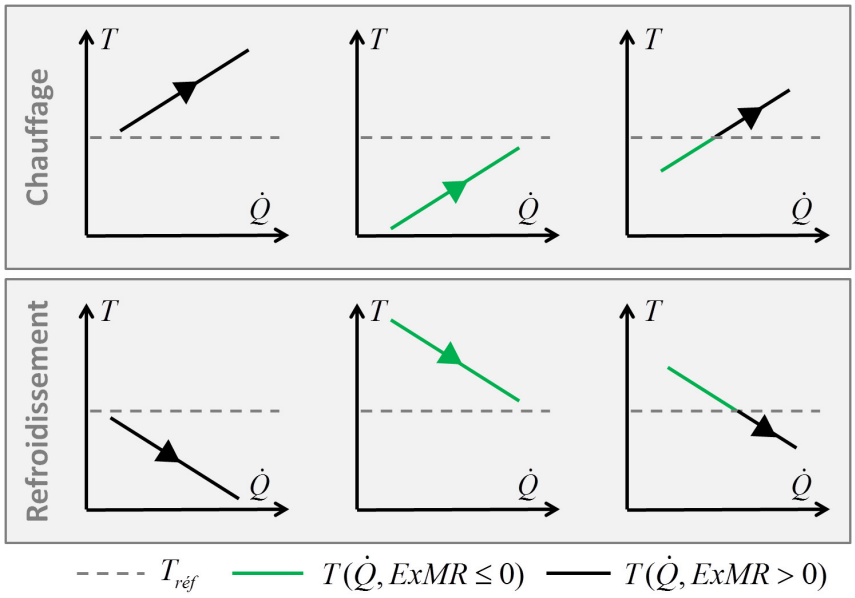


FIGURE 1.12 – Visualisation des zones où il n'est pas nécessaire d'apporter du travail pour chauffer ou refroidir.

L'ExMR présente deux avantages par rapport à l'EMR. Tout d'abord elle permet de contextualiser le procédé en prenant en compte son environnement direct. Ainsi on peut déduire rapidement si l'EMR à fournir/prélever peut se faire par le biais de l'environnement, et donc gratuitement, ou s'il faut effectivement apporter une utilité supplémentaire. Ensuite, comme l'exergie thermique dépend du niveau de température on peut différencier deux opérations à EMR équivalentes mais où le travail minimal à fournir (ou maximal à prélever) diffère.

• La température de référence

La température de référence $T_{réf}$ doit être définie pour effectuer une analyse exergétique. Cette température est souvent prise égale à la température du milieu ambiant du procédé étudié. Le milieu ambiant, ou environnement, est défini comme un milieu englobant le système et à l'équilibre thermodynamique parfait [21].

• La température entropique moyenne

Lorsqu'un corps voit sa température évoluer, on peut définir une température entropique moyenne $\tilde{T}_{a\to b}$ comme la variation de l'enthalpie sur la variation de l'entropie de part et d'autre de l'équipement (équation (1.13)).

$$\tilde{T}_{a\to b} = \frac{\Delta h_{a\to b}}{\Delta s_{a\to b}} = \frac{h_b - h_a}{s_b - s_a} \tag{1.13}$$

Pour un corps subissant une évolution de température de manière réversible avec une capacité thermique spécifique constante alors cette température entropique moyenne est égale à la température logarithmique moyenne (équation (1.14)). Cette simplification n'est en outre pas valable lors d'un changement d'état.

$$\tilde{T}_{a\to b} = \frac{\Delta h_{a\to b}}{\Delta s_{a\to b}} = \frac{C_p(T_b - T_a)}{\int_a^b \frac{\delta Q}{T}} = \frac{C_p(T_b - T_a)}{\int_a^b \frac{C_p \mathrm{d}T}{T}} = \frac{C_p(T_b - T_a)}{C_p \int_a^b \frac{\mathrm{d}T}{T}} = \frac{T_b - T_a}{\ln\left(\frac{T_b}{T_a}\right)} \tag{1.14}$$

1.4.2 La méthode du pincement (Pinch analysis)

La méthode du pincement a été développée par LINNHOFF à la fin des années 70 [22]. Un de ses nombreux objectifs est l'optimisation des ressources d'un site industriel ou d'un procédé par exemple l'eau [23] ou encore l'énergie. Les principes généraux de cette méthode reposent en 4 points [5] :

- représenter le procédé en fonction de ses besoins et de ses rejets ;
- l'optimum ne peut être obtenu qu'en récupérant au maximum les rejets pour satisfaire les besoins ;

– la possibilité d'une récupération dépend d'un critère de qualité des ressources ;
– un transfert de chaleur inefficace ne permet pas d'obtenir une solution optimale.

L'analyse passe par la construction des courbes composites et de la grande courbe composite dans des diagrammes température-puissance ($T - \dot{Q}$) comme représenté figure 1.13.

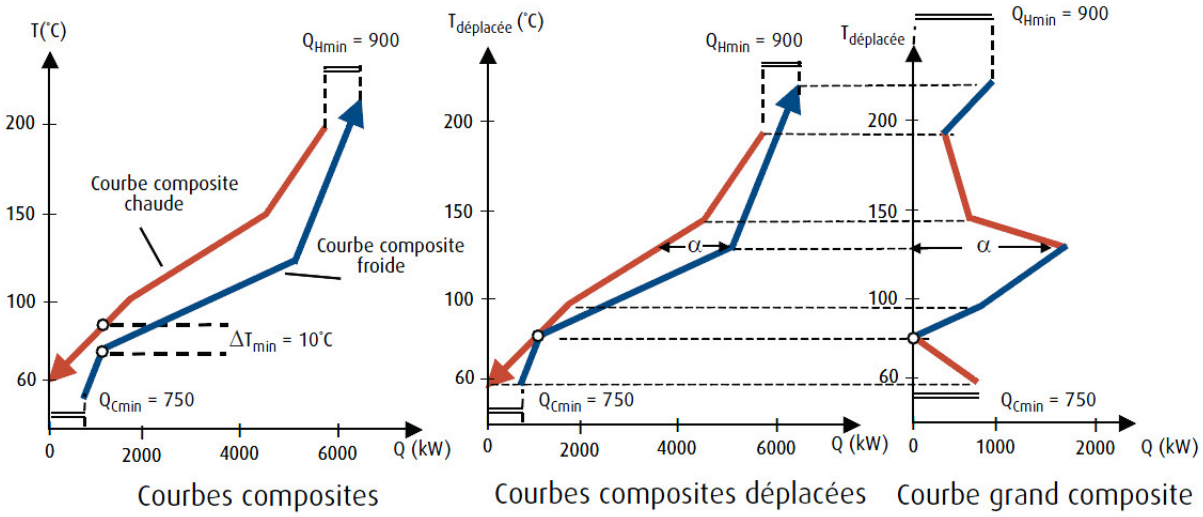


FIGURE 1.13 – Construction de la grande courbe composite à partir des courbes composites [5]

Ces courbes sont, dans la plupart des cas, composées de segments de droite dont la pente est estimée par le débit massique multiplié de la capacité calorifique du flux considéré (équation (1.15)).

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T \tag{1.15}$$

Sur le graphique de gauche, la courbe rouge inventorie tous les besoins de refroidissement à chaque niveau de température et la courbe bleue synthétise tous les besoins de chauffage à chaque niveau de température. Ce diagramme est construit pour un pincement global de 10 K et révèle plusieurs informations :

– le besoin net de chauffage est de 900 kW ;
– le besoin net de refroidissement est de 750 kW ;
– la chaleur récupérable par la construction d'un réseau d'échangeurs de chaleur correspond à l'intervalle de puissance où les deux courbes composites existent ($\simeq$ 5100 kW).

La grande courbe composite peut alors être construite. Il faut alors glisser les courbes verticalement, la courbe bleue de +Pincement/2, la courbe chaude de −Pincement/2, comme le montre le graphique central.

La grande courbe composite (graphique de droite) s'obtient alors en effectuant la différence des puissances mises en jeu à une même température des deux courbes composites rapprochées. Sur

cette courbe on peut rapidement visualiser le point de pincement, qui correspond au point où la puissance est nulle, ainsi que les besoins minimums en chauffage et en refroidissement qu'il faudra fournir par un vecteur externe (chaudière, machine frigorifique etc.).

L'obtention des courbes composites et de la grande courbe composite est le point de départ de nombreux travaux d'intégration et d'optimisation énergétique. D'autre part, une série de règles de conception a été élaborée sur la base de ces graphiques. À titre d'exemple il a été prouvé que [24] :

- les échanges de chaleur directs ne doivent pas se faire de part et d'autre du point de pincement ;
- à l'inverse, l'installation d'une PAC est efficace de part et d'autre du point de pincement.

1.4.3 Récupération de chaleur

La notion de récupération de chaleur est fortement liée à celle de l'efficacité énergétique. En thermodynamique, on distingue deux grandes façons de récupérer de la chaleur : directe, via l'installation d'un échangeur thermique, et indirecte, par système thermodynamique interposé.

L'échangeur de chaleur permet de transférer de la chaleur de manière spontanée d'un effluent chaud vers un effluent froid. Le composant thermique optimal est celui qui minimise la génération d'entropie [25]. Pour un échangeur thermique, en plus des effets dûs aux pertes de charge, la génération d'entropie augmente avec l'écart moyen de température entre les deux flux. Lors de la conception de schéma de procédés, ces composants sont souvent définis par un pincement. Ce nombre, souvent choisi comme paramètre, représente le plus petit écart de température entre les deux fluides du composant.

Lorsque la récupération de chaleur directe est impossible, celle-ci peut être réalisée par un système thermodynamique interposé, typiquement une pompe à chaleur. Ce cycle thermodynamique, représenté figure 1.14, permet de transférer de la chaleur d'une source froide à un puit chaud par l'intermédiaire d'un fluide frigorigène qui va se vaporiser à la température basse, pour extraire de la chaleur, et se condenser à la température haute, pour fournir une puissance calorifique. Ce fluide doit donc travailler à des pressions différentes, ce changement de pression nécessite un apport d'énergie mécanique réalisé par exemple par un compresseur.

Ce système thermodynamique peut porter plusieurs noms suivant sa fonction :

Groupe frigorifique (GF) : l'objectif est de refroidir une entité qui est à basse température en lui prélevant de l'énergie (évaporateur). L'énergie récupérée est alors rejetée au milieu extérieur

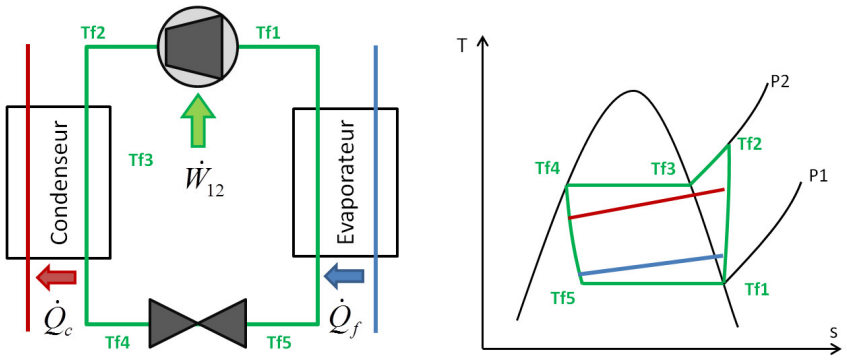


FIGURE 1.14 – Schéma simplifié d'une thermo-frigo-pompe et représentation dans un diagramme $T-S$

(condenseur). Avec les grandeurs exposées sur le schéma, le COP froid est alors défini par :

$$\mathrm{COP}_f = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_{12}} \tag{1.16}$$

Pompe à chaleur (PAC) : l'objectif est la fourniture de chaleur à une entité à haute température (condenseur). L'énergie est alors prélevée au milieu extérieur (évaporateur). Le COP est égal à :

$$\mathrm{COP}_c = \frac{-\dot{Q}_c}{\dot{W}_{12}} \tag{1.17}$$

Thermo-frigo-pompe (TFP) : l'objectif est de prélever de la chaleur à une entité, pour la fournir à une autre entité. Contrairement au groupe frigorifique ou à la pompe à chaleur, les puissances au condenseur et à l'évaporateur sont toutes deux utiles [26,27]. Pour une TFP, le COP est défini par :

$$\mathrm{COP}_{TFP} = \frac{-\dot{Q}_c + \dot{Q}_f}{\dot{W}_{12}} \tag{1.18}$$

Cette définition a du sens, pour exprimer le rapport entre les deux effets utiles d'une TFP par rapport à la puissance absorbée. En revanche, lors d'une analyse énergétique prenant en compte des efficacité au sens du second principe de la thermodynamique cette définition est inadéquate. En effet, la puissance $\dot{Q}_f$ est contenue dans $\dot{Q}_c$, et lors de calculs on peut être amené à compter deux fois la même puissance. Ainsi, on retiendra comme définition du COP d'une TFP celui d'une PAC.

Au début du XIXème siècle S. CARNOT montra, lors de ses travaux sur les moteurs et les machines thermiques [28], que le rendement d'un cycle moteur ne pouvait dépasser un certain rendement théorique, aujourd'hui appelé rendement de Carnot. De même, pour une machine réceptrice on trouve un COP limite, équation (1.19), en fonction des températures des sources chaude T_c et froide T_f. On peut définir l'efficacité η_2, comme étant la performance d'une PAC réelle par rapport à

une PAC où les transformations sont réalisées de manière réversible, équation (1.20).

$$\mathrm{COP}_{\mathrm{Carnot}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \tag{1.19}$$

$$\eta_2 = \frac{\mathrm{COP}}{\mathrm{COP}_{\mathrm{Carnot}}} \tag{1.20}$$

Lors de l'établissement de ce rendement, Carnot posait l'hypothèse que l'échange de chaleur au niveau des sources chaude et froide se faisait sans écart de température. De plus il supposait que la source était suffisamment grande pour qu'un prélèvement ou un rejet de puissance n'occasionne pas de variation de la température. Ainsi, les températures T_c et T_f étaient considérées comme les températures des sources mais également comme celles de fonctionnement du fluide thermodynamique qui circule dans la PAC.

Lorsque la source subit une variation de température lors de la traversée des échangeurs, on peut considérer que la machine idéale serait celle où le fluide thermodynamique épouserait ces profils de températures. Les températures T_c et T_f peuvent alors êtres choisies comme les températures entropiques moyennes des sources. Toutefois, lors d'analyses énergétiques globales visant à insérer des PAC dans un procédé, il est commode de définir T_c et T_f comme les températures objectifs de ces systèmes. Ainsi, le COP de Carnot calculé avec ces températures est, par construction, inférieur au COP maximal théorique.

On peut également définir un rendement de cycle pour les PAC utilisant un fluide frigorigène qui n'est pas un mélange. Les températures utilisées pour le COP de Carnot sont alors les températures de condensation et d'évaporation du fluide frigorigène. Ce choix permet d'évaluer la performance sans considérer la génération d'entropie dans les échangeurs.

1.5 Conception du schéma de procédé de blanchiment intégré

L'utilisation de la méthodologie décrite précédemment va nous guider dans la conception d'un blancheur refroidisseur à haute efficacité énergétique. Cette partie a pour objectif de décrire le processus de conception depuis l'identification de l'énergie minimale requise du procédé jusqu'au schéma final proposé. L'étude est menée pour un débit de pois de 1 $\mathrm{t.h^{-1}}$, ayant une capacité calorifique spécifique de 3,556 $\mathrm{kJ.kg^{-1}.K^{-1}}$. Ces légumes initialement à 15 °C doivent être chauffés jusqu'à 97 °C et refroidis à 5 °C. La température de référence pour les calculs exergétiques est prise égale à celle de l'eau entrant dans l'usine : 15 °C.

1.5.1 Étude théorique à partir des besoins des légumes

Le point de départ de l'AEEP est la détermination de l'EMR et de l'ExMR afin d'identifier les seuls besoins appelés par le produit. En appliquant les formules décrites dans la partie 1.4.1 les calculs de ces grandeurs sont immédiats. L'EMR, pour une tonne de produit est donc égale à :

$$\text{EMR} = C(T_s - T_e) = -9,9 \text{ kWh/t} \tag{1.21}$$

Le calcul de l'ExMR est facilité car le produit est initialement à la température de référence. Ainsi toute la part de l'EMR intervient dans le calcul de l'ExMR :

$$\text{ExMR} = \text{EMR}(1 - \frac{T_{ref}}{T}) \tag{1.22}$$

Ici T peut être choisie égale à la température cible, 5 °C ou à la température entropique moyenne du légume depuis son entrée jusque sa sortie. Cette température, calculée grâce à l'équation (1.14) vaut 9,97 °C. L'ExMR vaut respectivement pour ces deux choix : 0,36 kWh/t et 0,18 kWh/t.

Ces résultats montrent que les besoins nets du procédé sont très faibles, surtout lorsqu'on les compare aux consommations d'énergie et d'exergie du blancheur de référence décrit partie 1.3.1. Cependant ces grandeurs ne sont pas atteignables car elles supposent que la récupération de chaleur réalisée entre le chauffage et le refroidissement est faite avec un pincement nul. La prise en compte d'un pincement non nul entrainera des besoins de puissances calorifique et frigorifique supplémentaires.

1.5.2 Conception d'un schéma de procédé efficace

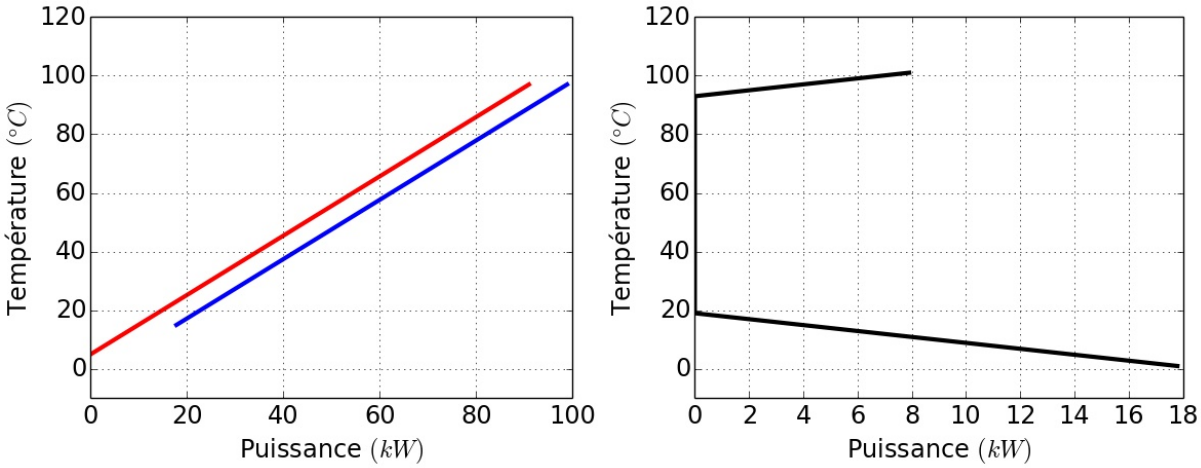
1.5.2.1 Courbes composites et solution idéale

Imaginons la conception d'un échangeur légumes/légumes. Celui ci engendrerait l'apparition d'un pincement qui créera un besoin de chauffage et agrandira le besoin de refroidissement. Le pincement d'un échangeur de chaleur est souvent pris égal à une valeur comprise entre 5 K et 10 K. Pour fixer les hypothèses de conception, le pincement d'un échangeur légumes/eau est choisi à 8 K, une analyse de sensibilité à ce paramètre de conception sera réalisée avant l'intégration des utilités. La figure 1.15 présente les courbes composites et la grande courbe composite du procédé de blanchiment suivi d'un refroidissement avec un pincement de 8 K. Dans ce cas très simple l'évaluation des

puissances calorifique et frigorifique peut être faite par les équations (1.23) et (1.24).

$$\dot{Q}_c = \dot{m}C * \text{Pinc} \tag{1.23}$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}C * [(T_e - T_s) - \text{Pinc}] \tag{1.24}$$



(a) Courbes composites

(b) Grande courbe composite

FIGURE 1.15 – Courbes composites du procédé de blanchiment

Pour les habitués des problèmes d'intégration énergétique ce cas d'application est certainement le plus simple possible : il y a un seul flux chaud, un seul flux froid, un intervalle de température où ces deux flux peuvent échanger de la chaleur. Les besoins de chauffage et de refroidissement sont dépendants du pincement de l'échangeur légumes/légumes. La conception aboutirait au schéma présenté figure 1.16.

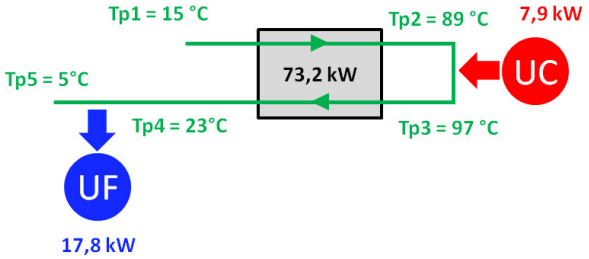


FIGURE 1.16 – Schéma procédé 1 : légumes seuls

La subtilité est que le résultat implique la construction d'un échangeur légumes/légumes qui dans la pratique est très difficile à réaliser. En effet, comment permettre l'échange de chaleur entre deux flux de légumes ? D'autre part, comment prendre en compte toutes les contraintes liées à la qualité du produit ?

La démarche proposée ici est progressive : les contraintes sont apportées les unes après les autres et la solution est à chaque étape ajustée. Les contraintes étudiées sont les suivantes :

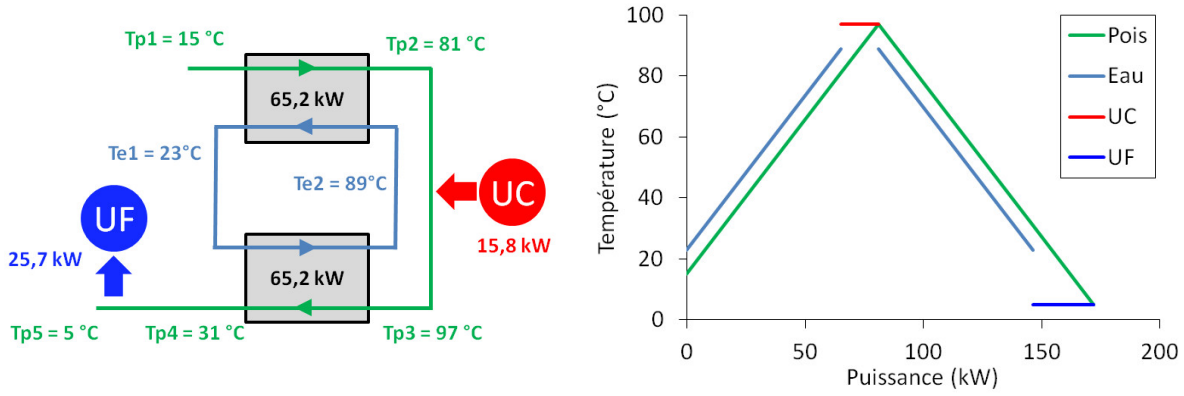
– l'échange légumes/légumes n'est pas réalisable ;
– il ne doit pas exister de boucle d'eau fermée pour éviter les contaminations ;
– le débit d'eau en contact avec les légumes est imposé ;
– toute la puissance cédée/reçue par les légumes doit être le fruit d'un échange avec l'eau.

1.5.2.2 Échange légumes/légumes interdit

Le procédé de blanchiment actuel utilise de l'eau pour chauffer et refroidir les légumes. La première solution apportée est de se servir d'un débit d'eau comme vecteur entre l'opération de chauffage et celle de refroidissement. L'échangeur légumes/légumes est donc conçu avec deux échangeurs légumes/eau. On suppose que le pincement de ces composants est de 8 K.

Le débit d'eau choisi est celui qui permet de conserver un rapport des $\dot{m}C$ égal à 1 entre l'eau et les légumes. Ce choix permet d'obtenir l'échangeur le plus efficace puisque pour un pincement donné la destruction d'exergie est minimale.

La solution ainsi proposée est représentée par le schéma 1.17a où les températures et les puissances mises en jeu sont explicitées. Les macarons "UC" et "UF" représentent respectivement les utilités chaude et froide à fournir. Comme attendu l'introduction du flux intermédiaire a créé un besoin de chauffage supplémentaire. L'utilité chaude est ainsi de 15,8 kW. Le besoin de refroidissement est réévalué à 25,7 kW.



(a) Schéma (b) Courbes des températures

FIGURE 1.17 – Schéma procédé 2 : présence d'une boucle d'eau permettant l'échange légumes/légumes

La figure 1.17b présente l'évolution de température que subit le légume depuis son entrée jusqu'à sa sortie du procédé. L'abscisse choisie est la valeur absolue de la puissance cumulée à tra-

vers les différents équipements. Cette représentation par un graphique ($T - \dot{Q}$) est construite dans le même esprit que celle classiquement utilisée dans les études des échangeurs de chaleur [29]. En suivant la courbe verte représentant la température du débit de légumes, on peut voir que ce débit de légumes rencontre successivement un échangeur légumes/eau (préchauffeur), l'utilité chaude, un second échangeur légumes/eau (refroidisseur) et l'utilité froide. La différence entre les valeurs des abscisses de part et d'autre de chaque composant permet de déterminer la valeur de la puissance transférée.

Conceptuellement, insérer un circuit d'eau en boucle fermée revient à réaliser un échangeur légumes/légumes avec un pincement global égal à deux fois le pincement d'un échangeur légumes/eau. Ici, la solution présentée est équivalente à celle d'un échangeur légumes/légumes de pincement de 16 K.

Notons qu'une partie de l'utilité froide est ici utilisée pour refroidir le débit de légumes dans un intervalle de température que l'analyse exergétique condamnerait. En effet, les légumes à 31 °C sortant du refroidisseur peuvent être amenés 15 °C par un transfert de chaleur spontané avec l'environnement (un débit d'eau à température ambiante supplémentaire). La solution suivante, faisant intervenir une contrainte supplémentaire, prendra en compte cette remarque.

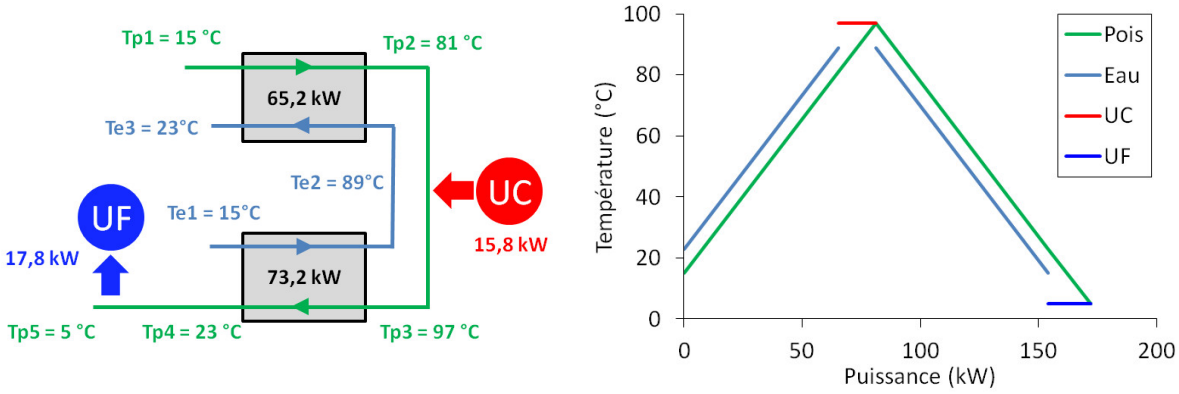
1.5.2.3 Le circuit d'eau doit être ouvert

Le blanchiment étant un procédé de transformation de produits alimentaires, il est soumis à des contraintes de qualité rigoureuses. La partie 1.2.2 a expliqué que le blanchiment à l'eau avait également pour objectif de nettoyer les légumes en transportant les impuretés. Un circuit d'eau fermé aurait pour conséquence de concentrer les impuretés. Ainsi, le produit dans le refroidisseur, c'est-à-dire prêt à sortir du procédé de blanchiment, serait mis en contact avec de l'eau impure, ce qui n'est pas acceptable. Cette considération impose deux nouvelles contraintes :

- l'eau doit être en boucle ouverte ;
- l'eau arrivant dans le refroidisseur doit être propre.

La solution est ainsi modifiée pour aboutir au schéma présenté figure 1.18a. On remarque que le besoin de chauffage est identique au cas précédent mais que le besoin de refroidissement est diminué. En effet, en fonctionnant en boucle ouverte les légumes sont refroidis "gratuitement" jusqu'à la température ambiante augmentée du pincement. Le besoin de refroidissement de cette solution est de 17,8 kW.

La circulation de l'eau à contre-courant du débit de légumes est avantageux pour la qualité des produits. En effet, au fur et à mesure de leur avancement dans le procédé les légumes rencontrent une



(a) Schéma (b) Courbes des températures

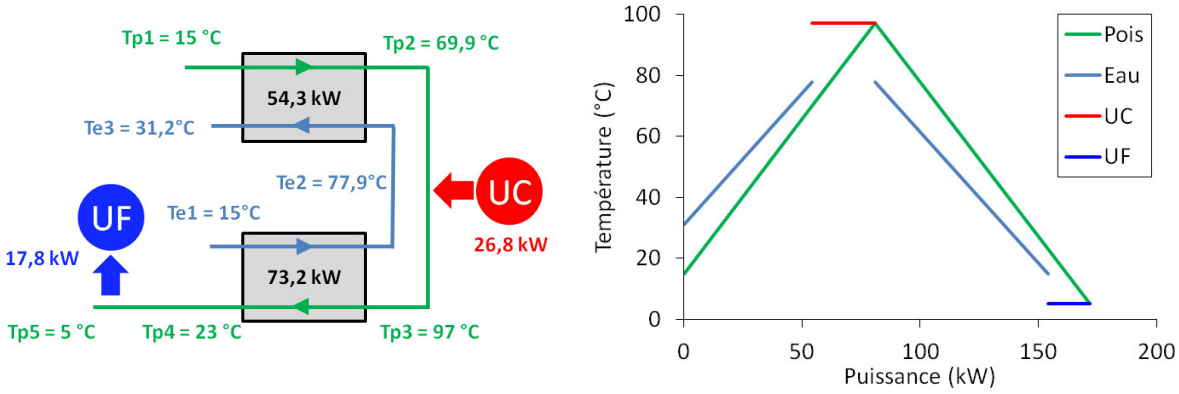
FIGURE 1.18 – Schéma procédé 3 : ouverture du circuit d'eau

eau de plus en plus en plus propre. L'analyse exergétique associe la quantité à la qualité de l'énergie mise en jeu. Dans le même esprit on pourrait se servir de la concentration en impuretés comme critère de qualité, et de la méthodologie de l'AEEP pour définir un schéma de procédé intégré en qualité.

1.5.2.4 Le débit d'eau est imposé

Le schéma précédent reposait sur un débit d'eau ajusté pour maximiser la récupération de chaleur par les échangeurs légumes/eau. Cependant pour des débits trop faibles l'eau n'a plus sa capacité à nettoyer les légumes. Une contrainte qualité est ainsi imposée : le débit massique d'eau ne doit pas être inférieur au débit massique de légumes (selon l'expérience du partenaire industriel).

Les résultats sont présentés figure 1.19. La puissance fournie à l'eau dans le refroidisseur est la même que dans le cas précédent, soit 73,2 kW, cependant comme le débit d'eau est plus grand la température de sortie de l'eau est seulement de 77,9 °C. Son exergie est diminuée et l'eau ne permet un chauffage des légumes que jusqu'à 69,9 °C. La puissance chaude à fournir est ainsi augmentée et vaut désormais 26,8 kW.



(a) Schéma (b) Courbes des températures

FIGURE 1.19 – Schéma procédé 4 : débit d'eau contraint

1.5.2.5 Toute puissance transférée au légume est réalisée par contact avec l'eau

Les solutions proposées dans les différents schémas prennent en compte une utilité chaude et une utilité froide à fournir au lit de légumes. Dans ce cas industriel, le légume doit obligatoirement échanger de la chaleur avec l'eau. Les solutions faisant intervenir un chauffage par micro-ondes, par vapeur d'eau ou par résistance ohmique sont exclus. Le schéma procédé est alors transformé, les utilités sont appliquées sur le débit d'eau et l'eau permet les chauffage et refroidissement résiduels du débit de légumes. Le pincement des échangeurs légumes/eau avait été fixé à 8 K. En introduisant cette nouvelle contrainte ce pincement ne peut être tenu.

En effet, pour le refroidissement on va considérer que l'eau ne peut être fournie à moins de 2 °C, en dessous les risques de gel dans les évaporateurs des groupes frigorifiques deviennent trop importants. Pour obtenir un légume en sortie à 5 °C le pincement du refroidisseur doit être de 3 K. La conséquence sera au niveau de la conception : l'échangeur devra être plus grand.

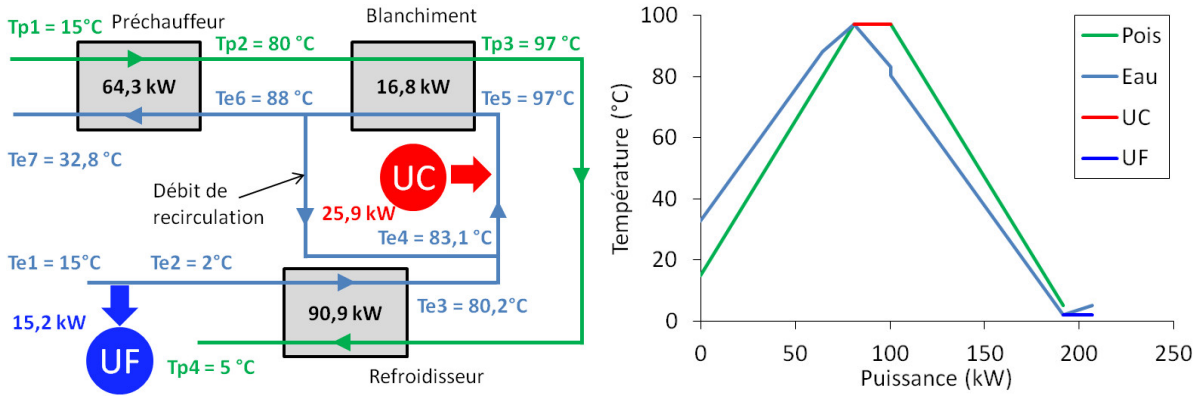
Pour le chauffage, la température de l'eau est fixée à la température de blanchiment, soit 97 °C. Le produit $\dot{m}C$ du débit d'eau étant supérieur à celui du débit de légumes, la température de 97 °C est théoriquement atteignable. Toutefois, avec un pincement nul la longueur de ce composant tendrait vers l'infini. Pour s'approcher de ce résultat on peut jouer sur deux paramètres : la longueur de l'échangeur et la valeur du débit d'eau entrant en contact avec les légumes. Cependant en augmentant le débit d'eau on dégraderait encore la récupération de chaleur. La solution retenue est d'augmenter localement le débit d'eau en créant une boucle à débit plus important. Cette boucle installée a plusieurs fonctions :

- réduction de la taille de l'échangeur ;
- apport d'un complément de chaleur ;
- meilleure homogénéité de la température si l'échangeur est à courants croisés ;

– création d'un degré de liberté permettant de découpler le préchauffage du blanchiment et de donner une certaine polyvalence à l'équipement.

Toutefois comme une boucle fermée n'est pas envisageable pour les raisons exprimées en partie 1.5.2.3, cette boucle est ouverte. L'option envisagée est de déconcentrer cette boucle d'eau en la mélangeant avec l'eau sortant du refroidisseur, figure 1.20a. Le débit de légumes traverse trois composants :

– un préchauffeur avec un débit égal au débit de légumes et un pincement de 8 K ;
– une zone de blanchiment avec un débit plus élevé et un pincement nul ;
– un refroidisseur avec un pincement de 3 K.



(a) Schéma (b) Courbes des températures

FIGURE 1.20 – Schéma procédé 5 : les utilités sont délivrées à l'eau

La boucle ouverte est créée avec un mélange du débit d'eau sortant du refroidisseur et du débit d'eau sortant du blancheur (segment vertical sur la courbe présentant le débit d'eau figure 1.20). Il existe désormais trois débits d'eau :

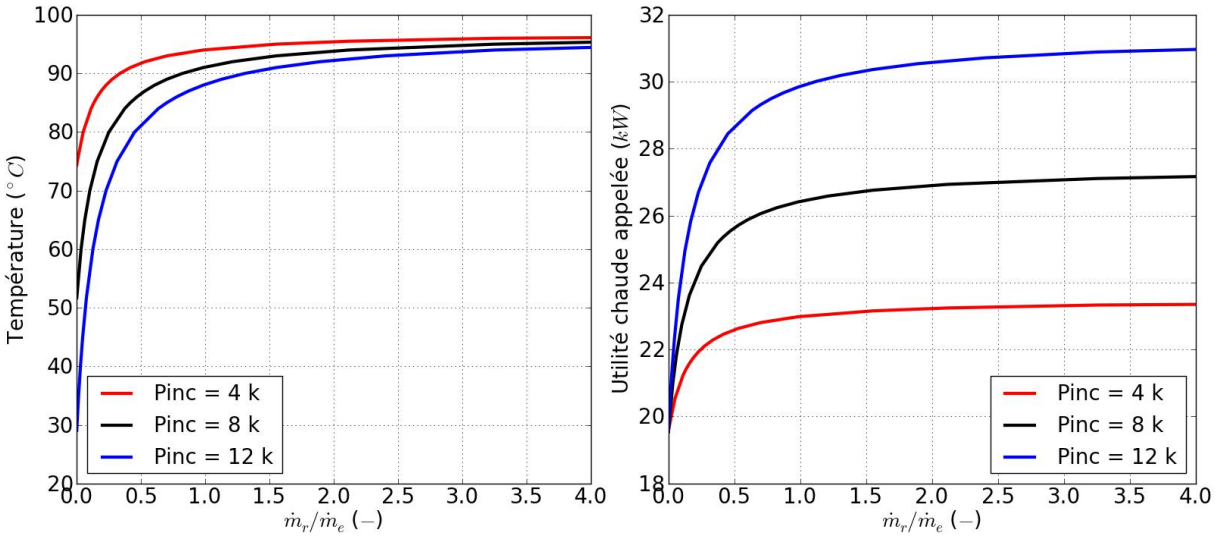
– le débit circulant dans le préchauffeur et refroidisseur appelé débit d'eau ou débit de déconcentration ;
– le débit d'eau quittant la zone de blanchiment pour venir se mélanger avec le débit de déconcentration. C'est le débit de recirculation ;
– le débit d'eau issu du mélange, recevant la puissance calorifique fournie par l'utilité chaude et entrant dans la zone de blanchiment. C'est le débit de blanchiment.

Sur le schéma la température de sortie de la zone de préchauffage a été choisie à 88 °C, induisant un débit d'eau dans la zone de blanchiment de 0,446 $kg.s^{-1}$.

Le débit de recirculation est un paramètre ajustable qui va jouer à la fois sur la taille de la zone de blanchiment et sur la température de l'eau à sa sortie, et donc de la température d'entrée du légume dans la zone de blanchiment, ce qui va faire varier le besoin d'utilité chaude.

Un étude de sensibilité au débit de recirculation est menée en considérant que le débit de blanchiment ne peut excéder 5 fois le débit d'eau de déconcentration. Lorsque ce rapport est nul, le débit de recirculation est nul, cela veut dire que le débit de blanchiment est égal au débit d'eau de déconcentration. Lorsque le rapport est égal à 1 alors le débit de recirculation est égal au débit de déconcentration et le débit dans le blancheur est le double de débit circulant dans le préchauffeur et dans le refroidisseur.

La figure 1.21a présente la variation de la température en sortie de la zone de blanchiment, en fonction du rapport du débit de recirculation sur le débit de déconcentration. Trois valeurs du pincement au niveau du préchauffage sont testées : 4, 8 et 12 K. Pour chaque simulation les pincements sont donc imposés et le débit d'eau de recirculation est changé. La figure 1.21b présente, pour les mêmes valeurs du pincement, la puissance à fournir à l'eau pour répondre aux besoins du procédé.



(a) Température de l'eau en sortie de zone de blanchiment

(b) Puissance calorifique appelée par le procédé

FIGURE 1.21 – Variations de la température en sortie de blanchiment et de la puissance calorifique appelée en fonction du pincement au préchauffeur et du débit de recirculation

Lorsque le débit dans la zone de blanchiment tend vers l'infini la puissance transmise par l'eau se fait avec un impact modéré sur la température. En conséquence, la température de l'eau à la sortie du blancheur (point Te6 sur le schéma 1.20a) tend vers 97 °C.

Lorsque le débit est égal à zéro alors il n'y a plus de différence entre la zone de blanchiment et le préchauffeur. Le débit d'eau dans la zone de blanchiment est égal au débit de déconcentration. Les deux composants sont en fait un seul échangeur à pincement nul. Les trois paramètres du pincement

n'ont plus aucune incidence sur la puissance à fournir, elle est égale à 19,6 kW. Ainsi, la température visible sur le graphique pour un débit nul correspond à la température qu'obtient le débit d'eau lorsque l'écart avec la température du débit de légumes devient égal au paramètre du pincement.

De façon pratique les trop faibles débits de recirculation n'ont pas vraiment de sens. En effet, ce schéma suppose qu'il y a deux échangeurs : un préchauffeur avec un pincement étudié comme paramètre et une zone de blanchiment avec un pincement nul. Nous avons argumenté qu'un pincement nul aurait pour conséquence une longueur infinie d'échangeur. Pour s'approcher d'un pincement nul et d'une taille d'échangeur réaliste le débit d'eau est augmenté. Considérer de faibles débits d'eau au niveau de la zone de blanchiment revient à contredire cet argumentaire. Pour les faibles débits les besoins en puissance sont diminués car une plus grande partie de la puissance peut être fournie par la zone de blanchiment qui a un pincement fixé à 0.

En revanche on s'aperçoit qu'après une certaine valeur du débit de recirculation, ce paramètre n'est plus sensible et la puissance à fournir n'est plus grandement impactée. Seul le pincement au préchauffeur influence le besoin en utilité chaude : plus le pincement du préchauffeur est réduit plus le procédé est efficace, et plus le besoin de chauffage est faible.

1.5.3 Choix des utilités

En vertu de la méthode de l'AEEP, la réflexion sur les utilités n'intervient qu'après avoir raisonné sur le procédé lui même. Le travail mené a abouti à la proposition d'un échangeur légumes/légumes par la circulation d'un débit d'eau à contre-courant en respectant un ensemble de contraintes liées à la qualité. Ainsi,un schéma de procédé énergétiquement efficace a été conçu avec :

- un besoin d'utilité froide à 2 °C égal à 15,2 kW ;
- un besoin d'utilité chaude à 97 °C, minimal de 19,6 kW et qui peut s'accroitre en fonction du pincement du préchauffeur et du débit de recirculation. Au regard des courbes présentées dans la partie précédente on peut supposer que le besoin de chauffage sera au-delà de 25 kW.

Aujourd'hui le procédé de blanchiment ne couple pas les besoins de refroidissement des produits et leur besoin de chauffage pour la récupération de chaleur. C'est également le cas pour les utilités où des groupes froids et des chaudières sont utilisés. Au regard des valeurs des besoins de puissances frigorifique et calorifique on constate qu'il y a une opportunité d'installer une PAC fournissant simultanément les utilités froide et chaude. Cet équipement serait donc une TFP.

La figure 1.22 reprend l'étude de sensibilité préalablement menée. L'efficacité cible de la TFP est exprimée en fonction du débit de recirculation pour les trois valeurs de pincement au préchauffeur étudiées. Comme le besoin de refroidissement est constant, les performances de la TFP sont directe-

ment indexées sur la valeur de la puissance calorifique à fournir. L'efficacité η_2 est définie par :

$$\eta_2 = \frac{\text{COP}_c}{\text{COP}_{\text{Carnot}}} \tag{1.25}$$

Le COP de Carnot est ici calculé à partir des températures cibles des sources, ainsi

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = 370,15/(97-2) = 3,9$$

La figure 1.22 montre que plus la récupération de chaleur est efficace, plus le besoin d'utilité chaude est faible, plus il est difficile d'intégrer une TFP permettant de fournir la puissance frigorifique et calorifique. En effet, lorsque l'efficacité cible est supérieure à l'unité alors CARNOT a démontré l'impossibilité de trouver un système thermodynamique remplissant les objectifs. D'autre part, comme première approche on peut considérer que les irréversibilités engendrées par la technologie ne permettent pas d'atteindre des efficacités comprises entre 0,65 et 1.

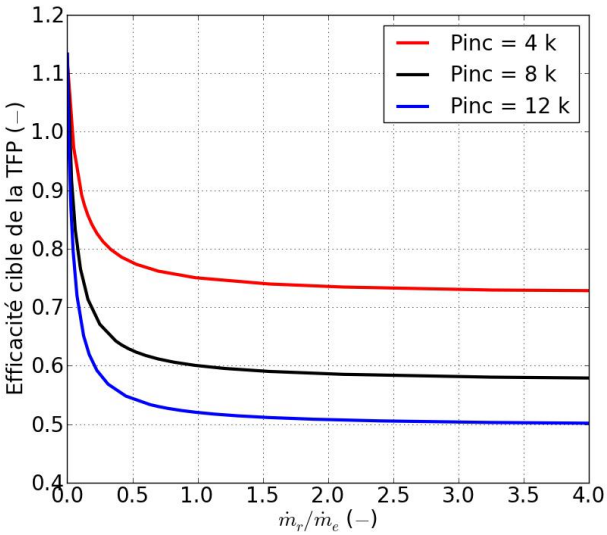


FIGURE 1.22 – Efficacité cible de la TFP à installer pour répondre aux besoins de puissance calorifique et frigorifique du procédé

Ainsi, pour des pincements au préchauffeur supérieurs à 8 K il est raisonnable de penser que l'intégration d'une TFP sera possible.

Les équipements actuels reposent sur l'utilisation d'un groupe froid et de vapeur fournie par une chaudière. Ce travail propose l'intégration d'une TFP. Il est intéressant de comparer les consommations d'exergies dans les deux cas. La figure 1.23 représente les exergies consommées des deux solutions avec comme hypothèse un pincement au préchauffeur de 8 K et un débit de recirculation égal à $0,6\dot{m}_e$, le besoin de puissance calorifique est donc de 25,9 kW et donc une efficacité η_2 de TFP de 0,617.

Le calcul de l'exergie de la solution groupe frigorifique et chaudière a été effectué à partir des hypothèses exprimées en partie 1.3.1.3 : le groupe frigorifique a un COP froid de 3,43 et l'exergie de l'utilité chaude est assimilée à l'énergie contenue dans le combustible. On considère que cette chaudière a un rendement énergétique de 1, ce qui est une hypothèse conservative.

L'exergie consommée de la TFP est équivalente à la puissance électrique absorbée. Ce travail est estimé par application du premier principe de la thermodynamique, en faisant la différence entre les puissances calorifique et frigorifique.

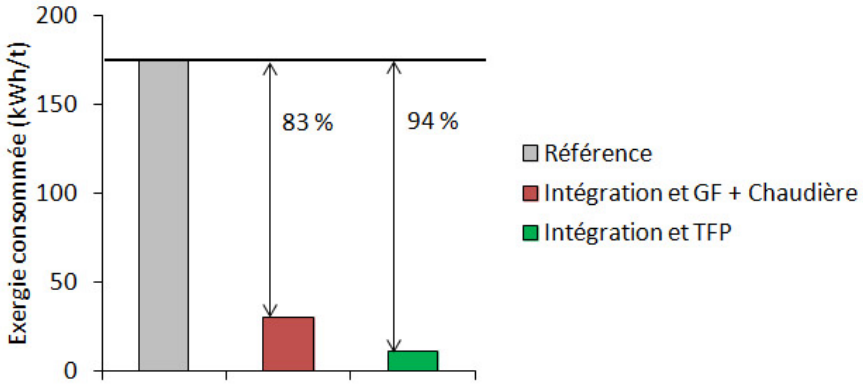


FIGURE 1.23 – Comparaison de l'exergie consommée entre le blancheur de référence et la solution intégrée avec deux choix d'utilités : actuelles (chaudière + groupe froid) et une TFP

Les résultats montrent le double gain exergétique réalisé grâce à la récupération de chaleur directe et par l'intégration d'une TFP. La modification du schéma de procédé entraine une économie d'exergie passant 175,2 kWh/t à 30,3 kWh/t. L'intégration d'une TFP réduit cette consommation à 10,8 kWh/t.

Avec ces hypothèses, le schéma de procédé ainsi retenu avec l'intégration de la TFP est présenté figure 1.24. On y voit l'intégration de la TFP dans le procédé pour le point de fonctionnement déjà étudié dans la figure 1.21.

Pour de meilleures performances du préchauffeur, et donc un besoin d'utilité chaude diminué, l'implémentation d'une TFP parait non réalisable. À l'inverse, notons que cette étude a pris comme hypothèse que le refroidissement des légumes est réalisé avec un pincement de 3 K. Si ce pincement n'était pas atteignable alors la récupération de chaleur serait moins efficace, les besoins d'utilité chaude s'en trouveraient augmentés.

Ainsi, les résultats de cette étude sont soumis aux hypothèses prises pour les pincements aux échangeurs et le débit de recirculation. Les étapes de conception des échangeurs légumes/eau permettront d'affiner ces hypothèses. Dans tous les cas, si l'intégration d'une TFP introduit un couplage entre les puissances de chauffage et de refroidissement délicat à gérer pour ce procédé où les points

de fonctionnement sont, à ce stade de la conception, encore incertains, cette solution est une opportunité de réduire la consommation d'exergie.

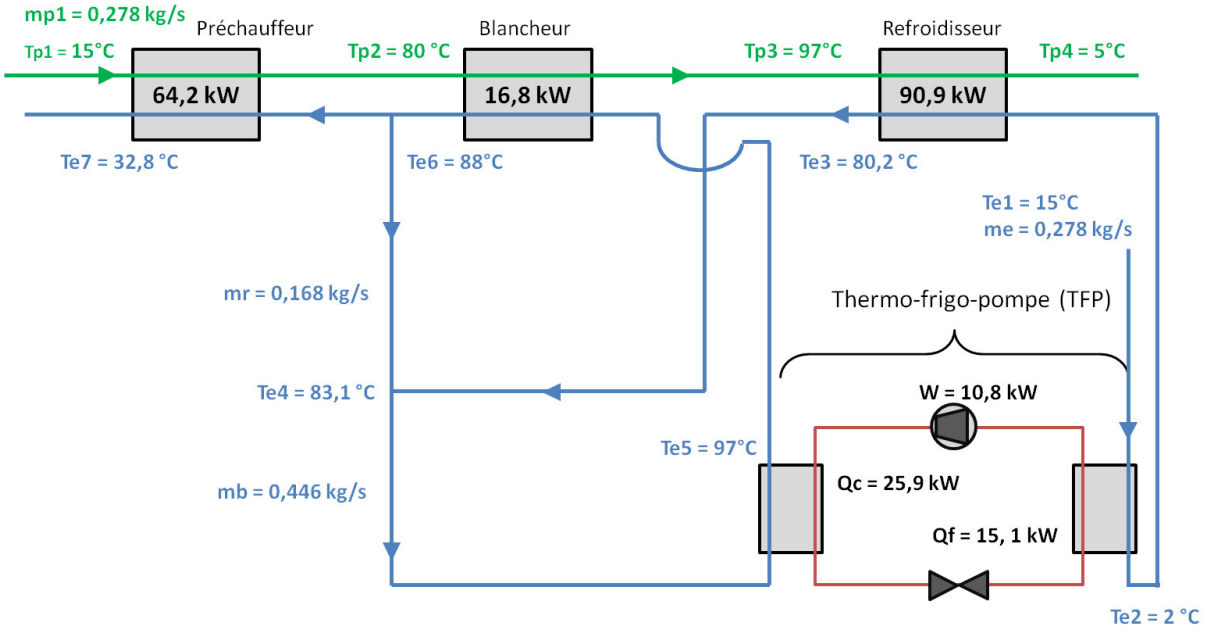


FIGURE 1.24 – Schéma de procédé retenu avec l'intégration de la TFP

1.6 Conclusion du chapitre

Ce premier chapitre a mis en avant les enjeux et contraintes du blanchiment des légumes. Une procédure de conception, reposant sur des outils et méthodes de l'analyse énergétique et exergétique des procédés a permis d'aboutir à un schéma de procédé de blancheur-refroidisseur intégré par une thermo-frigo-pompe.

L'essentiel de la diminution de la consommation énergétique vient des échangeurs de chaleur légumes/eau. Ainsi ces échangeurs solides/liquide deviennent la condition *sine qua non* du bon fonctionnement du procédé conçu. Or, l'analyse macroscopique faite jusqu'à présent ne permet pas de savoir si les caractéristiques physiques des échangeurs les rendent réalisables.

Comment peut-on modéliser un échangeur constitué d'un ensemble de légumes et d'un écoulement d'eau ? Comment peut se quantifier l'échange thermique entre ces deux flux ? Cet échange permettra-t-il, avec des temps de séjours et des dimensions d'équipement acceptables, de coïncider avec les échangeurs modélisés dans les schémas ? C'est à ces problématiques que les travaux présentés dans le chapitre suivant tentent de répondre.

Nous avons également vu, compte tenu des niveaux de température et des puissances à fournir, que l'intégration d'une TFP présentait un avantage exergétique par rapport à la solution traditionnelle d'une chaudière et d'un groupe froid.

Cependant, nous avons observé qu'en fonction du pincement atteignable dans les échangeurs légumes/eau et du choix du débit de la boucle de recirculation au niveau de la zone de blanchiment la puissance appelée par le procédé varie. Les besoins de puissance peuvent aussi évoluer en fonction du type de légumes traités, de leur température d'entrée dans l'équipement ou de leur débit massique.

Toutefois une TFP standard peut être inadaptée car les puissances au condenseur et à l'évaporateur sont liées par le COP de la machine. Pour pouvoir être intégré cet équipement doit gagner en flexibilité, ce point constitue le sujet du chapitre 3.

Chapitre 2

Représentation des échangeurs légumes/eau

2.1 Introduction

Le premier chapitre a abouti au schéma du procédé intégré incluant une thermo-frigo-pompe. L'essentiel de la récupération de chaleur est réalisé par des échangeurs légumes/eau à contre-courant servant au chauffage et au refroidissement des produits. La réussite de cette conception de procédé passe par le bon dimensionnement de ces échangeurs particuliers à contact-direct.

Ainsi, quelques interrogations sont soulevées : comment s'effectue le transfert de chaleur entre des légumes et de l'eau ? Les temps de passage des légumes dans ces équipements sont-ils en adéquation avec les contraintes de qualité du procédé de blanchiment ? Existe-il au sein des légumes et du lit de légumes des gradients de température ?

L'objectif de ce chapitre est de construire les modèles thermiques d'échangeurs légumes/eau permettant *in fine* le dimensionnement de ces équipements.

Pour comprendre les phénomènes physiques mis en jeu et les quantifier une étude de la littérature est entreprise. Les grandes catégories de modèles thermiques sont explicitées et serviront de base à la modélisation des échangeurs contre-courant. Ces modèles sont ensuite utilisés pour définir l'ordre de grandeur des temps de passage des légumes dans ces équipements et étudier la sensibilité aux paramètres thermiques. Ayant à disposition des moyens expérimentaux dans les laboratoires de BONDUELLE, des travaux seront engagés afin de confirmer les ordres de grandeur du coefficient d'échange thermique convectif entre les légumes et l'eau proposés par la littérature.

Les modèles ainsi construits permettront, dans le dernier chapitre de ce manuscrit, le dimensionnement du pilote industriel répondant aux objectifs de blanchiment et de refroidissement.

2.2 Les transferts thermiques légumes/eau

2.2.1 Comment modélise-t-on un légume ?

Dans le premier chapitre les légumes ont déjà été modélisés et représentés sous la forme d'un flux d'un échangeur de chaleur classique. Cette modélisation, quoique valable pour réaliser des bilans énergétiques, ne peut donner une idée sur les dimensions des échangeurs. Il faut pour cela détailler davantage le modèle et approcher le problème par une échelle plus restreinte.

Un légume est un solide appartenant au domaine du vivant, c'est un matériau poreux et composite, théâtre de plusieurs phénomènes physiques et biologiques. Cet élément complexe peut être défini, représenté, approché, de différentes manières suivant les phénomènes que l'on veut traiter. Par exemple, lors de problèmes de thermique de long terme, notamment pour la conservation des légumes frais on peut prendre en compte des phénomènes de respiration, générateurs de chaleur ou encore de transpiration causant une perte d'eau [30]. La figure 2.1 présente un panel d'échelles de modélisation pour des pommes, l'échelle la plus macroscopique peut correspondre aux modèles déjà construits dans le premier chapitre.

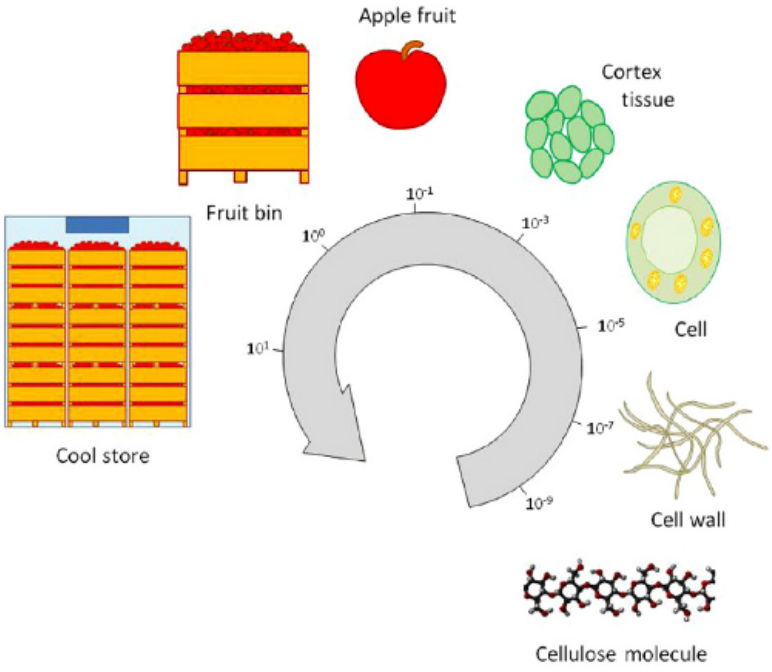


FIGURE 2.1 – Différentes échelles de modélisation pour représenter la perte d'eau des pommes [6]

Pour des problèmes de traitement thermique de quelques minutes les légumes sont souvent assimilés à un solide non poreux avec des propriétés thermiques connues. Par exemple, ARROQUI *et al.* [19] ont élaboré un modèle de blancheur où le transfert thermique dans le légume est représenté par l'équation de la chaleur. Le dimensionnement s'effectue grâce un critère biologique : la température et l'inactivation enzymatique sont liées par une loi d'Arrhénius.

Les échangeurs thermiques légumes/eau imaginés doivent traiter le légume en quelques minutes pour correspondre aux équipements actuels. Ainsi, dans notre cas, le légume sera vu comme un solide non poreux avec des propriétés thermiques connues.

Les légumes sont réduits à de simples objets thermiques, les aspects qualitatifs tels que la couleur ou les teneurs en nutriments et en microorganismes potentiellement pathogènes sont écartés. Toutefois, lors des essais effectués sur le pilote industriel (dernier chapitre) les légumes seront soumis à une batterie de tests permettant de valider leur bonne qualité.

2.2.2 Éléments de thermique

2.2.2.1 Équation de la chaleur

Lorsqu'un légume est plongé dans un écoulement d'eau on peut déterminer quelle sera sa température à chaque instant en résolvant l'équation de la chaleur, explicitée par J. FOURIER au début du XIX^{e} siècle. Sans terme source, et pour des propriétés physiques constantes, l'équation de la chaleur peut s'écrire de la façon suivante :

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \Delta T \tag{2.1}$$

Avec la condition initiale :

$$T|_{t=0} = T_0 \tag{2.2}$$

Pour résoudre le problème il est nécessaire de définir les conditions aux limites. Au centre du légume, on considère un extremum de température, ou encore une condition de flux nul, ce qui se traduit mathématiquement par une annulation du gradient de température, équation (2.3). À la paroi on définit une condition à coefficient d'échange thermique convectif h imposé, équation (2.4). Cette condition de bord, de NEWTON, est très utilisée en thermique et est une façon de combiner les conditions de température imposée (DIRICHLET) et de flux imposé (NEUMANN).

$$-\lambda \left.\overrightarrow{\nabla} T\right|_{centre} = 0 \tag{2.3}$$

$$-\lambda \left.\overrightarrow{\nabla} T\right|_{paroi} = h(T_{paroi} - T_{ext}) \tag{2.4}$$

2.2.2.2 Le nombre de Biot

Le nombre de Biot, équation (2.5), est un nombre adimensionnel défini comme le rapport entre la résistance thermique conductive et la résistance thermique convective. Il permet donc, à partir de la longueur caractéristique du produit L_{car}, de sa conductivité thermique λ_p et du coefficient d'échange thermique convectif h, de prévoir le comportement du produit étudié.

$$Bi = \frac{hL_{car}}{\lambda_p} \tag{2.5}$$

- Si $Bi > 10$ alors c'est la conduction thermique qui impose son régime, une augmentation du coefficient h n'aura que peu d'effet sur l'évolution en température du produit.
- Si $0,1 \leq Bi \leq 10$ alors conduction et convection externe jouent un rôle significatif dans l'évolution de la température du produit.
- Si $Bi < 0,1$ alors c'est la convection externe qui impose son régime, le produit peut être considéré isotherme. Le coefficient h devient donc un paramètre très sensible de l'équation de la chaleur.

Pour un pois de conductivité thermique $\lambda_p = 0,4\,\text{W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$ et d'un diamètre de 6,7 mm, le coefficient d'échange h pour lequel $Bi > 10$ est de $1200\,\text{W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$. La figure (2.2) permet de mettre en évidence l'influence du coefficient d'échange h sur l'évolution de température au cœur d'un pois. On remarque que pour un coefficient h de valeur assez élevée (i.e. théoriquement supérieur à $1200\,\text{W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$) la variation de ce coefficient influe peu sur le transfert thermique.

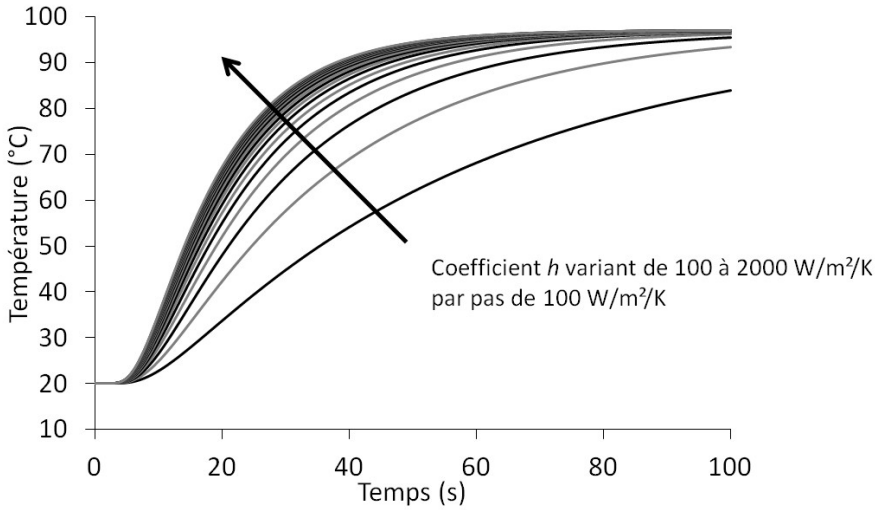


FIGURE 2.2 – Évolution de la température à cœur d'un pois pour plusieurs coefficients d'échange h

2.2.2.3 La solution de l'équation de la chaleur

• Cas isotherme

Lorsque le produit est isotherme, ou encore lorsque son nombre de Biot est inférieur à $0,1$, et est défini par une masse m et une surface d'échange avec le milieu extérieur S, l'équation de la chaleur peut se simplifier de la façon suivante :

$$mC\frac{\partial T}{\partial t} = -hS(T - T_{ext}) \tag{2.6}$$

La solution de cette équation est alors très simple :

$$\frac{mC}{S}\ln\left(\frac{T - T_{ext}}{T_0 - T_{ext}}\right) = -ht \tag{2.7}$$

Pour un pois, $Bi < 0,1$ signifie une valeur de h inférieure à $12\,\mathrm{W.m^{-2}.K^{-1}}$. Dans notre cas les légumes sont en contact avec de l'eau, les ordres de grandeurs du coefficient h d'un solide en contact avec de l'eau sont de 50-1000 $\mathrm{W.m^{-2}.K^{-1}}$ pour de la convection naturelle et de plusieurs milliers pour de la convection forcée [31]. Ainsi, bien qu'un pois soit un élément assez petit, son comportement thermique ne peut être réduit à celui d'une sphère homogène en température.

• Cas non isotherme

Solutions analytiques Lorsque le solide étudié n'est pas isotherme, on trouve dans la littérature des solutions analytiques de l'équation (2.1), pour des géométries simples où le problème est réduit à une dimension dans l'espace x : sphère, cylindre infini, plaque infinie. La solution générale s'écrit alors :

$$\frac{T(x,t) - T_{ext}}{T_0 - T_{ext}} = \sum_{n=1}^{\infty}\left[C_i(x)\exp\left(-\mu_n^2\frac{\alpha t}{L_{car}^2}\right)\right] \tag{2.8}$$

On reconnait le nombre adimensionnel de Fourier faisant intervenir la diffusivité thermique α, le temps auquel ce nombre est calculé t et la longueur caractéristique de la géométrie étudiée L_{car}.

$$Fo = \frac{\alpha t}{L_{car}^2} \tag{2.9}$$

Pour la sphère, μ est la racine de l'équation (2.10), et les coefficients C sont donnés par l'équation (2.11) :

$$\text{Bi} = 1 - \frac{\mu_n}{\tan(\mu_n)} \tag{2.10}$$

$$C_n(x) = \frac{2(\sin(\mu_n) - \mu_n \cos(\mu_n))}{\mu_n - \sin(\mu_n)\cos(\mu_n)} \frac{\sin(\mu_n \frac{x}{L_{car}})}{\mu_n \frac{x}{L_{car}}} \tag{2.11}$$

Ce sont ces solutions analytiques qui sont utilisées par F. ERDOĞDU dans ses travaux [32, 33]. La méthode qu'il utilise permet de déterminer simultanément le coefficient d'échange thermique convectif et la diffusivité thermique. En effet, au bout d'un certain temps, lorsque le nombre de Fourier devient supérieur à 0,2 on constate que le rapport $\ln\left(\frac{T-T_{ext}}{T_0-T_{ext}}\right)$ devient une fonction affine de temps telle que :

$$\ln\left(\frac{T - T_{ext}}{T_0 - T_{ext}}\right) = \ln(C_1(x)) - \left(\mu_1^2 \frac{\alpha}{L_{car}^2}\right) t \tag{2.12}$$

Pour des géométries simples (plan infini, cylindre infini, sphère), les valeurs de μ_1 sont connues. Il est alors possible d'identifier les paramètres de la fonction affine (2.12) caractérisant ainsi la cinétique de montée en température de l'objet étudié.

Représentation numérique Enfin l'équation de la chaleur peut toujours être traitée numériquement. Il s'agit alors de discrétiser les équations physiques en espace et en temps selon des schémas numériques et des schémas d'intégration temporelle.

2.2.3 Coefficient d'échange

On peut quantifier un échange thermique convectif par la valeur du coefficient h [W.m^{-2}.K^{-1}]. Ce terme permet de donner une image de tous les phénomènes physiques liés à la convection externe indépendamment de la surface d'échange et de l'écart de température entre la paroi et un point de l'écoulement suffisamment éloigné.

En pratique, lors de l'établissement de modèles représentant des transferts thermiques entre des légumes et de l'eau et plus généralement un ensemble de solides en contact avec un fluide, le coefficient h est souvent choisi comme un paramètre ou alors il est issu d'une représentation de l'écoulement et des géométries. Dans ce dernier cas, ce sont des corrélations qui le représentent. Ainsi de nombreux travaux de la littérature se penchent sur la détermination expérimentale du coefficient d'échange thermique convectif entre des solides et des liquides.

2.2.3.1 Paramètres influençant le coefficient d'échange thermique

Dans un premier temps, on peut extraire un ensemble de résultats qualitatifs qui permettent de cerner le problème et de comprendre quels seront les paramètres influençant la valeur du coefficient d'échange convectif. Ces résultats sont essentiellement issus de travaux effectués dans le domaine de l'agroalimentaire : la dimension du problème et l'ordre de grandeur des conditions d'essais peuvent être comparables au blanchiment.

Notons que les domaines de validité des corrélations, qui sont la traduction mathématique de ces résultats, sont énoncés dans la table 2.2.

• La géométrie du légume

Deux aspects de la géométrie peuvent avoir un effet sur le coefficient d'échange : la taille et la forme. Toutes les études font apparaitre le même résultat : le coefficient d'échange augmente avec la taille des particules.

Concernant la forme, les résultats sont plus partagés. En particulier, l'effet de la forme peut être amoindri par le juste choix de la longueur caractéristique de l'objet étudié. Ainsi, AHMAD *et al.* ont montré que les coefficients d'échange peuvent être du même ordre de grandeur pour une sphère, un cylindre ou un cube présentant une même longueur caractéristique [34].

• Les caractéristiques du fluide

Le coefficient d'échange thermique convectif h dépend également des caractéristiques physiques du fluide. Un regard particulier est porté sur l'effet de la viscosité. L'industrie agro-alimentaire travaille souvent avec des fluides de viscosité différentes : eau, aliments en jus. Un résultat est dégagé : le coefficient h augmente quand la viscosité du fluide diminue [34–36].

• La dynamique de l'écoulement

C'est le paramètre qui fait le plus consensus dans la littérature. Quel que soit le type de particules étudiées ou la configuration de l'écoulement, on observe que la vitesse de l'écoulement impacte le coefficient d'échange. Ce phénomène est visible dans la littérature où toutes les expressions du nombre de Nusselt sont des fonctions croissantes du nombre de Renoylds. On remarque que ce résultat corrobore l'effet de la viscosité du fluide, puisqu'une diminution de la viscosité du fluide a pour conséquence d'augmenter la valeur du Reynolds.

• La concentration des particules et leur agencement

Certains auteurs, comme BAPTISTA *et al.*, ont observé une augmentation de h avec l'augmentation de la densité en particules [35]. Les travaux de MANKAD *et al.* [37], corroborent ces résultats, le nombre de Nusselt varie à l'inverse de la porosité et donc dans le même sens que la fraction de solide.

L'explication physique donnée est que la présence de particules va avoir tendance à déformer les lignes de flux du fluide. Ainsi, comme de petites tuyères, les rétrécissements locaux de section vont entraîner une accélération locale du fluide et une augmentation du coefficient d'échange thermique convectif.

Cependant la littérature témoigne aussi de résultats contraires. Ainsi, on trouve dans certains travaux que lorsque la fraction du volume des solides sur le volume total augmente 0,09 à 0,19 dans un tube, alors le coefficient d'échange thermique diminue de 57 % à 66 %, suivant la valeur du débit d'eau choisie [38].

La concentration en particules peut avoir une influence sur le choix de modèles à utiliser : lits fluidisés, lits lâches, lits tassés, milieux poreux. La concentration en particules est un point qui est finalement aujourd'hui très peu compris [39]. Existerait-il un optimum réconciliant ainsi les résultats contradictoires évoqués ou sont ils dus à des configurations expérimentales différentes ?

• Le rapport entre la longueur caractéristique d'un légume et la longueur caractéristique de l'organe où évoluent les légumes

Ce paramètre n'est également pas pris en compte par tous les auteurs. Néanmoins quand il est utilisé, il a été montré [34, 40] que lorsque ce rapport augmente alors le nombre de Nusselt augmente. Ce résultat est cohérent avec les résultats trouvés sur l'effet de l'augmentation de la taille de la particule.

2.2.3.2 Corrélations

Lors de l'établissement de modèles thermiques entre des solides et des fluides le coefficient d'échange peut être calculé grâce à des corrélations dont les coefficients sont déterminés expérimentalement. Une partie des facteurs influençant la valeur du coefficient h exprimés dans la partie précédente trouvent écho dans ces corrélations.

Ces relations utilisent les nombres sans dimension classiques du transfert de chaleur : Nu, Re, Pr. Deux grandes configurations sont étudiées dans la littérature pour établir ces corrélations :

– écoulement de particules et d'un liquide dans la même direction, les particules sont transportées par le fluide ;
– les particules sont à l'arrêt et rencontrent un fluide circulant.

On remarque que la notion de contre-courant est peu présente dans la littérature. En règle générale les corrélations sont sous la forme présentée dans l'équation (2.13). d_p et d_t sont respectivement les diamètres du tube et de la particule (légume), ces grandeurs sont représentées dans la figure 2.3.

$$Nu = a + bRe^c Pr^d \frac{d_p}{d_t}^e \tag{2.13}$$

Une attention particulière doit être portée au nombre de Reynolds utilisé. En effet, lorsque l'on étudie les différentes corrélations présentes dans la littérature [39,41], on s'aperçoit que leur domaine de validité peut être très varié. En dehors des différentes conditions d'études qui entrainent donc un domaine de validité différent, il existe aussi une différence dans la définition même du Reynolds, comme le montrent les équations (2.14) à (2.17). Les différentes grandeurs sont exprimées dans le schéma 2.3. On peut considérer des Reynolds avec des grandeurs se rapportant au :

– tube dans lequel les solides sont

$$Re = \frac{\rho_f v_f d_t}{\mu} \tag{2.14}$$

– solide

$$Re_p = \frac{\rho_f v_f d_p}{\mu} \tag{2.15}$$

– glissement fluide/solides

$$Re_{slip} = \frac{\rho_f v_{slip} d_p}{\mu} \tag{2.16}$$

– mouvement de rotation

$$Re_{rot} = \frac{\rho_f \omega R_p^2}{\mu} \tag{2.17}$$

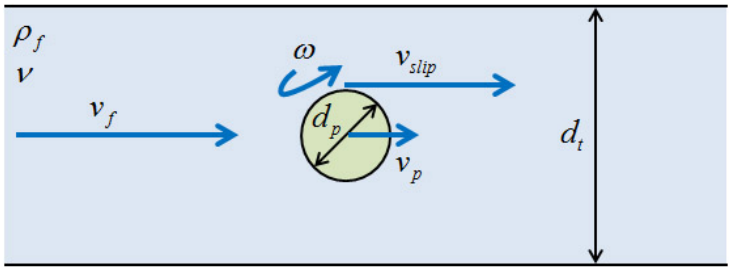


FIGURE 2.3 – Grandeurs pour le calcul des Reynolds

Les corrélations ne sont pas toutes décrites dans le présent rapport, en revanche certains travaux transversaux [39,41] élaborent des tables avec un panel assez complet de la littérature. La table 2.2 ex-

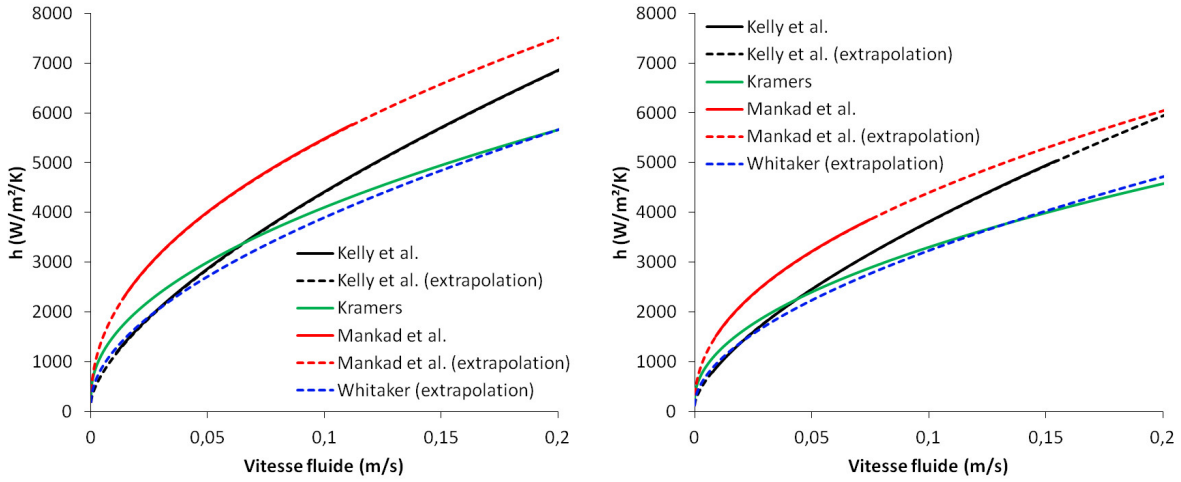
pose des corrélations pour des particules sphériques construites avec des expérimentations utilisant de l'eau.

Auteurs	Diamètre [mm]	Reynolds	Corrélation ($Nu = \frac{hd_p}{\lambda_f}$)
GADONNA *et al.* [42]	9,1-24	Re 1400-2300	$Nu = 2 + 4,98Re^{0,234}\left(\frac{d_p}{d_t}\right)^{1,441}$ (2.18)
GADONNA *et al.* [42]	9,1-24	Re 2300-5000	$Nu = 2 + 19,31Re^{0,279}\left(\frac{d_p}{d_t}\right)^{2,217}$ (2.19)
KELLY *et al.* [43]	-	Re_p 239-5012	$Nu = 2 + 0,206Re_p^{0,66}Pr^{0,39}$ (2.20)
KRAMERS [44]	-	Re_p <100 000	$Nu = 2 + 1,3Pr^{0,15} + 0,66Pr^{0,3}Re_p^{0,5}$ (2.21)
LJACHOWSKI [45]	-	Re 3500-15 000	$Nu = 0,085Re^{0,78}$ (2.22)
MANKAD *et al.* [37]	15	Re_p 292 - 2433	$Nu = 2 + 1,41Re_p^{0,47}$ (2.23)
SASTRY *et al.* [46]	13,3-23,9	Re 3600-27 300	$Nu = 26,81 + 0,00455Re\left(\frac{d_p}{d_t}\right)$ (2.24)
WHITAKER [47]	-	Re_p 35 000-76 000	$Nu = 2 + \left(0,4Re_p^{1/2} + 0,06Re_p^{2/3}\right)Pr^{0,4}\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,25}$ (2.25)

TABLE 2.2 – Corrélations pour des sphères

Dans la technologie qui sera utilisée les légumes seront transportés à contre-courant ou à courant-croisé du débit d'eau, et ne seront pas emportés par ce débit. Les corrélations de KELLY *et al.* [43], KRAMERS [44], MANKAD *et al.* [37], WHITAKER [47], faisant intervenir la vitesse du fluide pour un lit de sphères statiques sont plus adaptées. La figure 2.4 présente les valeurs du coefficient d'échange thermique convectif h en fonction de la vitesse du fluide. Les deux figures représentent respectivement un pois de diamètre 6,7 mm et un haricot rouge de diamètre 10 mm. Les paramètres thermo-physiques de l'eau dans le calcul du Reynolds sont ceux de l'eau à 95 °C. Les courbes en pointillées représentent l'extrapolation des corrélations en dehors de la plage de Reynolds à laquelle elles ont été établies. Dans ces corrélations le Reynolds est calculé avec la vitesse du fluide et le diamètre équivalent du légume.

On remarque qu'il existe une différence entre les valeurs de h estimées, notamment pour la corrélation de MANKAD *et al.* [37]. Un résultat important est que le coefficient h atteint rapidement des valeurs significatives.



(a) d_p =6,7 mm (b) d_p =10 mm

FIGURE 2.4 – Ordres de grandeur du coefficient h obtenu par corrélation

2.2.3.3 Techniques expérimentales usuelles

On trouve dans la littérature deux grandes stratégies pour déterminer expérimentalement le coefficient d'échange thermique convectif h. Elles sont fondées sur la connaissance :

- de la température du légume à chaque instant ;
- de la connaissance de l'écoulement.

• Historique temps-température

Le principe est de relever expérimentalement l'évolution de la température du légume. Connaissant la température du légume en chaque instant il est possible de déterminer le coefficient d'échange thermique par résolution inverse de l'équation de la chaleur sans terme source (2.1) dans le légume ou en faisant de l'estimation de paramètre. La température peut être mesurée par plusieurs techniques :

Insertion de thermocouples dans les particules

C'est la méthode la plus couramment utilisée. Le principe est d'insérer des thermocouples dans les particules où la mesure de la température est nécessaire. Une distinction est faite entre les thermocouples fixes et mobiles.

Dans le premier cas la particule est immobile dans l'écoulement et un thermocouple peut y être inséré sans grande difficulté. Cette méthode présente l'avantage de la simplicité et la relative rapidité de mise en œuvre. Néanmoins elle présente un inconvénient majeur : elle est intrusive.

Dans le cas où la particule est en mouvement, le thermocouple mobile peut influer sur le parcours de la particule et donc sur le coefficient d'échange. Le thermocouple va notamment priver la particule de sa liberté de mouvement en rotation, or ce mouvement de rotation augmente significativement la valeur du coefficient h [40]. Ainsi, il est montré que cette technique, comparativement aux autres explicitées ci-dessous, conduit à sous estimer le coefficient h [48].

En pratique, les particules instrumentées sont souvent des solides ayant une forte conductivité thermique. Ce choix permet de travailler avec l'équation de la chaleur d'un produit isotherme (2.7), la détermination du coefficient h est ainsi facilitée.

Utilisation d'un film de cristaux liquides sur la surface des particules

Cette méthode est également très utilisée [34, 35, 38, 40, 48]. Il s'agit de recouvrir des particules avec une substance contenant des cristaux liquides thermosensibles. Ces cristaux liquides voyant leur couleur se modifier en fonction de leur température, il est possible de remonter à cette dernière. En pratique les particules recouvertes sont filmées et s'en suit un travail de post-traitement.

L'avantage de cette technique est qu'elle donne des informations sur la température de paroi, on peut alors facilement observer des gradients de température sur la paroi ou à l'échelle de l'ensemble des particules. En outre cette méthode est non intrusive.

L'inconvénient majeur de cette technique est sa difficulté de mise en œuvre. Puisqu'il est nécessaire d'avoir des parois transparentes et de prendre garde à des phénomènes de réfractions pouvant perturber la mesure. Enfin le post-traitement est une étape conséquente de cette technique.

Incorporation d'un capteur thermosensible dans l'écoulement

Une autre technique possible est d'utiliser un capteur envoyant un signal magnétique [49]. Ce capteur pouvant prendre la forme d'une gellule, est transporté par l'écoulement et émet un signal électromagnétique particulier en fonction de son niveau de température. Ainsi, grâce à un système d'acquisition extérieur adéquat, il est possible de connaitre la température de la "gellule" en chaque instant. L'hypothèse est faite que le coefficient h du capteur est identique à celui des particules.

• Connaissance de l'écoulement

Les trois techniques précédentes reposent sur la même idée, celle de la connaissance des températures. Une autre approche consiste à pouvoir caractériser correctement l'écoulement et d'utiliser des corrélations présentes dans la littérature comme présentée en partie 2.2.3.2. Il s'agit notamment de déterminer expérimentalement la vitesse du fluide. Pour certaines corrélations faisant intervenir

la vitesse relative entre le fluide et les particules une mesure de vélocimétrie par image de particule peut être utilisée [48, 50].

Le principe est d'injecter dans le fluide de très petites particules qui vont servir de traceurs. Une caméra permet ensuite d'enregistrer une vidéo de l'écoulement, un post-traitement permet ensuite de déterminer le champ de vitesse du fluide à chaque instant.

2.2.3.4 Estimation de paramètres par méthode inverse

L'estimation de paramètres par méthode inverse est un processus couramment utilisé. Dans le but de déterminer le coefficient d'échange thermique, cette méthodologie est utilisée à un niveau assez élémentaire. Elle consiste à faire correspondre les températures mesurées expérimentalement aux températures calculées par le modèle théorique. Des paramètres d'optimisation et une fonction objectif sont construits, un algorithme va ensuite faire varier ces paramètres de telle sorte que la fonction objectif soit minimale.

Pour déterminer le coefficient h cette fonction objectif doit représenter l'écart e_i entre les températures mesurées et calculées, ainsi plusieurs fonctions peuvent correspondre [51, 52]. L'essentiel est de normer l'écart de telle sorte qu'un écart négatif et positif ne s'annulent pas.

$$||e_1|| = \sum |T_{\text{mesure}} - T_{\text{calcul}}| \tag{2.26}$$

$$||e_2|| = \left(\sum (T_{\text{mesure}} - T_{\text{calcul}})^2\right)^{1/2} \tag{2.27}$$

$$||e_3|| = max(|T_{\text{mesure}} - T_{\text{calcul}}|) \tag{2.28}$$

2.2.4 Modélisation d'échangeurs avec des légumes

La partie précédente a mis l'accent sur le transfert thermique pour un légume où le coefficient d'échange thermique convectif est au cœur de nombreux travaux. Cependant l'équation de la chaleur appliquée à un légume ne suffit pas à caractériser la thermique d'un échangeur légumes/eau. En effet, le légume étant au sein d'un volume accompagné d'autres légumes on peut définir une géométrie plus grande où le champ de température de l'eau doit être déterminé.

Pour le blanchiment de légumes on peut restreindre l'étude à des problématiques d'écoulement et de transfert de chaleur. Plusieurs auteurs ont travaillé sur des modèles adaptables, on y décèle quatre grandes façons de modéliser :

2.2.4.1 Modèles très globaux

Les premiers modèles utilisés pour dimensionner les échangeurs ne prenaient en compte que la température du légume. Le profil de température du fluide était choisi en fonction de l'équipement. En pratique le champ de température de l'eau était considéré comme uniforme ou alors présentant un profil linéaire dans la direction de l'écoulement.

Suivant ce profil dans l'équipement, l'équation de la chaleur était résolue afin de déterminer le champ de température dans le légume en fonction de sa position dans l'échangeur.

Par exemple ARROQUI *et al.* [4] ont optimisé un blancheur refroidisseur intégré énergétiquement en estimant la température de l'eau par des données expérimentales et des bilans d'énergie effectués *a priori*. Ainsi le champ de température de l'eau dans l'ensemble de l'équipement est un paramètre d'entrée du modèle.

2.2.4.2 Milieux poreux

Dans la configuration aspersion, lorsque les légumes sont entassés et forment un lit fixe, il peut être pertinent de définir l'ensemble des légumes comme un milieu poreux. Un milieu poreux est généralement défini par une matrice solide monobloc ou composée de plusieurs solides ne présentant pas ou peu de mouvements relatifs. Pour un lit de particules solides, le milieux poreux est d'autant mieux défini que le rapport des longueurs caractéristiques $L_{car_{\text{particule}}}/L_{car_{\text{matrice}}}$ est petit. Deux grandeurs apparaissent indispensables à la description d'un milieu poreux :

- la porosité ϵ définie comme le volume de vide sur le volume total ;
- la perméabilité K, grandeur intervenant dans l'équation de Darcy et ses dérivées, exprimée en m^2, et permettant de caractériser l'aptitude d'un milieu poreux à laisser passer un fluide.

Dans un milieu poreux le nombre de Reynolds, avec un débit global $\dot{q}$, peut être défini de la façon suivante :

$$Re_{poreux} = \frac{\rho v' L_{car_{\text{particule}}}}{\mu} \quad \text{avec} \quad v' = \frac{\dot{q}}{\epsilon} \tag{2.29}$$

Comportement de l'écoulement

Les modèles de milieux poreux sont d'abord nés du point de vue hydrodynamique. C'est H. DARCY [53] qui, à partir de travaux expérimentaux réalisés sur des lits de sable, a remarqué la proportionnalité entre la différence de pression de part et d'autre du milieu, et la vitesse d'écoulement du fluide à

l'intérieur du milieu. Dans un problème 1D, cette constatation se traduit par l'équation suivante :

$$v = -\frac{K}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x} \tag{2.30}$$

Dans l'équation (2.30), μ représente la viscosité dynamique du fluide tandis que K est la perméabilité du milieux poreux. Pour un milieu constitué de particules sphériques, ce paramètre K, peut être modélisé par la relation de Carman-Kozeny.

$$K = \frac{d_p^2 \epsilon^3}{180(1-\epsilon)^2} \tag{2.31}$$

Pour des Reynolds plus élevés, les travaux de DUPUIT et FORCHHEIMER montrent qu'il convient d'ajouter un terme à l'équation (2.30), représentant une relation non-linéaire entre la différence de pression et la vitesse du fluide.

$$-\vec{\nabla} p = \frac{\mu}{K}\vec{v} + \frac{\rho C}{\sqrt{K}}|\vec{v}|\vec{v} \tag{2.32}$$

C'est cette équation (2.32) qui est couramment utilisée lorsque des produits alimentaires sont assimilés à un milieu poreux [54].

Transferts de chaleur

L'équation de la chaleur, sans terme source, dans un milieu poreux [55] peut s'exprimer pour le fluide f par l'équation (2.33) et pour le milieu solide sol par l'équation (2.34). a, la surface spécifique, représente une surface d'échange par unité de volume et est donc exprimée en m^{-1}.

$$\epsilon \rho_f C_{p_f} \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f C_{p_f} \mathbf{v}.\nabla T_f = \epsilon \nabla.(\lambda_f \nabla T_f) + ah(T_{sol} - T_f) \tag{2.33}$$

$$(1-\epsilon)\rho_{sol} C_{sol} \frac{\partial T_{sol}}{\partial t} = (1-\epsilon)\nabla.(\lambda_{sol} \nabla T_{sol}) + ah(T_f - T_{sol}) \tag{2.34}$$

2.2.4.3 Modèles CFD

Certaines stratégies de modélisation consistent à utiliser des outils de CFD. L'idée est de représenter les domaines fluide et solide par un maillage et d'appliquer les équations de Navier-Stokes. Des modèles de turbulence y sont généralement inclus.

Dans l'industrie agroalimentaire, cette stratégie est plutôt utilisée pour des solides de dimensions relativement grandes et pour des flux d'air. L'avantage de cette modélisation est qu'elle n'utilise pas de corrélations et que les phénomènes de couplage sont souvent bien pris en compte.

L'inconvénient est que, du fait du grand nombres de mailles, la résolution peut nécessiter une puissance de calcul trop grande pour être réalisée dans des temps raisonnables. Par exemple, LAGUERRE *et al.* [56] ont comparé les résultats obtenus par un code FLUENT pour un écoulement d'air au milieu d'un lit de sphères aux résultats donnés par un modèle se rapprochant des modèles exprimés en partie 2.2.4.4. Leurs conclusions permettent de relativiser l'apport de précision de la CFD par rapport aux ressources nécessaires. Pour dimensionner des équipements cette façon de modéliser ne semble pas la plus adéquate.

2.2.4.4 Modèles mixtes

Certains auteurs [57] utilisent un modèle de milieu poreux pour décrire le mouvement du fluide, le transfert de chaleur est alors représenté par l'équation de la chaleur. C'est un modèle qu'on peut qualifier de "mixte".

Les équations (2.35) et (2.36) sont un exemple de cette modélisation pour un lit de sphères. Pour l'équation (2.35), le terme de droite fait apparaitre la conduction dans le sens de l'écoulement, l'advection et l'échange de chaleur avec les solides. L'équation de la chaleur, (2.36) dans le produit est ramenée à un problème monodimensionel.

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = \alpha_f \frac{\partial T_f}{\partial x^2} - \nu_f \frac{\partial T_f}{\partial x} - \frac{h_{fp} a_s}{\epsilon C_f \rho_f} \left(T_f - T_s|_{r_p = R_t} \right) \tag{2.35}$$

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = \frac{\alpha_s}{R_p^2} \frac{\partial}{\partial r_p} \left(r_p^2 \frac{\partial T_p}{\partial r_p} \right) \tag{2.36}$$

Ce type de modèle est souvent utilisé pour répondre à des objectifs de dimensionnent d'équipement [39]. Les paramètres sont généralement choisis *a priori* les propriétés thermophysiques des milieux et le coefficient d'échange thermique convectif. Ce dernier peut éventuellement être le résultat d'une corrélation incorporée dans le modèle, comme nous l'avons vu en partie 2.2.3.2.

Les modèles que nous devons construire doivent avoir à la fois une simplicité de calcul et une possibilité de faire sortir des paramètres de dimensionnement comme la longueur de l'équipement ou le temps de séjour des légumes. Ainsi, c'est ce type de modèle qui sera construit. La partie suivante décrit les modèles utilisés.

2.3 Modélisation des échangeurs

Le langage de modélisation utilisé pour décrire les modèles est MODELICA, qui peut en pratique être résolu sous OPENMODELICA ou DYMOLA. Ce langage de modélisation dit de "haut niveau", orienté objet et possède deux grandes particularités. Lorsqu'on définit des modèles d'éléments physiques on peut utiliser la classe *model* où le traitement des équations n'est ni algorithmique ni causal.

L'autre grande particularité du langage MODELICA est l'auto-gestion de l'intégration temporelle : la méthode de résolution (Euler, Runge Kutta *etc.*) est une option à cocher et le schéma de discrétisation temporel et son paramétrage sont réalisés automatiquement. Pour le physicien cette caractéristique est un atout car son attention est portée sur les équations physiques du phénomène à modéliser. Le numéricien, quant-à-lui, verra dans ce processus une perte d'information puisque le schéma d'intégration temporel peut être générateur d'erreurs et d'instabilités [58].

En pratique il existe des fonctions bien utiles à la gestion du temps notamment le mot clef "der" permet d'obtenir la dérivée temporelle. Ainsi, dans les équations la dérivée partielle temporelle est exprimée de façon analytique $\frac{\partial}{\partial t}$.

Nous avons vu qu'il existe plusieurs façons de modéliser un lit de légumes et que plusieurs phénomènes peuvent être pris en compte. Les modèles construits ici ont été réalisés dans des buts précis : celui d'identifier le coefficient d'échange thermique convectif et de dimensionner les échangeurs du blancheur-refroidisseur.

2.3.1 Hypothèses génériques

Les modèles ont été construits en privilégiant la thermique. La conservation de la quantité de mouvement n'est pas étudiée. Les hypothèses génériques à tous les modèles, classées par ordre d'importance, sont les suivantes :

- le coefficient d'échange thermique convectif h est constant et uniforme sur la surface d'un légume et sur l'ensemble d'un échangeur ;
- les paramètres thermophysiques de l'eau et des légumes sont constants et homogènes ;
- le système défini par l'ensemble de légumes et l'eau est isolé ;
- la conduction dans le légume est un problème à une dimension ;
- la conduction entre les légumes est négligée car la convection est dominante ;
- la conduction thermique longitudinale dans l'eau est négligée.

2.3.2 Légume seul

Ce chapitre expose les équations principales utilisées pour la détermination du champ de température d'un légume plongé dans un environnement fluide.

Lorsque qu'un légume est à l'intérieur d'un volume fluide, ce solide va être le théâtre de transferts de masse et de chaleur. Les phénomènes de transferts de masse, qui peuvent concerner la diffusion d'eau ou d'air, ne sont pas considérés. On admet alors que l'évolution du champ de températures dans le légume peut être décrit par l'équation de la chaleur sans terme source, équation (2.1).

Les légumes étudiés peuvent être représentés par des géométries simples. Les pois et les haricots rouges sont assimilés à des sphères, tandis que les haricots verts sont traités comme des cylindres de révolution. Il est alors commun d'exprimer le laplacien en coordonnées sphériques ou cylindriques. Pour la sphère l'équation de la chaleur est ainsi décrite par l'équation (2.37).

$$\rho_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p \left[\frac{\partial^2 T_p}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial T_p}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \sin\theta}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\sin\theta \frac{\partial T_p}{\partial \theta}\right) + \frac{1}{r^2 \sin^2}\frac{\partial^2 T_p}{\partial \phi^2} \right] \tag{2.37}$$

On supposera également dans tous les modèles que le gradient de température n'est dépendant que du rayon. Ainsi, la sphère est composée de couches isothermes. L'équation peut être simplifiée :

$$\rho_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p \left[\frac{\partial^2 T_p}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial T_p}{\partial r} \right] \tag{2.38}$$

Le schéma présenté en figure 2.5 met en exergue la discrétisation spatiale du légume afin de traiter numériquement le problème.

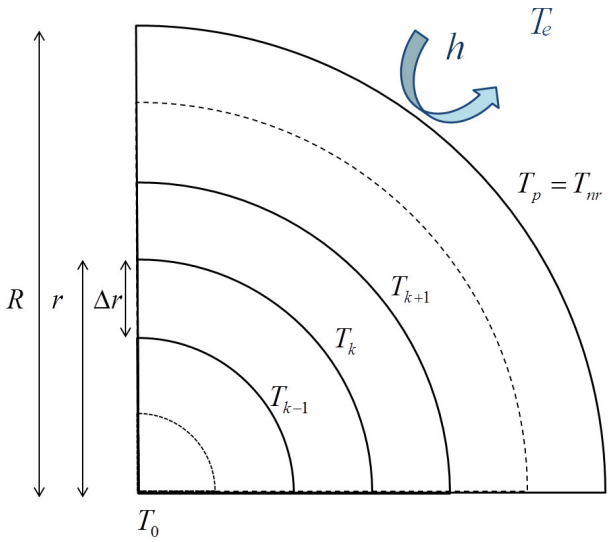


FIGURE 2.5 – Schéma de la discrétisation 1D d'une géométrie sphérique ou cylindrique

En discrétisant spatialement l'équation de la chaleur avec un schéma numérique d'ordre deux l'équation de la la chaleur peut alors s'écrire :

$$\frac{\partial T_{p,[k]}}{\partial t} = \frac{\lambda_p}{\rho_p C_p}\left[\frac{T_{p,[k+1]} - 2T_{p,[k]} + T_{p,[k-1]}}{\Delta r^2} + \frac{2(T_{p,[k+1]} - T_{p,[k]})}{\Delta r(k\Delta r)}\right] \tag{2.39}$$

Avec, nr représentant le nombre de mailles :

$$\Delta r = R/nr \tag{2.40}$$

Les équations limites choisies : extremum de température au centre du légume et une condition de NEWTON à l'interface, peuvent également s'écrire de façon discrète :

$$T_{p,[0]} = T_{p,[1]} \tag{2.41}$$

$$-\lambda_p \frac{T_{p,[nr]} - T_{p,[nr-1]}}{\Delta r} = h(T_{p,[nr]} - T_e) \tag{2.42}$$

Lorsque la géométrie du légume est assimilée à un cylindre, comme dans le cas des haricots verts alors l'équation de la chaleur, en considérant le problème suivant la dimension radiale, s'exprime par :

$$\rho_p C_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p \left[\frac{\partial^2 T_p}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T_p}{\partial r}\right] \tag{2.43}$$

L'équation discrète associée suit la logique précédemment exprimée.

2.3.3 Lit fixe

Le modèle lit fixe est une représentation simplifiée d'un ensemble de légumes traversé par un écoulement d'eau entrant à une certaine température. Il est construit pour représenter les technologies en aspersion où les légumes sont disposés sur un tapis et sont traversés par un écoulement d'eau projeté par des buses d'aspersion.

Tout d'abord, le lit de légumes peut être décrit dans son ensemble. Si l'on affirme qu'un volume de légumes de largeur L est empilé sur une surface S, alors le volume de solides est déterminé grâce au volume de la maille et à la porosité :

$$V_p = \epsilon SL \tag{2.44}$$

Le nombre de légumes peut être estimé en divisant le volume total des légumes par le volume d'un légume $V_{p,1}$. Ce volume correspond au volume d'une sphère ou d'un cylindre.

$$n_p = V_p / V_{p,1} \tag{2.45}$$

Pour un pois de rayon moyen R_p le volume du légume sera donc approché par le volume de la sphère :

$$V_{p,1} = \frac{4}{3}\pi R_p^3 \tag{2.46}$$

Dans les modèles une hypothèse simplificatrice sera adoptée : la surface d'échange entre les légumes et l'eau est égale à la surface de l'ensemble des légumes. Cela suppose que la surface de contact légumes/légumes est relativement faible et que la répartition de l'eau dans le lit de légumes est homogène. Cette hypothèse peut être facilement acceptée lorsque les modèles représentent des technologies d'immersion, où le légume va avoir tendance à être "flottant" dans le volume d'eau. Pour les technologies d'aspersion, cette hypothèse pourrait être corrigée lorsque l'aspersion se fait dans des zones privilégiées ou que les légumes sont très tassés et ont des surfaces de contacts élevée empêchant l'eau de s'immiscer dans certains endroits.

$$S_p = 4\pi R_p^2 n_p \tag{2.47}$$

Le schéma 2.6, explicite la construction du modèle. Pour la thermique, le problème est étudié suivant deux dimensions : l'une suivant la direction de l'écoulement de l'eau, l'autre suivant le rayon du légume. L'eau aura un gradient de température uniquement suivant la direction de sa trajectoire tandis qu'à l'intérieur de chaque maille du lit de légumes, le produit sera représenté par un gradient de température suivant son rayon.

Nous avons émis l'hypothèse que les paramètres thermophysiques de l'eau et des légumes étaient constants, ainsi on peut écrire :

$$\Delta h \approx C\Delta T \tag{2.48}$$

Sur une maille de l'échangeur le bilan énergétique, en stationnaire, de l'eau est réalisé. On considère que l'eau n'accumule pas d'énergie, toute l'énergie sortante est égale à l'énergie entrante à laquelle on ajoute (ou retranche) l'énergie échangée :

$$0 = \dot{m}_e C_e (T_{e,[i]} - T_{e,[i+1]}) + hS_{p,[i]} \left(T_{p,[i,nr]} - T_{e,m,[i]}\right) \tag{2.49}$$

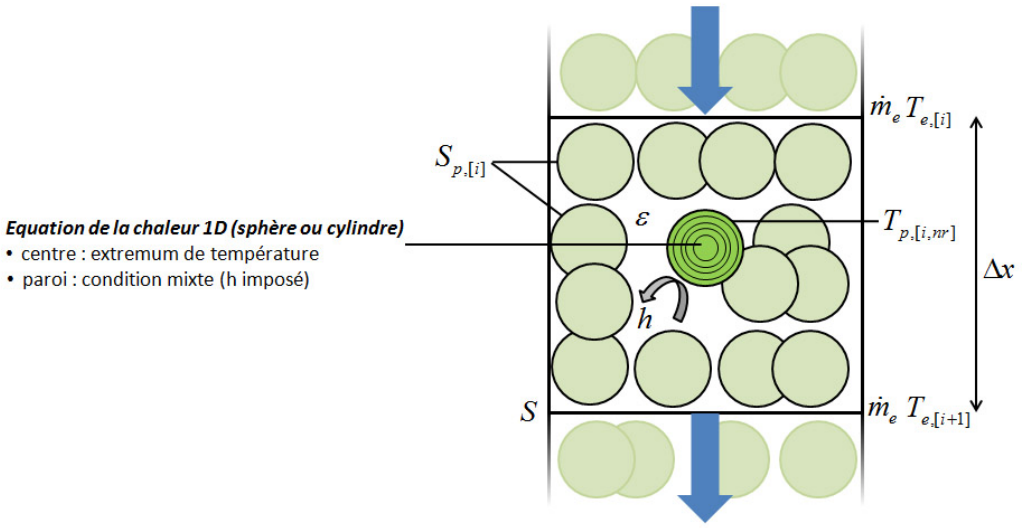


FIGURE 2.6 – Schéma du modèle lit fixe

La surface d'échange $S_{p,[i]}$ correspond à la surface d'échange dans une maille de l'échangeur et est donc égale à :

$$S_{p,[i]} = S_p / nx \tag{2.50}$$

La température de l'eau échangeant avec la surface des légumes est définie comme la moyenne arithmétique entre l'eau entrante et l'eau sortante de la maille considérée.

$$T_{e,m,[i]} = \frac{T_{e,[i]} + T_{e,[i+1]}}{2} \tag{2.51}$$

Dans chaque maille le légume est modélisé. Ainsi, pour un légume sphérique l'équation de la chaleur discrète pour la maille i peut s'écrire :

$$\frac{\partial T_{p,[i,k]}}{\partial t} = \frac{\lambda_p}{\rho_p C_p}\left[\frac{T_{p,[i,k+1]} - 2T_{p,[i,k]} + T_{p,[i,k-1]}}{\Delta r^2} + \frac{2(T_{p,[i,k+1]} - T_{p,[i,k]})}{\Delta r (k\Delta r)}\right] \tag{2.52}$$

Avec les conditions limites :

$$T_{p,[i,0]} = T_{p,[i,1]} \tag{2.53}$$

$$\lambda_p \frac{T_{p,[i,nr]} - T_{p,[i,nr-1]}}{\Delta r} = h(T_{p,[i,nr]} - T_{e,m,[i]}) \tag{2.54}$$

Le modèle en lit fixe sera utilisé pour déterminer le coefficient d'échange convectif thermique pour la configuration aspersion. Ce modèle n'a de sens qu'en régime transitoire. En effet, s'il est aspergé par une eau à une température donnée T alors, la température du lit de légumes va converger vers T.

2.3.4 Contre-courant

Dans les modèles précédents le lit de légumes était statique, ainsi ces modèles pouvaient représenter des technologies d'échangeur batch où les légumes seraient insérés, traités, puis évacués.

A contrario, ce modèle prend en compte un mouvement d'ensemble du lit de légumes à contre-courant du débit d'eau. Comme le débit d'eau et celui de légumes partagent la même direction, le modèle a les mêmes dimensions que celui du lit fixe, le schéma 2.7 explicite cette description.

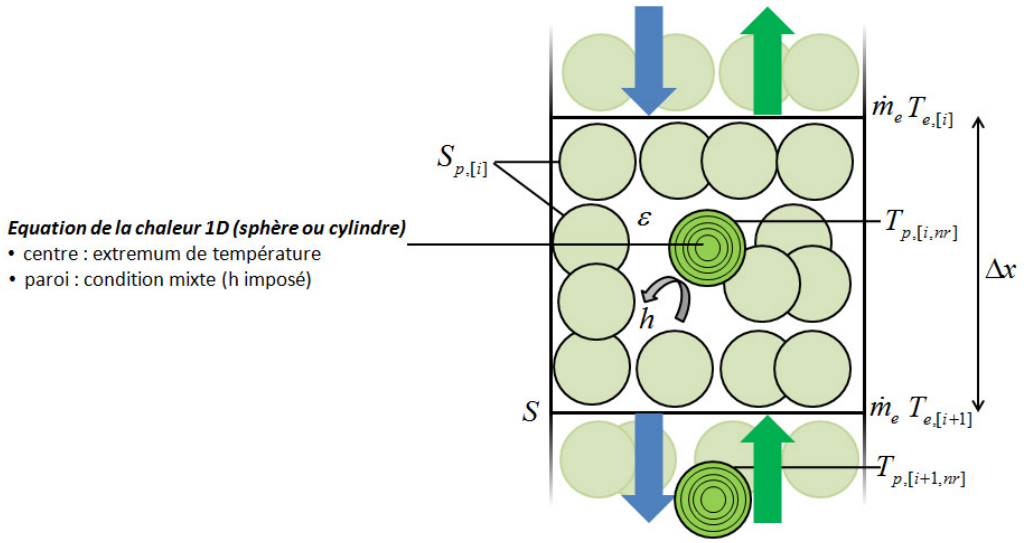


FIGURE 2.7 – Schéma du modèle d'échangeur légumes/eau à contre-courant

Le modèle ressemble au précédent, toutefois il faut ajouter le terme d'advection induit par le déplacement du lit de légumes. Pour cela on transporte chacune des températures représentant le gradient interne du légume. Ces températures traversent la maille de longueur Δx à la vitesse v_p. Ainsi le bilan sur le légume peut s'écrire :

$$\frac{\partial T_{p,[i,k]}}{\partial t} = \frac{v_p}{\Delta x} * \left(T_{p,[i+1,k]} - T_{p,[i,k]}\right) + \frac{\lambda_p}{\rho_p C_p}\left[\frac{T_{p,[i,k+1]} - 2T_{p,[i,k]} + T_{p,[i,k-1]}}{\Delta r^2} + \frac{2(T_{p,[i,k+1]} - T_{p,[i,k]})}{\Delta r(k\Delta r)}\right] \quad (2.55)$$

La vitesse v_p, représentée sur la figure 2.8, correspond à la vitesse d'avance des légumes. Elle est liée au débit massique de légumes $\dot{m}_p$ par l'équation (2.56) faisant intervenir la section de passage des légumes S et la porosité ϵ :

$$\dot{m}_p = (1-\epsilon) S v_p \rho_p \quad (2.56)$$

Si la vitesse d'avance est fixée, ainsi que le débit, alors la surface S, qui représente la section bornée par la maille de légumes, n'est pas un paramètre mais une variable déduite.

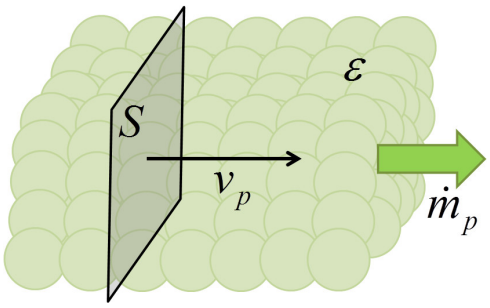


FIGURE 2.8 – Schéma du débit des légumes

Le bilan sur l'eau et la détermination de la surface d'échange dans chacune des mailles du modèle sont identiques aux expressions écrites dans la partie 2.3.3.

2.3.5 Courants croisés

Dans un blancheur à aspersion classique l'eau circule transversalement à la vitesse d'avance des légumes. En effet, les légumes sont disposés sur un tapis et l'eau est aspergée depuis des buses situées au dessus. L'eau traverse ainsi la maille de légumes par gravité. Pour représenter cette technologie un modèle d'échangeur à courants croisés est construit.

Dans ce type d'échangeur il y a trois dimensions caractéristiques : la direction de la trajectoire du lit de légumes, celle de la trajectoire de l'eau et enfin le rayon du légume. Ainsi, en suivant les noms des variables explicités par la figure 2.9, le bilan sur l'eau s'écrit :

$$0 = \dot{m}_{e,[i]} C_e \left(T_{e,[i,j]} - T_{e,[i,j+1]}\right) + hS_{p,[i,j]} \left(T_{p,[i,j]} - T_{e,m,[i,j]}\right) \tag{2.57}$$

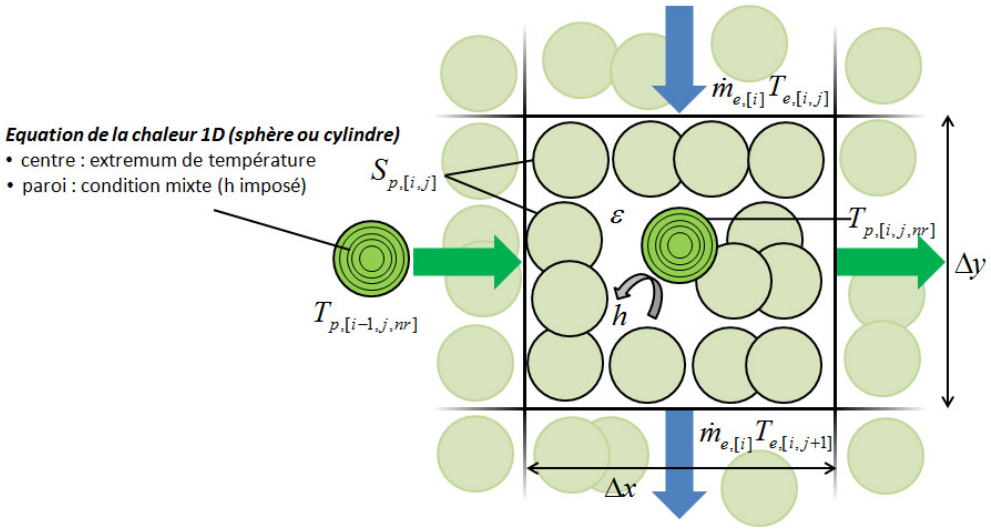


FIGURE 2.9 – Schéma du modèle d'échangeur légumes/eau à courants croisés

La surface d'échange correspond à la somme des surfaces de chacun des légumes contenus dans la maille $[i, j]$. Ainsi elle peut s'écrire :

$$S_{p,[i,j]} = S_p/(nx * ny) \tag{2.58}$$

En supposant que le débit d'eau est uniformément réparti dans le lit de légumes alors le débit d'eau dans chaque maille est égal au débit d'eau total divisé par le nombre de mailles suivant x :

$$\dot{m}_{e,[i]} = \dot{m}_e/nx \tag{2.59}$$

Le bilan sur le légume est analogue au modèle précédent sauf que l'advection se fait de manière perpendiculaire au sens d'écoulement de l'eau :

$$\begin{aligned}\frac{\partial T_{p,[i,j,k]}}{\partial t} = \frac{v_p}{\Delta x} * \left(T_{p,[i-1,j,k]} - T_{p,[i,j,k]}\right) \\ + \frac{\lambda_p}{\rho_p C_p}\left[\frac{T_{p,[i,j,k+1]} - 2T_{p,[i,j,k]} + T_{p,[i,j,k-1]}}{\Delta r^2} + \frac{2(T_{p,[i,j,k+1]} - T_{p,[i,j,k]})}{\Delta r(k\Delta r)}\right]\end{aligned} \tag{2.60}$$

Le légume dispose de trois coordonnées, deux pour la position dans l'échangeur et une troisième définissant la profondeur dans le produit.

2.4 Utilisation des modèles

Les modèles contre-courant et courants croisés sont utilisés, en première approche, pour fixer les ordres de grandeur du temps de passage des légumes dans les équipements et étudier la sensibilité aux paramètres thermiques. Le modèle de lit fixe servira à la détermination expérimentale du coefficient d'échange thermique convectif décrite en partie 2.5.

2.4.1 Correspondance entre le temps et l'espace

La représentation des résultats sera souvent faite du point de vue lagrangien car elle est très explicite. Un échangeur de chaleur peut être étudié du point de vue eulérien ou lagrangien. Si l'on considère un échangeur légumes/eau discrétisé d'un point de vue eulérien alors on verra dans chaque tronçon une masse d'eau et une masse de légumes dont la température évolue jusqu'au régime permanent. En régime permanent, chaque tronçon est à une température donnée et on peut repérer un champ de températures dans l'échangeur grâce aux valeurs calculées dans chaque tronçon. Du point de vue lagrangien on se place sur un légume traversant l'échangeur. Lorsque le composant est en ré-

gime permanent, chaque volume élémentaire d'eau ou de légume est en régime transitoire au cours de son passage à travers l'équipement.

Le point de vue lagrangien est intéressant pour le légume car il permet d'observer l'évolution de sa température durant son passage dans l'équipement.

Il y a correspondance entre un légume traversant un échangeur de chaleur et rencontrant un profil de température dans l'espace et un légume entouré d'une eau à température variable. Le lien entre le profil de température de l'eau et son évolution est la vitesse de passage du légume dans l'équipement. En effet, si l'on admet une vitesse de passage d'un légume dans l'échangeur alors à chaque temps t correspond une abscisse x liée par la vitesse de passage telle que :

$$v_{passage} = \frac{(x - x_0)}{(t - t_0)} \tag{2.61}$$

Dans les exploitations, le point de vue lagrangien sera souvent adopté car il est plus naturel de considérer une évolution de température d'un légume que d'imaginer le flux de légumes comme un milieu continu réparti dans l'échangeur.

2.4.2 Contre-courant

La correspondance entre le temps de passage et la dimension principale de l'échangeur légume/eau a été discutée. La figure 2.10a représente l'évolution de la température pour un légume entrant dans un échangeur contre-courant dimensionné pour obtenir une température de sortie du légume de 90 °C. Pour cela il faut que la longueur choisie permette l'obtention d'un temps de passage égal à 85,5 s. Le profil de température de l'eau que rencontre le légume est également tracé sur la figure en fonction du temps auquel le légume le rencontre.

Le légume est sur cette figure représenté par trois températures, celles de la paroi, du centre et la température moyenne. On remarque que la différence de température à l'intérieur du légume est significative puisqu'elle est de 10,3 K.

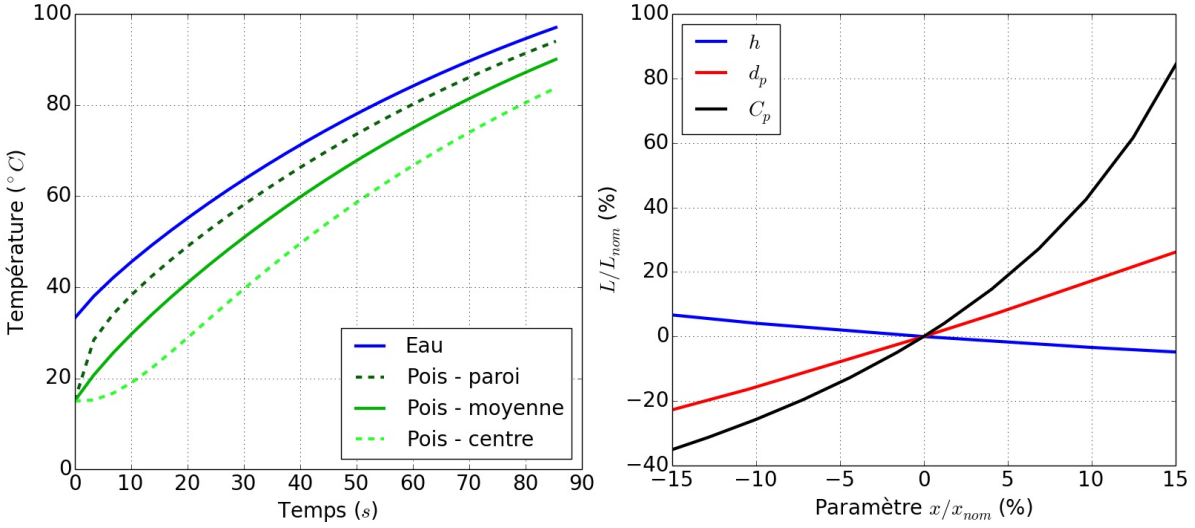
C'est autour de ce dimensionnement que sont réalisées des simulations afin d'appréhender la sensibilité du modèle à plusieurs paramètres : le coefficient d'échange thermique convectif h, la capacité calorifique du légume C_p et son diamètre d_p.

La figure 2.10b trace l'impact de ces paramètres sur la même figure. Pour chaque simulation la longueur de l'échangeur est recalculée pour que le légume sorte toujours à une température moyenne de 90 °C, le débit d'eau est maintenu constant et égal au débit de légumes. Ainsi, ce graphique pré-

sente la variation du temps de séjour par rapport au cas nominal en fonction de la variation des trois paramètres étudiés.

Les tendances des résultats étaient prévisibles : la longueur de l'échangeur augmente avec la capacité calorifique massique et avec le diamètre du légume. Inversement, cette longueur d'échangeur augmente avec une diminution du coefficient d'échange h.

On remarque que la capacité calorifique spécifique, impactant directement la diffusivité thermique, est le paramètre le plus sensible. L'explication réside également dans le fait qu'une variation de C_p modifie le profil de température de l'eau à l'intérieur de l'échangeur. D'ailleurs lorsque le C_p du légume dépasse celui de l'eau alors le pincement bascule à l'autre extrémité de l'échangeur et l'objectif des 90 °C de sortie des légumes peut ne plus être atteint. Une variation de la masse volumique ou de la conductivité n'aurait pas eu cette conséquence.



(a) Évolution et profil de température

(b) Sensibilités

FIGURE 2.10 – Contre-courant : temps de séjour des légumes pour obtenir un légume à 90 °C pour une eau entrant à 97 °C, valeurs nominales : $h = 1000\,\mathrm{W.m^{-2}.K^{-1}}$, $C_p = 3556\,\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}$, $d_p = 6{,}7\,\mathrm{mm}$.

Le diamètre des légumes est également un paramètre assez sensible, il joue sur le transfert thermique interne dans le légume mais vient également modifier la surface d'échange. Une masse de légumes donnée a une surface d'échange plus faible lorsque le rayon des légumes augmente.

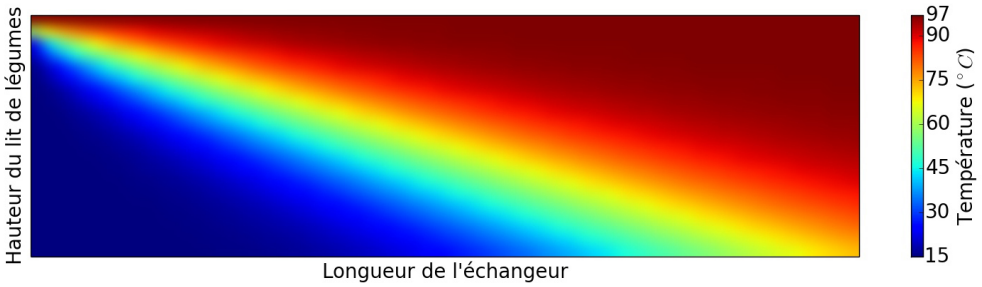
Enfin, le coefficient d'échange thermique convectif, initialement choisi à $1000\,\mathrm{W.m^{-2}.K^{-1}}$ présente une sensibilité relativement faible.

Pour un objectif de dimensionnement si le coefficient d'échange thermique convectif réel atteint cet ordre de grandeur alors sa détermination précise n'est pas cruciale, ce résultat est cohérent avec les enseignements de la figure 2.2.

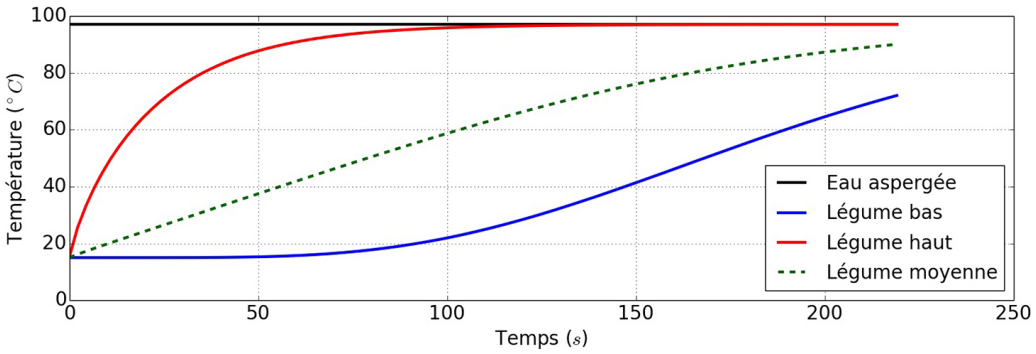
2.4.3 Courants croisés

L'échangeur à courants croisés est également dimensionné pour que la température du lit de légumes atteigne les 90 °C. On suppose que de l'eau à 97 °C est aspergée uniformément sur les produits. La figure 2.11a représente le champ de température de l'eau dans la maille de légumes. L'axe des ordonnées représente la hauteur de la maille de légumes tandis que celui des abscisses reflète la longueur de l'échangeur.

On constate qu'il existe un champ de température en deux dimensions, le gradient étant globalement dirigé vers le coin supérieur droit du domaine. C'est l'endroit où l'eau chaude asperge les légumes qui ont déjà été chauffés dans toute la longueur de l'échangeur. Ce champ de température montre bien qu'un légume situé en haut de couche et traversant l'échangeur n'est pas soumis aux mêmes températures qu'un légume situé en bas de couche.



(a) Champ de température de l'eau



(b) Évolution et profil de température

FIGURE 2.11 – Courants croisés : temps de séjour des légumes pour obtenir un légume à 90 °C pour une eau entrant à 97 °C, valeurs nominales : $h = 1000\,\mathrm{W.m^{-2}.K^{-1}}$, $C_p = 3556\,\mathrm{J.kg^{-1}.K^{-1}}$, $d_p = 6{,}7\,\mathrm{mm}$.

La figure 2.11b transcrit l'évolution des températures moyennes de deux légumes, l'un en haut de couche, l'autre en bas de couche, durant leur durée de passage dans l'équipement, courbes rouge et bleue. La courbe verte température moyenne des légumes situés à différentes hauteurs d'une même position longitudinale dans l'échangeur. Ce graphique a été dimensionné pour que le temps de passage du légume corresponde visuellement à la longueur de l'échangeur. La température moyenne des légumes à la sortie de l'échangeur est de 90 °C.

On observe que le légume situé en haut de couche arrive assez rapidement à la température désirée de 90 °C, la dépasse et tend vers la température de l'eau aspergée. En revanche, le légume situé en bas de couche va constamment être en contact avec de l'eau plus froide, ainsi il met plus de temps à chauffer. En bout d'échangeur, il n'atteint pas la température moyenne objectif de 90 °C.

Avec cette configuration, et pour des débits massiques d'eau et de légumes égaux, le risque de sur-cuire les légumes situés en haut de couche et de ne pas blanchir les légumes du bas de couche est grand. Toutefois, l'expérience industrielle montre que les échangeurs utilisés en usine permettent de blanchir tous les légumes. Pourtant ces composants sont également à courants croisés, la différence essentielle est que les équipements actuels fonctionnent avec un débit d'eau bien supérieur au débit de légumes. Ainsi, la puissance cédée par l'eau ne fait pas fortement chuter sa température et tous les légumes sont soumis à des températures relativement chaudes permettant un chauffage plus homogène. La faiblesse de ces équipements est que l'eau évacuée est à une température plus élevée, occasionnant une perte de chaleur.

Une étude de sensibilité est également menée sur le même mode qu'en partie 2.4.2. La figure 2.12 apporte les résultats des simulations. Comme attendu les résultats sont similaires à ceux obtenus pour le modèle d'échangeur à contre-courant. Cependant on remarque que du fait de la structure de l'échangeur la capacité calorifique massique est un paramètre dont la sensibilité est supérieure.

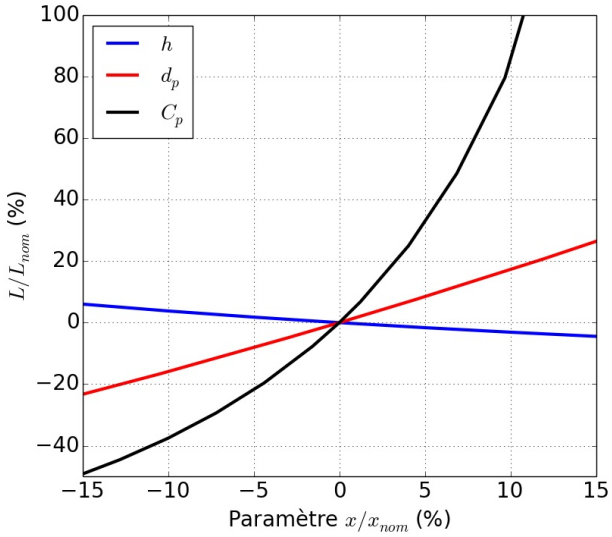


FIGURE 2.12 – Sensibilités pour le courants croisés

Cette configuration d'échangeur est plus simple à réaliser puisqu'elle repose sur des technologies existantes et couramment usitées par l'IAA. Cependant elle concentre deux défauts qu'un premier dimensionnement a mis en exergue :

– le temps de passage des légumes est sensiblement plus long que pour un échangeur contre-courant ;

– les légumes sortants de l'échangeur sont à des températures différentes, ils n'ont pas subi le même traitement thermique.

L'industrie a répondu à cette problématique en surdimensionnant ces équipements et en augmentant significativement le débit d'eau par rapport au débit de produit. Une solution alternative consisterait à créer plusieurs zones de passage pour créer un courant-croisé à tendance contre-courant, comme l'ont proposé TOGEBY *et al.* (partie 1.3.3). Le chapitre 4 étudiera cette configuration pour la conception du pilote industriel.

2.5 Expérimentations

L'état de l'art a permis de construire des modèles d'échangeurs légumes/eau de différentes structures. Dans ces modèles le coefficient d'échange thermique convectif h, à l'instar de beaucoup de travaux de la littérature, est pris comme un paramètre d'entrée. En effet, les corrélations et les travaux menés permettent d'anticiper une valeur suffisamment élevée du coefficient d'échange thermique convectif h pour que celui-ci soit un paramètre peu sensible pour le dimensionnement des échangeurs.

Néanmoins, les échangeurs légumes/eau imaginés auront des conceptions où les mouvements d'eau et de légumes peuvent être éloignés des conditions dans lesquelles les corrélations ont été établies. Les nouveaux échangeurs peuvent être des technologies à aspersion à contre-courant ou à courants croisés avec des buses d'aspersion identiques à celles habituellement utilisées en usine. Il convient alors de vérifier si cette aspersion permet d'atteindre des valeurs de h cibles.

D'autre part, des technologies retenant comme principe l'immersion du légume peuvent avoir un intérêt. Par exemple pour les champignons un blanchiment par aspersion laisse les marques du tapis sur le produit. Un échangeur contre-courant à immersion peut ainsi également présenter une opportunité pour le blanchiment des légumes.

En s'inspirant des travaux réalisés dans la littérature visant à déterminer le coefficient d'échange thermique convectif h entre les légumes et l'eau, des expériences ont été menées pour vérifier l'ordre de grandeur de la valeur du coefficient h.

2.5.1 Description des expériences

Deux types de configurations ont fait l'objet de travaux expérimentaux : l'aspersion et l'immersion. Le principe de mesure retenu est celui d'insertion de thermocouples dans les légumes. Les mesures peuvent alors être comparées aux modèles et le coefficient h est déterminé pour minimiser

l'écart entre les deux courbes. Ces essais sont réalisés dans les locaux de BONDUELLE en utilisant les moyens déjà existants dans leurs ateliers de R&D.

• Aspersion

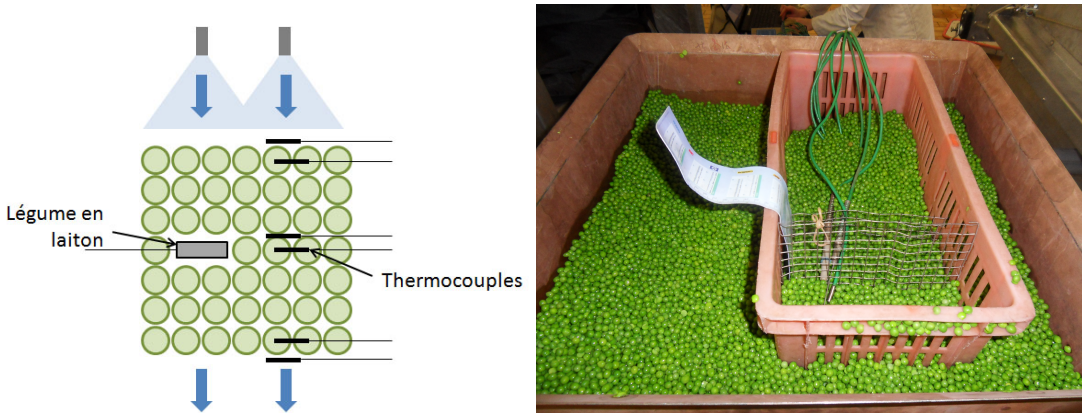
BONDUELLE dispose d'une installation CABINPLANT permettant de simuler un blancheur à aspersion industriel. L'installation dispose d'un bac d'eau pouvant être chauffée par injection de vapeur, cette eau est ensuite pompée pour être projetée sur le lit de légumes par l'intermédiaire de buses utilisées en usine (figure 2.13).

FIGURE 2.13 – Photo des buses d'aspersion en fonctionnement sur le banc d'essai

L'eau ayant traversé le lit de légumes est récupérée dans le bac. Le débit est ajusté à l'aide d'une vanne manuelle. Un lit de légumes a été instrumenté afin d'obtenir des coefficients d'échange pour différent(e)s :

- légumes : pois, haricot rouge, haricot vert ;
- débits d'eau par surface aspergée : 14 et 35 $m^3.h^{-1}.m^{-2}$;
- épaisseurs de lit : 10 et 20 cm.

Les légumes ont été instrumentés à trois niveaux du lit permettant ainsi d'observer une couche supérieure, une couche en milieu de lit, et une couche inférieure. De la même façon des sondes ont été installées sur ces trois niveaux pour mesurer la température de l'eau. Un légume factice en laiton, instrumenté, a également été placé au milieu de lit. Ce légume en laiton, cylindrique et représentatif d'un haricot vert, a été placé dans chaque lit de légumes afin d'obtenir un profil de température d'une géométrie dont la grandeur caractéristique est proche de celle des légumes étudiés. La figure 2.14 présente le schéma du lit de légumes instrumenté ainsi qu'une photo correspondante.



(a) Schéma (b) Schéma de l'instrumentation du lit de légumes

FIGURE 2.14 – Expérimentations en configuration aspersion pour vérifier les valeurs du coefficient d'échange thermique convectif

• Immersion

Des essais ont également été réalisés pour quantifier les échanges en immersion. Pour cela un volume d'eau est maintenu à température dans un bac à paroi chauffante. Les légumes, insérés préalablement dans une cage, sont plongés dans ce réservoir d'eau. La cage peut alors être agitée, le mouvement est réalisé manuellement et décrit des aller-retours dans la hauteur de liquide. Des expérimentations ont été faites pour différents :

- légumes : pois, haricots rouges, champignons ;
- taux de remplissage de la cage : 1/3 et 1/1 ;
- fréquence d'agitation : 0, 24, 36 aller-retours par minute.

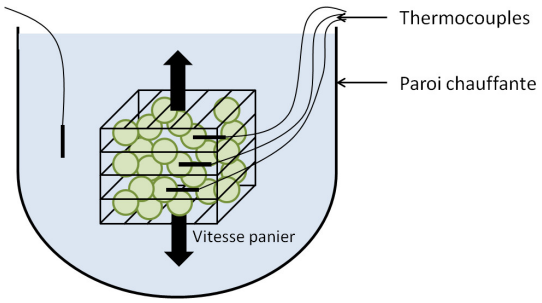


FIGURE 2.15 – Schéma des expérimentations en configuration immersion pour vérifier les valeurs du coefficient d'échange thermique convectif

2.5.2 Méthodologie d'exploitation

Les résultats obtenus sont les évolutions des températures des capteurs insérés dans les légumes et dans l'eau autour de ces produits. L'idée est alors d'identifier le coefficient d'échange thermique

convectif h en minimisant l'écart entre les mesures et les résultats de simulation d'équation de la chaleur.

Pour réaliser cette minimisation un optimiseur est utilisé : OMOPTIM. Ce logiciel, développé au CES, open source, fonctionne à partir de modèles réalisés sous OPENMODELICA ou DYMOLA. Plusieurs algorithmes sont disponibles, celui utilisé est un algorithme génétique. On renseigne dans le logiciel quels sont les paramètres d'optimisation et les fonctions objectifs à minimiser ou maximiser. L'algorithme va alors lancer des simulations, choisir parmi ces simulations les meilleures et progresser de génération en génération. Cet outil est donc utilisé ici, dans son fonctionnement le plus élémentaire, pour trouver le coefficient h qui va minimiser l'écart entre simulation et mesure sur toute la montée en température du légume.

La partie 2.2.3 a révélé que la valeur du coefficient d'échange convectif était vraisemblablement assez élevée pour que la conduction thermique dans le légume soit le régime dominant. Dans ces conditions, le protocole expérimental préalablement exprimé peut présenter des faiblesses métrologiques : en effet, si la conduction est un phénomène dominant alors la montée en température sera plus sensible à des paramètres tels que la conductivité du légume, sa masse volumique, sa capacité calorifique et son rayon. Même en connaissant parfaitement ces paramètres, le résultat sera sensible au positionnement du capteur de température à l'intérieur du légume. Or, avec les moyens disponibles et la petitesse des légumes à instrumenter il n'est pas possible de garantir que la sonde mesure la température au cœur du produit.

Les premières exploitations ont conduit à des coefficients h ne présentant pas une entière cohérence entre-eux et avec des valeurs pouvant être excessivement élevées ($> 30\,000\,\mathrm{W.m^{-2}.K}$). Pour contourner ce problème, un paramètre supplémentaire a été inclus dans les paramètres d'optimisation. Pour le pois, c'est la position de la sonde dans le légume qui est choisie. Pour le haricot rouge c'est le rayon équivalent qui est choisi comme paramètre d'optimisation.

En toute rigueur, choisir deux paramètres pour optimiser sur une seule température est contre-indiqué. En effet, il peut exister une infinité de couples de paramètres pour faire correspondre les mesures aux simulations. Cependant comme les sensibilités des paramètres sont supposées différentes l'optimiseur va avoir tendance à privilégier le paramètre le plus sensible pour converger plus rapidement vers la minimisation de la fonction objectif. Ainsi, le paramètre jouant sur la conduction présente un résultat avec un fort degré de confiance. Le coefficient d'échange h alors déterminé peut avoir une certitude plus grande autour de la valeur annoncée.

2.5.3 Résultats

2.5.3.1 Le haricot rouge en immersion

Ce paragraphe décrit le déroulement de la méthode sur les essais de haricots rouges en immersion. La figure 2.16 présente pour différents essais la somme de l'écart entre courbe simulée et mesures en fonction du rayon du légume. Chaque essai contient les résultats sur trois légumes instrumentés.

Les résultats des optimisations montrent une forte sensibilité au diamètre équivalent du haricot rouge et également une forte cohérence entre les différents résultats : les rayons trouvés pour chaque légume dans chaque essai se situent tous autour d'une valeur moyenne de 9,55 mm.

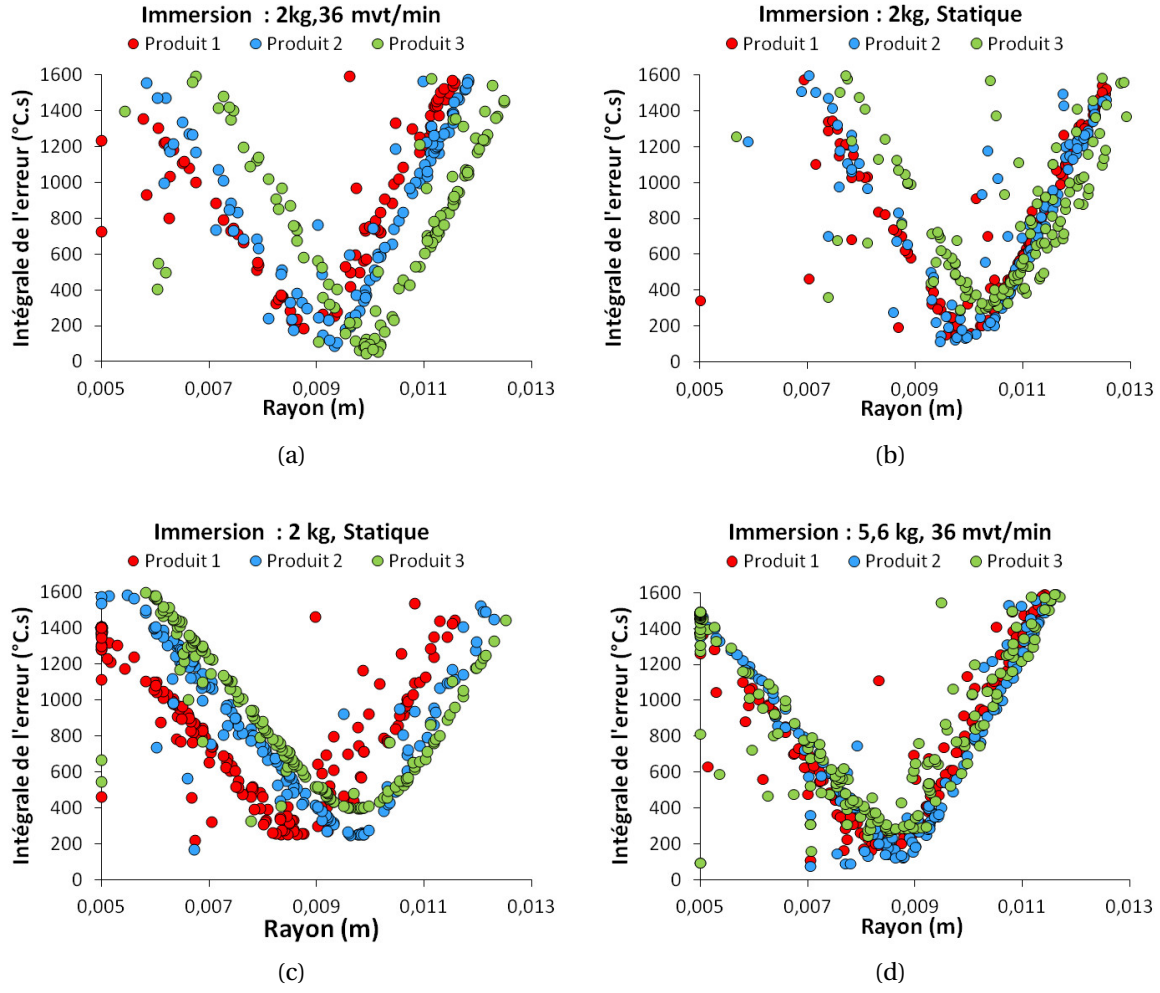


FIGURE 2.16 – Détermination d'un diamètre de haricot rouge permettant de minimiser l'erreur sur un temps de simulation de 120 s pour 4 essais

Ces valeurs sont utilisées comme paramètre d'entrée du modèle et le coefficient h peut être trouvé grâce à l'optimiseur. Ainsi on peut tracer l'écart entre mesures et simulations en fonction du coeffi-

cient d'échange thermique convectif h. Les graphiques de la figure 2.17 présente ces résultats. On remarque que la sensibilité au coefficient h est moins grande que pour le rayon, surtout quand la valeur de h augmente. Le coefficient h est trouvé dans l'intervalle 700–1300 $W.m^{-2}.K^{-1}$.

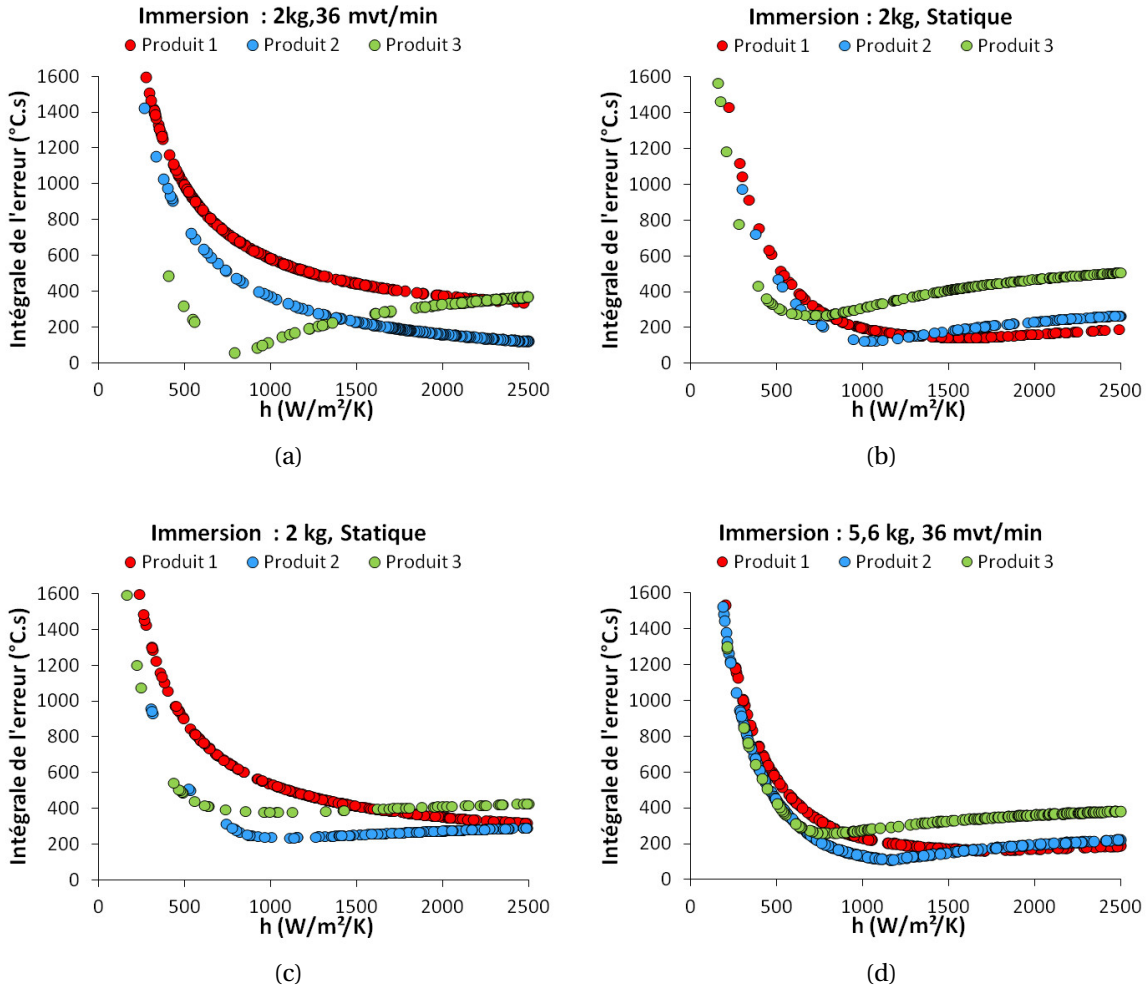


FIGURE 2.17 – Détermination d'un coefficient d'échange h permettant de minimiser l'erreur sur un temps de simulation de 120 s pour 4 essais

2.5.3.2 Résultats sur l'ensemble des légumes et des modalités

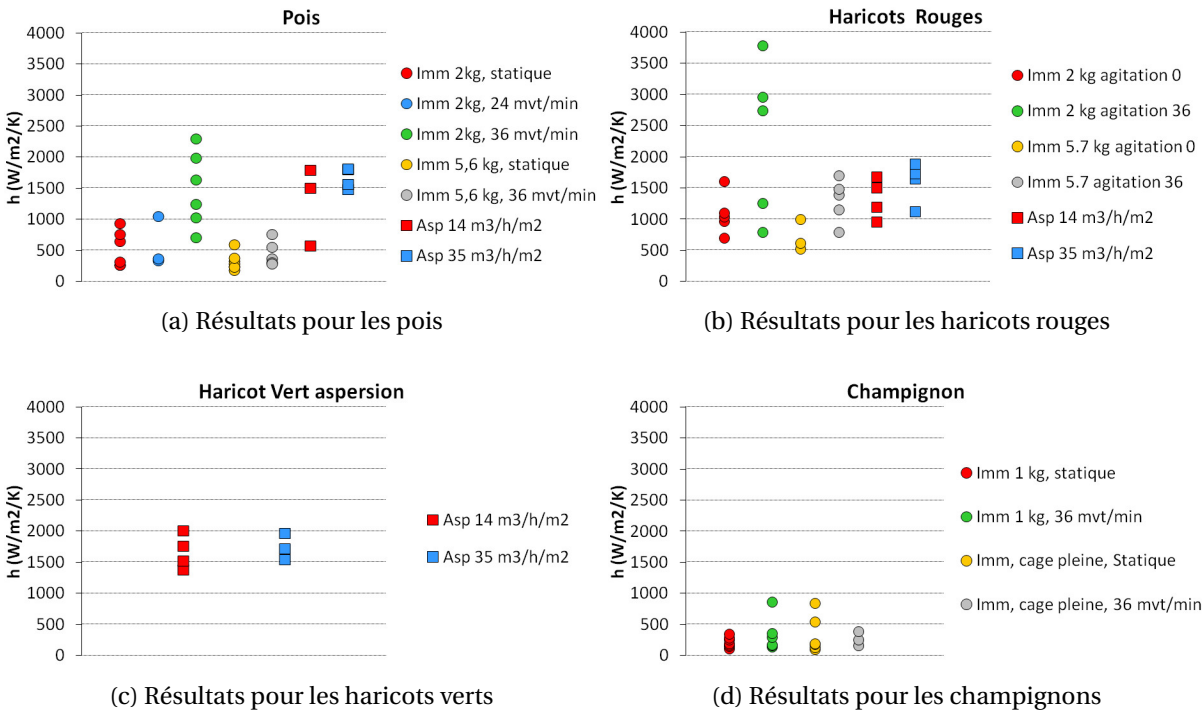
Ce même travail est effectué pour chaque légume et pour chaque modalité, les résultats sont reportés sur les graphiques de la figure 2.17.

Les coefficients d'échange retenus dans ces graphiques correspondent aux optimums des courbes des graphiques équivalents à la figure 2.17. Quand aucun coefficient h ne se distingue (par exemple courbe du produit 2 du graphique 2.17a), alors le critère de sélection du coefficient d'échange retenu est celui du taux de variation. Quand un changement de h de 100 $W.m^{-2}.K^{-1}$ modifie l'erreur instantanée moyenne de 0,1 s, correspondant à l'intégrale de l'erreur (ordonnée des graphiques) divisée par

le temps de l'essai, alors ce coefficient d'échange h est conservé. Le légume factice en laiton n'a été que très peu utilisé ce qui ne permet pas une exploitation aboutie. Les résultats intermédiaires obtenus correspondent aux ordres de grandeurs explicités dans la figure 2.18 qui détaille les valeurs des coefficients d'échange pour les différents légumes étudiés.

Ces résultats vont dans le sens de certaines tendances exprimées par la littérature :

- on remarque une plus grande valeur du coefficient d'échange thermique avec l'augmentation de l'agitation en configuration immersion ;
- ce résultat est également remarquable en configuration aspersion, où l'échange augmente avec l'augmentation de débit ;
- les coefficients d'échange étant globalement plus élevés pour le haricot rouge que pour le pois, on pourrait y voir ici l'influence de la taille des particules. Le coefficient h augmenterait donc avec la taille des particules.



(a) Résultats pour les pois

(b) Résultats pour les haricots rouges

(c) Résultats pour les haricots verts

(d) Résultats pour les champignons

FIGURE 2.18 – Présentation des coefficients d'échange thermique h obtenus par méthode inverse pour les différents légumes et modalités

On remarque aussi que des écarts importants apparaissent et qu'il peut y avoir plus de variabilité du coefficient d'échange sur deux essais d'une même modalité que sur deux modalités différentes. Ceci est dû aux limites de la métrologie mise en œuvre qui ne permet pas de statuer sur des valeurs du coefficient h précises.

Cependant, au regard de la sensibilité du coefficient h dans ces configurations, les valeurs exprimées dans les graphiques ont plus de chances d'être sous-évaluées que sur-évaluées ce qui est rassurant pour des objectifs de dimensionnement d'échangeur.

2.6 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a mis l'accent sur un composant essentiel à la conception du procédé de blanchiment refroidissement intégré : l'échangeur de chaleur légumes/eau.

La littérature a permis de fixer les ordres de grandeur du coefficient d'échange thermique h et de proposer des grandes stratégies de modélisation afin de dimensionner les échangeurs. Différents modèles ont été construits afin de confirmer expérimentalement les valeurs de h pour s'approcher des conditions réelles d'un échangeur légumes/eau.

Deux modèles prennent également en compte le mouvement d'ensemble des légumes dans l'équipement. Ils représentent des structures d'échangeurs à contre-courant et à courants croisés et permettent le dimensionnement de ces équipements et leur simulation pour des dimensions fixées. Ainsi, les outils ont été construits pour pouvoir dimensionner le pilote expérimental. Des premières simulations ont montré que l'échangeur à contre-courant présentait des avantages par rapport à la technologie courants croisés : temps de passage plus court et homogénéité des températures des légumes en sortie d'équipement. Toutefois une idée de conception a été apportée pour pouvoir réaliser un échangeur à courants croisés en minimisant ses inconvénients : celle de créer plusieurs zones d'aspersion avec une circulation de l'eau allant de la zone la plus chaude vers la zone la plus froide.

Ces modèles peuvent être améliorés. Une piste intéressante semble être la prise en compte de la variation des paramètres thermophysiques des légumes en fonction de leur température, notamment la capacité calorifique spécifique qui est un paramètre auquel les résultats du modèle sont sensibles. En outre le coefficient d'échange thermique convectif h pourrait être affiné : il pourrait être une variable dépendant des débits et des structures de la maille de légumes au lieu d'un paramètre d'entrée. Pour cela il faudrait pouvoir choisir ou construire une corrélation faisant intervenir la quantité de mouvement du fluide. L'enrichissement des modèles nécessite des moyens expérimentaux supplémentaires comme la fabrication de légumes factices et instrumentés à forte conductivité pour s'affranchir de la conduction dans le produit.

Chapitre 3

Flexibilisation de la thermo-frigo-pompe initiale pour répondre à des demandes de puissance variables

3.1 Position du problème et théorie

3.1.1 Problématique

Le premier chapitre a permis de concevoir l'architecture intégrée énergétiquement du procédé de blanchiment. Ce procédé est composé d'échangeurs légumes/eau assurant l'essentiel de la récupération de chaleur, et d'une thermo-frigo-pompe permettant de fournir les puissances calorifique et frigorifique restantes. Ce résultat, issu de la méthode du pincement, a été établi sur un point de fonctionnement nominal.

En conséquence, la TFP doit être dimensionnée pour fournir simultanément les besoins de puissance frigorifique et calorifique : le coefficient de performance objectif doit répondre à ce point de fonctionnement nominal. Or cette même TFP peut être utilisée pour plusieurs puissances calorifiques et/ou frigorifiques. Le déséquilibre entre ces puissances par rapport au point de fonctionnement nominal introduit une incompatibilité entre la demande et la fourniture de puissance thermique : la TFP ne peut plus répondre simultanément aux deux besoins. Dans la pratique, ces variations de la demande de puissance peuvent être volontaires ou involontaires, en voici quelques exemples :

1. Une variation de la demande de l'utilité de chauffage et/ou de refroidissement due, entre autres, à une variation de débit dans le procédé, phénomène dynamique "rapide" ;
2. Des baisses de performances à l'utilisation engendrées par un encrassement des échangeurs de chaleur, phénomène dynamique "lent" ;
3. Une directive du cahier des charges dans le but d'avoir un équipement polyvalent, phénomène statique ;
4. Un écart entre la performance attendue et la performance réelle tant sur la TFP que sur le procédé lui même, phénomène statique.

Dans le cas du blanchiment de légumes toutes ces situations sont possibles. En effet, nous avons vu dans le chapitre 1 que la gestion industrielle du processus de transformation des légumes implique que les machines doivent être polyvalentes et donc adaptées à plusieurs légumes et plusieurs objectifs (conserve et surgelé). De ce fait, la TFP doit pouvoir opérer à plusieurs points de fonctionnement (point 3 de la liste ci-dessus). Le caractère fluctuant de la charge de légumes dans le procédé a également été évoqué. Ces variations de charge de différentes fréquences et d'amplitudes entrainent une dynamique de la demande de chauffage et de refroidissement, ce qui explique le point 1. L'eau ayant été en contact avec les légumes peut avoir tendance à encrasser les échangeurs de la TFP, le point 2 est donc envisageable. Enfin, le point 4 peut être constaté sur la TFP ou sur les échangeurs légumes/eau. Si les échangeurs légumes/eau sont plus ou moins performants, la TFP installée doit pouvoir être adaptée.

Pour répondre à ces variations de demande de puissance, l'idée proposée est d'introduire une certaine indépendance entre les puissances calorifique et frigorifique délivrées par la TFP. En d'autres termes, l'idée est d'augmenter la flexibilité de la TFP.

3.1.2 Augmenter la flexibilité d'une solution intégrée

Cette idée d'augmenter la flexibilité des solutions intégrées a fait l'objet de nombreux travaux, comme en témoigne la littérature [59]. En effet, constatant que la méthode du pincement proposée par LINNHOFF ne permet pas l'optimisation d'un système lorsque le point de fonctionnement n'est pas unique de nombreuses voies d'amélioration ont été explorées, comme par exemple celles du stockage et de l'hybridation.

Pour le stockage, l'idée principale est d'accumuler de l'énergie disponible excédentaire lorsque la demande diminue pour la restituer lorsque la demande augmente. Couplé aux méthodes d'intégration énergétique et exergétique, le stockage devient une solution très intéressante qui a commencé à être développée dans les méthodes d'intégration énergétique dès 1989 par KEMP [24]. En outre, la

part des énergies renouvelables dans le mix énergétique rend le stockage d'énergie quasiment indispensable : lorsque l'énergie excédentaire à accumuler est peu coûteuse il est intéressant de la stocker.

Du point de vue technique, le stockage d'énergie peut prendre plusieurs formes : mécanique, chimique [60] et thermique. L'installation d'un stockage d'énergie est adaptée lorsque les variations de la demande s'effectuent dans des temps relativement courts et oscillent autour d'une valeur moyenne. Par exemple, le stockage d'énergie a montré sa pertinence lorsqu'il est associé à un ensemble de PAC [61]. Lorsque plusieurs points de fonctionnement sont nécessaires, il convient de travailler également sur la flexibilité des utilités.

Augmenter la flexibilité d'un système peut également se faire par ajouts de sources d'énergie, qui peuvent être de natures différentes ou identiques, à des niveaux de température différents. Lorsque les natures des sources d'énergie sont diverses, on parle alors d'hybridation. L'exemple le plus percutant est sans doute la production d'énergie en France : le nucléaire sert d'énergie de base tandis que les autres énergies (notamment hydraulique et thermique à flamme) servent à gérer les variations de la demande. À l'échelle d'un produit manufacturé, la voiture hybride couplant moteur thermique et électricité est un exemple concret d'hybridation. Il existe également des PAC dites hybrides, où la source complémentaire est l'énergie solaire [62]. Dans ce dernier cas l'hybridation n'est pas tant pour apporter de la flexibilité mais surtout pour augmenter les performances.

Certains travaux mettent l'accent sur la flexibilisation de la PAC elle même. Byrne *et al.* [63–65] ont conçu et réalisé une PAC pour le chauffage et le refroidissement simultanés. Ce dispositif est capable de fonctionner sous trois modes : le chauffage, le refroidissement et le mode simultané. Le passage entre ces trois options est réalisé par un jeu de vannes contrôlées qui permet de modifier les conditions du fluide frigorigène dans les différentes parties de la machine. Un échangeur de chaleur supplémentaire permet d'évacuer ou de récupérer une puissance thermique excédentaire ou déficitaire. Cet équipement a montré, sur son intervalle d'étude, de meilleures performances que les PAC inversables classiques. En revanche, même s'il dispose d'une certaine souplesse, puisqu'il peut répondre à l'absence/présence d'un besoin de chauffage et/ou de refroidissement, il ne permet pas de s'adapter à des charges partielles.

Dans le même esprit, des machines appelées "multi-heat pump" permettent de délivrer simultanément des puissances de chauffage et de refroidissement [66]. Ces équipements ont vu le jour pour répondre à des besoins exprimés dans le secteur du bâtiment. Il s'agit par exemple d'assurer un refroidissement d'une salle de serveurs informatiques tout en garantissant une température de confort dans les parties à vivre du bâtiment. Ces PAC sont composées de plusieurs condenseurs et évaporateurs dans les pièces intérieures tandis qu'un autre échangeur de chaleur est placé à l'extérieur. Cet échangeur est capable de dissiper de la chaleur excédentaire lorsque les besoins de refroidissement

augmentent, et de prélever de la chaleur lorsque les besoins de chauffage augmentent. Cet appareil fonctionne également lors de charges partielles au niveau des échangeurs intérieurs, et peut donc s'adapter à de grandes différences entre les besoins de refroidissement et ceux de chauffage [67]. Une indépendance entre la fourniture de la puissance de chauffage et de refroidissement est réalisée par un jeu de vannes controlées qui permettent de répartir le fluide frigorigène dans les différentes parties du dispositif.

Ces solutions permettent de gagner en flexibilité et de pouvoir faire fonctionner une PAC avec des demandes de chauffage et de refroidissement variables. L'inconvénient de tels dispositifs est que les solutions technologiques conçues sont non standards et présentent une certaine complexité tant sur la conception que sur le contrôle. L'idée même de cette partie est de permettre à la TFP d'être flexible tout en étant composée de solutions standards. La solution technique proposée est de scinder la TFP en deux systèmes simples, l'un pouvant réguler la puissance calorifique, l'autre la puissance frigorifique. Un tel ensemble de systèmes, qui n'est plus rigoureusement une TFP puisqu'il s'agit de découpler totalement ou partiellement la fourniture de puissance de chauffage de celle de refroidissement, sera nommé "TFP flexible".

3.1.3 Degrés de liberté

3.1.3.1 Notions de degré de liberté

Dans cette section, il sera fait référence à la notion de degré de liberté (DDL), qu'on peut retrouver dans la littérature anglo-saxonne comme "Degree of Freedom" (DOF). Le nombre de DDL est la différence entre les équations indépendantes d'un système et le nombre de variables permettant de le caractériser [68].

- DDL < 0, le système est surcontraint, le système ne peut donc répondre à toutes les contraintes imposées. Il faut ajouter des degrés de liberté ;
- DDL = 0, le système peut répondre à l'ensemble des contraintes, il peut exister une unique solution ;
- DDL > 0, le système possède des degrés de liberté, il peut y avoir plusieurs solutions pour répondre à l'ensemble des contraintes, il existe potentiellement un optimum.

L'analogie avec la théorie des mécanismes peut permettre d'appréhender la notion de DDL. Lors de l'étude d'un système mécanique mettant en relation des liaisons mécaniques combinant des rotations et des translations, on peut définir un degré d'hyperstatisme. Lorsque le système est hyperstatique (DDL < 0), au moins un de ces mouvements est supprimé plusieurs fois, le système est donc surcontraint. Un système isostatique correspond à DDL = 0.

En génie des procédés on distingue les DDL de conception de ceux de contrôle [69]. Un DDL de conception correspond à une variable de conception qui va être fixée avec la réalisation du système. À l'inverse, un DDL de contrôle va être associé à une variable du système qui pourra varier et donc être contrôlée. Sur un échangeur de chaleur la surface d'échange sera un degré de liberté de conception, mais ne pourra pas être contrôlée en fonctionnement. En revanche le débit d'un fluide traversant l'échangeur peut être une variable de contrôle : le débit peut être ajusté en fonction d'une température objectif à atteindre en sortie d'échangeur.

Lorsque des solutions techniques seront proposées pour augmenter la flexibilité du système, le nombre de DDL de ces solutions sera vérifié. La solution devra donc avoir 2 DDL pour pouvoir contrôler une puissance calorifique et une puissance frigorifique.

3.1.3.2 Méthodes systématiques

Principe

L'analyse des DDL d'une PAC a été réalisée en adoptant un point de vue global mais également en focalisant sur le comportement physique de ses composants. Pour ces deux points de vue, la même méthode a été adoptée : lister les variables et les équations régissant le système. Cette méthode est celle qui s'approche le plus du comportement physique du système.

Cependant cet exercice de dénombrement peut s'avérer fastidieux et générateur d'erreurs lorsque le procédé se complexifie. Pour remédier à cette difficulté des méthodes systématiques ont été développées. Ces méthodes peuvent, par exemple, systématiser les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et d'énergie.

Dans le cadre de ce travail ces outils ne sont pas directement utilisés car le nombre d'équations restera relativement réduit. En revanche, pour une étude sur un procédé plus complexe ou pour une généralisation, ces méthodes systématiques peuvent s'avérer très utiles. C'est pourquoi deux d'entre elles sont succinctement présentées.

La méthode de RODRIGUEZ

La méthode utilisée par RODRIGUEZ [70], fondée sur les travaux de PONTON [71], affecte des variables à chaque composant d'un procédé, permettant de prendre en compte le nombre de constituants pour effectuer le bilan de matière, le nombre de flux énergétiques ainsi que le nombre de contraintes. À la fin du raisonnement, le nombre de DDL peut être déterminé par la formule suivante.

$$DDL = B_{e,\text{système}} + \sum_i (B_s + Z - A) \tag{3.1}$$

Avec :

$B_{e,\text{système}}$: nombre de flux de matière entrants dans le système

i : composants du système

B_s : nombre de flux de matière sortant du composant

Z : nombre de flux d'énergie en lien avec l'extérieur

A : nombre de contraintes spécifiques au composant

Cette méthode a le mérite d'être simple à utiliser car il suffit d'effectuer du dénombrement. Cependant la principale finesse est dans le choix du nombre A, pour chacun des composants, ce nombre peut être discutable.

La méthode de Murthy Konda

MURTHY KONDA [72] a également mis au point une méthode systématique qui permet de déterminer le nombre de DDL de contrôle. C'est une méthode qui découle des travaux de LUYBEN [69] et qui aboutit sur le nombre de DDL de contrôle pour un procédé entier défini comme :

$$DDL = F - \sum_u (X) \tag{3.2}$$

Avec :

F : nombre de flux du procédé

i : composants du système

X : nombre total de conservations de la masse indépendant sans réservoir associé. Ce nombre X permet de prendre en considération le fait que s'il n'y a pas de possibilité d'accumuler de la masse alors les débits des flux entrants et sortants d'un élément ne sont pas contrôlables. Ce nombre permet également d'ajouter des contraintes spécifiques aux composants.

3.2 Méthodologie et limites de l'étude

3.2.1 Méthodologie

L'idée de cette section est d'augmenter la flexibilité de la conception de la TFP pour qu'elle puisse fournir, avec une certaine indépendance, des puissances frigorifique et calorifique variables.

Pour concevoir cette TFP flexible deux approches seront effectuées. La première consiste à adopter une vision très macroscopique d'un cycle thermodynamique qui sera alors représenté par une équation fixant le COP. Cette méthodologie est souvent mise en œuvre dans des travaux d'optimisation d'intégration de cycles thermodynamiques comme les pompes à chaleur ou les cycles organiques de Rankine [61, 73, 74].

La deuxième approche consiste à simuler le comportement de la TFP flexible conçue afin d'évaluer sa capacité à opérer à plusieurs points de fonctionnement. Les demandes de puissances à l'évaporateur et au condenseur seront donc variables. Cette démarche fait appel à une modélisation des composants de la TFP flexible. Les modèles ainsi créés seront utilisés de deux façons :

1. Dimensionnement, cette utilisation permet de déterminer les valeurs des principaux paramètres de dimensionnement du cycle thermodynamique : fluide utilisé, cylindrée du compresseur, surface des échangeurs *etc.* Cela permet également de déterminer un coefficient de performance optimal réaliste de la machine à réaliser.
2. Simulation, les dimensions principales sont fixées, il s'agit alors de simuler des variations de charge pour observer le comportement de chacune des solutions étudiées. Cela permettra de déterminer la faisabilité et la performance de chacune des solutions lors d'une variation de la demande de puissance thermique.

3.2.2 Points de fonctionnement nominaux

Le travail engagé dans cette partie reposera sur l'étude d'un besoin de chauffage et de refroidissement correspondant au blanchiment d'un légume surgelé. On considère que l'objectif est de refroidir un débit d'eau de 0,3 $kg.s^{-1}$ entrant à 15 °C jusqu'à 2 °C. Le condenseur devra chauffer un débit d'eau de 0,57 $kg.s^{-1}$ entrant à 84 °C jusqu'à 97 °C.

Dans le procédé de blanchiment l'eau sortant du préchauffeur est évacuée à une trentaine de degrés celsius. Cet effluent (30 °C ; 0,3 $kg.s^{-1}$) avant d'être jeté peut alors servir de source froide à un système de chauffage, et/ou de source chaude à un système de refroidissement. C'est le premier point qui sera étudié, cas A.

Dans le but d'enrichir la réflexion, un autre point de fonctionnement va être étudié. Ce point, cas B, correspond à un effluent de 0,8 $kg.s^{-1}$ à 22 °C. Ce point peut représenter le cas où un autre débit de l'usine est utilisé. Le tableau 3.1 synthétise les deux points de fonctionnement nominaux étudiés.

Enfin on considère qu'une tour de refroidissement peut être utilisée pour dissiper la puissance délivrée au condenseur d'un groupe frigorifique. Une boucle d'eau circule alors entre le condenseur

	T_e (°C)	T_s (°C)	$\dot{m}$ (kg.s^{-1})	$\dot{Q}$ (kW)
Chauffage	84	97	0,57	31,2
Refroidissement	15	2	0,3	16,3
Effluent (cas A)	30	-	0,3	-
Effluent (cas B)	22	-	0,8	-

TABLE 3.1 – Points de fonctionnement

et la tour de refroidissement. Cette dernière dissipe la puissance vers l'ambiance à 15 °C, température égale à la température de référence de l'analyse exergétique.

3.2.3 Les quatre solutions étudiées

Dans la littérature, les solutions trouvées pour flexibiliser un système passent toutes par une augmentation des DDL de ce système. L'idée proposée est donc d'augmenter les DDL de la manière la plus simple possible. Souhaitant obtenir un système où seule l'électricité est utilisée, le choix est fait de scinder la TFP initiale en deux systèmes thermodynamiques. Ces deux systèmes peuvent ainsi fournir simultanément les besoins de chauffage et de refroidissement. En termes simples, il s'agit donc de substituer une TFP par une PAC et un groupe frigorifique (GF).

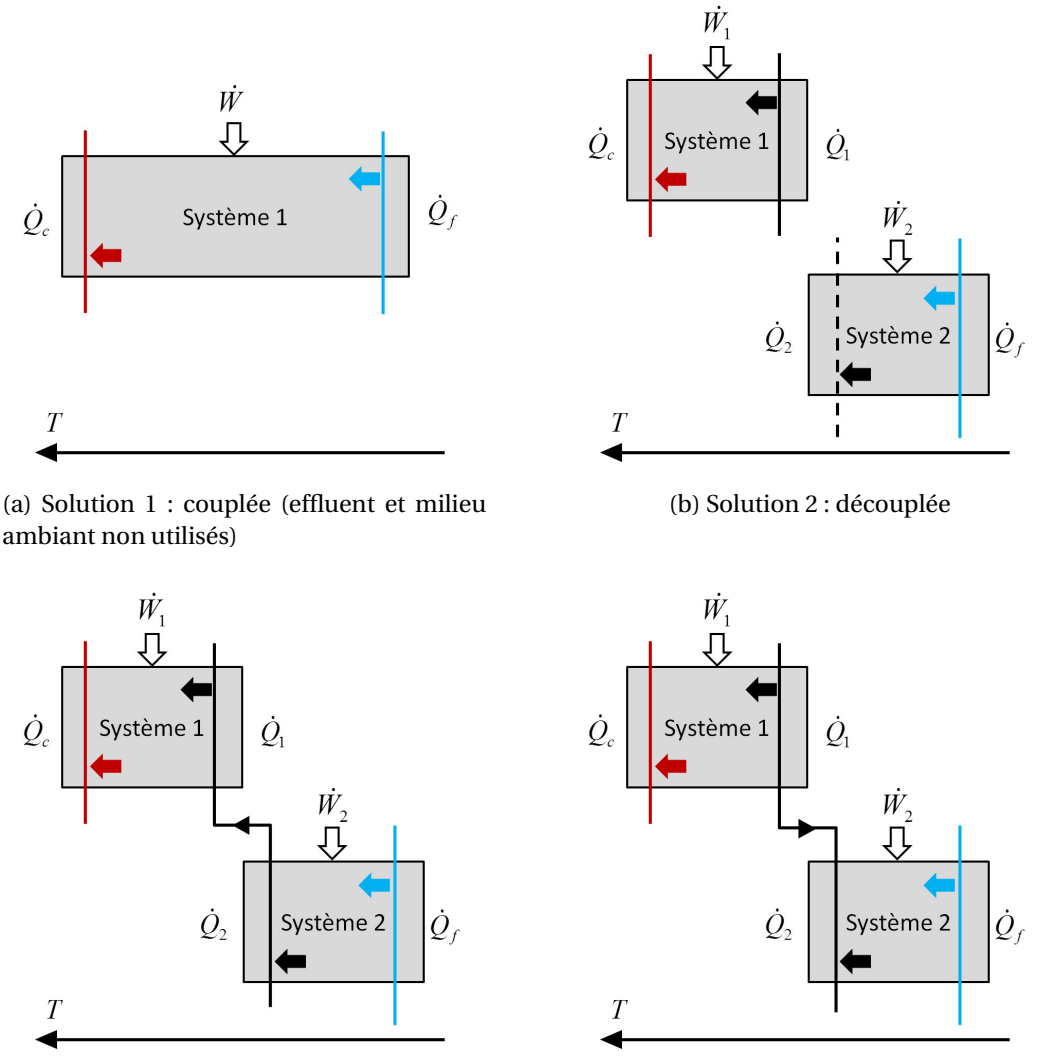
Un simple découplage présente un inconvénient : la chaleur prélevée lors du refroidissement n'est pas utilisée pour le chauffage. Pour garder ces avantages on peut créer un système couplé partiellement. Le couplage s'effectue grâce à un fluide intermédiaire en circuit ouvert.

Quatre solutions techniques, représentées sur la figure 3.1, sont imaginées et étudiées. Chaque bloc représente un "système" qui peut être une pompe à chaleur mono ou poly-étagée. Les traits rouge et bleu représentent respectivement les débits à chauffer et à refroidir. Le trait plein noir symbolise l'effluent tandis que le trait en pointillés représente le milieu ambiant. Les solutions sont :

- solution 1 : couplée grâce à une TFP classique ;
- solution 2 : découplée, utilisation d'une PAC et d'un GF indépendamment ;
- solution 3 : partiellement couplée par un débit passant dans le système de refroidissement puis dans le système de chauffage ;
- solution 4 : partiellement couplée par un débit passant dans le système de chauffage puis dans le système de refroidissement.

3.2.3.1 Solution couplée : TFP

Cette solution est celle qui est choisie naturellement lorsque les besoins en chauffage et en refroidissement sont compatibles avec les performances d'une TFP. Lorsque l'écart de température entre



(a) Solution 1 : couplée (effluent et milieu ambiant non utilisés)

(b) Solution 2 : découplée

(c) Solution 3 : partiellement couplée (milieu ambiant non utilisé)

(d) Solution 4 : partiellement couplée (milieu ambiant non utilisé)

FIGURE 3.1 – Schémas des quatre solutions techniques étudiées

l'évaporation et la condensation est considérable, cette TFP peut disposer de plusieurs étages de compression [75]. Cette solution est représentée par la figure 3.1a.

3.2.3.2 Solution découplée : PAC + GF

La solution découplée est composée de deux systèmes. Une PAC qui permet de contrôler la haute température et qui puise l'énergie contenue dans l'effluent. Un GF qui fournit la puissance frigorifique désirée en rejetant de la puissance calorifique à l'environnement.

Cette solution, schématisée par la figure 3.1b, permet une plus grande flexibilité que la solution couplée car chaque système peut contrôler une température objectif différente. En revanche, l'énergie évacuée par le système de refroidissement n'est pas utilisée pour le système de chauffage.

3.2.3.3 Solution couplée partiellement : système de refroidissement puis système de chauffage

L'objectif de cette solution est de récupérer l'énergie due au refroidissement pour satisfaire les besoins de chauffage à la haute température tout en garantissant une certaine flexibilité.

Montrée par la figure 3.1c cette solution est un couplage partiel : l'effluent entrant dans le condenseur du système 2 transite ensuite par l'évaporateur du système 1. Le fait que cet effluent, en circuit ouvert, soit ensuite jeté conduit à un DDL supplémentaire. Ce résultat sera démontré dans les parties suivantes.

Si le besoin de chauffage augmente alors, le système 1 prélèvera davantage de puissance sur l'effluent. La température de sortie de ce fluide diminuera. En revanche, lorsque la demande de chauffage chutera, alors l'énergie rejetée au condenseur du système 2 ne sera pas intégralement utilisée par le système 1. Ainsi, l'énergie excédentaire est évacuée au niveau de l'effluent. Avec la solution couplée, cette puissance excédentaire était portée au plus haut niveau de température, entrainant ainsi une surconsommation de puissance du compresseur.

3.2.3.4 Solution couplée partiellement : système de chauffage puis système de refroidissement

La dernière solution étudiée, présentée en figure 3.1d, présente la même architecture que la solution 3. La différence vient du débit du fluide intermédiaire qui circule en sens inverse.

Cette solution ne permet pas de récupérer l'énergie dégagée par le condenseur du système 2. En revanche elle peut être intéressante lorsque l'effluent est à un niveau de température assez élevé et à un débit relativement bas. En effet, dans ce cas la solution 3 aura son système 1 qui travaillerait avec un écart entre température d'évaporation et de condensation assez faible, tandis que cet écart sera beaucoup plus grand pour le système 2. La solution 4 permet alors de réduire l'écart de température du système 2, en effet le débit intermédiaire sera préalablement refroidi par l'évaporateur du système 1.

3.3 Modélisation globale des systèmes

Un cycle thermodynamique peut être modélisé à plusieurs niveaux de détails. La modélisation globale est probablement la plus simple puisqu'elle repose sur une représentation macroscopique du cycle thermodynamique.

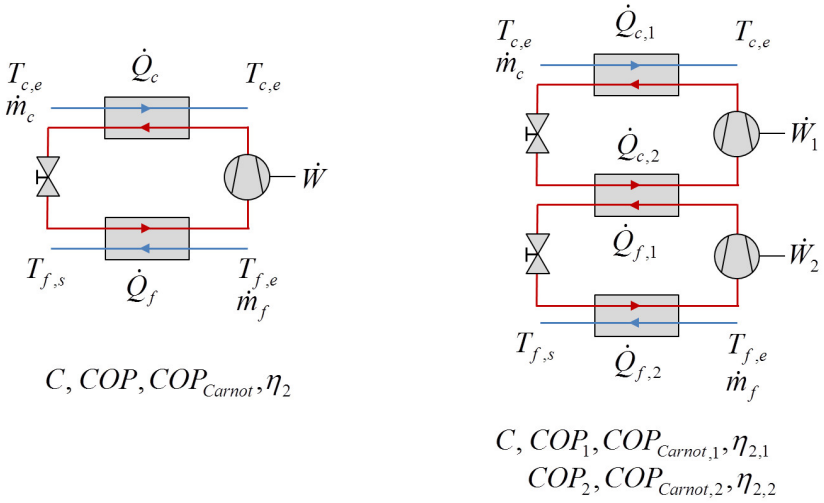
3.3.1 Pompe à chaleur mono-étagée

On peut représenter la PAC comme un système global qui est défini par deux équations : le bilan énergétique (3.3) et une performance (3.4).

$$\text{PAC mono-étagée} \begin{cases} \dot{Q}_c + \dot{Q}_f + \dot{W} = 0 & (3.3) \\ \text{COP} = \dfrac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} & (3.4) \end{cases}$$

En faisant l'hypothèse que le COP est fixé. Alors le système est un système à deux équations et trois inconnues : $\dot{Q}_c$, $\dot{Q}_f$, $\dot{W}$. Le DDL du système est donc égal à 1. Si l'une des trois puissances est fixée, par exemple la puissance au condenseur, alors le système devient solvable, il existe un seul et unique couple $(\dot{Q}_f, \dot{W})$ permettant de répondre à la valeur de $\dot{Q}_c$ désirée.

Néanmoins, il est difficile d'utiliser ce modèle car l'hypothèse de COP fixé ne peut être valide que lorsque les températures des sources sont bien déterminées. Dans le cas contraire il est plus pertinent de raisonner avec une efficacité η_2 fixée, cette efficacité est définie comme le COP par rapport au COP de Carnot, équation (3.7). Le COP de Carnot est défini dans ce travail grâce aux températures extrêmes des sources, équation (3.8). Les variables utilisées sont visibles sur le schéma de la PAC mono-étagée, figure 3.2a.



(a) Mono-étagée (b) Deux étages de compression

FIGURE 3.2 – Schémas pour la modélisation globale des PAC mono-étagées et bi-étagées en cascade

Les températures des sources peuvent alors être introduites en effectuant un bilan d'énergie sur la source chaude (3.5) et sur la source froide (3.6).

Le système peut être modélisé par les équations suivantes :

$$\text{PAC mono-étagée} \begin{cases} eq.(3.3) & \\ eq.(3.4) & \\ \dot{Q}_c = \dot{m}_c * C * (T_{c,s} - T_{c,e}) & (3.5) \\ \dot{Q}_f = \dot{m}_f * C * (T_{f,s} - T_{f,e}) & (3.6) \\ \text{COP} = \eta_2 * \text{COP}_{\text{Carnot}} & (3.7) \\ \text{COP}_{\text{Carnot}} = \dfrac{T_{c,s}}{T_{c,s} - T_{f,s}} & (3.8) \end{cases}$$

Les paramètres $(\dot{m}_c, \dot{m}_f, C, T_{c,e}, T_{f,e}, \eta_2)$ sont connus, ainsi le système est composé de 13 grandeurs dont 7 inconnues et est construit grâce à 6 équations. il dispose bien d'un seul DDL. Ce modèle servira aux simulations permettant de comparer les quatre solutions différentes proposées pour différents points de fonctionnement nominaux.

3.3.2 Pompe à chaleur en cascade à deux étages de compression

Une PAC opérant avec un certain écart de température peut nécessiter deux étages de compression en cascade ou davantage. Si le choix d'une conception en cascade est retenu, alors la PAC comportera un évapo-condenseur. Ce dispositif est représenté avec les variables utilisées dans le modèle en figure 3.2b. Cette PAC dispose également d'un seul DDL. En effet, bien qu'elle dispose d'un second compresseur et donc d'une variable d'ajustement supplémentaire, cette souplesse est annulée par l'équilibrage des puissances à l'évapo-condenseur, équation (3.9).

$$\dot{Q}_{c,2} = \dot{Q}_{f,1} \tag{3.9}$$

Le modèle d'une PAC en cascade à deux étages de compression comprend 19 variables et est composé de 11 équations :

- les bilans sur les fluides, équations (3.5) et (3.6) ;
- les équations de chacun des systèmes qui sont donc doublées (3.3), (3.4), (3.7), (3.8) ;
- l'équation de couplage (3.9).

Les variables connues sont les six mêmes que pour la PAC mono-étagée auxquelles il faut ajouter l'efficacité du second cycle $\eta_{2,2}$.

Le système dispose de 11 équations et de 12 inconnues, et possède ainsi un seul DDL. Une PAC en cascade à deux étages de compression dispose de la même flexibilité qu'une PAC monoétagée

classique. Elle peut être modélisée globalement comme une PAC mono-étagée, elle disposera alors d'une efficacité η_2 globale. Ce résultat est généralisable à plusieurs étages de compression.

En réalité, il peut y avoir un DDL à ajouter si les fréquences des compresseurs sont contrôlables indépendamment, cependant ce DDL est limité car il ne peut aller que dans le sens d'une dégradation du COP. Cette analyse sera portée après le détail des modèles de composants, partie 3.4.2.

3.3.3 Les quatre solutions

Les quatre solutions techniques évoquées dans la partie 3.2.3 sont étudiées à l'aune du modèle de PAC global.

Solution 1 Cette solution revient exactement au modèle de la PAC mono-étagée ou à plusieurs étages de compression.

Solution 2 Cette solution est composée d'une PAC et d'un GF. La PAC est modélisée par le système d'équations (3.3) à (3.8). Le modèle du GF diffère légèrement. En effet, on considère que le débit du condenseur est en permanence ajusté pour maintenir une température constante en sortie de condenseur, cette température constante est fixée à 10 K au dessus de la température de référence qui est la température de l'ambiance. Ainsi l'équation (3.5) n'est pas considérée et l'on ajoute l'équation (3.10).

$$T_{c,s,2} = T_{ref} + 10 \tag{3.10}$$

Solutions 3 et 4 Les solutions 3 et 4 sont toutes deux modélisées par les équations (3.3) à (3.8).

3.4 Calcul d'une pompe à chaleur en utilisant des modèles de composants

3.4.1 Modèle d'une PAC

Une PAC peut également être représentée par un ensemble de modèles de composants [76]. L'utilisation de cette modélisation permet de comprendre les liens de causalité entre chacun des composants du système. De plus, cette modélisation permet de s'affranchir de l'hypothèse d'un COP fixé qui est une hypothèse non valide lorsque la PAC va être utilisée pour plusieurs besoins de puissance.

En effet, lorsqu'une PAC va être soumise à différents points de fonctionnement son coefficient de performance va fluctuer. Cette variation du COP est le fruit de deux causes distinctes. La première est

l'éventuelle variation du COP de la machine idéale induite par une évolution des niveaux de températures des sources. La deuxième cause de variation peut être identifiée comme la réponse de chacun des composants à des régimes différents : pincement au niveau des échangeurs de chaleur, évolution du rendement isentropique du compresseur, destruction d'exergie au niveau du détendeur.

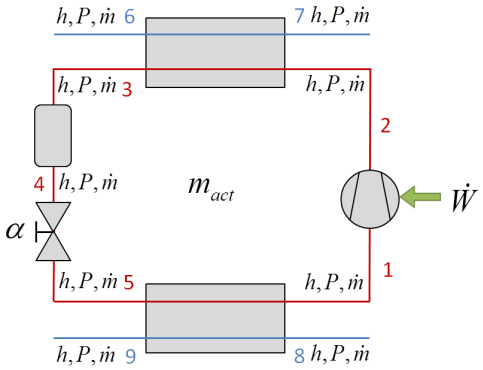


FIGURE 3.3 – Schéma d'une PAC mono-étagée avec ses variables

La PAC, telle que représentée figure 3.3 est un cycle thermodynamique comportant un compresseur, un condenseur, un réservoir, un détendeur et un évaporateur. En n'étudiant que les points entre chacun de ces composants, cette PAC peut être décrite par 30 variables. Ces variables sont :

- 18 variables permettant de connaitre l'état du fluide en chaque point, ce sont la pression P et l'enthalpie spécifique h ;
- 9 variables permettant de connaitre les quantités mises en jeu, ce sont les débits massiques $\dot{m}$;
- l'ouverture du détendeur α ;
- la puissance du compresseur $\dot{W}$;
- la charge active dans le cycle m_{act}, qui est définie comme la masse contenue dans le système à laquelle on retranche la masse contenue dans le réservoir liquide.

Parmi ces variables, 6 d'entre elles sont préalablement connues : ce sont les conditions d'entrées des sources dans les échangeurs (points 6 et 8 sur le schéma). Ainsi, il reste 24 inconnues. Afin de trouver les DDL de la PAC, il s'agit ensuite de déterminer le nombre d'équations régissant le comportement du système composant par composant.

Les modèles présentés dans cette section vont plus loin que le simple dénombrement des équations permettant de définir les DDL. En effet, ces modèles ont également pour fonction de dimensionner chacune des solutions techniques étudiées, puis de les utiliser dans des simulations de plusieurs points de fonctionnement afin d'évaluer les performances de ces solutions. Chaque nouvelle variable introduite est accompagnée d'une équation permettant de calculer sa valeur, par conséquent l'analyse des DDL n'est pas modifiée.

3.4.1.1 Compresseur

Le compresseur a pour objectif de monter le niveau de pression du fluide et de l'entrainer. La pression de sortie est égale à la pression de condensation. Ce composant peut être défini par 7 variables : les enthalpies spécifiques, les débits massiques et les pressions à l'entrée et à la sortie, et la puissance électrique absorbée.

Les effets d'accumulation de masse lorsque le compresseur change sa vitesse de rotation sont négligés, le débit massique est alors conservé, équation (3.11). En supposant le compresseur adiabatique, le travail absorbé par le compresseur est égal à la différence d'enthalpie du fluide le traversant, équation (3.12). Enfin, le compresseur est caractérisé par sa performance par rapport à la compression isentropique, équation (3.13).

$$\text{Compresseur} \begin{cases} \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} & (3.11) \\ \dot{W} = \dot{m}(h_s - h_e) & (3.12) \\ h_s = \dfrac{h_{\text{s,is}} - h_e}{\eta_{\text{is}}} + h_e & (3.13) \end{cases}$$

Le rendement isentropique η_{is} du compresseur est considéré comme un paramètre d'entrée du modèle. La compression isentropique s'obtient en conservant l'entropie, équation (3.14).

$$s_e = s_{s,is} \tag{3.14}$$

Si l'on fait l'hypothèse que le point à l'aspiration du compresseur est connu, alors le point au refoulement peut être déterminé par le modèle du compresseur et par l'imposition de la pression de sortie. Cette pression de sortie est discutée dans la partie 3.4.1.5.

Pour analyser le comportement et les performances de ce composant, d'autres variables de dimensionnement sont introduites.

Si la charge d'une PAC est susceptible de varier, il est envisageable de coupler les compresseurs à des variateurs de fréquence. Ainsi, c'est la vitesse de rotation des compresseurs qui est en permanence ajustée pour que la PAC assure la température de consigne. Pour exprimer ce phénomène il faut d'abord définir quelques grandeurs volumétriques comme le débit volumique aspiré par le compresseur et sa cylindrée.

Le débit volumique aspiré $\dot{q}_{\text{asp}}$ du compresseur est déterminé grâce au débit massique $\dot{m}$ et à la masse volumique du fluide à l'aspiration ρ_{asp}.

$$\dot{q}_{\text{asp}} = \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{asp}}} \tag{3.15}$$

La fréquence de rotation du compresseur N, généralement exprimée en tr.min^{-1}, peut être liée au débit massique $\dot{m}$ et au débit volumique $\dot{q}_{asp}$ aspiré au niveau du compresseur par la relation (3.16). La cylindrée Cyl du compresseur apparait. La notion de fréquence de rotation n'a de sens que pour une cylindrée donnée.

$$\dot{m} = \rho_{\text{asp}} \dot{q}_{\text{asp}} = \rho_{\text{asp}} \eta_{\text{vol}} \text{Cyl} \frac{N}{60} \tag{3.16}$$

Dans un compresseur volumétrique, seule une fraction de la cylindrée produit un effet utile. Cette fraction est représentée par le rendement volumétrique η_{vol}. Ainsi :

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{V_{\text{utile}}}{\text{Cyl}} \tag{3.17}$$

Il est ainsi possible de concevoir le compresseur, en déterminant sa cylindrée pour une fréquence de fonctionnement désirée. Ensuite il est possible d'utiliser le modèle pour des simulations en déterminant la fréquence de fonctionnement avec la cylindrée préalablement dimensionnée.

En supposant l'égalité entre la puissance électrique absorbée par le compresseur et la puissance mécanique fournie au fluide, l'exergie consommée au compresseur est égale à la puissance mécanique de compression, équation (3.18). L'exergie gagnée par le fluide, exergie utile, est égale à la variation d'exergie physique du fluide traversant le compresseur, équation (3.19). Le bilan exergétique permet d'écrire que l'exergie détruite est la différence entre l'exergie consommée par le compresseur et celle gagnée par le fluide, équation (3.20).

$$\dot{Ex}_{\text{cons}} = \dot{W} \tag{3.18}$$

$$\dot{Ex}_{u} = \dot{m}((h_s - h_e) - T_{ref}(s_s - s_e)) \tag{3.19}$$

$$\dot{Ex}_{d,\text{comp}} = \dot{W} - \dot{m}(ex_s - ex_e) \tag{3.20}$$

3.4.1.2 Détendeur

Le détendeur est l'organe qui a pour objectif d'abaisser la pression à la sortie du condenseur. Dans le cas d'un détendeur électronique ou thermostatique, cet élément a un rôle crucial dans la régulation d'une PAC, cet aspect est discuté en partie 3.4.1.5.

En faisant le choix d'un détendeur thermostatique, ce composant peut être représenté par 7 variables : les débits massiques, les enthalpies spécifiques, et les pressions à l'entrée à la sortie. À ces six variables s'ajoute le coefficient α qui peut être défini comme le pourcentage d'ouverture du détendeur.

La conservation du débit massique dans un détendeur s'exprime par l'équation (3.21). La détente s'opère sans échange de chaleur et de travail avec le milieu extérieur, c'est une détente isenthalpe (3.22). La perte de charge occasionnée par le détendeur va être une fonction de son ouverture. On peut introduire le coefficient Cv qui dépend de α mais également des conditions d'entrée du fluide dans le détendeur. Dans les calculs qui vont suivre, il n'y a aucun intérêt à développer plus le modèle, l'équation (3.23) permet de raisonner sur les DDL.

$$\text{Détendeur} \begin{cases} \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} & (3.21) \\ h_e = h_s & (3.22) \\ \dot{m} = C_v(\alpha)\sqrt{(P_e - P_s)\rho} & (3.23) \end{cases}$$

La destruction d'exergie du détendeur est égale à l'opposé de la variation d'exergie physique du fluide qui le traverse (3.24). Comme la détente est isenthalpe cette destruction d'exergie est proportionnelle à l'entropie générée.

$$\begin{aligned} \dot{Ex}_d &= -\dot{m}\left[(h_s - h_e) - T_{ref}(s_s - s_e)\right] \\ &= \dot{m} T_{ref}(s_s - s_e) \end{aligned} \tag{3.24}$$

3.4.1.3 Échangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur est entièrement défini par les variables suivantes : enthalpies spécifiques, pressions et débits massiques à l'entrée et à la sortie de chacun des deux débits traversant l'échangeur.

Une PAC comprend en général deux échangeurs de chaleur : le condenseur et l'évaporateur. Même si les paramétrages sont différents, l'évaporateur et le condenseur peuvent être représentés par un modèle physique identique. L'échangeur de chaleur est supposé être en régime permanent, il y a donc conservation du débit massique de part et d'autre de l'échangeur pour chacun des flux (différenciés par les indices 1 et 2), équations (3.25) et (3.26). Les pertes de charge sont négligées, ainsi, pour un fluide pur, les pressions de sortie sont égales aux pressions d'entrée, équations (3.27) et (3.28). L'échangeur étant isolé, on suppose ce composant comme adiabatique : toute la puissance cédée par un flux est récupérée par l'autre flux, équation (3.29). Enfin, la valeur de la puissance échan-

gée dépend du transfert thermique s'opérant dans l'échangeur (3.30). Cette puissance échangée, représentée de façon simplifiée, dépend de la surface d'échange de l'échangeur S [m^2], du coefficient d'échange global K [W.m^{-2}.K^{-1}] et de l'écart moyen des températures entropiques de chacun des flux.

$$\text{Condenseur} \begin{cases} \dot{m}_{1,e} = \dot{m}_{1,s} = \dot{m}_1 & (3.25) \\ \dot{m}_{2,e} = \dot{m}_{2,s} = \dot{m}_2 & (3.26) \\ P_{1,e} = P_{1,s} & (3.27) \\ P_{2,e} = P_{2,s} & (3.28) \\ \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = 0 & (3.29) \\ \dot{Q}_1 = KS\Delta\tilde{T}_{moy} & (3.30) \end{cases}$$

K et S sont des paramètres fixés, ainsi ils ne sont pas considérés comme des variables et n'introduisent pas de DDL supplémentaire. Les grandeurs $\dot{Q}_1$, $\dot{Q}_2$ et $\Delta\tilde{T}$, sont des variables supplémentaires mais qui n'existent qu'avec leurs équations indépendantes, équations (3.31) à (3.33). En réalité le système pourrait se réécrire avec les membres de droite de ces équations, mais cela le rendrait moins lisible.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1(h_{1,e} - h_{1,s}) \quad (3.31)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2(h_{2,e} - h_{2,s}) \quad (3.32)$$

$$\Delta\tilde{T}_{moy} = \frac{\Delta h_1}{\Delta s_1} - \frac{\Delta h_2}{\Delta s_2} \quad (3.33)$$

Une variable importante d'un échangeur de chaleur est son pincement Pinc. Le pincement est défini comme le plut petit écart de température entre les deux fluides de l'échangeur le long de l'échangeur. En posant l longueur de l'échangeur comprise entre 0 et la longueur totale L alors le pincement peut être vu comme le minimum de la différence des températures sur l'intervalle de la longueur de l'échangeur.

$$l\epsilon\,[0;L] \quad \text{Pinc} = min\left[T_c(l) - T_f(l)\right] \quad (3.34)$$

La performance de l'échangeur peut être évaluée par l'étude exergétique. La destruction d'exergie augmente avec l'écart de température entre les deux flux. Cette valeur peut être calculée en faisant la différence entre l'exergie récupérée par le fluide froid et celle cédée par le fluide chaud, équation (3.35).

$$\dot{Ex}_{d,\text{éch}} = \dot{m}_c(ex_{c,e} - ex_{c,s}) + \dot{m}_f(ex_{f,e} - ex_{f,s}) \quad (3.35)$$

3.4.1.4 Réservoir de liquide

Une PAC disposant d'un détendeur thermostatique est souvent conçue avec une bouteille de réservoir de liquide à la haute pression en sortie de condenseur. Cette bouteille, stockant le liquide, permet les variations de masse de fluide frigorigène contenu dans les autres éléments de la PAC.

Selon l'hypothèse d'un régime permanent, le débit massique est conservé de part et d'autre de l'élément, équation (3.36) . De plus, en supposant que le réservoir est bien isolé, le bilan énergétique appliqué à l'élément permet d'écrire la conservation de l'enthalpie spécifique (3.37). Le fluide entrant dans le réservoir de liquide va subir une perte de charge, cette différence de pression est négligée (3.38).

$$\text{Réservoir de liquide} \begin{cases} \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} & (3.36) \\ h_e = h_s & (3.37) \\ P_e = P_s & (3.38) \end{cases}$$

Ce réservoir de liquide ne change pas l'état du fluide, le modèle peut ainsi ne pas être considéré dans les modèles de PAC. En revanche, l'ensemble des hypothèses exprimées par les trois équations présentées a une importance pour l'équilibre de la PAC elle-même, en particulier sur la pression de condensation. Cet aspect est discuté en partie 3.4.1.5.

3.4.1.5 Discussion sur le système

Le système comporte 24 inconnues et 21 équations structurantes (3 pour le compresseur, 3 pour le détendeur, 6 pour le condenseur, 6 pour l'évaporateur et 3 pour le réservoir de liquide), il dispose alors de trois DDL. Ces DDL peuvent être physiquement identifiés comme les niveaux des pressions de condensation et d'évaporation, et le débit circulant dans la PAC.

En toute rigueur, on peut ajouter 2 DDL si l'on considère que le coefficient KS de l'évaporateur et du condenseur peuvent être contrôlés. En effet, un bypass dans l'échangeur lui-même pourrait réduire la surface d'échange. Comme l'optimum énergétique se trouve pour une maximisation de KS, ces paramètres sont en pratique rarement contrôlés et KS reste bien une variable de dimensionnement et non de contrôle. Ces 3 DDL sont en adéquation avec des résultats présentés dans la littérature [77].

Pour représenter le fonctionnement classique d'une PAC il faut ajouter plusieurs équations au système. La première est celle de la surchauffe au niveau de l'évaporateur. La surchauffe permet d'éviter de détériorer le compresseur par l'aspiration de gouttelettes. Lorsque le détendeur est à géométrie

fixe, comme un capillaire, la surchauffe est la conséquence du transfert thermique au niveau de l'évaporateur. La surface d'échange est dimensionnée afin d'avoir une surchauffe désirée. Dans le cas d'un détendeur thermostatique la surchauffe est contrôlée grâce au coefficient d'ouverture du détendeur α qui va faire varier la pression d'évaporation. Ainsi, si la surchauffe voulue est de 5 K (valeur typique), équation (3.39) valable pour un fluide pur, le détendeur pourra s'adapter à différentes puissances échangées à l'évaporateur.

$$T_{s,evap} = T_{\text{évaporation}} + 5 \tag{3.39}$$

Le sous-refroidissement au niveau du condenseur est également lié à la haute pression. Il existe des systèmes permettant de contrôler ce sous-refroidissement par un ajustement de la pression de condensation [78, 79]. En revanche, la PAC modélisée dans ce travail n'en comprend pas mais dispose d'un réservoir de liquide en aval du condenseur.

On suppose que ce réservoir de liquide est suffisamment bien dimensionné pour qu'il contienne toujours du liquide et de la vapeur. Ainsi, la charge active de fluide va s'équilibrer de telle manière que le fluide à la sortie du condenseur soit à l'état de liquide saturé, soit avec un sous-refroidissement nul. En réalité, il existe un léger sous-refroidissement lié à la perte de charge du fluide lors de son entrée dans le réservoir de liquide. En effet, si l'on admet une perte de pression à l'entrée du réservoir, l'équation (3.38) n'est plus vérifiée et la pression dans le réservoir de liquide est inférieure à la pression de condensation. Ce différentiel de pression réalisé de manière isenthalpe dans le domaine liquide permet de trouver la valeur du sous-refroidissement. Pour donner un ordre de grandeur, le R1234ze à une pression de condensation de 100 °C avec un sous-refroidissement de 2 K représente une perte de charge de plus de 1,5 bar. La perte de charge réelle étant bien plus faible, de l'ordre de 0,1 bar, on peut effectivement supposer que le sous-refroidissement sera nul. On peut alors, pour un fluide pur, ajouter une équation permettant de calculer simplement le système, equation (3.40).

$$T_{s,cond} = T_{\text{condensation}} \tag{3.40}$$

Finalement, le système devient un système à 23 équations et 24 inconnues, et donc un système à 1 DDL. La PAC est capable, dans son fonctionnement réel de contrôler une seule puissance. C'est donc en variant la fréquence de rotation du compresseur, et donc le volume balayé, que la PAC va pouvoir contrôler une puissance de chauffage ou une puissance de refroidissement.

Note : Pour un compresseur à vitesse fixe, une pompe à chaleur ne dispose pas de degré de liberté, la puissance délivrée au condenseur et à l'évaporateur n'est dépendante que de la conception de la machine et des conditions d'entrée des sources chaude et froide.

3.4.2 Pompe à chaleur en cascade à deux étages de compression

Pour installer une PAC devant fonctionner avec un grand écart de température entre le chauffage et le refroidissement il est préférable d'utiliser plusieurs étages de compression. Le couplage entre les deux étages de compression peut être réalisé par un évapo-condenseur au niveau de pression intermédiaire. En théorie, ajouter un étage de compression, dans un intervalle donné, ajoute un DDL au système. En effet, schématisé en figure 3.4, le système dispose de 48 variables :

- 28 variables permettant de connaitre l'état du fluide en chaque point, ce sont la pression P et l'enthalpie spécifique h ;
- 14 variables permettant de connaitre la quantité mise en jeu, ce sont les débits massiques $\dot{m}$;
- 2 ouvertures des détendeurs α ;
- 2 puissances des compresseurs $\dot{W}$;
- 2 charges actives dans chacun des cycles m_{act}.

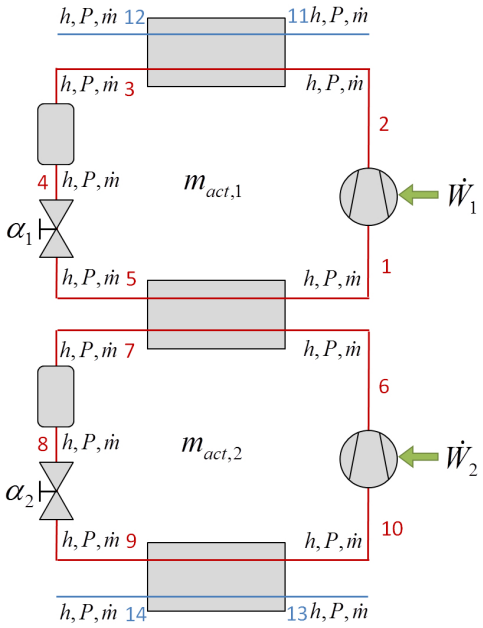


FIGURE 3.4 – Schéma d'une PAC en cascade avec ses variables

Parmi ces variables, 6 d'entre elles sont préalablement connues : ce sont les conditions d'entrées des sources dans les échangeurs. Ainsi, il reste 42 inconnues. Il s'agit ensuite de déterminer le nombre d'équations régissant le comportement du système composant par composant :

- 18 pour les échangeurs de chaleur (condenseur, évapo-condenseur, évaporateur) ;
- 6 pour les compresseurs ;
- 6 pour les bouteilles ;
- 6 pour les détendeurs ;
- 2 pour les surchauffes ;

– 2 pour les sous-refroidissements.

Le système a 40 équations et 42 inconnues, il dispose ainsi de 2 DDL. Il serait donc possible de réguler la puissance au condenseur indépendamment de celle de l'évaporateur en opérant séparément sur les deux variateurs de fréquence des compresseurs. Dans la pratique, les variateurs de fréquence des compresseurs sont régulés en même temps. Ainsi nous avons une équation du type :

$$f_1 = f_2 \tag{3.41}$$

Une PAC à deux étages de compression couplés par un évapo-condenseur (cascade) dispose donc d'un seul DDL. Cette machine peut donc être régulée sur la température de sortie de l'évaporateur ou du condenseur.

On peut imaginer des systèmes de contrôle particuliers qui découpleraient les fréquences de rotation des compresseurs pour répondre simultanément à des demandes de puissance calorifique et frigorifique variables. Cette façon de procéder présente deux inconvénients : d'une part elle complexifie le contrôle, d'autre part elle reviendrait à dégrader le COP global de la PAC. En effet, découpler la puissance calorifique de la puissance frigorifique revient à faire varier le COP volontairement. Comme le dimensionnement initial est réalisé pour maximiser le COP, la liberté gagnée par un découplage des fréquences de rotation aurait pour conséquence de trouver un point d'équilibre de la PAC qui dégrade le COP.

À l'inverse, on pourrait imaginer que la relation liant les fréquences de rotation des deux compresseurs ne soit plus une simple égalité mais une relation qui, pour une situation donnée, permette de conserver un COP maximal quel que soit le point de fonctionnement de la PAC. En revanche, cette relation induit à nouveau un couplage entre les deux étages de compression. Cette PAC n'aurait donc également qu'un seul DDL.

3.4.3 Variables de dimensionnement

Les variables permettant de définir le nombre de DDL du système ont été étudiées dans les parties précédentes. Cependant quelques variables présentes dans les équations n'ont fait l'objet d'aucune discussion et ont été écartées de l'étude des DDL. Ce sont les variables de dimensionnement.

En effet, lors de la conduite d'une PAC quelques variables ne peuvent être ajustées, en revanche, elles peuvent l'être dans les étapes de conception. Pour trouver les valeurs numériques de ces variables, il faut se servir du modèle de PAC présenté mais l'utiliser avec des hypothèses et des objectifs particuliers qui peuvent être différents.

À titre d'exemple, en climatisation automobile, le volume d'un échangeur de chaleur est contraignant, limitant ainsi le coefficient KS. Les pressions de condensation et d'évaporation seront donc choisies en fonction de l'échange thermique désiré et d'un coefficient KS donné. Le pincement à l'échangeur est une conséquence de ces contraintes de compacité.

Dans des applications industrielles classiques, l'enveloppe de la PAC n'est pas un facteur limitant. La démarche adoptée est donc la suivante :

1. détermination d'un pincement objectif ;
2. calcul des pressions de condensation et d'évaporation pour obtenir ce pincement objectif ;
3. calcul du coefficient KS pour satisfaire les besoins de puissance, équation (3.33).

Le rendement isentropique du compresseur est une donnée de la conception. En pratique, ce rendement isentropique est généralement délivré par les fabricants des compresseurs et est dépendant de plusieurs paramètres tels que le fluide frigorigène utilisé, le régime de fonctionnement du compresseur et ses caractéristiques intrinsèques. Ce rendement est fixé à $\eta_{is} = 0,70$ par hypothèse.

La variable de dimensionnement du compresseur est sa cylindrée. Pour la déterminer il convient de déterminer le point de fonctionnement et de connaitre le rendement volumétrique du compresseur. Ce rendement volumétrique est la conséquence de plusieurs phénomènes : présence d'un volume mort, défaut d'étanchéité, pertes de charge dans les clapets et collecteurs d'admission et de refoulement et à des effets de parois. Des corrélations expérimentales peuvent être déterminées pour caractériser chaque compresseur. Le rendement volumétrique est couramment représenté par un modèle simple comme une fonction affine décroissante en fonction du taux de compression [80].

D'autre modèles plus complexes existent, souvent formés par des équations polynomiales. Ici une hypothèse simplificatrice est avancée : le rendement volumétrique est fixé à $\eta_{vol} = 0,80$. D'autre part, cette cylindrée sera également calculée en relation avec la fréquence maximale du variateur de fréquence du compresseur. En partant du principe que la PAC doit avoir une marge de fourniture de puissance de part et d'autre du point de fonctionnement nominal, la cylindrée est fixée pour que la fréquence de rotation au point nominal soit à 75 % de la fréquence maximale.

En résumé, les hypothèses de calcul pour le dimensionnement de chacune des PAC sont les suivantes :

- le pincement aux échangeurs est fixé ;
- le rendement isentropique du compresseur est de 0,70 ;
- le rendement volumétrique du compresseur est de 0,80 ;

– la cylindrée du compresseur est déterminée pour un fonctionnement nominal à la fréquence de 75 % de la valeur maximale.

3.4.4 Optimisation d'une PAC

L'optimisation d'une PAC, et d'un cycle thermodynamique en général, est une optimisation multi-critères. Une méthodologie a été développée au CES et explicitée dans les travaux de MURR [81]. De façon succincte voici les principaux critères :

Architectures thermodynamiques Le choix de l'architecture thermodynamique dépend des contraintes thermodynamiques et économiques. Parmi les choix possibles il convient de choisir l'option la plus performante. Les différentes configurations possibles classiques sont : mono-étagée, bi-étagée avec refroidisseur intermédiaire, bi-étagée avec économiseur simple, à injection totale, à injection partielle, en cascade [81].

Critères thermodynamiques Ces critères permettent de fixer des contraintes aussi bien techniques que technologiques :

– surpression dans le cycle pour éviter les infiltrations d'air ;
– température normale d'ébullition supérieure à la température d'évaporation la plus basse ;
– température de refoulement inférieure à 130 °C pour éviter une détérioration des lubrifiants ;
– température de condensation inférieure à la température critique (dans le cas d'un cycle non transcritique) ;
– taux de compression réduit, une valeur de 7 est définie comme maximale (performance des compresseurs) ;
– la haute pression doit être la plus basse possible ;
– puissance calorifique volumétrique élevée, lorsqu'elle augmente le volume balayé par le compresseur diminue, tout comme son coût.

Critères de sécurité Pour répondre à des enjeux de sécurité un fluide frigorigène doit être non inflammable et non toxique. Il existe cependant des exceptions pour des applications très spécifiques. Les installations sont alors munies de dispositifs adéquats et encadrées par des procédures d'utilisation et de maintenance plus coûteuses.

Impacts sur l'environnement Les impacts sur l'environnement sont mesurés grâce à deux critères. Le premier est celui de la capacité du fluide à détruire la couche d'ozone identifié par le niveau d'ODP

(Ozone Depletion Potential). À cet effet, les chlorofluorocarbones (CFC) ne peuvent plus être utilisés dans de nouvelles installations depuis le 1er janvier 1995. C'est au tour des hydrochlorofluorocarbones (HCFC) de ne plus être produits à partir du 1er janvier 2010 [82]. Les nouveaux fluides pouvant être utilisés doivent avoir un ODP nul.

Le second critère est l'impact sur le réchauffement climatique identifié par la valeur du GWP (Global Warming Potential). Le GWP est un indice qui prend en compte la capacité du gaz à absorber le rayonnement infrarouge ainsi que sa durée de vie dans l'atmosphère. Cet indice est relatif à l'impact causé par du dioxyde de carbone sur une durée de 100 ans (période usuellement choisie) [83].

Critères de performances Les performances du cycle sont évidement un critère important de l'optimisation. Lorsque le cycle permet de fournir exactement la puissance calorifique ou frigorifique désirée alors le critère choisi peut être celui de la minimisation de la destruction d'exergie.

Lorsque l'intégration du cycle thermodynamique est aussi évaluée il est alors pertinent de déterminer un rendement exergétique global. Ce rendement exergétique global permet d'exprimer la part d'exergie fournie utile par rapport à l'exergie consommée.

Critères économiques Les critères économiques peuvent eux-aussi être multiples. On peut considérer les coûts des composants et du fluide frigorigène. Ce critère est en partie couplé avec les propriétés thermodynamiques : un fluide qui aura besoin d'un grand volume balayé au niveau du compresseur aura pour incidence le choix d'un compresseur plus volumineux et donc plus cher. De même, les critères de performances ont un rôle important sur la viabilité économique d'une solution, la performance étant liée aux coûts opératoires.

3.5 Choix de la meilleure solution grâce aux modèles globaux des pompes à chaleur

Les modèles de PAC ont été présentés dans leur version modélisation globale et modélisation de composants. L'objectif de cette partie est d'utiliser les modèles globaux afin de déterminer quelle solution, parmi les quatre présentées en partie 3.3.3, sera la meilleure au point nominal.

Or, les différentes solutions vont avoir des performances liées aux caractéristiques de l'effluent. En effet, les COP de Carnot des PAC utilisées dans les solutions découplée et partiellement couplées vont dépendre du débit et de la température d'entrée de l'effluent.

Ainsi des simulations sont réalisées afin de comparer les solutions pour différentes caractéristiques de l'effluent. On considère que le débit de l'effluent peut varier entre 0,15 kg.s^{-1} et 1,14 kg.s^{-1}. Ces valeurs correspondent à la moitié du débit de la source froide et au double du débit de la source chaude. La température d'entrée sera étudiée entre 15 °C et 50 °C.

L'efficacité η_2 de chaque système thermodynamique est un paramètre des modèles. Pour la solution couplée, le point de fonctionnement explicité dans le tableau 3.1, implique que la PAC doit avoir un COP de 2,1 pour pouvoir fournir les puissances calorifique et frigorifique simultanément. Avec les températures objectifs cela donne $\text{COP}_{\text{Carnot}} = 3,9$ et $\eta_2 = 0,537$. Cette efficacité est donc l'efficacité objectif.

Pour les autres solutions, l'efficacité de chaque PAC, η_2, est choisie égale à 0,537. Ainsi, on considère, dans l'étude globale, que pour toutes les solutions chaque cycle thermodynamique a la même performance. Ce choix sous-entend que, pour chaque point de fonctionnement, on est capable de concevoir une PAC qui a cette efficacité.

La figure 3.5 présente une cartographie permettant de visualiser le numéro de la meilleure solution en fonction du débit et de la température d'entrée de l'effluent. Le critère retenu est celui de la minimisation de la consommation d'électricité au niveau des compresseurs.

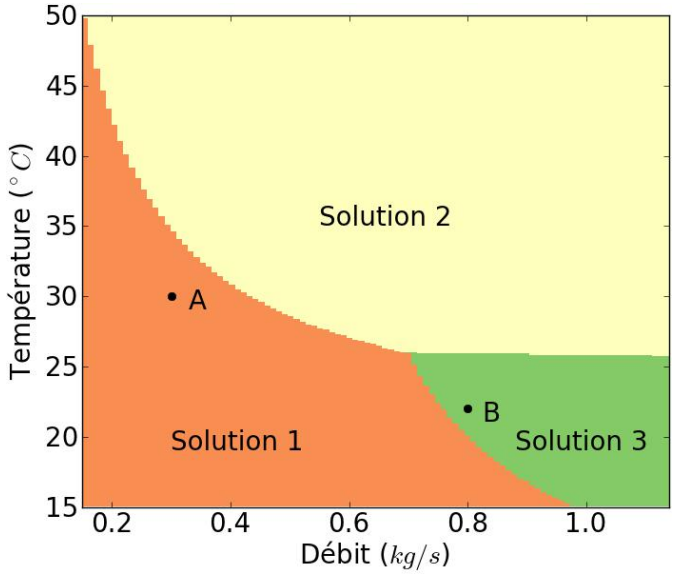


FIGURE 3.5 – Cartographie présentant la meilleure solution en fonction du débit et de la température de l'effluent

On remarque que la meilleure solution n'est pas la même pour tous les points opératoires testés. Les solutions couplée, découplée et partiellement couplée avec passage dans le système de refroidissement puis dans le système de chauffage se partagent le domaine étudié.

La solution 1, entièrement couplée, n'est pas dépendante des caractéristiques de l'effluent. En effet, la figure 3.1a montre que ce fluide n'est pas utilisé. Le travail consommé par cette configuration est inférieur à celui consommé par les autres solutions lorsque les débits et les températures sont relativement faibles. La solution 2, quant-à-elle, présente de meilleures performances lorsque la température de l'effluent est élevée. Lorsque cette dernière est inférieure à 27 °C et que le débit de l'effluent est assez grand c'est la solution 3 qui est la meilleure. Pour les différentes caractéristiques de l'effluent, la puissance absorbée calculée pour la solution 4 est toujours supérieure à au moins la puissance absorbée par une autre solution. Ainsi, dans le domaine étudié elle n'est jamais la meilleure des quatre solutions et n'apparait pas sur la figure.

Bien que la meilleure solution soit déterminée pour différentes caractéristiques de l'effluent, il est intéressant de savoir si les performances des solutions sont très différentes ou plutôt équivalentes. Pour cela, un indicateur γ est calculé pour chaque solution et pour chaque point de fonctionnement. Cet indicateur est un coefficient de contre-performance déterminé pour chaque point de fonctionnement étudié. Il est défini comme la valeur du travail absorbé de la solution considérée divisé par le travail consommé de la meilleure solution. Par exemple pour la solution 1, cet indicateur se calcule grâce à l'équation (3.42). Lorsque $\gamma = 1$ alors, la solution étudiée est la meilleure pour le point de fonctionnement choisi.

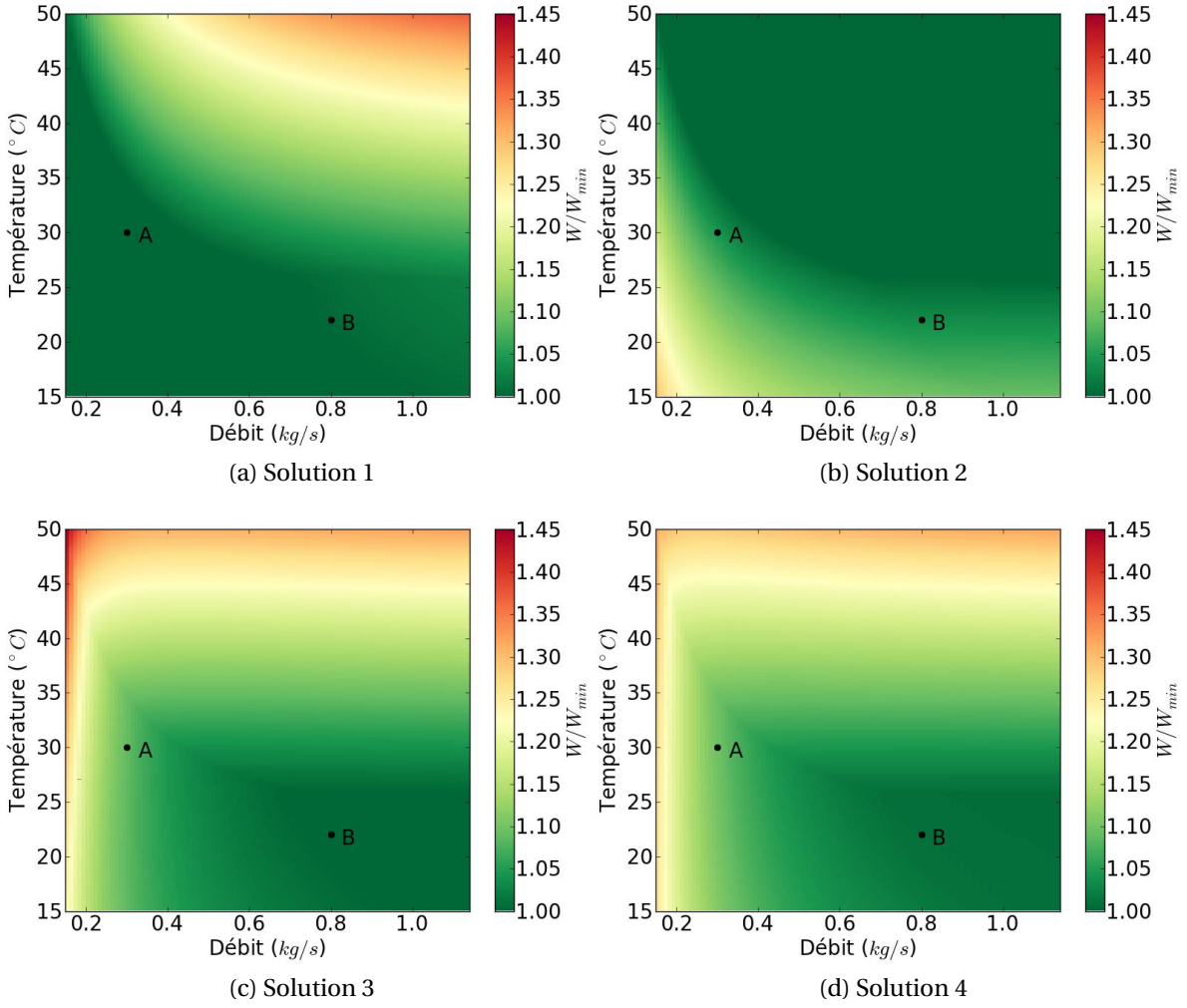
$$\gamma_1 = \frac{\dot{W}_1}{min(\dot{W}_1, \dot{W}_2, \dot{W}_3, \dot{W}_4)} \tag{3.42}$$

La figure 3.6 présente la valeur du coefficient γ pour chaque solution sur le domaine étudié. Par construction, la superposition des meilleures solutions revient à dessiner la cartographie présentée en figure 3.5.

La solution 1, entièrement couplée présente les moins bonnes performances pour le point (50 °C ; 1,14 kg.s^{-1}), cette solution présente une surconsommation de 37,2 %. La surconsommation maximale est de 29,2 % pour la solution 2, 45,0 % pour la solution 3 et de 32,0 % pour la solution 4.

Lorsque l'énergie contenue dans l'effluent est faible, on remarque que c'est la solution qui a le moins d'échangeur de chaleur qui est la meilleure : la solution 1. C'est la solution qui détruit le moins d'exergie due à la différence de température entre les fluides des échangeurs. En revanche lorsque l'énergie de l'effluent augmente ce sont les solutions que se servent de cet effluent qui deviennent les plus pertinentes.

Ainsi lorsque le niveau de température est suffisamment élevé, la solution 2, composée d'une PAC et d'un GF indépendants, est la meilleure. L'énergie contenue dans le fluide est prélevée pour le chauffage à la haute température et chacun des cycles thermodynamiques travaille avec un écart entre la température de condensation et d'évaporation relativement faible.



(a) Solution 1

(b) Solution 2

(c) Solution 3

(d) Solution 4

FIGURE 3.6 – Comparaison de la consommation électrique de chacune des solutions par rapport à la meilleure solution pour chacun des points de fonctionnement

La solution 3 présente l'avantage d'utiliser la puissance dissipée au condenseur du cycle froid pour alimenter l'évaporateur du cycle chaud. En revanche, lorsque le débit est faible, un glissement de température important existe dans les échangeurs traversés par l'effluent. L'écart entre la température de condensation et la température d'évaporation augmente pour chacun des deux cycles, entrainant une diminution des COP. C'est pourquoi cette solution 3 n'est pas la plus adaptée pour des faibles débits.

Bien que la solution 4 ne soit jamais la meilleure solution, on remarque qu'elle n'est pas non plus la pire solution à chaque point de fonctionnement. Par exemple, lorsque le débit est très faible, la solution 4 est plus performante que la solution 3. De même dans le domaine où la solution 3 est performante, la solution 4 est bien souvent la deuxième meilleure solution et surpasse ainsi la solution couplée et la solution découplée.

A ce stade, un seul couple de demandes calorifique et frigorifique a été étudié. La réflexion s'est portée sur l'intégration énergétique des quatre solutions proposées en fonction des caractéristiques

de l'effluent. Si le procédé ne possédait qu'un seul point de fonctionnement alors, la figure 3.5 permettrait d'être bien orienté sur le choix de la solution. En l'occurrence, la solution couplée serait choisie pour le point de fonctionnement A (effluent : 0,3 kg.s^{-1}, 30 °C) tandis que la solution 3 serait choisie pour le point de fonctionnement B (effluent : 0,8 kg.s^{-1}, 22 °C).

En revanche, dès lors que les demandes de puissances vont varier, ce résultat peut être remis en cause. La partie suivante s'intéresse à l'étude des variations des demandes de puissance calorifique et frigorifique pour les points de fonctionnement A et B.

3.6 Variation des puissances calorifique et frigorifique sur des solutions déjà dimensionnées

3.6.1 Procédure générale de l'étude

3.6.1.1 Objectifs

Les résultats de l'analyse globale ont montré que les solutions 1,2 et 3 peuvent être les meilleures solutions en fonction du débit massique et de la température de l'effluent. Cependant cette étude n'a pas pris en compte les variations de demande de chauffage et de refroidissement. D'autre part, le choix a été fait de considérer que chaque système thermodynamique installé avait la même efficacité η_2, or dans une démarche de conception chacun des systèmes ne va pas être dimensionné pour atteindre une efficacité objectif mais pour atteindre la meilleure efficacité possible.

Cette partie vise à répondre à la problématique suivante : comment réagissent chacune des solutions réellement dimensionnées à des variations de demande de puissance calorifique ou frigorifique ? Pour cela, la démarche adoptée suit les deux points suivants :

1. Effectuer une conception optimale de chacune des solutions étudiées pour les deux points de fonctionnement nominaux A et B.
2. Utiliser ces conceptions optimales pour simuler des variations de demandes de puissance :
   - variation de demande de puissance calorifique avec conservation de la demande de puissance frigorifique ;
   - variation de la demande de puissance frigorifique avec conservation de la demande de puissance calorifique.

Comme le procédé de blanchiment de légumes peut voir ses débits varier mais avec des températures objectifs fixées, une variation de la demande en puissance frigorifique ou calorifique se traduit par une variation proportionnelle du débit.

3.6.1.2 Dimensionnement initial par optimisation de chacune des solutions étudiées

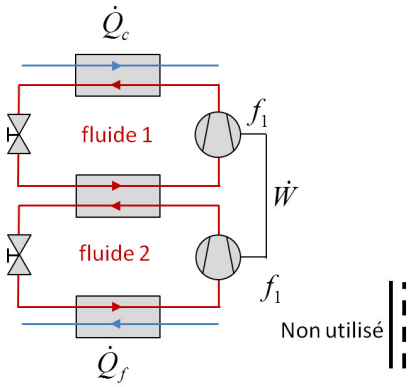
Avant de passer aux solutions flexibles, il convient de vérifier si une solution couplée permet de répondre à l'efficacité objectif $\eta_2 = 0,537$. Pour cela, les modèles de composants sont utilisés avec les hypothèses proposées en partie 3.4.3. En revanche le pincement aux échangeurs n'est pas utilisé comme paramètre imposé mais comme variable de dimensionnement pour que la solution puisse être adaptée. En outre, pour des considérations économiques, la structure de la PAC est limitée à deux étages de compression. Les rendements isentropiques et volumétriques des compresseurs sont fixés respectivement à 0,70 et 0,80 et leur cylindrée est dimensionnée pour qu'ils fonctionnent à 75 % de leur fréquence maximale au point nominal. Le choix du fluide a été réalisé parmi une préselection de cinq fluides dont voici quelques caractéristiques [84, 85] présentées en table 3.2.

Fluide	Nom	GWP	Sécurité	Prix moyen	T_{crit}	P_{crit}	T_{eb}(1 atm)
-	-	-	-	€/kg	°C	MPa	°C
R32	Difluorométhane	716	A2L	-	78,1	5,78	-51,7
R134a	1,1,1,2-tétrafluoroéthane	1370	A1	12-15	101	4,06	-26,1
R245fa	1,1,1,3,3-pentafluoropropane	1050	A1	-	154,1	4,46	-29,2
R1234ze	1,3,3,3-tétrafluoropropène	6	A2L	30-40	109,4	3,64	-19
R1234yf	2,3,3,3-tétrafluoropropène	4	A2L	30-50	94,7	3,26	-29,5

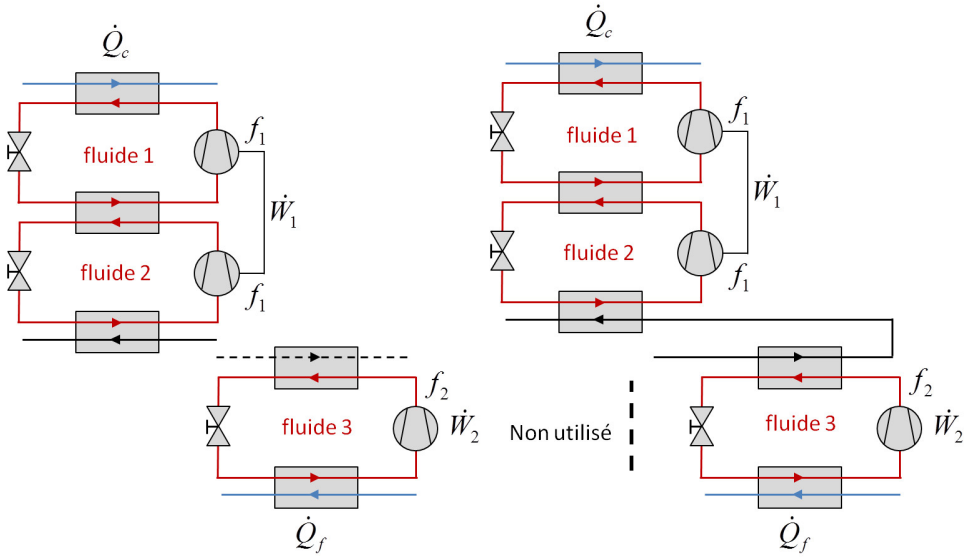
TABLE 3.2 – Fluides frigorigènes utilisables pour la conception des systèmes thermodynamiques

La conception ainsi trouvée repose sur l'utilisation d'une PAC à deux étages de compression utilisant le fluide R134a pour la partie basse température et le fluide R245fa pour la partie haute température. Le pincement aux échangeurs est alors de 5 K. Ce pincement de 5 K est ainsi utilisé comme paramètre fixé pour les autres solutions. Il est ainsi possible de déterminer, avec la méthode d'optimisation décrite en partie 3.4.4 et les contraintes définies, la meilleure conception de chaque solution étudiée. Ces conceptions sont présentées dans la figure 3.7.

La table 3.3 présente la puissance absorbée lors des calculs réalisés avec les modèles globaux et avec les modèles détaillés après optimisation. Pour la solution couplée, les valeurs sont par construction identiques. En revanche on remarque que les solutions flexibles ainsi conçues présentent une différence par rapport aux résultats issus de l'approche globale. Cette table expose également les fluides déterminés par la méthode d'optimisation. Comme les températures au niveau des condenseurs et des évaporateurs de chacune des solutions sont très proches, les fluides trouvés sont identiques.



(a) Solution couplée



(b) Solution découplée (c) Solution partiellement couplée

FIGURE 3.7 – Schémas issus de la conception des trois solutions avec leurs composants

	Point A				
	Puissance absorbée (kW)		Fluide frigorigène		
	Modèle global	Modèle composants	1	2	3
Solution 1	14,89	14,89	R245fa	R134a	-
Solution 2	15,53	16,04	R245fa	R245fa	R134a
Solution 3	16,21	16,79	R245fa	R245fa	R134a
	Point B				
	Puissance absorbée (kW)		Fluide frigorigène		
	Modèle global	Modèle composants	1	2	3
Solution 1 (kW)	14,89	14,89	R245fa	R134a	-
Solution 2 (kW)	15,35	15,86	R245fa	R245fa	R134a
Solution 3 (kW)	14,84	15,51	R245fa	R245fa	R134a

TABLE 3.3 – Différences entre les puissances consommées calculées par le modèle global et par le modèle de composants

3.6.1.3 Hypothèses pour simuler des variations de puissance

Les modèles présentés en partie 3.4.1 sont utilisés pour simuler les variations de demande de puissance autour du point de fonctionnement nominal. Pour cela, les variables de dimensionnement sont fixées, et les hypothèses simplificatrices suivantes ont été effectuées :

- le régime permanent est atteint à chaque simulation ;
- le coefficient d'échange global KS est fixé, ce qui suppose que les échanges thermiques convectifs n'ont pas été impactés par les variations de débit étudiées. Dans l'optique d'un calcul plus fin, il faudra revenir sur cette hypothèse simplificatrice et représenter les coefficient d'échange convectifs par des corrélations prenant en compte les caractéristiques des écoulements des fluides dans les échangeurs ;
- les rendements volumétriques et isentropiques des compresseurs sont constants.

Lors de la discussion sur les DDL d'une PAC (partie 3.4.1.5), il a été montré que des systèmes de contrôle permettent de réguler la surchauffe à l'évaporateur, le sous-refroidissement au condenseur et le débit massique. Ainsi pour les simulations les hypothèses suivantes ont été prises dans les calculs :

- l'ouverture au détendeur α permet d'obtenir une surchauffe à l'évaporateur de 5 K ;
- l'équilibre de chaque PAC fait en sorte que le sous-refroidissement à chaque condenseur peut être considéré comme nul ;
- les PAC avec deux étages de compression ont leurs compresseurs qui évoluent à fréquence identique, équation (3.41), de plus cette fréquence peut opérer entre 50 % et 100 % de la fréquence maximale.

Pour la solution couplée on considère que la machine peut fonctionner en mode chauffage ou refroidissement puisqu'elle ne dispose pas d'assez de DDL pour faire les deux simultanément. Une augmentation de la demande de chauffage va entrainer une surproduction de refroidissement. Cette surproduction de refroidissement est calculée en augmentant le débit externe au niveau de l'évaporateur. Cette hypothèse représente en réalité une pompe asservie qui viendrait ajuster le débit externe en fonction de la température de sortie de l'évaporateur, figure 3.8. En mode refroidissement une telle pompe vient contrôler la température de sortie du condenseur délivrant la puissance calorifique.

Cette hypothèse est également appliquée pour le contrôle du groupe frigorifique de la solution découplée. On considère que la condensation de ce groupe froid se fait à la même température, ainsi, la variation de puissance dégagée est absorbée par un débit variable et non pas par une augmentation de la température en sortie du condenseur.

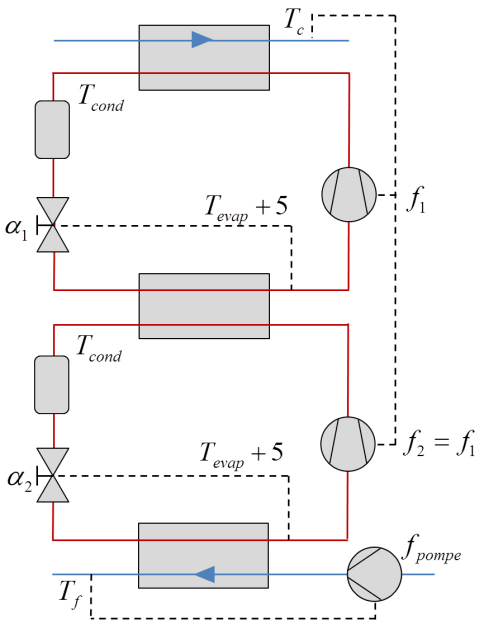


FIGURE 3.8 – Schéma de la solution couplée en mode chauffage

3.6.1.4 Critères de comparaison : faisabilité et performances exergétiques

Les résultats sont analysés sous deux aspects. Tout d'abord il s'agit de déterminer si la solution est capable de fournir les deux puissances désirées. Pour cela, il faut vérifier si les puissances calorifiques et frigorifiques fournies correspondent aux puissances objectifs. Si la puissance fournie est inférieure à celle désirée alors la solution est éliminée pour l'intervalle de puissance étudié.

Puis, il faut vérifier que chacun des compresseurs utilisés opère dans sa plage de fonctionnement, comprise entre 50 % et 100 % de sa fréquence maximale.

Dans un second temps, les performances des solutions sont évaluées et comparées. Pour cela une étude exergétique est réalisée sur chacune des solutions. Le bilan exergétique stipule que l'exergie entrante peut être retrouvée sous trois formes : utile, détruite et perdue, équation (3.43).

$$\dot{E}x_e = \dot{E}x_d + \dot{E}x_u + \dot{E}x_p \tag{3.43}$$

Pour chacune des solutions, l'exergie physique fournie aux sources est la somme de l'exergie utile et de l'exergie perdue. L'exergie perdue peut être vue sous trois formes : surproduction d'utilité froide, surproduction d'utilité chaude et rejet d'exergie non exploitée au niveau de l'effluent. Ainsi, si les débits de l'eau chaude et de l'eau froide sont supérieurs aux débits objectifs, alors l'exergie utile est calculée grâce au débit objectif. Dans le cas contraire, l'exergie utile est directement calculée avec les débits réellement calculés (l'exergie utile est égale à l'exergie fournie), ces considérations sont

exprimées dans les équations (3.44) à (3.47).

$$\dot{m}_c > \dot{m}_{c,obj} \implies \dot{E}x_{c,u} = \dot{m}_{c,obj}(h_{c,s} - h_{c,e} - T_{ref}(s_{c,s} - s_{c,e})) \tag{3.44}$$

$$\dot{m}_c \leq \dot{m}_{c,obj} \implies \dot{E}x_{c,u} = \dot{m}_c(h_{c,s} - h_{c,e} - T_{ref}(s_{c,s} - s_{c,e})) \tag{3.45}$$

$$\dot{m}_f > \dot{m}_{f,obj} \implies \dot{E}x_{f,u} = \dot{m}_{f,obj}(h_{f,s} - h_{f,e} - T_{ref}(s_{f,s} - s_{f,e})) \tag{3.46}$$

$$\dot{m}_f \leq \dot{m}_{f,obj} \implies \dot{E}x_{f,u} = \dot{m}_f(h_{f,s} - h_{f,e} - T_{ref}(s_{f,s} - s_{f,e})) \tag{3.47}$$

Les bilans exergétiques de chacun des composants ont été explicités dans les modèles de composants en partie 3.4.1. L'exergie détruite par chacune des solutions est définie comme la somme de l'exergie détruite par chacun des composants i, équation (3.48).

$$\dot{E}x_{d,\text{solution}} = \sum_i \dot{E}x_{d,i} \tag{3.48}$$

Pour la solution découplée, on considère que toute l'exergie échangée par le fluide frigorifique au niveau du condenseur du système de refroidissement est détruite. En effet, toute la puissance est dissipée vers l'extérieur par la tour de refroidissement.

3.6.2 Variation de la demande de puissance calorifique

La première étude concerne une variation de ±30 % de la demande de chauffage, tandis que la puissance objectif de refroidissement reste constante.

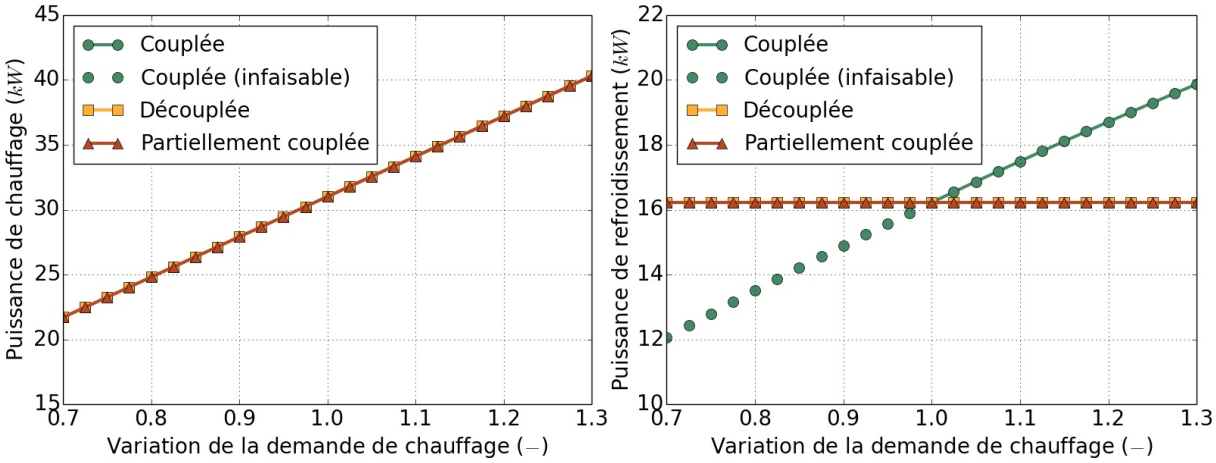
La figure 3.9 présente les puissances de chauffage et de refroidissement délivrées par chacune des solutions en fonction de la puissance de chauffage demandée par rapport à la puissance de chauffage nominale. Pour ne pas alourdir la narration et les titres des axes dans les figures, ce rapport de puissance sera appelé "variation de la demande de puissance".

Deux figures sont ici montrées : la puissance de chauffage, figure 3.9a et la puissance de refroidissement, figure 3.9b. Ces grandeurs physiques ne dépendent pas des caractéristiques de l'effluent.

En effet, par construction des calculs les solutions 2 et 3 fourniront toujours les puissances de chauffage et de refroidissement désirées tandis que la solution couplée, solution 1, n'utilise pas l'effluent. Ainsi, ces figures sont valables pour les points de fonctionnement A et B.

Ces figures confirment ce qui était attendu : les trois solutions étudiées répondent au besoin de chauffage demandé et les courbes se superposent. La puissance frigorifique fournie pour les solutions découplée et partiellement couplée correspond à la demande. En revanche, on voit que la solution 1 fournit une puissance frigorifique variable et qui est croissante avec l'augmentation de la demande

de puissance calorifique. Cette courbe n'est pas linéaire, ceci est dû au changement des débits dans les échangeurs : le pincement aux échangeurs variant, le COP de la PAC n'est pas constant.



(a) Puissance de chauffage fournie

(b) Puissance de refroidissement fournie

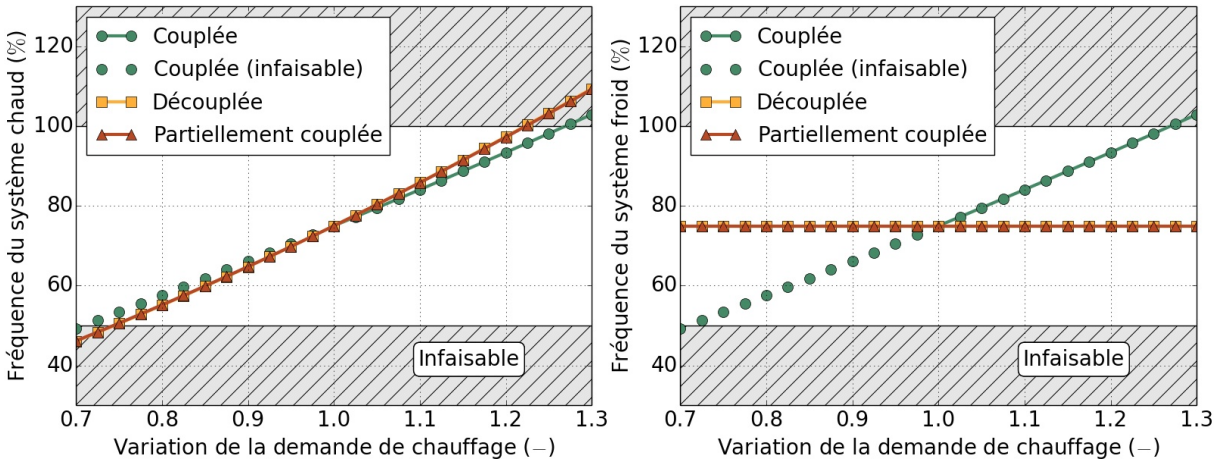
FIGURE 3.9 – Variation de la demande de chauffage : puissances fournies pour les points A et B

Ces résultats montrent que la solution couplée est éliminée lorsque le besoin de puissance calorifique diminue puisqu'elle ne permet pas de fournir la puissance frigorifique désirée. Les courbes représentant la solution couplée sont alors tracées en pointillés. Lorsque la demande en puissance calorifique augmente, la puissance frigorifique fournie est supérieure à la puissance désirée. Il s'agit de voir si cette sur-production entraine une consommation électrique plus grande que les solutions 2 et 3.

Les fréquences de rotation des compresseurs sont également observées. La figure 3.10, présente les fréquences de rotation des systèmes de chauffage et de refroidissement pour les points de fonctionnement A et B pour les trois solutions étudiées. Les zones hachurées permettent de voir quand les compresseurs sortent de leur intervalle de fonctionnement (50 % -100 % de la fréquence max).

On observe que pour les points de fonctionnement A et B, le système couplé peut fonctionner jusqu'à une variation de la demande de puissance calorifique de +27 %. Les solutions découplée et partiellement couplée présentent des résultats identiques. Pour le cas A, ces solutions sont adéquates lorsque la puissance calorifique demandée varie de 0,74 à 1,22, figure 3.10a. Pour le cas B, l'intervalle de fonctionnement est de 0,71 à 1,27.

On remarque que, pour les solutions 2 et 3, seule la PAC servant à fournir l'utilité chaude est impactée. En effet, pour ces solutions le système s'occupant du refroidissement opère en son point de fonctionnement nominal. La solution 4, évoquée en partie 3.2.3.4 aurait eu un comportement différent. En effet, pour cette solution, le débit intermédiaire entrant dans le condenseur du système de



(a) Point A : système de chauffage

(b) Point A : système de refroidissement

(c) Point B : système de chauffage

(d) Point B : système de refroidissement

FIGURE 3.10 – Variation de la demande de chauffage : fréquences des compresseurs

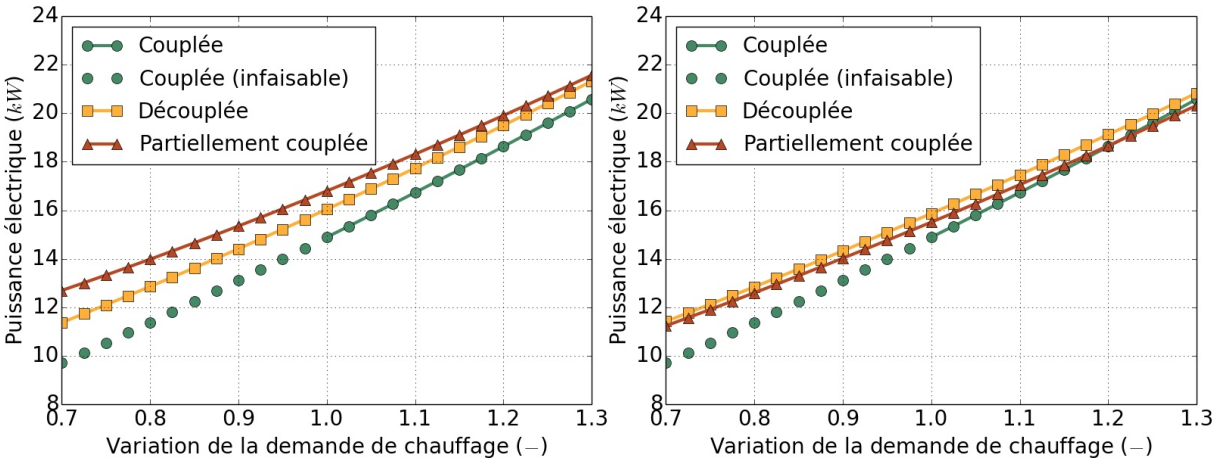
refroidissement aurait eu sa température impactée par le changement de puissance sur l'évaporateur du système de chauffage.

Ces analyses ont permis de déterminer les zones de fonctionnement de chacune des solutions. Connaissant ces intervalles d'opérabilité, l'enjeu est désormais de comparer les différentes solutions en terme de performances énergétiques et exergétiques.

La figure 3.11 présente la consommation électrique des trois solutions étudiées pour les points de fonctionnement A et B.

Pour le point de fonctionnement nominal A, les résultats montrent que sur l'intervalle étudié, la solution couplée est la plus performante. La surproduction de puissance frigorifique n'entraine pas de surconsommation électrique assez importante pour rendre cette solution défavorable. Concernant les solutions flexibles, la solution découplée consomme moins d'électricité que la solution partiellement couplée. La variation de ces consommations électriques n'est pas linéaire car le COP de chacun des systèmes thermodynamiques utilisés varie lorsque la demande de chauffage varie. Pour

la solution couplée ce phénomène est le fait de la variation du pincement dans les échangeurs de chaleur, le COP de Carnot est identique mais le COP varie. Pour les solutions 2 et 3 il faut également ajouter une variation du COP de Carnot car les écarts entre la pression de condensation et la pression d'évaporation de chacune des PAC utilisées varient.



(a) Point A (b) Point B

FIGURE 3.11 – Variation de la demande de chauffage : consommation d'électricité

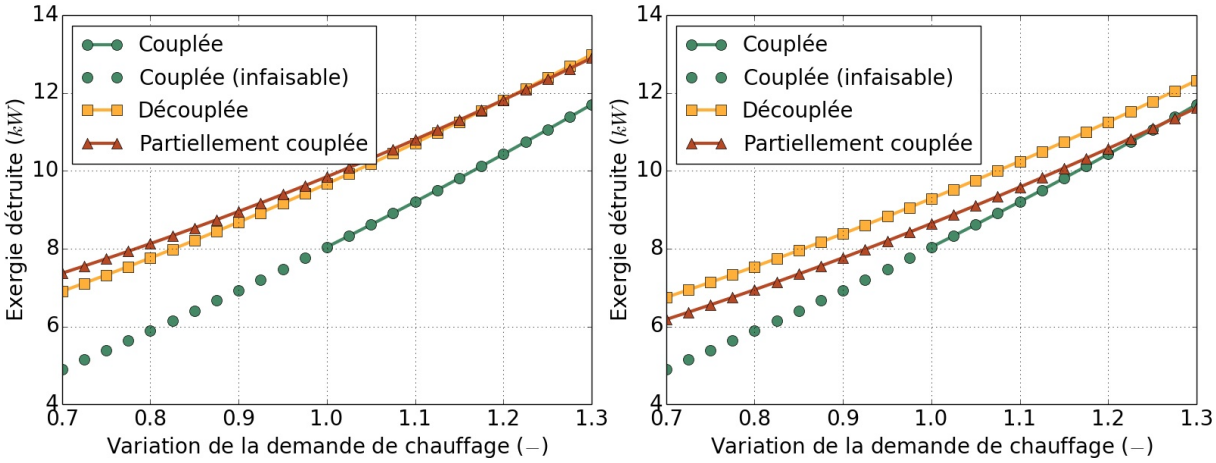
On remarque également que, du fait de la surproduction ou sous-production de puissance thermique, la variation de la consommation électrique est plus franche pour la solution couplée que pour les autres solutions.

Pour le point nominal B la solution partiellement couplée est plus performante que la découplée sur tout l'intervalle étudié. On remarque également que la solution couplée devient légèrement moins performante que la solution partiellement couplée lorsque la demande de puissance calorifique est supérieure à +20 %.

La figure 3.12 présente l'exergie détruite de chacune des trois solutions étudiées en fonction de la variation de demande de chauffage. Les courbes exposent les résultats pour les points nominaux A et B.

Les courbes présentant les destructions d'exergie ont les mêmes allures que celles des consommations électriques. Néanmoins il existe une différence intéressante : les points de croisement des courbes ne correspondent pas à la même valeur d'abscisse. Par exemple, pour le point B, graphique 3.12b, on remarque que la solution couplée détruit plus d'exergie que la solution partiellement couplée à partir d'une production d'utilité chaude supérieure à 1,26. Pour la consommation électrique ce croisement avait lieu à une valeur de 1,20. La différence réside en réalité dans l'exergie fournie perdue. Bien que la solution couplée détruise moins d'exergie que la solution partiellement couplée

entre 1,20 et 1,26, la solution partiellement couplée est plus performante car elle ne produit pas autant d'exergie inutile.



(a) Point A : exergie détruite

(b) Point B : exergie détruite

FIGURE 3.12 – Variation de la demande de chauffage : exergie détruite

La figure 3.13 présente l'exergie entrante se répartissant dans les trois flux répertoriés : utile, perdue et détruite. Ces trois graphiques permettent de bien comprendre ce que font les systèmes.

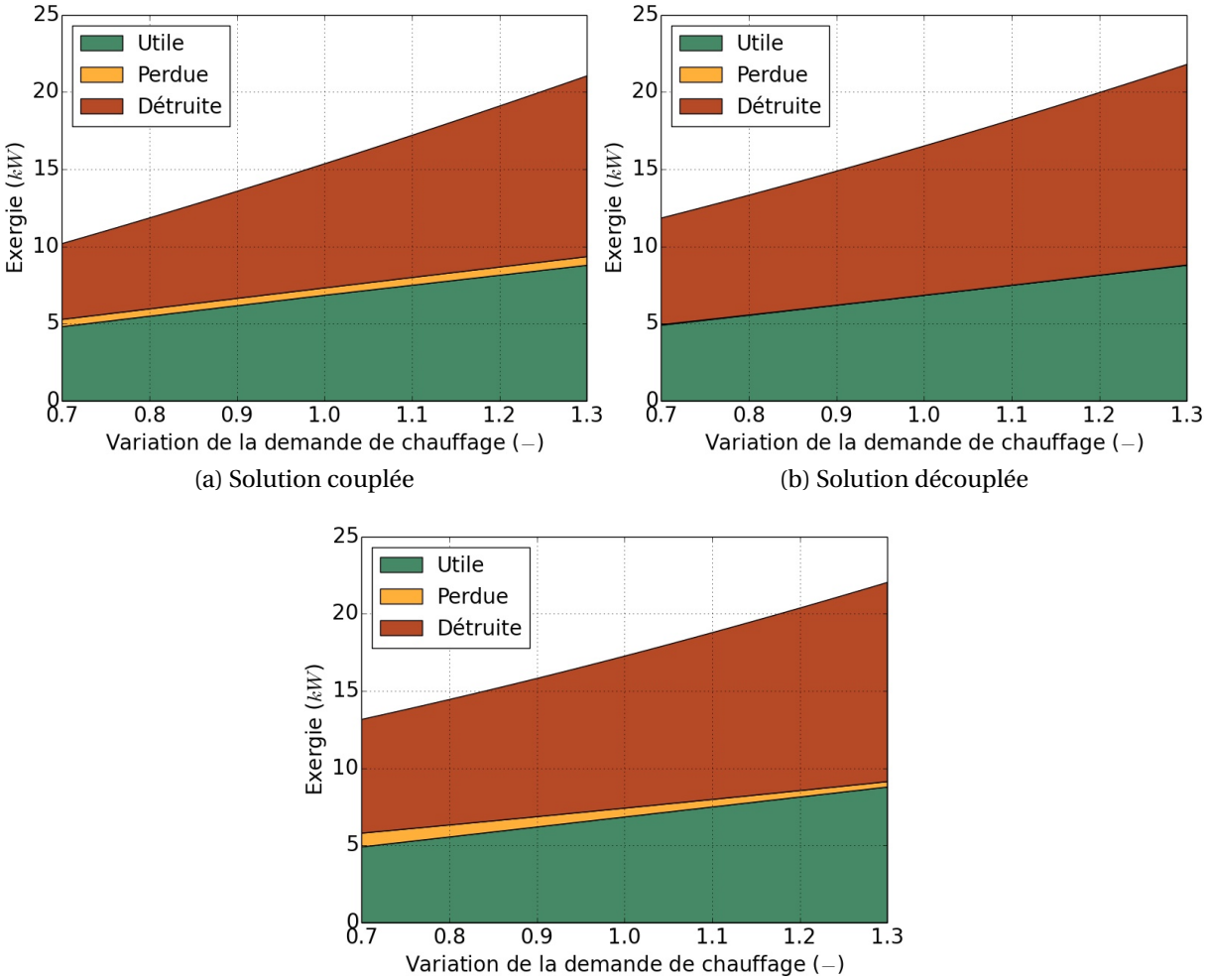
Bien que la solution couplée ne fournisse pas assez de puissance de refroidissement lorsque la demande de puissance calorifique diminue, et qu'elle en fournisse trop lorsque la demande augmente on s'aperçoit que l'exergie utile est proche de l'exergie utile fournie par les deux autres solutions. Ceci est dû à la faible valeur exergétique de la puissance frigorifique qui est fournie à un débit relativement faible et à une température proche de la température de référence.

De plus, l'exergie perdue par la solution couplée est quasi-constante et correspond, pour l'essentiel, à l'exergie de l'effluent (0,3 $kg.s^{-1}$,30 °C) qui n'est pas utilisée.

Ces graphiques permettent également de voir que la solution découplée utilise quasiment toute l'exergie disponible dans l'effluent (celui-ci quitte le procédé après avoir traversé l'évaporateur du système de chauffage à une température comprise entre 19,1 °C et 12,1 °C). La solution découplée produit un excès d'exergie lorsque la demande de chauffage est faible. En effet, on observe que pour des valeurs faibles de la demande de chauffage l'exergie perdue par la solution partiellement couplée est supérieure à l'exergie perdue par la solution couplée.

En revanche lorsque la demande de chauffage augmente, la solution partiellement couplée vient davantage puiser de l'exergie disponible dans l'effluent. Toutefois toute l'exergie disponible n'est pas prélevée, et la solution partiellement couplée dissipe de l'exergie même lorsque la demande de chauffage augmente. En conséquence, à partir d'une demande de chauffage de 1,2, la solution partiel-

lement couplée consomme plus d'électricité que la solution découplée bien qu'elle détruise moins d'exergie (figures 3.11a et 3.12a).



(a) Solution couplée

(b) Solution découplée

(c) Solution partiellement couplée

FIGURE 3.13 – Variation de la demande de chauffage, point A : répartition de l'exergie pour les trois solutions étudiées

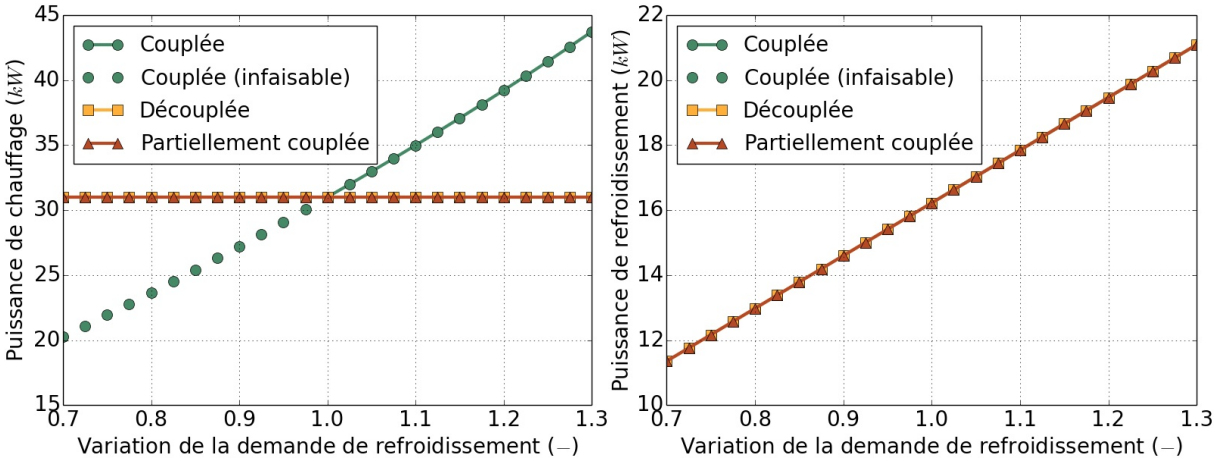
Finalement, ces graphiques permettent bien de mettre en évidence l'utilité de la flexibilité de la solution. Cependant au regard de l'ensemble des résultats on remarque que la sur-production d'utilité froide inutile par la solution couplée a un impact modéré sur la consommation électrique.

Dans le cas d'une surproduction de puissance calorifique les résultats devraient être plus démonstratifs et déséquilibrés car la température objectif de l'utilité chaude est bien plus éloignée de la température de référence que la température objectif de l'utilité de refroidissement. Ainsi une surproduction d'utilité chaude n'a pas le même coût exergétique qu'une surproduction d'utilité froide.

3.6.3 Variation de la demande de puissance frigorifique

La seconde partie des résultats concerne une variation de la demande de puissance frigorifique de ±30 %. Sur ces simulations, la puissance calorifique désirée reste constante. Les mêmes graphiques qu'en partie 3.6.2 sont présentés.

La figure 3.14 expose les puissances de chauffage et de refroidissement fournies en fonction de la variation de la demande de puissance frigorifique. De même que pour la variation de la demande de chauffage, les réponses des trois solutions sont les mêmes pour les points de fonctionnement A et B puisque la solution 1 n'utilise pas l'effluent et que les deux autres solutions peuvent répondre simultanément aux demandes de chauffage et de refroidissement.



(a) Puissance de chauffage fournie

(b) Puissance de refroidissement fournie

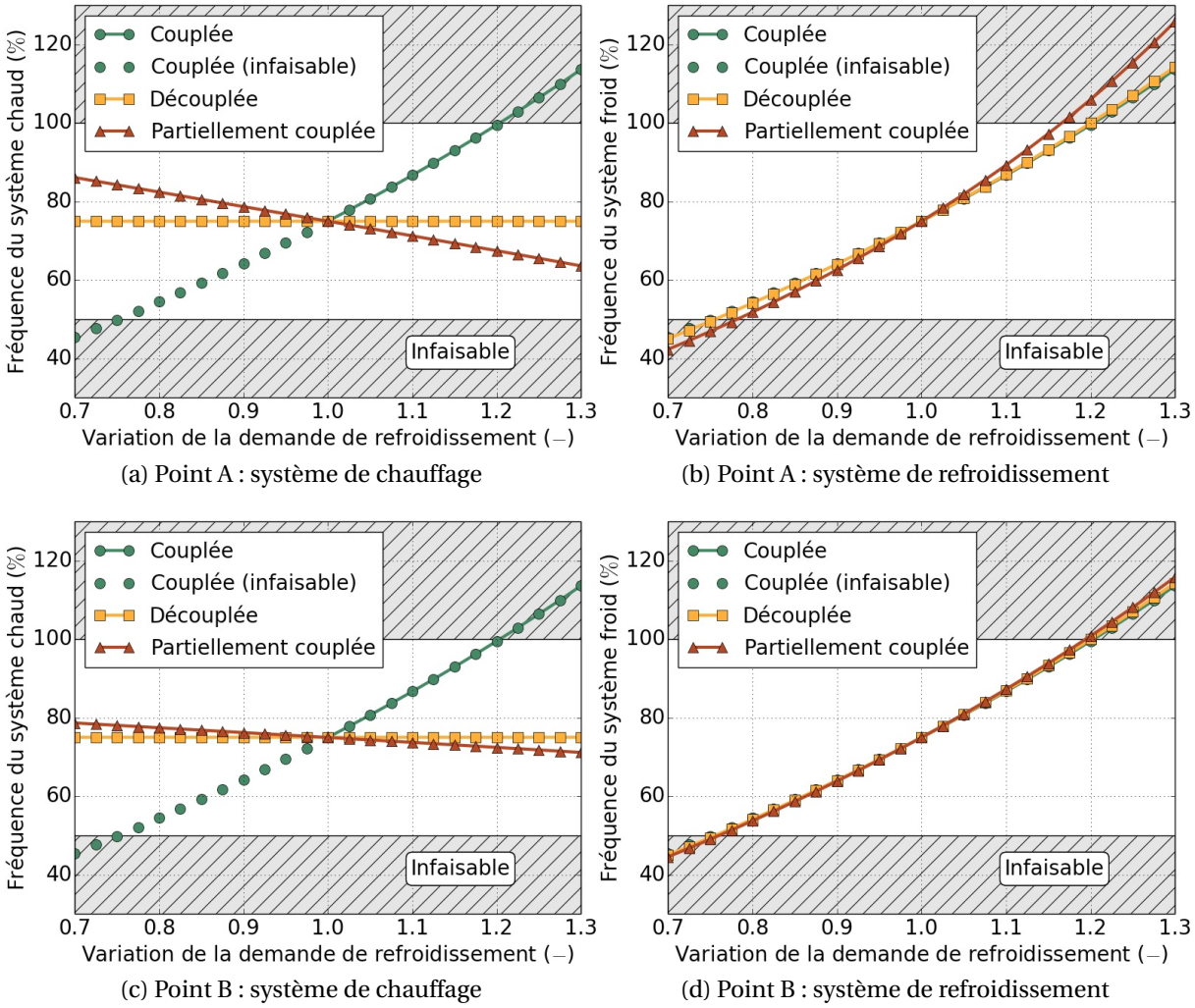
FIGURE 3.14 – Variation de la demande de refroidissement : puissances fournies pour les points A et B

On observe que la puissance de chauffage reste constante pour les solutions découplée et partiellement couplée, tandis que pour la solution couplée la variation de la puissance calorifique est liée à la puissance frigorifique. Ainsi le système couplé ne permet pas de répondre au cahier des charges lorsque la demande de refroidissement diminue.

Les fréquences des systèmes de chauffage et de refroidissement sont également présentées pour les points A et B par la figure 3.15.

Pour les cas A et B, la solution couplée peut être utilisée pour des variations de la demande de refroidissement allant de 0,75 à 1,2. Pour les solutions découplée et partiellement couplée on remarque que ce sont les systèmes de refroidissement qui limitent la faisabilité. Pour le cas A, la solution découplée peut opérer dans l'intervalle 0,75 - 1,2. Pour la solution partiellement couplée cet intervalle est plus restreint puisque le système de refroidissement peut fonctionner entre 0,78 et 1,17. Pour le cas B, les résultats montrent que les deux solutions flexibles peuvent adapter leur fréquence de rotation des

compresseurs dans des intervalles équivalents : 0,76 à 1,2 pour la solution découplée et 0,76 à 1,19 pour la solution partiellement couplée. Ces résultats sont synthétisés dans la table 3.4.



(a) Point A : système de chauffage

(b) Point A : système de refroidissement

(c) Point B : système de chauffage

(d) Point B : système de refroidissement

FIGURE 3.15 – Variation de la demande de refroidissement : fréquences des compresseurs

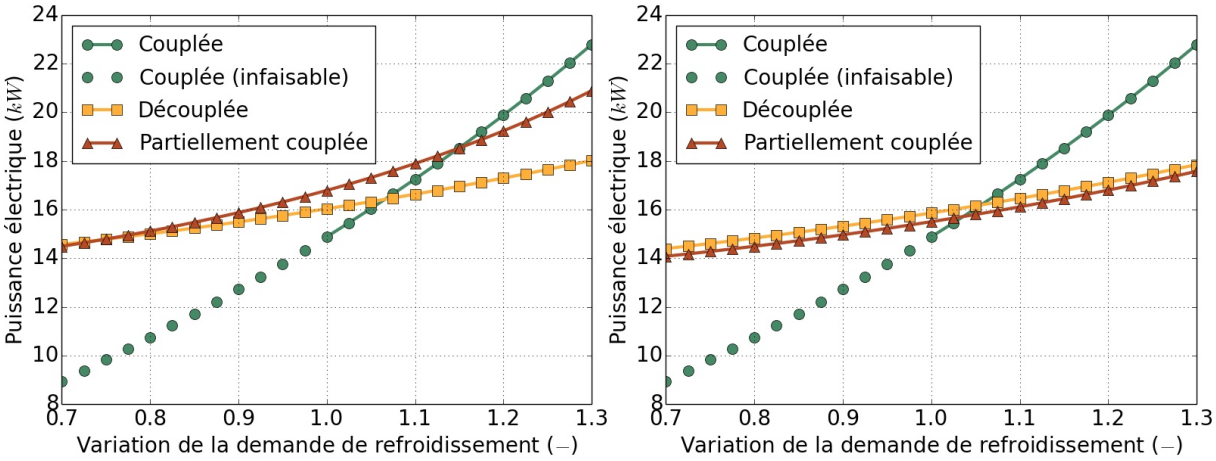
On remarque également que, pour une puissance frigorifique variable, les systèmes de chauffage et de refroidissement de la solution 3 sont tous deux sollicités. En effet, comme l'effluent traverse d'abord le système de refroidissement puis le système de chauffage, une variation de puissance sur le système de refroidissement est répercutée sur le système de chauffage.

Le comportement du système de chauffage est opposé au comportement du système de refroidissement dans le but de maintenir la puissance calorifique nominale. En effet, lorsque le compresseur du système de refroidissement accélère on remarque que le compresseur de système de chauffage ralentit.

	Cas A	Cas B
Variation de la demande de chauffage		
Solution 1 : couplée	1 - 1,27	1 - 1,27
Solution 2 : découplée	0,74 - 1,22	0,71 - 1.27
Solution 3 : partiellement couplée	0,74 - 1,22	0,71 - 1.27
Variation de la demande de refroidissement		
Solution 1 : couplée	1 - 1,20	1 - 1,20
Solution 2 : découplée	0,76 - 1,20	0,76 - 1,20
Solution 3 : partiellement couplée	0,78 - 1,17	0,76 - 1,19

TABLE 3.4 – Intervalles de fonctionnement pour le cas A (30 °C ; 0,3 kg.s^{-1}) et pour le cas B (22 °C ; 0,8 kg.s^{-1})

Les intervalles d'opérabilité étant déterminés, il convient d'évaluer les performances des différentes solutions. Les consommations électriques sont montrées en figure 3.16.



(a) Point A (b) Point B

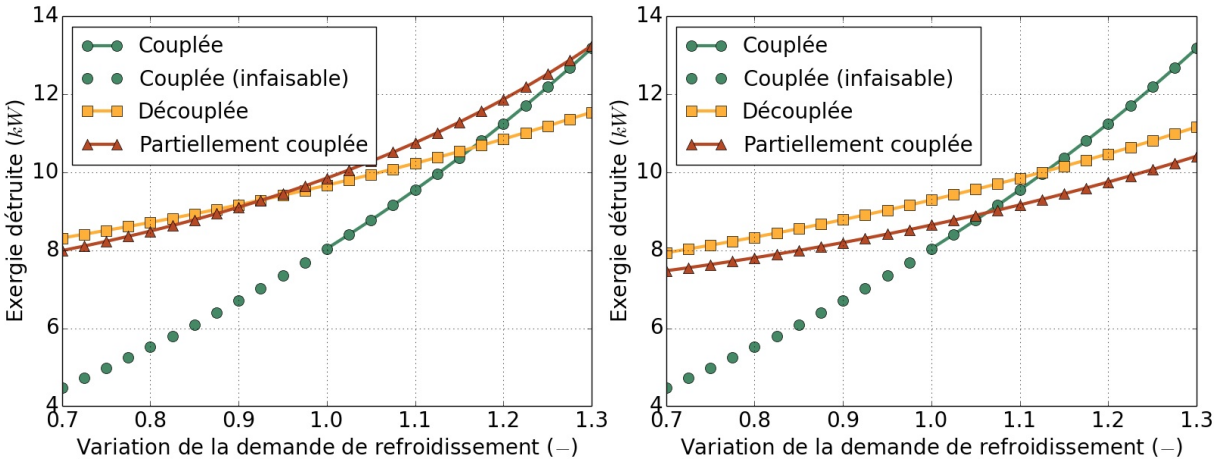
FIGURE 3.16 – Variation de la demande de refroidissement : consommation électrique

La solution couplée est bien plus impactée par une variation de la demande en puissance frigorifique qu'en puissance calorifique. En effet, pour le point A, on observe que la solution 1 est la meilleure tant que la demande de refroidissement est en dessous de 1,07. À partir de cette valeur elle est moins performante que la solution découplée. La consommation électrique de la solution couplée dépasse celle de la solution partiellement couplée à partir de 1,15. Pour le point B, la solution couplée consomme davantage que la solution partiellement couplée à partir de 1,06 et plus que la solution découplée à partir de 1,08. La surconsommation de puissance calorifique de la solution couplée entraine une forte pénalité.

La figure 3.17 présente les variations d'exergie détruite des trois solutions pour les cas A et B. Les tendances ressemblent à celles des variations du travail des compresseurs. Néanmoins il existe quelques différences qui présentent un intérêt. Pour le cas A, figure 3.17a, la solution 1 détruit plus d'exergie que la solution 2 à partir de 1,16. Entre 1,07 et 1,16 la solution 1 détruit moins d'exergie que la solution 2 mais elle consomme plus de travail. La différence se fait dans l'exergie non utile que pro-

duit la solution couplée. Pour les mêmes raisons, on observe que la solution couplée détruit moins d'exergie que la solution couplée partiellement sur tout l'intervalle d'étude alors que les courbes présentant la consommation électrique s'intersectent à 1,15.

Pour le cas B, figure 3.17b, la destruction d'exergie de la solution découplée est plus importante que celle de la solution partiellement couplée, c'est elle qui est responsable de la différence de consommation d'électricité. De la même manière que pour le cas A, la destruction d'exergie du système couplé est plus sensible à la variation de la demande de refroidissement que celle des solutions flexibles.



(a) Point A : exergie détruite

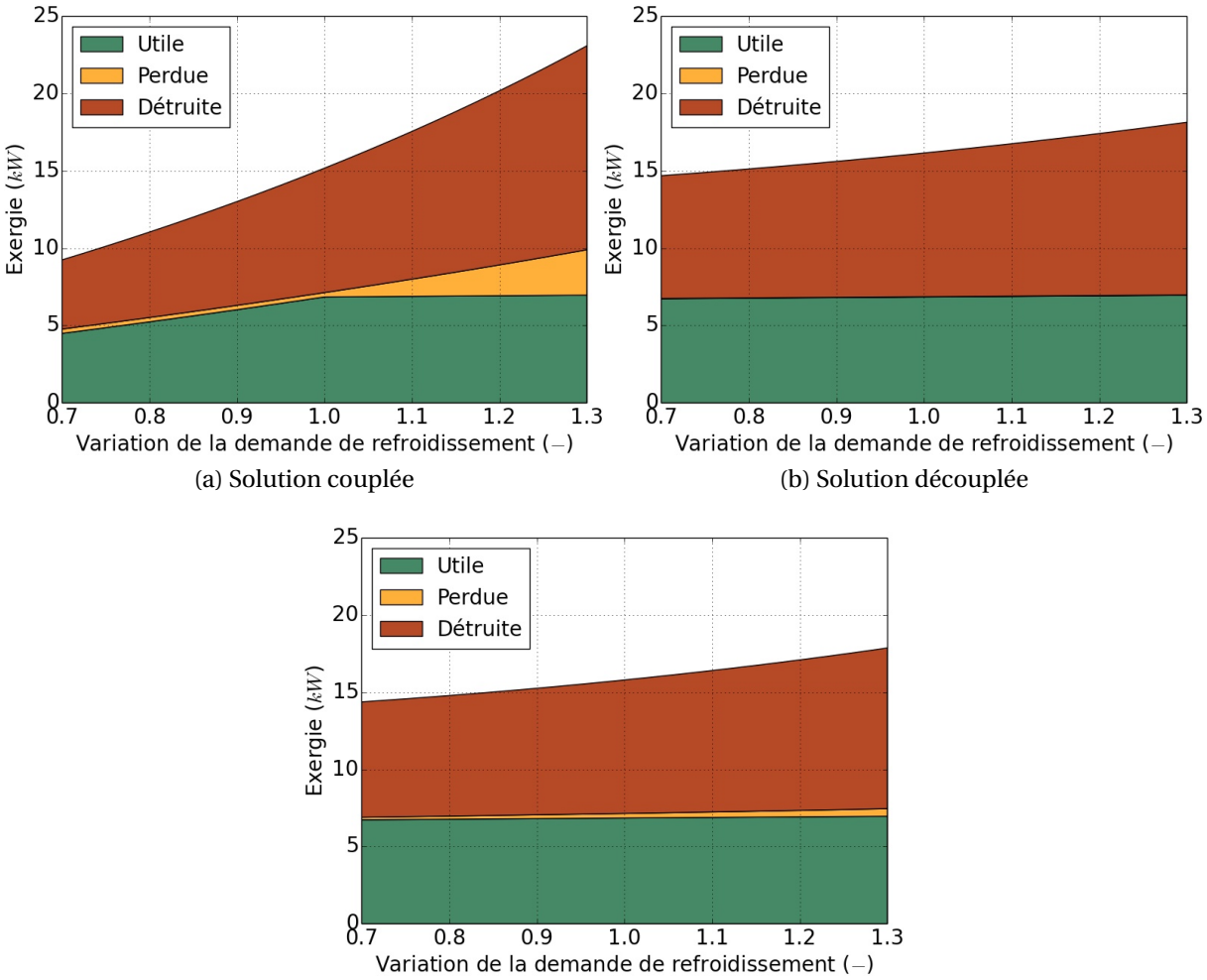
(b) Point B : exergie détruite

FIGURE 3.17 – Variation de la demande de refroidissement : exergie détruite

Les graphiques permettant de représenter la répartition des flux exergétiques sont également tracés, pour le point de fonctionnent nominal B, en figure 3.18.

Ces résultats montrent ici la mauvaise adaptabilité de la solution couplée. L'exergie utile est très différente des deux autres solutions lorsque la demande de refroidissement diminue. En effet, cela traduit une incapacité de la solution couplée à fournir la puissance désirée pour le chauffage. Lorsque la demande augmente, la part d'exergie perdue augmente, ce phénomène est dû à la surproduction de puissance calorifique qui a une grande valeur exergétique compte tenu du débit et du niveau de température du débit d'eau à chauffer.

Les solutions 2 et 3 fournissent la même exergie utile qui est quasi-constante car la variation de la demande de refroidissement se fait à une température proche de la température de référence et pour un débit relativement faible. On observe que lorsque la demande de refroidissement augmente la solution partiellement couplée produit de l'exergie thermique non utile. Cette surproduction ne permet pas de compenser la trop grande destruction d'exergie qu'occasionne le système découplé qui est moins performant sur tout l'intervalle d'étude.



(a) Solution couplée

(b) Solution découplée

(c) Solution partiellement couplée

FIGURE 3.18 – Variation de la demande de refroidissement, point B : répartition de l'exergie pour les trois solutions étudiées

3.7 Conclusion du chapitre

Le procédé de blanchiment pouvant se faire à différentes températures objectifs, avec différentes conditions d'entrée et pour différents légumes, une solution de flexibilisation de fourniture des utilités de chauffage et de refroidissement à été recherchée. L'idée principale a été de trouver les solutions les plus simples possibles : équipements standards et contrôles classiques afin de rendre la solution directement utilisable pour les milieux industriels.

Souhaitant traiter le problème dans des conditions plus générales, le travail présenté dans ce chapitre s'est limité aux bornes du cycle thermodynamique.

Deux études ont été menées, chacune d'entre elles présentant ses avantages et ses inconvénients. La première étude, prenant en compte des modèles globaux de PAC, a permis de déterminer quelle était la meilleure solution pour un point nominal bien déterminé. Les résultats ont montré que si le

procédé dispose d'une source de chaleur à température ambiante, tel un effluent, alors en fonction de ses paramètres opératoires il peut être judicieux de s'en servir comme source froide d'une PAC à haute température ou comme vecteur de puissance entre le groupe froid et la pompe à chaleur.

L'étape suivante consistait en une étude des variations des demandes des puissances calorifique et frigorifique. Cette étude a nécessité l'utilisation de modèles plus détaillés prenant en compte des paramètres de dimensionnement de la pompe à chaleur comme la cylindrée du compresseur, ou encore la surface d'échange des échangeurs de chaleur.

Les résultats ont confirmé que la PAC utilisée traditionnellement ne permet pas de répondre simultanément à des objectifs de chauffage et de refroidissement lorsque le rapport entre les deux puissances varie. Les solutions plus flexibles sont comparées, on remarque que valoriser l'énergie dégagée par le condenseur du système de refroidissement pour fournir l'utilité de chauffage n'est pas forcément la meilleure solution. En effet, dans notre cas, si l'effluent disponible est à un niveau de température plus élevé que la température ambiante alors il vaut mieux puiser l'énergie directement dans ce débit.

Dans le cadre de cette étude, les résultats montrent que les solutions flexibles deviennent indispensables lorsqu'il y a :

- réduction de la demande de la puissance frigorifique ou calorifique ;
- augmentation de la demande de puissance lorsque la puissance excédentaire fournie (inutile) par la solution couplée est à forte exergie (éloignée de la température de référence).

Chapitre 4

Conception et utilisation du pilote industriel

4.1 Introduction

Le premier chapitre a permis de montrer l'intérêt d'une modification de la structure du procédé actuel de blanchiment de légumes en envisageant une récupération de la chaleur sur les produits par un débit d'eau circulant à contre-courant du débit de légumes. Les puissances frigorifiques et calorifiques restantes sont fournies par une TFP. La conception du nouveau procédé de blanchiment des légumes est donc composée de deux grandes structures : la récupération de chaleur via des échangeurs légumes/eau et la fourniture d'utilités par installation de systèmes thermodynamiques.

La schéma de procédé global permet de fixer les grandeurs physiques du procédé telles que les débits, les puissances thermiques et les températures. À ces grandeurs, il faut associer des réalités technologiques : longueurs, temps de passage, vitesse d'avance etc. C'est ici que les travaux de modélisation prennent tout leur sens. Les modèles réalisés dans le second chapitre permettent d'adjoindre à un objectif le moyen technologique d'y parvenir.

D'autre part, l'équipement à concevoir doit permettre le passage de plusieurs légumes, le changement de température objectif de blanchiment et/ou de refroidissement. La variabilité de la charge de légumes est également une donnée d'entrée de la conception. Ces événements ont pour conséquence une variabilité des puissances à fournir au niveau de la TFP. Pour ces raisons, le troisième chapitre a mis en évidence l'intérêt de remettre en cause la solution préconisée par la seule utilisation des méthodes d'intégration énergétique et exergétique des procédés pour un seul point de fonctionnement.

Ces travaux ont montré l'intérêt d'un découplage partiel ou total de la TFP initiale en deux systèmes pouvant contrôler indépendamment l'utilité froide et l'utilité chaude.

Ce chapitre est divisé en deux parties. La première vise à se servir des travaux menés pour concevoir les composants clefs d'un pilote industriel à l'échelle 1/6. La seconde partie vise à présenter le pilote réalisé sur la base de cette conception et étudier son comportement. Les essais réalisés ont pour objectif de prouver le concept, déterminer les performances, et apporter de la consistance aux travaux de modélisation.

4.2 Conception du pilote industriel

4.2.1 Dimensionnement des échangeurs légumes/eau

4.2.1.1 Intérêt industriel d'un échangeur à courants croisés

Un échangeur de chaleur à contre-courant présente de meilleures performances énergétiques qu'un échangeur de chaleur à courants croisés. C'est pourquoi la solution d'un échangeur contre-courant a été préconisée pour le procédé de chauffage-refroidissement des légumes.

Cependant cette solution présente une rupture technologique importante par rapport aux blancheurs classiquement usités dans l'industrie. En effet, les solutions technologiques aujourd'hui maitrisées par l'industrie agroalimentaire ne permettent pas de faire circuler un flux de légumes dans le sens opposé d'un débit d'eau. Dans le cadre des traitements thermiques, la technologie actuelle est à courants croisés : les légumes circulent longitudinalement grâce à un tapis roulant tandis que l'eau est aspergée au dessus grâce à un jeu de buses. L'eau ainsi aspergée s'écoule à travers la maille de l'ensemble de légumes, traverse le tapis et est évacuée ou récupérée.

La configuration à courants croisés pour un échangeur liquide/solides présente deux inconvénients notables. Le premier est la moins bonne performance. Le second est que cette solution entraine des hétérogénéités de température au sein du lit de légumes. En effet, dans le cas d'une opération de chauffage, les légumes situés en haut de couche seront continuellement au contact d'un débit d'eau plus chaud que les légumes situés en bas de couche. Cette différence de température est à éviter pour la bonne qualité des produits car elle présente le double risque d'un légume du dessus sur-cuit et d'un légume du dessous non blanchi.

Pour remédier à ces inconvénients, et comme proposé en fin de chapitre 2, le concept d'un courants croisés à tendance contre-courant est étudié.

4.2.1.2 Détermination du nombre de zones pour un échangeur à courants croisés

L'objectif est donc de concevoir correctement cet échangeur à courants croisés. Pour augmenter l'efficacité d'un échangeur à courants croisés il faut que la différence de température entre l'eau et le légume soit la plus faible possible en chaque point. Ainsi, le blancheur est divisé en plusieurs zones d'aspersion, la figure (4.1) est un schéma montrant un échangeur avec 3 zones d'aspersion.

L'eau récupérée en bas de la zone $n+1$ est injectée en zone n. Le blancheur est un échangeur liquide/solides à courants croisés à tendance contre-courant. La notion de contre-courant est plus ou moins forte, pour un cas donné, en fonction du nombre de zones le divisant.

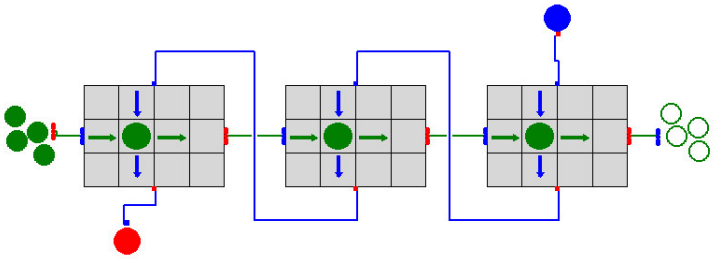


FIGURE 4.1 – Echangeur à courants croisés divisé en 3 zones d'aspersion de l'eau

Le point clef du bon dimensionnement d'échangeur à courants croisés à tendance contre-courant est de déterminer le nombre de zones d'aspersion à une même température. Une seule zone d'aspersion serait inefficace car de l'eau à haute température rencontrerait directement un légume entrant à une température ambiante. Un nombre infini de zones (pour une longueur totale figée) convergerait vers la solution donnée par un échangeur à contre-courant. On peut supposer qu'il existe un nombre de zones pour lequel l'ajout d'une nouvelle zone n'apporterait plus d'améliorations significatives.

Pour trouver ce nombre de zones adéquat, des simulations ont été réalisées à longueur d'échangeur donnée grâce aux modèles d'échangeurs légumes/eau à courants croisés. Cette longueur correspond à celle d'un équipement typique : $L = 4{,}5$ m. Les simulations ont été réalisées en faisant varier le nombre de zones n tout en conservant la longueur totale L. Ainsi la longueur de chaque zone sera de L/n. Le point de fonctionnement simulé correspond à un débit de pois de 1,67 kg.s^{-1} entrant à 15 °C, le lit fait 5 cm d'épaisseur et avance à une vitesse de 5 cm.s^{-1}. Le temps de passage est de 90 s. Le débit d'eau est identique à celui des légumes, sa température d'entrée est égale à 88 °C. Compte tenu des ordres de grandeur trouvés dans le chapitre 2 le coefficient d'échange thermique convectif h est fixé à 900 W.m^{-2}.K^{-1} qui correspond aux valeurs basses du coefficient d'échange pour l'aspersion.

Afin d'observer l'importance du gradient de température entre les légumes, les températures moyennes des produits sortant en haut de couche et celle des produits sortant en bas de couche

sont tracées. Le code couleur des courbes de la figure 4.3 est en relation avec les couleurs utilisées dans la figure 4.2 qui représente la dernière zone d'aspersion.

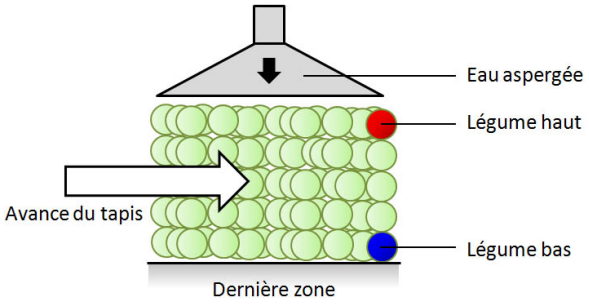


FIGURE 4.2 – Schéma montrant le légume haut et le légume bas

On remarque que l'écart de température entre un produit en haut de couche et un produit en bas de couche se réduit sensiblement avec l'augmentation du nombre de zones d'aspersion.

Pour mieux se rendre compte de l'impact du nombre de zones on peut représenter sur un graphique les différences entre les températures de l'eau et des légumes, et entre la température du légume situé en haut de couche et celui situé en bas de couche. Ce sont les résultats présentés dans les graphiques 4.4a et 4.4b

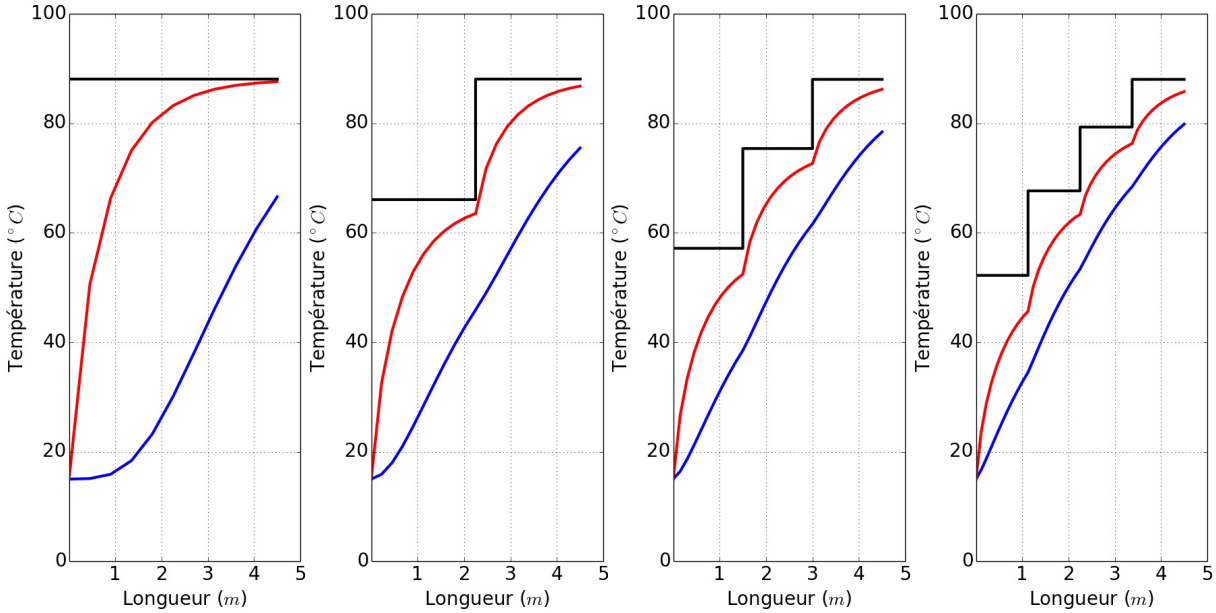
Courbe bleue : différence entre la température de l'eau aspergée et la température moyenne du légume en bas de couche

Courbe rouge : différence entre la température de l'eau aspergée et la température moyenne du légume en haut de couche

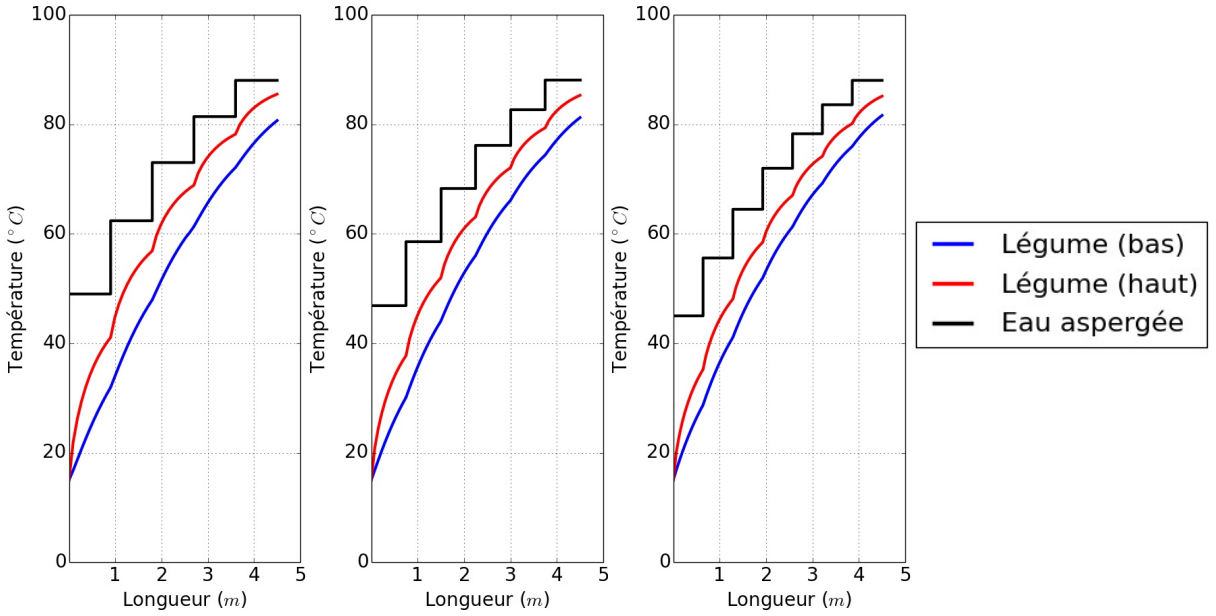
Courbe verte : différence entre la température moyenne du légume en haut de couche et la température moyenne du légume en bas de couche

On remarque qu'avec l'augmentation du nombre de zones les légumes situés en haut de couche sortiront à une température plus éloignée de la température d'aspersion de l'eau. En effet, les légumes situés en haut du lit de légumes ne verront plus une eau à un niveau de température maximal pendant tout le temps de passage dans l'échangeur mais seront soumis à un profil de température ressemblant de plus en plus à une rampe, il sortiront alors à une température plus basse.

En revanche, le légume situé en bas de couche sortira de plus en plus chaud, ainsi l'écart avec la température de l'eau aspergée se réduit de façon considérable. La courbe verte est un indicateur de l'homogénéité de la température de la couche puisqu'elle représente l'écart maximal de température entre les légumes sortant de l'échangeur. On remarque que cet écart se réduit sensiblement en augmentant le nombre de zones.

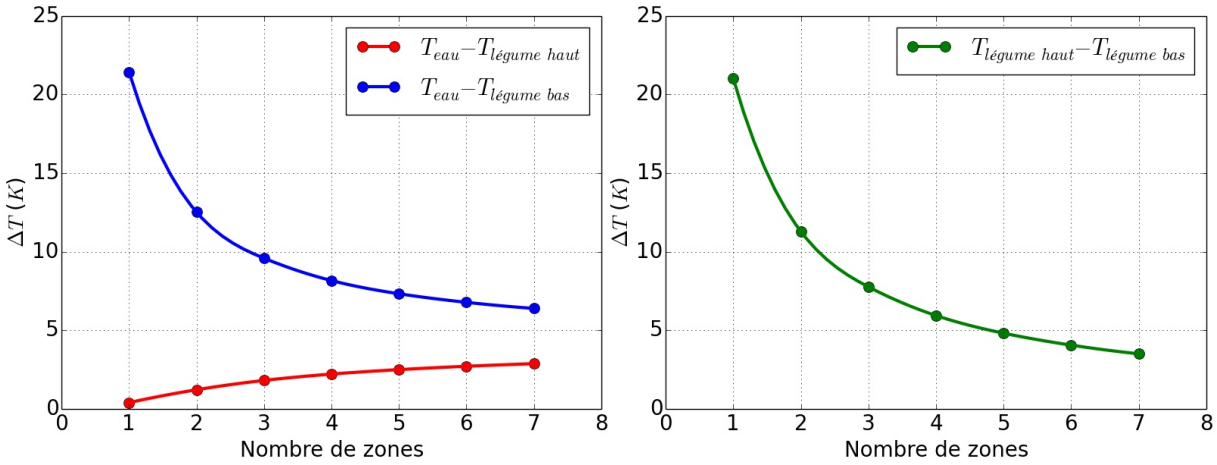


(a) 1 zone (b) 2 zones (c) 3 zones (d) 4 zones



(e) 5 zones (f) 6 zones (g) 7 zones

FIGURE 4.3 – Évolution des températures d'un échangeur légumes/eau à courants croisés avec différentes zones d'aspersion



(a) Écarts avec l'eau aspergée (b) Haut et bas de couche

FIGURE 4.4 – Analyse des températures de sortie des légumes en haut et bas de couche en fonction du nombre de zones d'un échangeur à courants croisés à tendance contre-courant

Ces résultats montrent que les gains en homogénéité sont significatifs jusqu'à quatre zones d'aspersion. Le passage de la troisième à quatrième zone permet de réduire la différence entre les températures moyennes des légumes du haut et de bas de couche de 1,8 K. Le passage de la sixième à la septième zone permet un gain de 0,6 K. Le passage de la cinquième à la sixième zone est le premier échelon où l'ajout d'une zone diminue l'écart de moins de 1 K. Ainsi, 6 zones de chauffage et 6 zones de refroidissement sont choisies pour le dimensionnement du blancheur.

4.2.1.3 Dimensionnement d'un échangeur à courants croisés

La conception a été faite en collaboration avec le partenaire industriel. L'objectif est d'adapter les équipements existants pour un fonctionnement avec 6 zones d'aspersion pour le chauffage et 6 zones de chauffage pour le refroidissement conformément aux résultats présentés dans la partie précédente.

Un équipement composé de 12 zones de 50 cm chacune est simulé. Le débit de légumes est de 1 t.h^{-1} et est véhiculé sur un tapis de 25 cm de large. L'épaisseur du lit est fixée à 10 cm. Compte tenu des ordres de grandeur trouvés dans le chapitre 2 le coefficient d'échange thermique convectif h est fixé à 900 W.m^{-2}.K^{-1} qui correspond aux valeurs basses du coefficient d'échange pour l'aspersion.

Le débit d'eau de déconcentration est égal au débit de légumes, soit 1 t.h^{-1}, c'est ce débit qui circule dans les zones de préchauffage (zones 1–5) et dans celle de refroidissement (zones 7–12). Le débit de recirculation est paramétré à 0,6 t.h^{-1}, ainsi le débit est de 1,6 t.h^{-1} pour la zone de blanchiment (zone 6).

Les résultats de la simulation sont présentés dans la figure 4.5. On y observe l'évolution de la température moyenne des légumes lors de son passage dans l'équipement. Le légume est chauffé jusqu'à 95,1 °C et refroidi jusqu'à 5,6 °C. Les températures d'aspersion de l'eau sont également représentées, les échelons correspondent aux 12 zones d'aspersion.

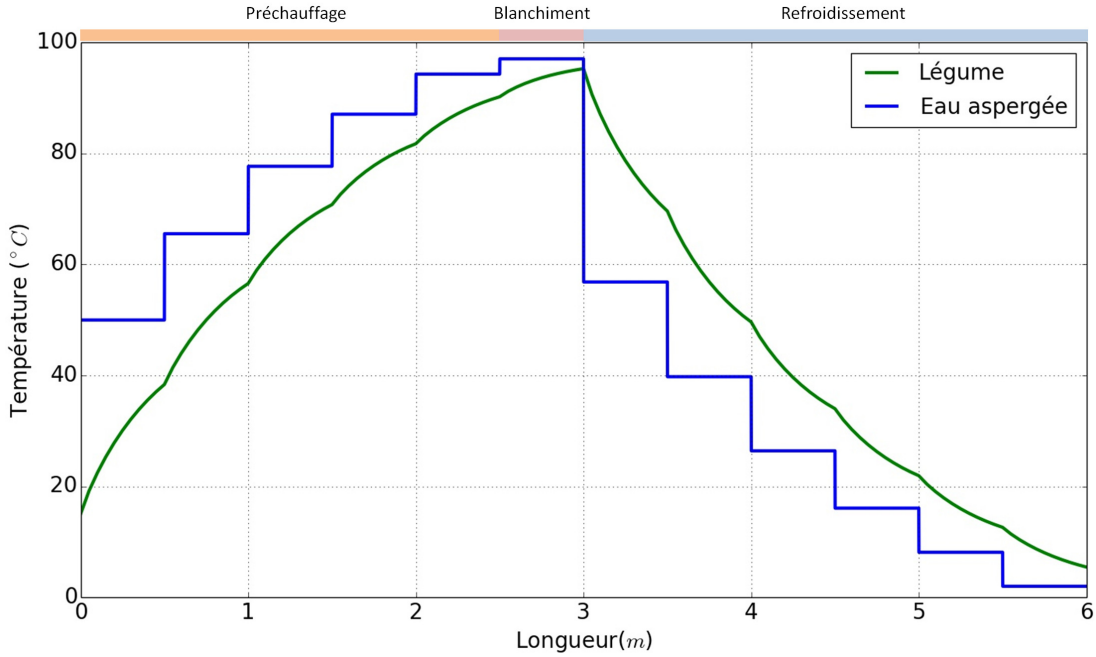


FIGURE 4.5 – Simulation de la conception proposée du pilote

Le tableau 4.1 présente les températures entrantes et sortantes pour les légumes et l'eau dans chacune des trois sections du blancheur-refroidisseur. Les bilans énergétiques y sont également exposés. La récupération de chaleur dans le refroidisseur permet à l'eau de quitter la zone 6 à une température de 78 °C. La température de l'eau sortant du blancheur est évaluée à 94,3 °C. Ainsi, pour chauffer jusqu'à 97 °C le débit d'eau sortant du refroidisseur et le débit de recirculation, la puissance calorifique à fournir est de 24,1 kW.

	$\dot{m}$ (kg.s^{-1})	C (kJ.kg^{-1}.K^{-1})	T_e (°C)	T_s (°C)	$\dot{Q}$ (kW)
Préchauffeur (zones 1-5)					
Légumes	0,278	3,556	15	89,9	74,1
Eau	0,278	4,184	94,3	30,6	74,1
Blanchiment (zone 6)					
Légumes	0,278	3,556	89,9	95,1	5,1
Eau	0,443	4,184	97	94,3	5,1
Refroidisseur (zones 7-12)					
Légumes	0,278	3,556	95,1	5,6	88,4
Eau	0,278	4,184	2	78,0	88,4

TABLE 4.1 – Bilan énergétique de la conception du pilote

On remarque qu'avec ces dimensions, les résultats des simulations présentent des valeurs assez proches de celles estimées en chapitre 1 lors de la construction des schémas de procédé.

4.2.2 Dimensionnement de la TFP flexible

4.2.2.1 Structure de la TFP flexible

Le chapitre 3 a montré l'intérêt d'une TFP comportant un DDL supplémentaire avec l'étude de deux solutions : découplée et partiellement couplée. En outre, l'optimisation de chacune de ces solutions pour des points de fonctionnement adaptés aux besoins du pilote a permis de définir des conceptions optimales, partie 3.6.1. Cependant, pour le pilote industriel la conception a été réajustée à la lumière de trois critères structurants définis *a priori* permettant de diminuer les coûts d'investissement et des contraintes d'installation et de maintenance :

- l'utilisation d'une tour de refroidissement combinée à un circuit d'eau supplémentaire est exclue, ainsi, la solution découplée est écartée ;
- le fluide doit être le même pour tous les cycles thermodynamiques ;
- le nombre de compresseurs doit être réduit à 2.

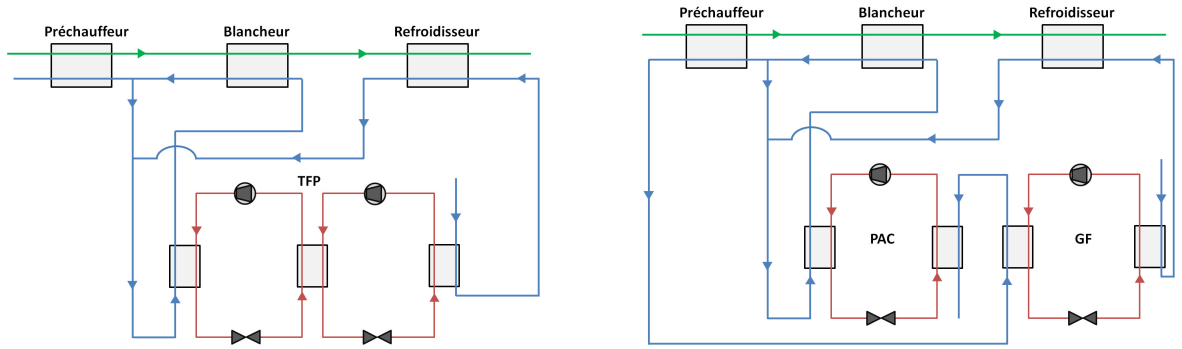
Ces contraintes fortes ont fait converger vers la solution partiellement couplée. Le débit d'eau quittant le procédé à une température intermédiaire sera utilisé comme source chaude du groupe froid et comme source froide de la pompe à chaleur.

La pompe à chaleur et le groupe froid auront chacun un étage de compression et le fluide utilisé est le R1234ze qui présente l'avantage d'être utilisable dans tout l'intervalle de température désiré et d'avoir un GWP inférieur aux fluides R134a et R245fa.

Si le chapitre 3 donne des éléments mettant en avant l'intérêt du découplage de la TFP initiale, un exemple concret sur la conception du pilote est ici ajouté. L'idée est de comparer la solution couplée (figure 4.6a) et la solution couplée partiellement (figure4.6b) sur le point de fonctionnement du pois surgelé, qui a servi à l'établissement du schéma de procédé partie 1.5.2.5, en faisant varier deux paramètres :

- l'efficacité des cycles thermodynamiques ;
- le pincement au préchauffeur.

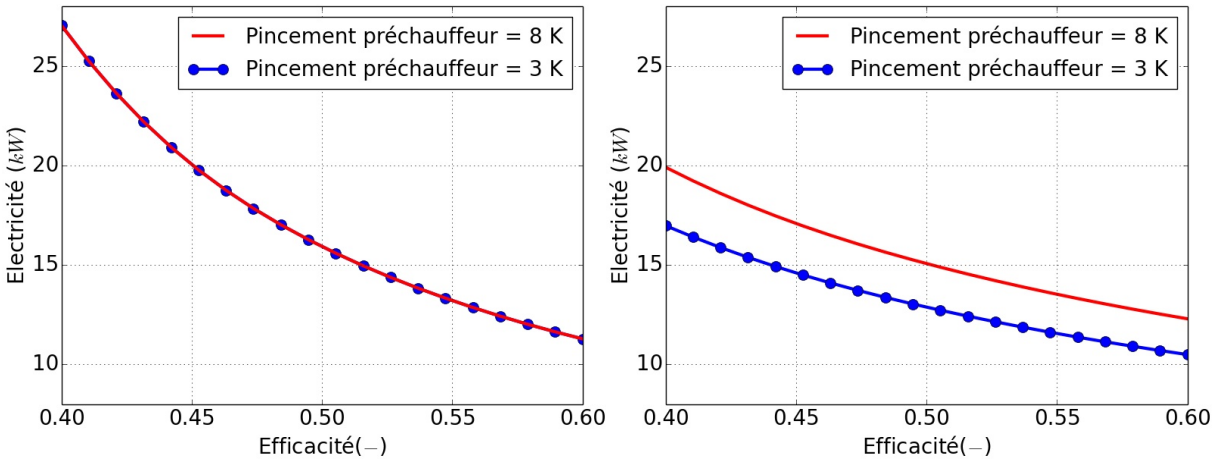
Plusieurs simulations sont réalisées et synthétisées dans les deux graphes de la figure 4.7. Ces graphes présentent la consommation électrique en fonction de l'efficacité par rapport au COP de Carnot des systèmes thermodynamiques. Le graphique 4.7a représente la solution couplée, telle que



(a) Solution couplée (b) Solution partiellement couplée

FIGURE 4.6 – Schémas de l'intégration d'une TFP couplée et couplée partiellement sur le procédé de blanchiment des légumes

schématisée en figure 4.6a, tandis que le graphique 4.7b présente les résultats pour une solution partiellement couplée comme dans la figure 4.6b. Chacun des graphiques contient deux courbes qui représentent les résultats pour deux hypothèses de pincement au niveau du préchauffeur légumes/eau, 8 K pour la courbe bleue, 3 K pour la courbe rouge. Notons que les simulations sont réalisées pour blanchir 1 t.h^{-1} de pois à 97 °C, suivi d'un refroidissement avec de l'eau à 2 °C.



(a) Solution couplée (b) Solution partiellement couplée

FIGURE 4.7 – Performances des solutions couplée et partiellement couplée en fonction de l'efficacité des cycles thermodynamiques pour deux hypothèses de pincement au niveau du préchauffeur

On peut retenir deux résultats principaux de ces courbes. La premier est qu'une amélioration des performances du préchauffeur, qui passe par une diminution de la valeur du pincement entre les deux flux, permet une réduction de la consommation énergétique significative pour la solution partiellement couplée. Ainsi, en prenant l'hypothèse d'une efficacité énergétique des deux cycles thermodynamiques de 0,5, alors la consommation électrique passe de 15,1 kW à 12,9 kW, soit une baisse de 14,5 %.

Pour la solution couplée, en revanche, une amélioration des performances du préchauffeur n'entraine aucune diminution de la consommation électrique : les deux courbes sont confondues. Ce phénomène est dû au fait que, pour l'exemple considéré, la TFP maintient l'objectif d'un refroidissement de l'eau du réseau à 2 °C. La puissance délivrée au condenseur est une conséquence du refroidissement et ne dépend plus de l'énergie simplement nécessaire en chauffage.

Le second résultat important est l'influence de la valeur de l'efficacité des systèmes thermodynamiques installés. On remarque que si l'efficacité du système thermodynamique chute alors l'augmentation de la consommation énergétique croît beaucoup plus fortement pour le système couplé que pour la solution partiellement couplée. Un regard attentif montre qu'à partir d'une certaine efficacité des systèmes thermodynamiques, la solution couplée peut devenir plus performante que sa concurrente. Pour un préchauffeur de pincement 8 K la valeur de l'efficacité pour laquelle les courbes se croisent est 0,53, pour un préchauffeur ayant un pincement de 3 K, cette valeur n'est pas comprise dans l'intervalle étudié.

4.2.2.2 Performances et limites des compresseurs

Le dimensionnement des composants est effectué par une société associée au projet industriel en relation avec cette thèse, sur la base d'un cahier des charges issu des travaux d'intégration énergétique précédents. Le choix des composants et la réalisation de la machine ne font donc pas partie du cadre de cette thèse.

Le tableau 4.2 met en avant des données fournies par le fabricant. On y trouve les puissances thermiques aux échangeurs et la puissance électrique appelée par les compresseurs pour des fréquences de rotation des compresseurs allant de 35 à 70 Hz, soit de 50 % à 100 % de leur fréquence maximale.

	Données fabricant				Calculs		
Groupe Froid	f	Qf	W	Qc	COP	COP C	Eff
	(Hz)	*(kW)*	*(kW)*	*(kW)*	*(-)*	*(-)*	*(-)*
	35	8,9	3,2	12,1	3,78	6,79	0,557
	50	12,7	4,5	17,2	3,82	6,79	0,563
	65	16,5	5,9	22,4	3,80	6,79	0,559
	70	17,8	6,3	24,1	3,82	6,79	0,563
Pompe à Chaleur	f	Qf	W	Qc	COP	COP C	Eff
	(Hz)	*(kW)*	*(kW)*	*(kW)*	*(-)*	*(-)*	*(-)*
	35	11,7	8,1	19,8	2,44	6,02	0,406
	50	16,7	11,5	28,2	2,45	6,02	0,407
	65	21,7	15,0	36,7	2,45	6,02	0,407
	70	23,4	16,1	39,5	2,45	6,02	0,407

TABLE 4.2 – Données issues des simulations du fabricant des compresseurs

Ces données permettent de calculer le COP des cycles et leur efficacité par rapport au COP de Carnot calculé grâce aux températures d'évaporation et de condensation. Ces températures opéra-

toires, ainsi que les sous-refroidissements au niveau des condenseurs et des surchauffes au niveau des évaporateurs utilisés par le fabricant sont explicités dans le tableau 4.3

	Groupe Froid	Pompe à chaleur
T_{evap} (°C)	-1	38
T_{cond} (°C)	46	100
ΔT_{surch} (K)	8	6
ΔT_{sref} (K)	0	0

TABLE 4.3 – Données utilisées par le fabricant des compresseurs pour estimer les régimes de puissance des cycles thermodynamiques

Ces données permettent de tracer les cycles de fonctionnement du système de chauffage et de celui de refroidissement, figure 4.8. En effet, comme l'efficacité par rapport au COP de Carnot est assez stable par rapport à la fréquence de fonctionnement il est possible d'effectuer un calcul en prenant une efficacité moyenne.

Comme les niveaux de pression sont déterminés grâce aux températures du tableau 4.3 avec les paramètres de surchauffe et de sous-refroidissement, seul le point en sortie de compresseur n'est pas déterminé. Il suffit pour cela d'ajuster le rendement isentropique du compresseur afin de trouver l'efficacité moyenne calculée grâce aux données du fabricant. Les résultats sont présentés dans le tableau 4.4.

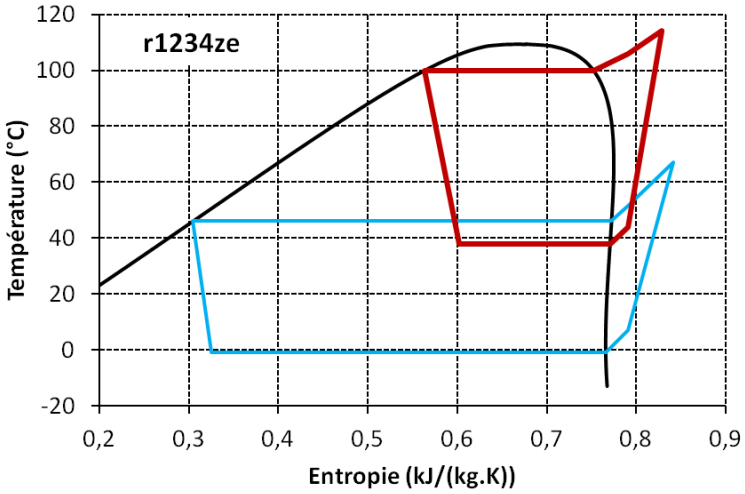


FIGURE 4.8 – Simulation des cycles thermodynamiques selon les données des compresseurs

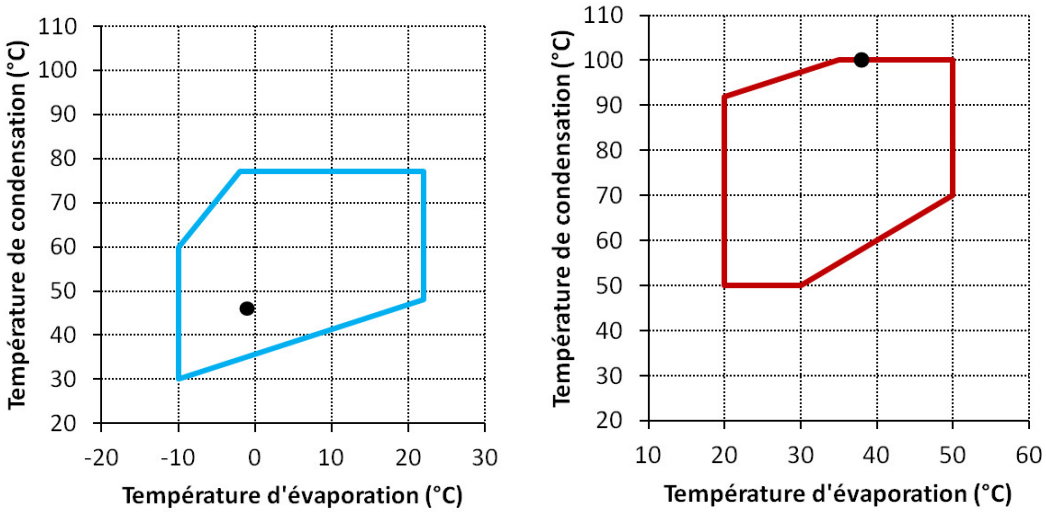
	Groupe Froid	Pompe à chaleur
η_{cycle}	0,560	0,407
$\eta_{comp,is}$	0,63	0,64
P_{cond}/P_{evap}	4,3	4,2

TABLE 4.4 – Résultats permettant de déterminer le rendement isentropique des compresseurs

Les compresseurs utilisés sont de type piston pour le GF et de type scroll pour la PAC. On remarque que leur rendements isentropiques sont très proches, la différence de rendement de cycle ne vient donc pas du compresseur mais des propriétés du fluide thermodynamique au niveau de température supérieur.

La conception partiellement couplée de la TFP est possible avec ces compresseurs. Cet équipement sera capable de s'adapter à différents niveaux de température et de puissance du fait de la structure partiellement couplée et de l'utilisation de variateurs de fréquence. Néanmoins ces variations seront possibles dans certaines limites, énoncées ci-dessous.

– Les fréquences de rotation des compresseurs. Selon le fabricant l'efficacité du compresseur n'est quasiment pas impactée par le changement de fréquence du variateur. Ainsi on considère que la puissance délivrée par chacun des cycles thermodynamiques peut varier entre 50 % et 100 % de la valeur maximale.
– Les enveloppes des compresseurs. La TFP partiellement couplée sera régulée de telle sorte que la pression d'évaporation et la pression de condensation ne sortent pas des enveloppes fournies par le fabricant. Ces enveloppes sont montrées dans la figure 4.9. Le point noir correspond au point de fonctionnement étudié par le fabricant et pour lequel sont fournies les données de puissances et de performances présentés dans les tableaux précédents. On remarque que pour le compresseur de la PAC, le point de fonctionnement se trouve sur l'enveloppe, ce choix est fait par défaut car il est difficile de trouver un composant adéquat dans le commerce.



(a) Compresseur GF (b) Compresseur PAC

FIGURE 4.9 – Enveloppes des compresseurs du pilote industriel

4.2.2.3 Simulation du point de fonctionnement nominal et mise en évidence des pertes exergétiques

Comme les rendements isentropiques des cycles thermodynamiques ont été identifiés, il est désormais possible de les choisir comme paramètres pour simuler la TFP flexible fonctionnant au point nominal. Le schéma 4.10 est une représentation du point de fonctionnement nominal prenant en compte les caractéristiques de la TFP flexible issues de la conception.

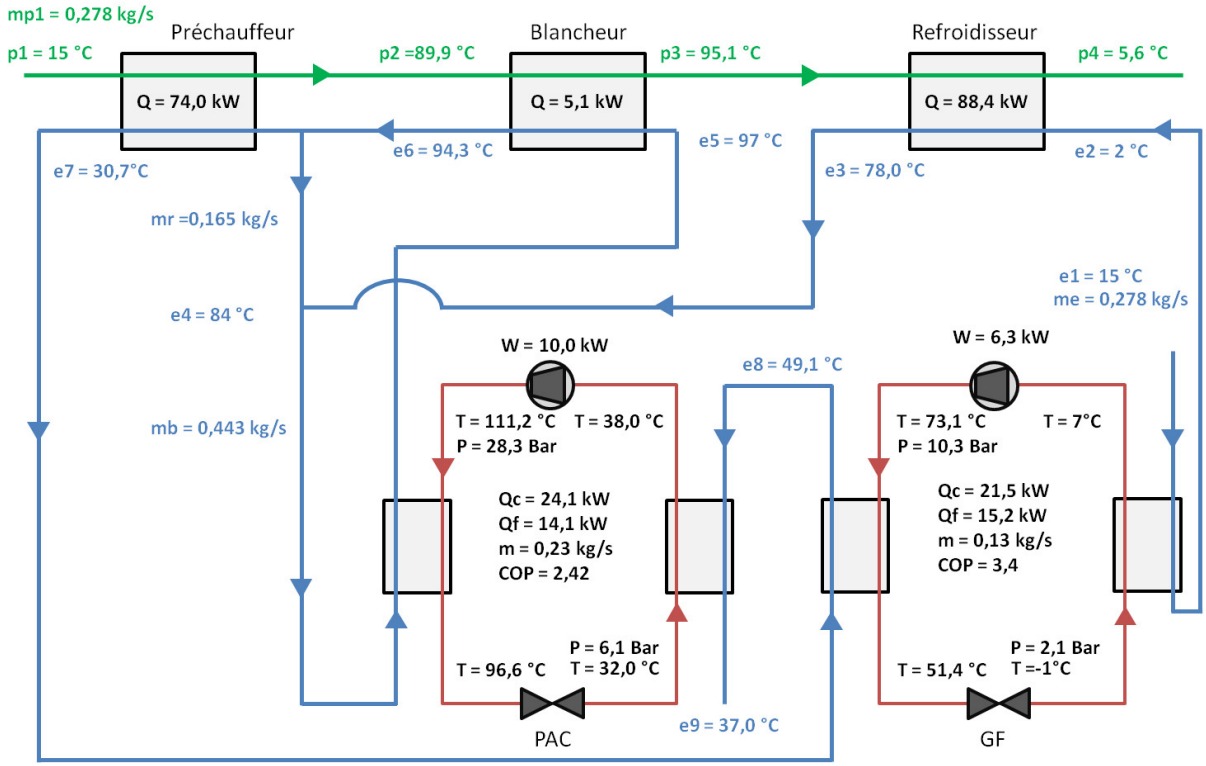


FIGURE 4.10 – Point de fonctionnement nominal avec la TFP partiellement couplée issue de la conception

Ce schéma permet d'inventorier tous les flux exergétiques du procédé en effectuant le bilan exergétique sur les différents éléments. Les éléments où l'exergie est détruite sont :

- les 3 échangeurs légumes/eau ;
- le point de mélange entre l'eau sortant du refroidisseur et l'eau sortant du blancheur ;
- les 4 composants du groupe froid ;
- les 4 composants de la PAC.

La figure 4.11 met en évidence la répartition de l'exergie correspondant au point de fonctionnement nominal exprimé dans la figure 4.10. Ce graphique se lit de gauche à droite. Les flux exergétiques sont tracés, l'épaisseur est proportionnelle à la valeur de l'exergie. Chaque rectangle noir représente un élément sur lequel le bilan éxergétique est réalisé. La légende du schéma permet de distinguer les différents flux exergétiques :

– l'électricité ;
– l'exergie transportée par l'eau avec $T_{eau} > T_{réf}$;
– l'exergie transportée par l'eau avec $T_{eau} < T_{réf}$;
– l'exergie transportée par les légumes avec $T_{lég} > T_{réf}$;
– l'exergie transportée par les légumes avec $T_{lég} < T_{réf}$;
– l'exergie détruite par le composant. En réalité cette dernière ne représente par un flux physique mais elle est représentée comme telle pour faciliter la lecture.

L'électricité représente l'ensemble de l'exergie entrante puisque le débit d'eau et le débit de légumes entrent tout deux à la température de référence. Cette électricité (16,3 kW) est ensuite répartie dans les deux systèmes thermodynamiques : la PAC et le GF. Chacun de ces systèmes détruit une partie de l'exergie à travers ses quatre composants principaux et produit une partie d'exergie physique. En se concentrant sur les limites du pilote, matérialisées dans le schéma par la ligne pointillée, on remarque qu'en sortie il y a essentiellement de l'exergie détruite (15,2 kW). L'exergie sortante se répartit entre celle transportée par le débit d'eau (0,93 kW) qui sera évacuée, et enfin celle transportée par le débit de légumes sortant à une température en dessous de la température de référence (0,15 kW).

En faisant la différence entre les exergies physiques entrante et sortante, le schéma permet de voir que le GF produit une exergie physique froide (0,35 kW) et une exergie physique chaude (1,70 kW). Sa destruction d'exergie est de 4,25 kW et sa consommation d'électricité est de 6,3 kW. La PAC produit une exergie thermique chaude égale à 5,01 kW, pour cela elle consomme 9,98 kW, puise 1,25 kW d'exergie au niveau de son évaporateur et détruit 6,23 kW. Pour la solution TFP partiellement couplée on remarque que le rejet d'exergie non utilisé à moyenne température est de 0,45 kW.

Les bilans exergétiques sont également établis sur les échangeurs légumes/eau. Le schéma montre que 4,60 kW sont détruits dans ces échangeurs. Le débit de légumes, quant-à lui, se chauffe pour atteindre une exergie physique transportée égale à 9,31 kW. Ce débit de légumes est ensuite refroidi, son niveau exergétique est alors à 0,15 kW à un niveau de température en dessous de la valeur de référence. Ce refroidissement permet d'obtenir une exergie physique de l'eau égale à 7,0 kW.

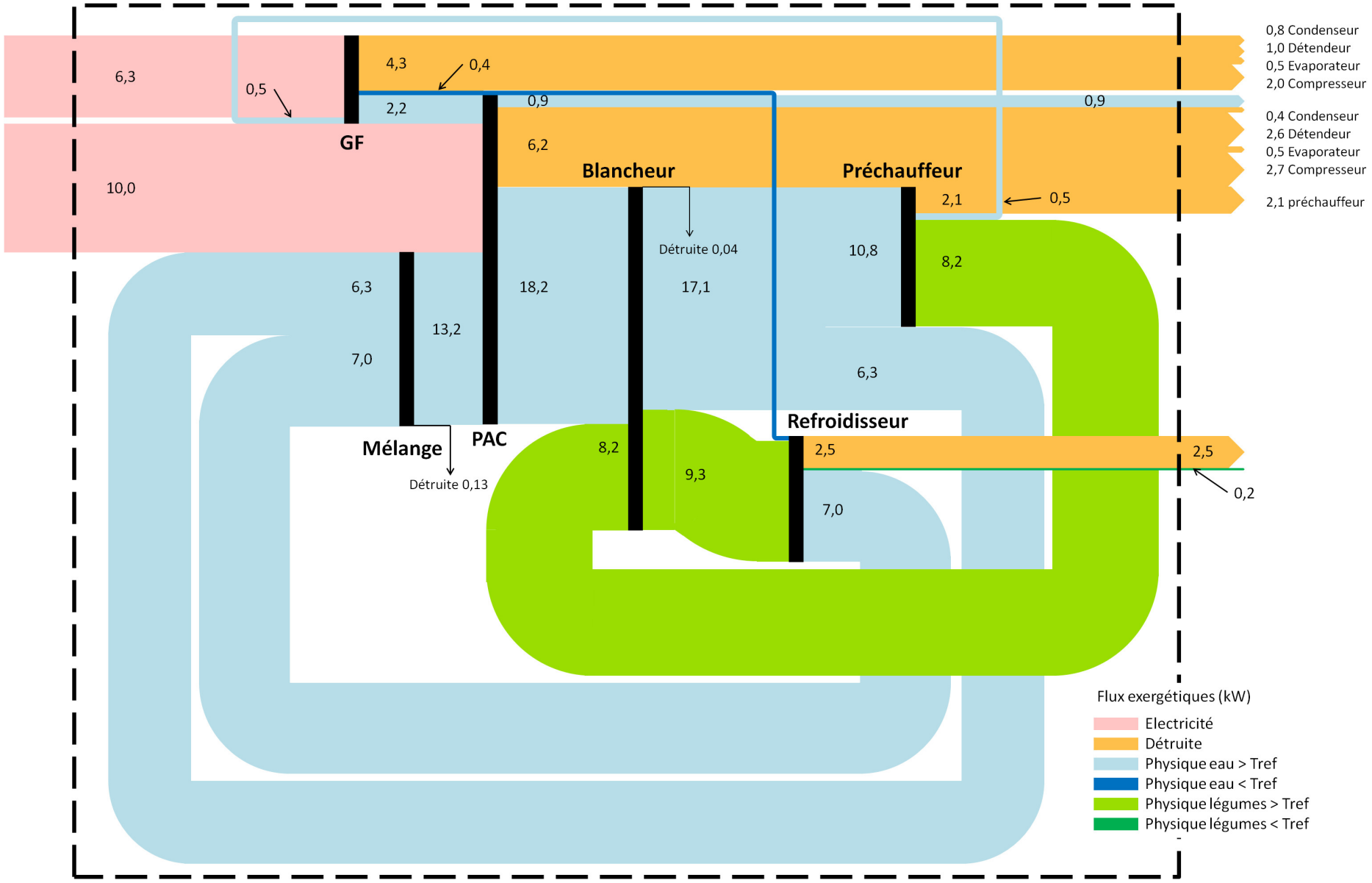


FIGURE 4.11 – Diagramme de Sankey des flux exergétiques sur la conception du pilote

4.3 Utilisation du pilote industriel

4.3.1 Description du pilote industriel

4.3.1.1 Élements généraux

Le pilote industriel est installé dans l'usine BONDUELLE d'Estrées-Mons (Somme - Picardie). Ce dispositif expérimental est dimensionné pour une charge de 1 $t.h^{-1}$ de légumes, mesure 7 mètres de long et est en lien avec :

- une alimentation en légumes ;
- un surgélateur, permettant de surgeler les légumes suite au blanchiment ;
- la thermo-frigo-pompe partiellement découplée en une pompe à chaleur et un groupe froid ;
- une source de vapeur pour prendre le relais lorsque la puissance de chauffe délivrée par la PAC est insuffisante et pour les phases de démarrage ;
- des arrivées d'eau propre et des tuyauteries de vidange.

La figure 4.12 présente le schéma simplifié du pilote industriel. On observe sur ce schéma les deux grandes parties technologiques de la solution technique : le blancheur refroidisseur et la TFP couplée partiellement.

Les deux flux principaux sont également représentés : la flèche verte horizontale allant de la gauche vers la droite présente le parcours du lit de légumes dans le blancheur-refroidisseur. Durant ce procédé continu, les légumes sont chauffés sur la première moitié de l'échangeur et refroidis sur la seconde moitié.

Le circuit d'eau est représenté en bleu et entre dans le procédé en bas à droite de la figure. L'eau entrante traverse l'évaporateur de la partie de la TFP flexible servant au refroidissement. Cette eau traverse un réservoir de stockage V1 avant d'alimenter le blancheur refroidisseur.

L'eau propre et froide entre donc dans la 12^{e} zone du blancheur, tout à droite du schéma, et traverse le lit de légumes et le tapis de haut en bas pour arriver dans un bac de récupération. Une pompe vient alors prélever l'eau de ce bassin pour aller asperger les légumes dans la zone 11 adjacente. Le débit d'aspersion dans chaque rampe est contrôlé par une vanne manuelle.

Cette opération est répétée jusqu'à la zone 7, qui est la première zone de refroidissement. Là un mélange s'opère dans la tuyauterie entre l'eau sortant du blancheur et celle de la partie refroidissement. Ce mélange est envoyé dans un réservoir de stockage V2.

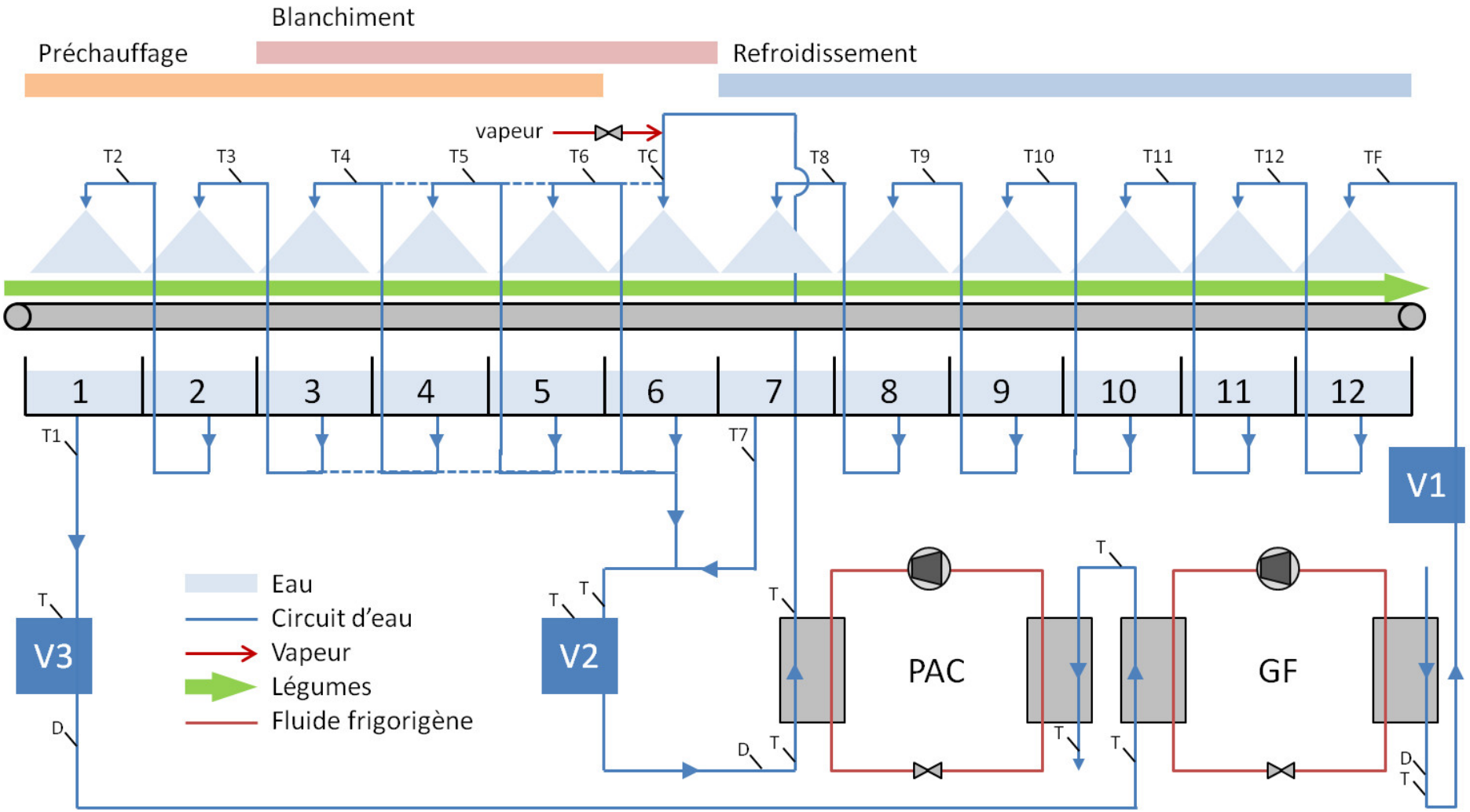


FIGURE 4.12 – Schéma simplifié du pilote industriel

La division en différentes zones d'aspersion se fait par des bassins situés sous chaque zone : l'eau s'écoule à travers le légume et tombe dans un bassin séparé mécaniquement des autres bassins.

L'eau sortant du réservoir de stockage V2 est envoyée au condenseur de la TFP flexible pour rejoindre la dernière zone de blanchiment en zone 6. Avant d'entrer dans le blancheur une arrivée de vapeur contrôle la température, si celle-ci est inférieure à la température de consigne alors de la vapeur est injectée à ce niveau.

L'eau s'écoule en courant-croisé à tendance contre courant jusqu'à la zone 1 pour chauffer le lit de légumes. L'eau quitte ensuite le blancheur pour entrer au condenseur du GF et à l'évaporateur de la PAC. Un ballon V3 se trouve également entre le blancheur et la TFP flexible dans le but d'amortir des variations de température au niveau de la boucle intermédiaire.

Sont apparentes en haut du schéma les différentes zones du blancheur : préchauffage, blanchiment et refroidissement. On remarque que les zones de préchauffage et de blanchiment se chevauchent. C'est une flexibilité de l'équipement : par un jeu de vannes et de tuyauteries il est possible de choisir une à quatre zones de blanchiment. Ces zones de blanchiment sont traversées par l'eau la plus chaude et par un plus grand débit.

La figure 4.13 est une photo de l'équipement. Cette première image est une partie de la face avant du blancheur où l'on aperçoit une zone de préchauffage (à gauche) et quatre zones de préchauffage-blanchiment. On distingue un double jeu de vannes sur ces quatre dernières zones permettant ainsi de disposer de 1 à 4 zones de blanchiment tels que présentés sur le schéma. Chacune des 12 zones d'aspersion de l'équipement fait 50 cm de large.

Sur le bas on aperçoit des bacs, ces bacs sont une ouverture sur chacune des zones d'aspersion. Sur la droite de cette photo on aperçoit un cylindre vertical qui est l'arrivée de vapeur avant que l'eau ne rentre dans les zones de blanchiment.

La seconde image (figure 4.14) est une vue prise depuis l'autre côté de l'équipement. On aperçoit le capotage qu'il est possible de retirer pour pouvoir intervenir à l'intérieur du blancheur. C'est notamment par ces ouvertures qu'il est possible de changer les buses d'aspersion.

La figure 4.15 est une photo de l'intérieur du blancheur accessible par l'ouverture d'un des capots précédemment évoqués. On distingue deux rampes sur lesquelles sont disposées les buses d'aspersion. Sur cette image, seules 4/8 buses par rampe sont utilisées, 4 bouchons sont vissés sur les emplacements des buses situés au fond de l'équipement. BONDUELLE dispose de plusieurs types de buses qu'il convient d'installer pour obtenir le débit surfacique le plus homogène possible pour un débit total donné dans la rampe d'aspersion.

FIGURE 4.13 – Photo : blancheur de face, 1 zone de pré-chauffage, 4 zones de blanchiment

FIGURE 4.14 – Photo : blancheur de derrière

Ce débit de chaque zone d'aspersion peut être ajusté par une vanne équipée d'un capteur de pression. Connaissant la relation liant la pression et le débit au niveau de la vanne il est possible d'ajuster le débit manuellement sur chacune des zones d'aspersion. La photo de la figure 4.16 présente cette vanne.

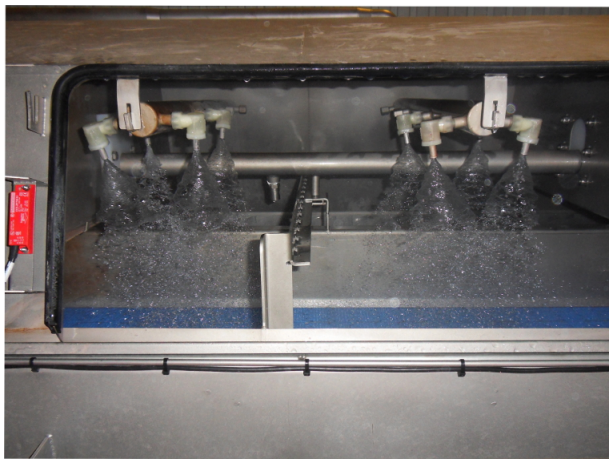


FIGURE 4.15 – Photo : rampes et buses d'aspersion

FIGURE 4.16 – Photo : vanne sur une rampe d'aspersion

La photo 4.17 est une flume qui permet de disposer le lit de légumes de façon homogène sur le tapis. La seconde photo 4.18 est une vue à l'intérieur de l'équipement où on voit le tapis qui convoie les légumes.

• Polyvalence de la conception

Ce pilote est polyvalent. En effet, le blancheur est équipé d'une séparation longitudinale réglable permettant de changer la largeur du tapis. Ainsi il est possible de varier la productivité de l'équipement en conservant la vitesse d'avance des légumes et en conservant la hauteur du lit de légumes. En théorie, si l'on néglige les effets de bord, la direction définie par la largeur du tapis n'est pas une dimension physique du problème.

FIGURE 4.17 – Photo : flume

FIGURE 4.18 – Photo : intérieur du blancheur

Cette souplesse présente un autre avantage : elle permet de tester plusieurs légumes avec une même productivité. En effet, comme un lit de champignons n'a pas la même masse volumique moyenne qu'un lit de petits pois et que leur temps de passage est également différent, la largeur du tapis devient la variable d'ajustement pour respecter une hauteur de lit de légumes acceptable.

Le blancheur est équipé d'un écran de commande permettant d'indiquer plusieurs valeurs de consigne. Ces paramètres ajustables font partie de la flexibilité de l'équipement et sont :

- la consigne de température de blanchiment ;
- la vitesse du tapis ;
- le maximum d'ouverture de la vanne d'alimentation en vapeur ;
- les débits d'eau.

D'autre part, au niveau de l'aspersion, les déviations hydrauliques sont conçues pour travailler avec plusieurs jeux de buses. Il est par exemple possible de travailler avec des débits d'eau différents ou des débits d'eau par buse différents pour un même débit global.

4.3.1.2 Les mesures

• Capteurs installés

Pour évaluer la puissance échangée dans chaque zone du blancheur des capteurs de température sont installés dans les rampes d'aspersion. Ainsi, en régime permanent, il est possible de déterminer quelle est l'énergie cédée/gagnée par l'eau dans chaque zone. Pour la première zone de préchauffage et la première zone de refroidissement il y a également des capteurs dans les bacs de récupération. Ces capteurs sont présentés dans la figure 4.12.

Pour réaliser les bilans il faut également connaitre les débits d'eau, ces débits sont mesurés par trois débitmètres :

– un au niveau de l'alimentation en eau froide du blancheur, mesurant le débit circulant en contre-courant dans les échangeurs ;
– un au niveau du condenseur de la PAC, permettant de connaitre le débit dans la zone de blanchiment ;
– un au niveau de la sortie de l'équipement, avant le retour de l'eau usée dans la TFP flexible.

Des capteurs de température sont également installés aux bornes de la TFP flexible, ceci permet de quantifier les puissances mises en jeu aux échangeurs du système et d'évaluer les pertes en ligne puisque la TFP flexible est placée à quelques mètres du blancheur. Les derniers capteurs de température sur le circuit hydraulique le sont aux bornes des éléments de stockage, ces capteurs permettant ainsi d'observer l'effet de l'accumulation d'énergie dans les volumes tampons.

Enfin, la TFP flexible est elle-même instrumentée : capteurs de pression, de température, wattmètre.

• Capteurs nomades

Nous avons décrit dans le paragraphe précédent les capteurs installés sur l'équipement et mesurant de manière continue. Pour compléter ces mesures, des capteurs nomades sont également utilisés, notamment pour mesurer les températures de l'eau de part et d'autre du lit de légumes.

En effet, le partenaire industriel, BONDUELLE, dispose de capteurs de température de petite taille et autonomes. Ces capteurs durant les essais sont insérés dans le lit de légumes : un en haut de couche, un en bas de couche. Ainsi il est possible de mesurer, lors de l'établissement d'un régime permanent, le profil de température de l'eau traversant le lit de légumes. Ces mesures permettent de consolider les bilans thermiques et de repérer quelques dysfonctionnement comme il est décrit plus loin.

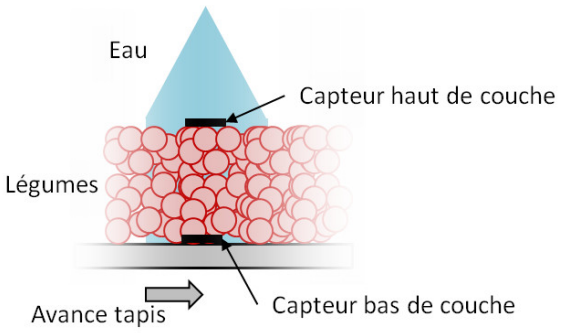


FIGURE 4.19 – Schéma présentant la position des capteurs mobiles

D'autre part, pour chaque essai les températures des légumes sont mesurées à l'entrée et à la sortie du blancheur. Enfin, des analyses biologiques sont effectuées pour valider le bon blanchiment des légumes.

4.3.1.3 Description des essais

Les essais ont été réalisés sur le site de BONDUELLE entre les mois de mai et septembre 2013. La période s'explique par la saisonnalité des légumes. Cette saisonnalité est donc contraignante : il faut d'une part être prêt au moment des récoltes, et d'autre part finir les expérimentations avant leur fin. Il est également important de signaler que beaucoup d'essais ont été effectués avec des points de fonctionnement similaires afin de juger d'une reproductibilité des résultats et d'une fiabilité de l'équipement et de son instrumentation.

• Haricots rouges : 5 mai au 28 juin 2013

Les essais sur les haricots rouges n'étaient pas dépendants de la saisonnalité puisque les légumes étaient préalablement déshydratés. Ces haricots ont ainsi été réhydratés avant d'être utilisés dans les essais. D'autre part, dans le but d'économiser de la matière le flux de légumes a fonctionné en boucle fermée. Ces essais ont été très utiles pour l'appropriation de l'équipement, le test de certains aspects technologiques tels que le choix du nombre de buses d'aspersion, la largeur du tapis utile ou encore les réglages de la flume en amont du blancheur. Ces essais sont également source des premiers résultats exploitables pour mesurer la performance du pilote.

• Petits pois : 1er juillet au 1er août 2013

Par la suite les petits pois ont fait l'objet d'essais sur le blancheur. Ces essais ont été réalisés dans le contexte industriel des récoltes agricoles. À la saisonnalité précédemment évoquée s'ajoute alors une contrainte : les légumes sont réellement valorisés dans les usines BONDUELLE. Même si les essais en haricots rouges avaient permis d'acquérir une certaine confiance quand au respect des contraintes sanitaires du blanchiment, les modalités des essais sur les petits pois sont toutes très similaires. Les faibles débits d'eau et les basses températures de blanchiment n'ont pas été testés pour valider telle ou telle hypothèse ou pour apporter de la consistance aux validations des modèles.

• Haricots verts : 14 août au 8 octobre 2013

Tout comme les pois, ces essais ont été réalisés avec la contrainte de la saisonnalité et le soucis de délivrer des produit aptes à la consommation.

4.3.2 Résultats des essais

4.3.2.1 Validation du concept

Le point fondamental de ce procédé intégré est la récupération de chaleur entre solides à l'aide d'un fluide intermédiaire. Si, au contact des légumes, le débit d'eau n'obtient pas la variation de température escomptée alors la TFP flexible ne sera plus adaptée aux besoins de puissance thermique, calorifique notamment.

La figure 4.20 présente les relevés des capteurs situés aux bornes de chacune des 12 zones d'aspersion. Cette figure est déclinée en deux graphiques, l'un présentant les capteurs des 6 premières zones, servant au chauffage du légume. Le second révèle les données enregistrées par les capteurs situés dans les 6 zones de refroidissement du légume.

Sur cet extrait des mesures apparait très clairement l'introduction des légumes qui viennent modifier le profil de température de l'eau. Ces graphiques témoignent de l'établissement d'un régime permanent de la première moitié de l'équipement, correspondant au chauffage. Du côté du refroidissement, le réservoir de stockage en amont du blancheur V1 est en train de se refroidir. Ainsi, la courbe présentant la température la plus froide et dont la sonde est placée sur la rampe d'aspersion de la zone 12 est continuellement décroissante. C'est pourquoi le régime permanent ne commence à être atteint qu'en fin d'essai.

On constate qu'il existe bel et bien un gradient de température sur le circuit d'eau. Pour le chauffage, l'eau est aspergée autour de 98 °C, on observe des oscillations autour de cette valeur moyenne. Cette évolution de la température montre l'effet de la régulation de la vanne vapeur. Les autres courbes sont à des niveaux de température inférieurs et disposées en cascade. La courbe la plus basse T1 correspond à la température mesurée en sortie d'équipement. L'eau s'est donc globalement refroidie de 98 °C à 38 °C.

De façon symétrique, on observe également un gradient de température dans la partie servant au refroidissement des produits. L'eau se chauffe au contact des légumes.

On remarque que chacune des zones d'aspersion permet un échange thermique puisqu'on trouvera un écart de température entre chaque capteur. Ces courbes permettent de valider le concept de récupération de chaleur sur des solides subissant un traitement thermique combinant une phase de chauffage et une phase de refroidissement. D'autre part, en considérant les niveaux de température de l'eau entrant et sortant, il est possible de déterminer la puissance échangée.

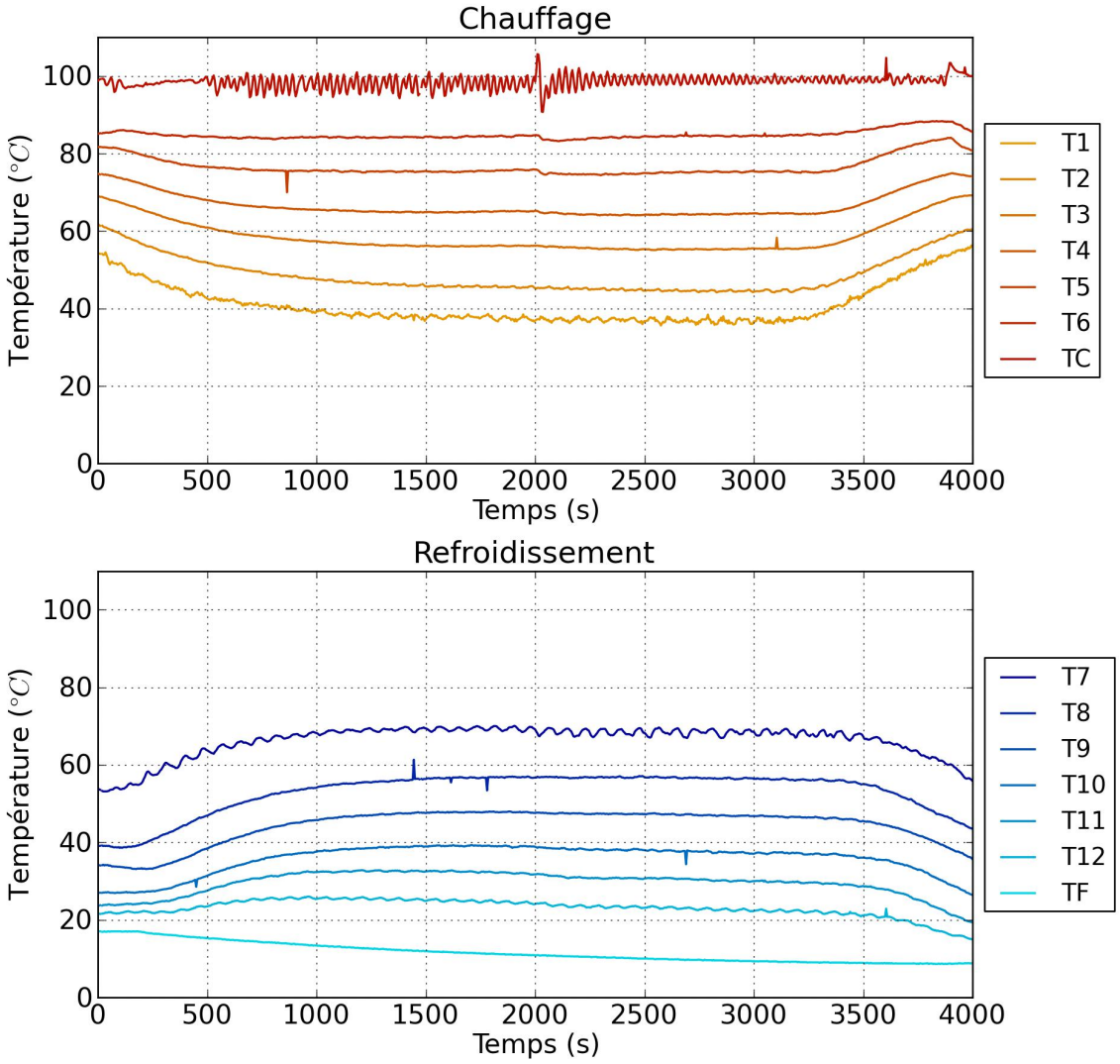


FIGURE 4.20 – Mesures des températures aux bornes des zones d'aspersion durant un essai de haricots rouges

4.3.2.2 Bilans de puissance et performances

• Bilans de puissance

L'objectif de cette section est d'entreprendre les bilans de puissance sur l'ensemble du procédé, afin d'évaluer les performances du pilote et de savoir comment est utilisée la chaleur fournie. Le schéma en figure 4.21 présente la répartition de la puissance calorifique fournie à travers les éléments du pilote, la figure 4.22 montre, entourée en pointillés, la partie de l'équipement étudiée.

La puissance thermique fournie est la somme de deux puissances thermiques, celle fournie par le condenseur de la PAC et celle injectée grâce à l'épingle de vapeur.

$$\dot{Q}_{c,fournie} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{vap} \tag{4.1}$$

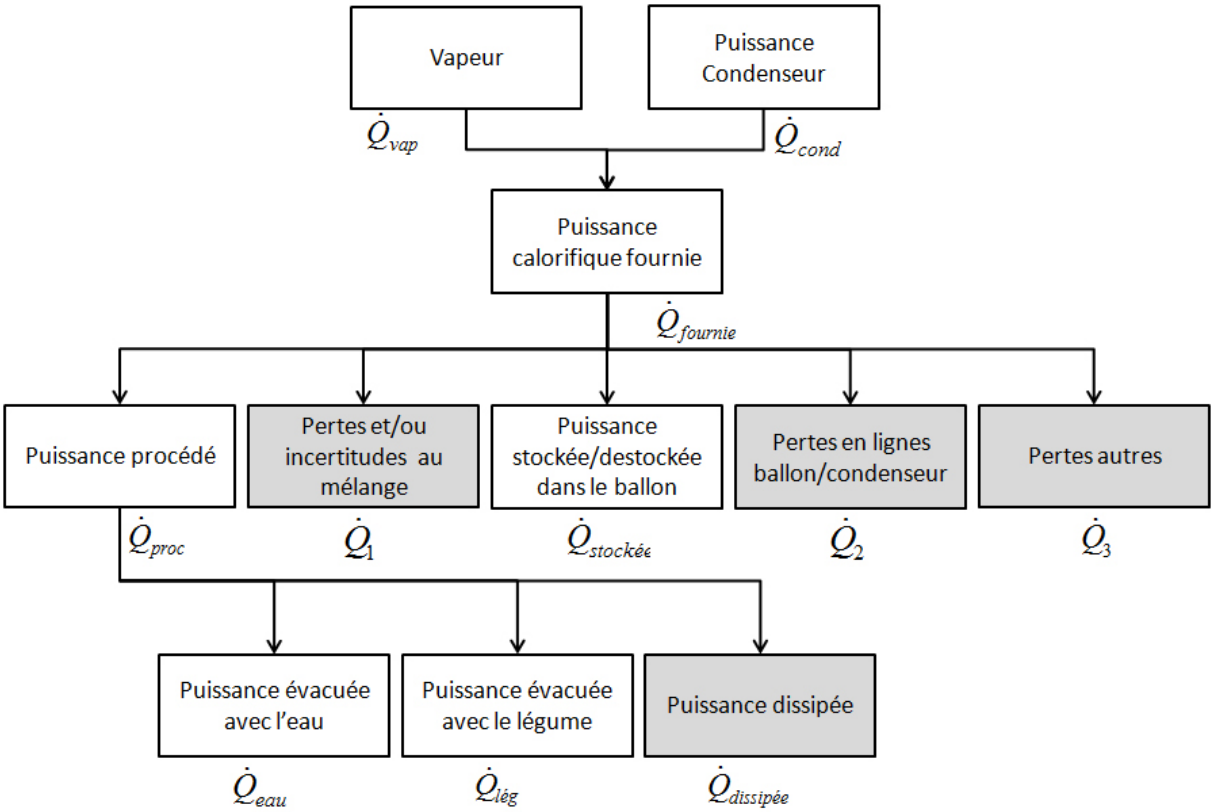


FIGURE 4.21 – Synoptique des bilans de puissance

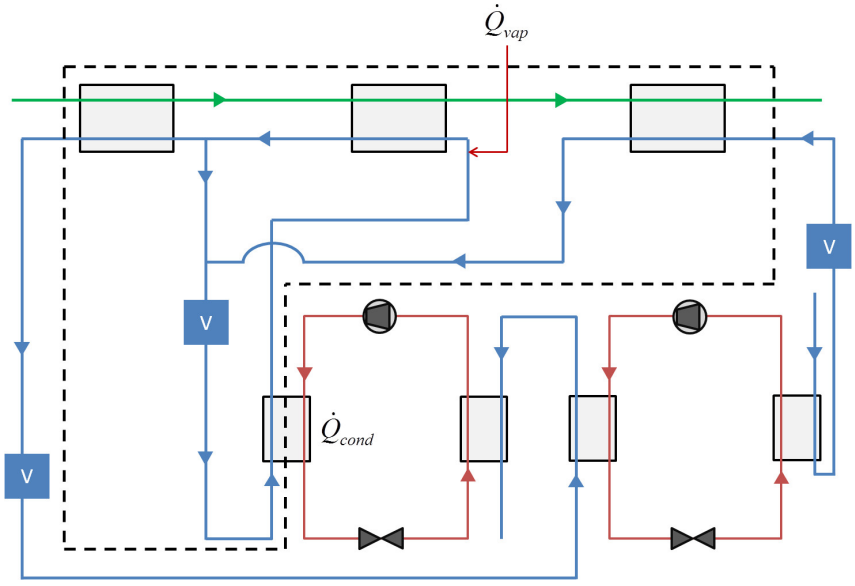


FIGURE 4.22 – Schéma du procédé avec mise en évidence de la zone où sont effectués les bilans de puissance

La puissance au niveau du condenseur est déterminée par la mesure, sur l'eau, de la différence de températures aux bornes du condenseur et du débit circulant dans cet élément.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{blanch} C (T_{cond,s} - T_{cond,e}) \tag{4.2}$$

La puissance délivrée par la vapeur peut être déterminée de deux façons. Disposant du débit de vapeur on peut calculer, la puissance fournie par cette utilité, équation (4.3). L'autre façon est de compter sur la régulation de la vapeur. Sachant que l'injection de vapeur est contrôlée pour maintenir une température de sortie objectif, on peut estimer que la puissance de vapeur est la puissance qui permet au débit sortant du condenseur de la PAC d'atteindre cette température objectif.

$$\dot{Q}_{vap} = \dot{m}_{vap} * (h_{(4{,}013\,\text{bar, vap sat})} - h_{(1{,}013\,\text{bar, liq sat})}) \tag{4.3}$$

$$\dot{Q}_{vap} = \dot{m}_b C(T_{obj} - T_{cond,s}) \tag{4.4}$$

Cette puissance thermique fournie est en grande partie transmise au procédé. Cette part est identifiable en effectuant le bilan thermique sur l'eau dans la partie blanchiment et dans la partie préchauffage. La puissance $\dot{Q}_{proc}$ représente finalement la puissance que les utilités doivent apporter pour chauffer jusqu'à la température objectif le débit d'eau sortant du refroidisseur et le débit d'eau de recirculation sortant de la zone de blanchiment.

$$\dot{Q}_{proc} = \dot{m}_r C(T_{asp} - T_{blanch,s}) + \dot{m}_e C(T_{asp} - T_{prech,s}) \tag{4.5}$$

L'autre partie de la puissance est assimilable à l'accumulation d'énergie dans le réservoir de stockage situé en amont du condenseur. En effet, les essais, pour diverses raisons industrielles, n'ont pas toujours été réalisés en régime permanent sur l'ensemble des sous-parties du pilote. Même si les débits sont en régime permanent et que les températures sont stabilisées en tout point de l'échangeur il reste un différentiel de température entre l'entrée et la sortie du réservoir de stockage. Ainsi, une partie de la puissance fournie sert à chauffer le ballon. Cette puissance absorbée est donc égale à la différence des flux enthalpiques sortant et entrant dans le ballon.

$$\dot{Q}_{stockée} = \dot{m}_{blanch} C(T_{ballon,e} - T_{ballon,s}) \tag{4.6}$$

Une partie de la puissance fournie est également perdue dans l'équipement. Parmi ces pertes, il est possible sur le pilote d'identifier précisément deux zones géographiques. La première, appelée $\dot{Q}_1$ sera définie comme la perte qui existe entre les zones d'échanges légumes/eau et l'entrée dans le ballon. Pour calculer cette puissance on suppose que la conservation de la masse est effective. L'équation (4.7) fait donc apparaitre cette puissance $\dot{Q}_1$ comme la différence entre l'enthalpie du mélange et la somme des deux enthalpies des flux constituant le mélange.

$$\dot{Q}_1 = (\dot{m}_{blanch} - \dot{m}_e) C T_{blanch,s} + \dot{m}_e C T_{refroid,s} - \dot{m}_{blanch} C T_{ballon,e} \tag{4.7}$$

La seconde perte de puissance $\dot{Q}_2$ identifiable grâce à l'instrumentation est celle qui s'effectue entre la sortie du ballon et l'entrée du condenseur. Ce sont des pertes en ligne.

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{blanch} C (T_{ballon,s} - T_{cond,e}) \tag{4.8}$$

Enfin, les autres pertes sont identifiées par le non bouclage du bilan de puissance.

$$\dot{Q}_3 = \dot{Q}_{vap} + \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{proc} - \dot{Q}_{stockée} - \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 \tag{4.9}$$

Une partie de la puissance thermique de chauffage est transmise au procédé $\dot{Q}_{proc}$, cette puissance est encore divisée en trois parties. La première, aisément mesurable est la puissance transférée au débit d'eau qui circule à contre-courant du lit de légumes. Cette puissance est calculée grâce à la connaissance du débit d'eau entrant et sortant du procédé et des températures d'entrée dans le refroidisseur et de sortie du préchauffeur.

$$\dot{Q}_{eau} = \dot{m}_e C (T_{prech,s} - T_{refroid,e}) \tag{4.10}$$

La température du légume n'est pas mesurée. La puissance globalement transmise au lit de légumes ne peut pas être évaluée par différence de température entre l'entrée et la sortie. En revanche, sur certains essais, les capteurs mobiles, mesurent la différence de température instantanée entre l'eau en bas et en haut de couche du lit de légumes. Ces capteurs vont permettre d'évaluer la puissance effectivement transmise au légume.

• Évaluation des performances

Comme indiqué au chapitre 1, les évaluations des consommations de vapeur des blancheurs classiques indiquent une utilisation de 250 kg.t^{-1} de produits finis, indépendamment du type de légumes traités. Pour un débit d'une tonne par heure de légumes la puissance calorifique nécessaire pour blanchir le légume est ainsi estimée à 162 kW. Cette valeur sera prise comme valeur référence pour évaluer les gains de performances du pilote expérimental par rapport aux équipements usuellement installés sur les lignes de production.

Les essais retenus pour l'évaluation des performances sont ceux dont les paramètres sont proches de ceux que la conception préconisait, ils sont présentés dans le tableau 4.5. Les paramètres des essais pour les pois correspondent à ceux désirés dans les étapes de dimensionnement. Pour les haricots rouges et les haricots verts il y a un excès d'eau par rapport au point réellement désiré. En effet, le rapport du débit d'eau sur le débit de légumes est égal à 1,1 pour le haricot rouge et 1,3 pour le haricot

vert. Ces paramètres diminuent les performances des échangeurs légumes/eau en limitant la capacité de récupération de chaleur. La puissance à fournir est ainsi plus élevée. Pour plusieurs raisons de production, la température a également été élevée pour ces deux légumes.

	Débit légumes	Débit eau refroidissement	Débit eau blancheur	Température objectif
	($t.h^{-1}$)	($t.h^{-1}$)	($t.h^{-1}$)	(°C)
Pois	1	1	1,8	98
Haricots rouges	0,9	1	1,8	99
Haricots verts	1	1,3	2	103

TABLE 4.5 – Essais retenus pour l'évaluation des performances

L'application des bilans de puissance présentés précédemment permet de construire la figure 4.23. Cette figure représente la répartition de la puissance calorifique pour quatre essais où le légume utilisé est le pois.

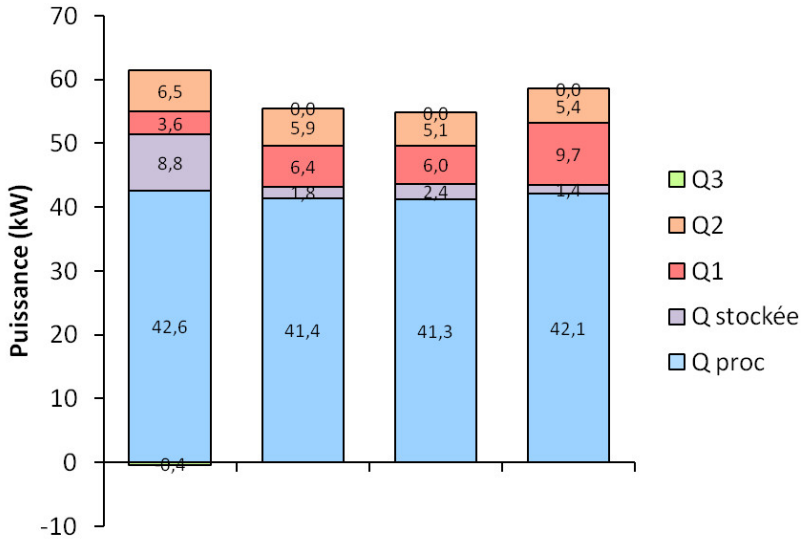


FIGURE 4.23 – Répartition de la puissance calorifique fournie pour les pois

Le premier essai, barre de gauche sur la figure, est réalisé sans utilisation de la TFP flexible. On observe que la puissance $\dot{Q}_3$ est négative mais très proche de zéro. Cela montre que le bilan d'énergie boucle assez bien : la puissance apportée par la vapeur estimée à l'aide de la mesure du débit de vapeur (équation (4.3)) est quasi-égale à la somme des puissances pouvant être mesurées dans l'équipement.

Pour les trois autres essais, la TFP flexible fonctionnait. Ainsi la puissance fournie était la somme de $\dot{Q}_{cond}$ et $\dot{Q}_{vap}$. Or le débitmètre de vapeur enregistre des valeurs de débits improbables pour des débits faibles. Dans les cas où la TFP flexible fonctionnait, la mesure du débit de vapeur est écartée,

la puissance de vapeur est ainsi calculée par l'équation (4.4). Cette façon de procéder implique, par construction, l'annulation de la puissance $\dot{Q}_3$.

Ces résultats montrent une robustesse du bilan réalisé puisque les valeurs sont très proches pour les différents essais. Cette consistance est notamment fortement visible pour la puissance appelée par le procédé qui est comprise entre 41,3 kW et 42,6 kW. On découvre également que l'équipement en lui même est source de consommation d'énergie puisque les puissances dissipées et stockée sont une part importante de la puissance consommée.

La figure 4.24 présente les mêmes évaluations mais pour des essais sur des haricots rouges et des haricots verts. Ici encore, on note que les deux essais tracés pour chacune des modalités présentent des ordres de grandeurs équivalents. On constate que globalement le haricot vert présente de moins bonnes performances que le haricot rouge. Cette contre-performance est principalement le fait d'une augmentation du débit d'eau rendant les échangeurs légumes/eau moins performants. L'augmentation de 4 K de la température objectif entraine également une augmentation de la puissance consommée.

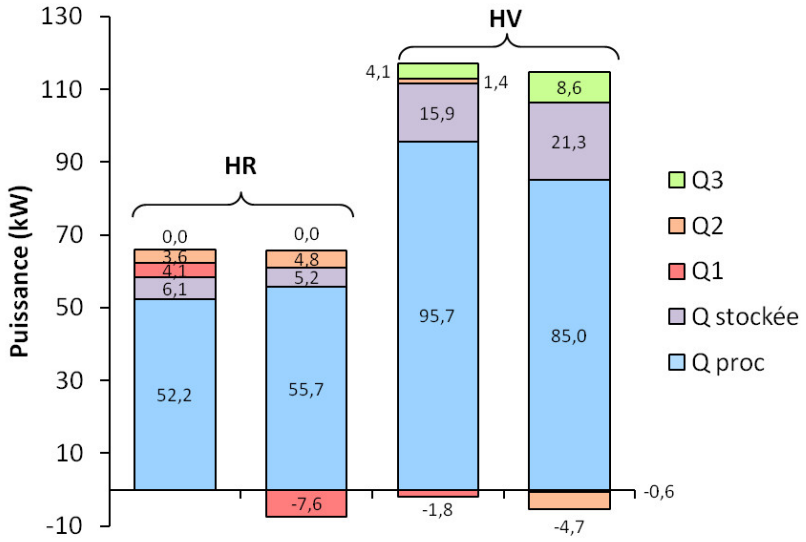


FIGURE 4.24 – Répartition de la puissance calorifique fournie pour les haricots rouges et verts

La figure 4.24 comparant les haricots rouges et les haricots verts fait apparaitre des consommations énergétiques différentes. La variable la plus impactante est sans nul doute le débit d'eau circulant à contre-courant du débit de légumes et permettant la récupération directe de chaleur. Pour vérifier cette hypothèse, la puissance consommée est calculée sur tous les essais exploitables.

La figure 4.25 est une synthèse de la puissance consommée pour les différents essais. Sur ce graphique deux paramètres sont différenciés : la nature du légume et le rapport entre le débit d'eau et le débit de légumes (correspondant à l'abscisse). Les résultats indiquent que ce rapport est très impac-

tant sur la consommation de puissance. Le chiffre inséré dans chaque bâton correspond au nombre d'essais traités pour la modalité considérée. Lorsque plusieurs essais sont réalisés l'écart type est également représenté par une barre d'incertitude.

Cette barre d'incertitude englobe des causes assignables et des causes aléatoires. En effet, tous les essais n'ont pas été réalisés toutes autres choses égales par ailleurs. Ainsi, l'effet des autres paramètres est ici ignoré. Ces autres paramètres sont :

- débit de recirculation de l'eau ;
- température de consigne de l'eau ;
- température d'entrée des légumes ;
- épaisseur du lit de légumes ;
- vitesse d'avance du tapis.

Ces paramètres peuvent également varier pour différents groupes d'essais, comme pour le haricot vert où la température de consigne a été augmentée à 103 °C. Toutefois ces paramètres ont théoriquement moins d'effet qu'un changement de débit dans les échangeurs légumes/eau. En outre, ils ont varié dans des proportions acceptables. Enfin, on remarque que les écarts types sont assez réduits (surtout lorsque le nombre d'essais est assez grand).

C'est pourquoi, il est raisonnable de considérer que la figure 4.25 met bien en évidence l'importance du ratio entre le débit d'eau et le débit de légumes sur la consommation d'énergie. On remarque ainsi que les différences de performances sont probablement davantage dues à un changement du rapport des débits qu'à un changement de la nature même du légume. Le pilote prouve la pertinence de réduire le débit d'eau pour diminuer l'écart moyen entre les courbes (T-$\dot{Q}$) des échangeurs légumes/eau.

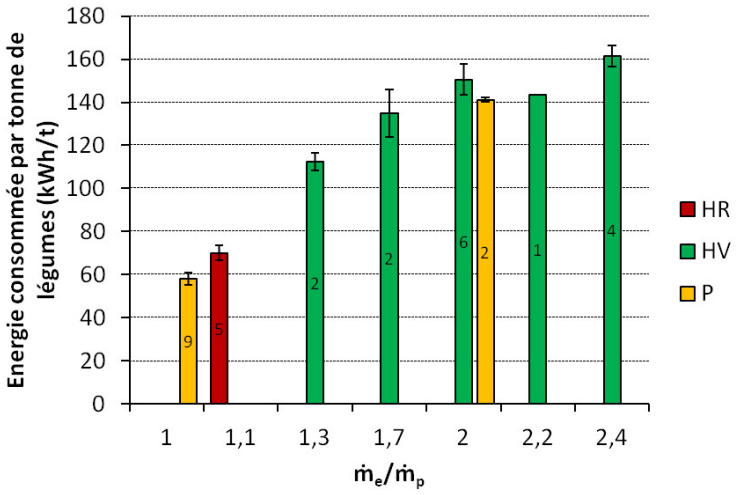


FIGURE 4.25 – Energie thermique fournie pour les trois légumes étudiés en fonction du rapport entre le débit d'eau et le débit de légumes

• Comparaison avec les équipements actuels

La figure 4.26 représente l'énergie thermique fournie pour blanchir une tonne de produits pour les trois légumes étudiés. Elle correspond à l'énergie délivrée par la vapeur et à celle fournie par le condenseur de la partie chaude de la TFP flexible.

La valeur référence est également représentée. On observe ainsi que l'équipement permet une économie d'énergie considérable. Les énergies nécessaires pour blanchir une tonne de légumes sont de 57,5 kWh pour le pois, 68,9 kWh pour le haricot rouge et de 112,3 kWh pour le haricot vert. Chacune de ces puissances représente respectivement un gain de 65 %, 57 % et 31 % par rapport à la valeur de référence.

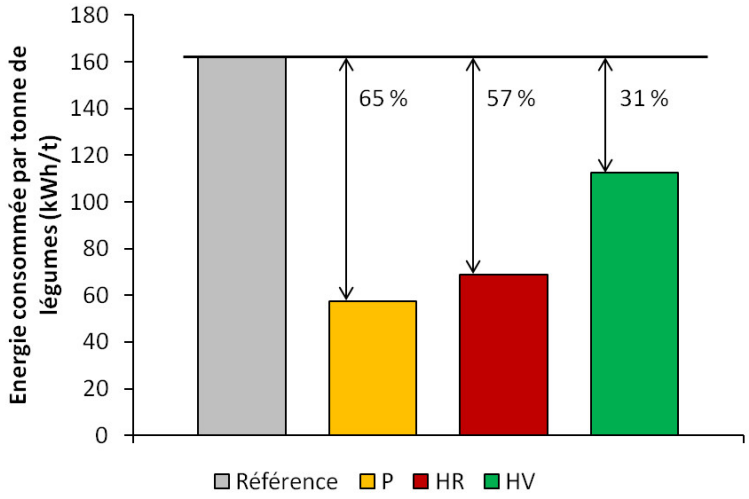


FIGURE 4.26 – Performances du pilote

Nous avons souligné qu'une partie de la puissance fournie est perdue par les tuyauteries liant le blancheur à la TFP flexible et qu'une part de la puissance est absorbée par le chauffage du volume de stockage présent en amont du condenseur. On peut alors évaluer quelle est la part de cette énergie pour les essais considérés. La figure 4.27 présente les mêmes résultats que la figure 4.26 auxquels sont ajoutés la part de l'énergie absorbée et dissipée en dehors des échangeurs légumes/eau. Cette partie de l'énergie est représentée dans le graphique par les aires hachurées. Par rapport à la valeur référence, en excluant cette partie, le gain sera augmenté de 10 % pour le pois, 6 % pour le haricot rouge et de 14 % pour le haricot vert. Par rapport à la puissance effectivement fournie pour chacun des flux de légumes cette valeur représente respectivement 27 %, 13 % et 20 %.

Le pilote, si sa conception était polyvalente, était quand même plus orienté sur la transformation des pois. Sur ces légumes, le procédé permet d'économiser 65 % d'énergie thermique. La figure 4.28 permet de visualiser où se situent les excès d'énergie par rapport à la référence et le surplus par rapport à la conception (24,1 kWh/t) étudiée partie 4.2.2.3.

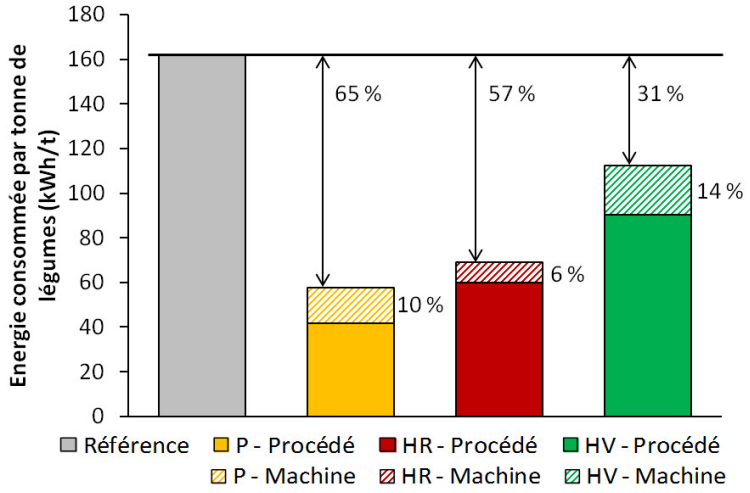


FIGURE 4.27 – Performances du pilote avec mise en évidence de la puissance fournie n'entrant pas dans le procédé

Sur le pilote, le procédé appelle une puissance de 41,8 kW, le surplus est en parti dû à un changement du point de fonctionnement et à une performance moins bonne. Par exemple, sur les essais pris comme cas de référence le débit de recirculation est de 0,229 $kg.s^{-1}$ (contre les 0,165 $kg.s^{-1}$ du schéma procédé), et la température objectif a été rehaussée à 98,1 °C (au lieu de 97 °C). L'eau sortant de la zone de refroidissement est à 74,9 °C, soit 3,1 K de moins que l'objectif.

Ces écarts entrainent au global une consommation d'énergie de 17,7 kWh au dessus de l'objectif. Cette énergie est appelée dans la figure 4.28 "procédé". Le reste de la différence entre la conception du pilote et la réalisation est relatif aux puissances $\dot{Q}_1$, $\dot{Q}_2$, $\dot{Q}_3$ et $\dot{Q}_{stockée}$ de la figure 4.23.

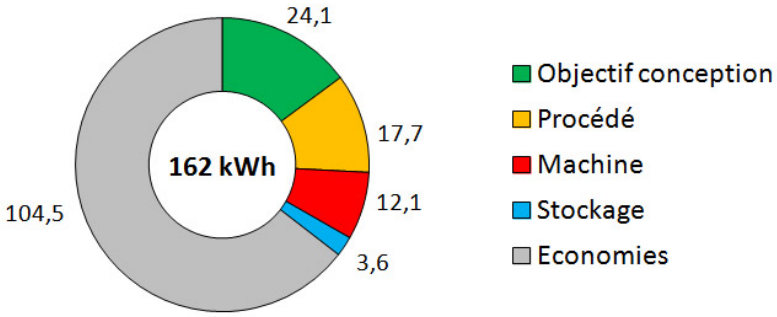


FIGURE 4.28 – Répartition de la puissance thermique, économies par rapport à la référence

4.3.2.3 Introduction du refroidissement

L'amélioration des performances pour le blanchiment a été présentée comparativement à des blancheurs classiques. Néanmoins, dans les blancheurs classiques il n'y a pas de refroidisseur. L'objectif de ces quelques lignes sera d'introduire le refroidissement dans les critères de comparaison.

Le chapitre 1 a indiqué que dans ce milieu industriel, de l'eau glacée est produite avec une série de groupes froids dont le COP froid a été évalué à 3,43 et que le procédé de refroidissement des légumes en sortie de blanchiment utilise 3 $t.h^{-1}$ d'eau pour refroidir 1 $t.h^{-1}$ de légumes.

Ainsi, pour un débit de 1 $t.h^{-1}$ de légumes, le groupe froid doit fournir 45,3 kW de puissance frigorifique. La puissance appelée par les compresseurs est alors de 13,2 kW. Cette valeur est prise comme référence, le procédé de blanchiment suivi d'un refroidissement appelle donc 162 kW de puissance calorifique fournie par de la vapeur et 13,2 kW d'électricité.

Pour comparer les performances entre la conception du pilote, sa réalisation, et la référence on peut utiliser l'exergie. Pour cela on conserve l'hypothèse que la vapeur est produite par une chaudière de rendement énergétique égal à 1, l'exergie fournie est considérée comme égale au PCI du butane

$$\dot{E}x_{vap} = \dot{m}_{vap} * PCI = \dot{Q}_{vap} \tag{4.11}$$

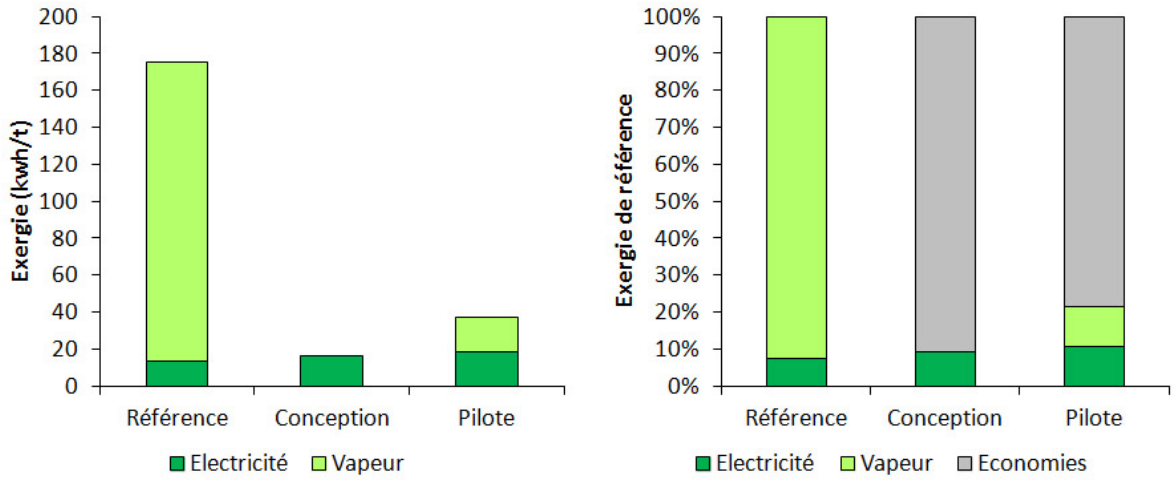
L'exergie fournie qui sert à chauffer le ballon a été retranchée à l'exergie fournie totale. En effet, comme, durant les essais, cette valeur exergétique était en train d'être stockée, elle n'était pas perdue.

La figure 4.29 expose les exergies consommées par le cas de référence, la conception et le pilote réalisé. Les résultats sont déclinés en deux graphiques permettant de visualiser à la fois la consommation exergétique par tonne de produits finis et la réduction de cette consommation par rapport à la référence.

L'équipement permet d'économiser 79 % d'exergie, soit 137,8 kWh. Cette réduction est répartie entre une augmentation de 5,2 kWh d'électricité et une réduction de 143,1 kWh de vapeur. Comparativement à l'objectif de conception, qui est de 16,3 kWh d'exergie sous forme d'électricité, le pilote consomme 2,1 kWh d'électricité de plus et 18,9 kWh d'exergie supplémentaire fournie par la vapeur.

Enfin, il est aussi intéressant de mettre en lumière l'économie de matière réalisée par la réduction des débits d'eau. En effet, pour un procédé classique, l'eau servant au refroidissement est évacuée alors qu'elle est directement utilisée pour le chauffage dans la conception intégrée. Ainsi, pour une tonne par heure de produits, ce débit d'eau consommé a été réduit de 3,6 $t.h^{-1}$.

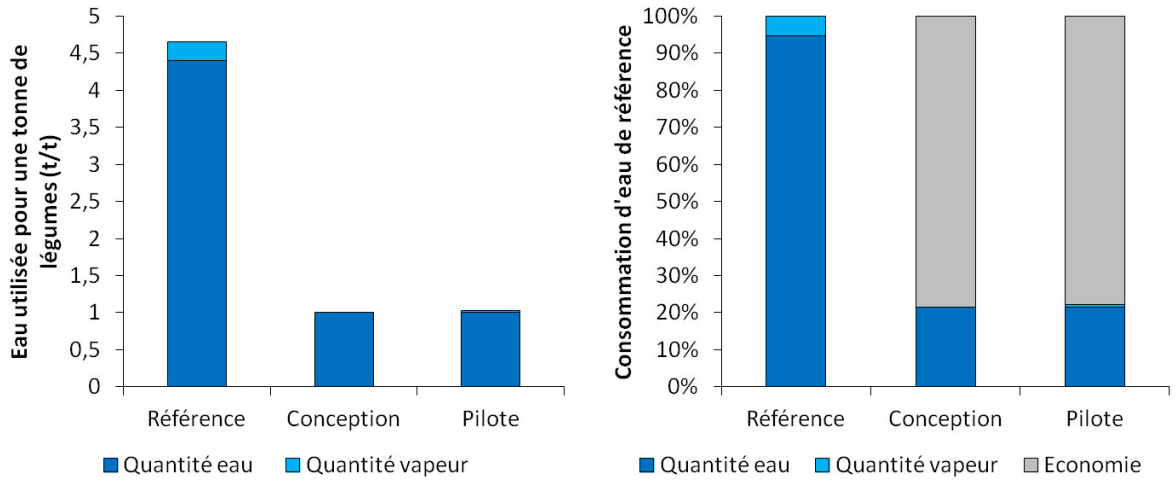
Tous ces résultats sont considérés comme actés pour la mesure des performances du pilote. Le pilote permet d'économiser une bonne partie d'énergie thermique, d'exergie consommée et de quantité d'eau. En revanche, les bilans d'énergie thermique ont montré que le procédé, si l'on néglige toutes les pertes de la machine ou le stockage, appelait une puissance moyenne de 41,8 kW, contre les 24,1 kW annoncés lors de la conception. Les 17,7 kW à fournir en plus sont essentiellement dus à ce qui se passe au niveau des échangeurs légumes/eau. La partie 4.3.4 s'intéresse à cet aspect.



(a) Exergies

(b) Par rapport à la référence

FIGURE 4.29 – Comparaison entre les exergies consommées par la référence, la conception et la réalisation du pilote en considérant que la vapeur est fournie par de l'exergie pure



(a) Quantités

(b) Par rapport à la référence

FIGURE 4.30 – Comparaison entre les quantités d'eau consommées par la référence, la conception et la réalisation du pilote

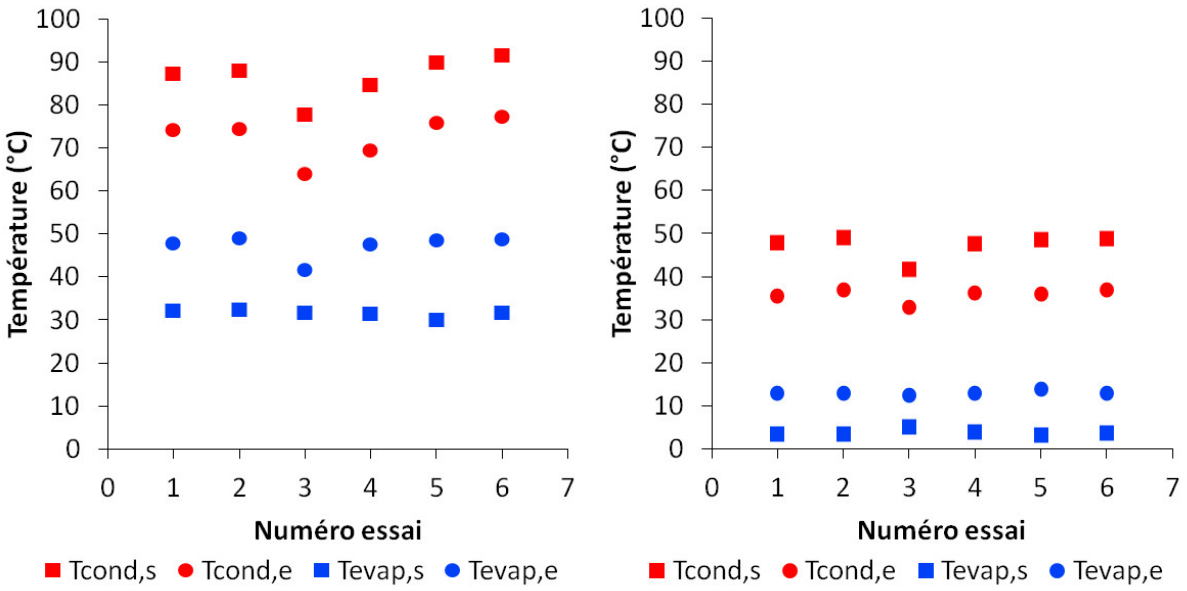
4.3.3 Performances de la TFP flexible

La TFP flexible est instrumentée sur le circuit frigorifique et également sur les débits d'eau traversant les échangeurs. Des débimètres sont placés sur les trois circuits d'eau reliant les condenseurs et évaporateurs de la TFP flexible. Des mesures de température sont également effectuées en aval et en amont de chacun de ces composants. Ainsi, les puissances aux évaporateurs et aux condenseurs peuvent être déterminées.

La puissance électrique au niveau des compresseurs est déduite par bilan d'énergie sur chacun des cycles thermodynamiques. Ces puissances sont également mesurées par des wattmètres. Connaissant ces puissances et les niveaux de températures, les COP et les efficacités sont déterminés.

La figure 4.31 présente les températures de l'eau mesurées par les capteurs situés aux bornes des condenseurs et des évaporateurs des deux systèmes thermodynamiques. La table 4.6 met en avant les performances de la partie PAC tandis que la table 4.7 s'intéresse à la partie GF.

La PAC n'a pas permis d'atteindre une température objectif de 97 °C. Ceci est principalement dû au niveau de la température de l'eau entrante dans le condenseur, qui est en moyenne 10 K en dessous de l'attendu. Lors d'essais avec des légumes, le maximum atteint a été une température de 91,5 °C, correspondant dans les graphiques à l'essai numéro 6. Le GF ne parvient pas non plus à atteindre la cible des 2 °C, la température de sortie de l'eau est en moyenne à 3,8 °C, on remarque en outre que la puissance frigorifique fournie est de 12,1 kW, contre les 15,2 kW attendus.



(a) PAC

(b) GF

FIGURE 4.31 – Température de l'eau aux bornes des condenseurs et évaporateurs pour sept essais

Numéro essai	1	2	3	4	5	6
$\dot{Q}_c$ (kW)	30,6	32,2	36,8	35,9	31,7	34,8
$\dot{Q}_f$ (kW)	18,1	19,3	25,3	22,5	18,0	20,0
$\dot{W}_{\text{mesuré}}$ (kW)	14,6	15,0	12,8	14,0	14,9	15,7
COP	2,46	2,49	3,19	2,68	2,31	2,36
η	0,319	0,330	0,380	0,380	0,350	0,365

TABLE 4.6 – Essais : performances de la PAC

Numéro essai	1	2	3	4	5	6
$\dot{Q}_c$ (kW)	14,2	14,1	22,4	16,0	12,2	13,8
$\dot{Q}_f$ (kW)	11,2	11,0	16,9	12,6	9,8	11,0
$\dot{W}_{\text{mesuré}}$ (kW)	4,92	5,01	6,78	5,33	4,01	4,65
COP	4,65	4,64	4,04	4,67	5,03	5,95
η	0,401	0,398	0,384	0,409	0,428	0,417

TABLE 4.7 – Essais : performances du GF

On remarque que les performances sont moins bonnes que celles attendues. En effet, les efficacités des systèmes par rapport au COP de Carnot sont de :

– 0,354 pour la PAC (attendu : 0,392) ;
– 0,406 pour le GF (attendu : 0,498).

4.3.4 Exploitation des mesures locales

4.3.4.1 Visualisation des mesures

Les capteurs de température nomades ont été placés de part et d'autre de l'épaisseur du lit de légumes. Ces capteurs ainsi positionnés transitent avec les légumes dans le banc d'essai et mesurent les températures de :

– l'eau projetée sur le lit de légumes, le capteur sera appelé "capteur haut" ;
– l'eau s'écoulant dans les bacs de récupération après avoir traversé l'épaisseur du lit de légumes, le capteur sera appelé "capteur bas".

Ces capteurs fonctionnent de manière autonome et enregistrent une température toutes les 5 secondes. La figure 4.32, présente les relevés du capteur haut et du capteur bas lors d'un essai avec des haricots rouges. Le débit d'eau est de 1 $t.h^{-1}$ dans les 5 premières zones (correspondant au préchauffage) et dans les 6 dernières zones (correspondant au refroidissement). Dans la zone 6, celle du blanchiment, le débit est de 1,8 $t.h^{-1}$. Le débit de légumes est de 0,9 $t.h^{-1}$.

Les capteurs mesurent une température qui est enregistrée dans le temps. Connaissant la vitesse d'avance du tapis pour chacun des essais il est possible de représenter ces mesures en fonction de la position du capteur dans le blancheur.

Sur les trois premiers mètres la température de l'eau mesurée par le capteur haut est supérieure à celle mesurée par le capteur bas. À partir de 3 m les capteurs entrent dans le refroidisseur. Ainsi les courbes s'inversent, le débit de légumes étant la source chaude l'eau se chauffe à son contact et le capteur de bas de couche relève des températures plus élevées que celles du capteur haut de couche.

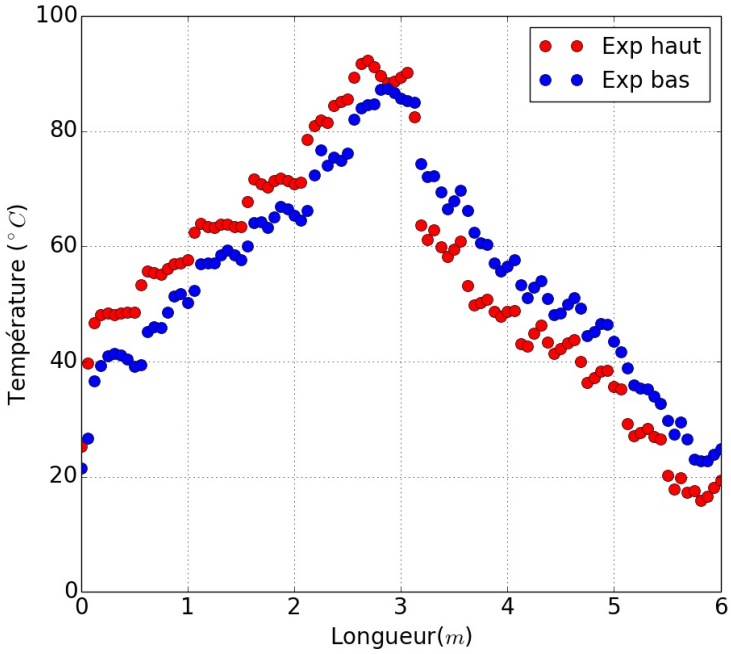


FIGURE 4.32 – Mesures des températures de l'eau de part et d'autre du lit de légumes (HR : $\dot{m}_p$ =0,9 t.h^{-1}, $\dot{m}_e$ =1 t.h^{-1} / $\dot{m}_{blanch}$ =1,8 t.h^{-1})

Ces mesures permettent également de distinguer les différentes zones d'aspersion. On remarque que les 12 zones de 50 cm sont bien visibles puisque les courbes présentent des paliers.

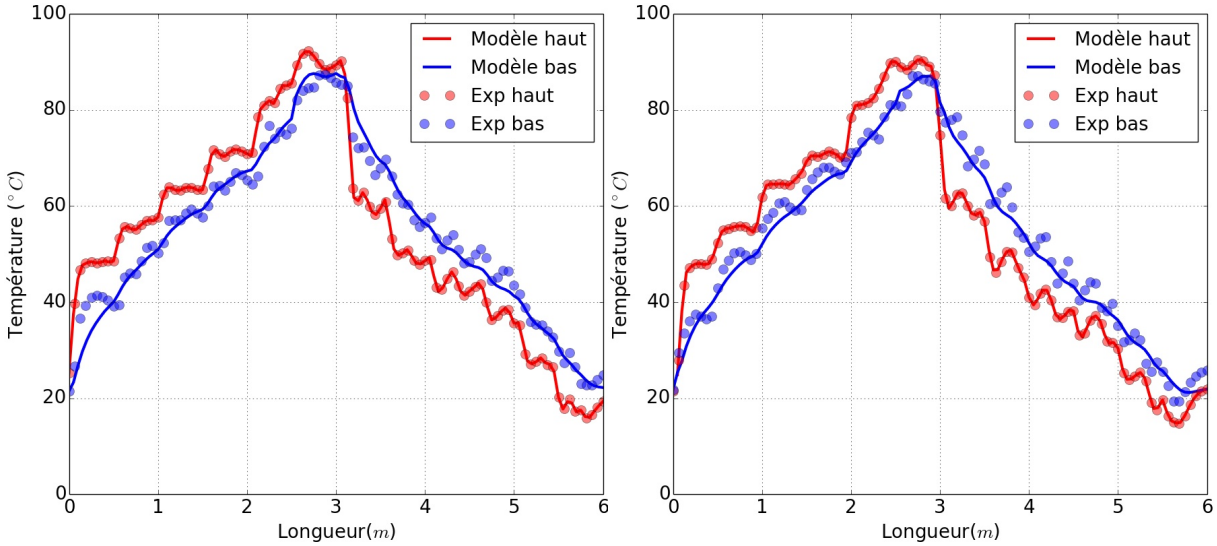
4.3.4.2 Comparaison avec les modèles

Ces mesures permettent également d'apprécier les résultats donnés par les modèles créés. La figure 4.33 présente le profil de température de l'eau en haut et bas de couche. Les deux graphiques sont issus d'essais avec les mêmes paramètres dont les principales caractéristiques sont listées en table 4.10, les paramètres thermophysiques ont les mêmes valeurs que ceux utilisés pendant les étapes de conception. Les points représentent les données expérimentales mesurées par les capteurs nomades tandis que les traits pleins sont les valeurs du modèle.

	Référence figure	4.33a	4.33b	4.34a	4.34b
Légume	Type	HR	HR	P	P
	Capacité calorifique (kJ.kg^{-1}.K^{-1})	3,515	3,515	3,556	3,556
	Conductivité th. (W.m^{-1}.K^{-1})	0,4	0,4	0,4	0,4
	Masse volumique (kg.m^{-3})	1080	1080	1080	1080
	Température entrée (°C)	20	25,5	21	23
	Débit (t.h^{-1})	0,9	0,9	0,5	1
	Épaisseur (cm)	11	11	11	11
	Largeur Tapis (cm)	25	25	25	50
	Temps passage (s)	480	480	720	720
Eau	Débit de déconcentration (t.h^{-1})	1	1	1	1
	Débit zone blanchiment (t.h^{-1})	2	1,6	1,8	1,8

TABLE 4.8 – Points de fonctionnement des essais et des simulations

Pour bien prendre en compte les données expérimentales, le modèle est paramétré pour que le profil de température de l'eau aspergée corresponde aux valeurs enregistrées par le capteur haut. Ainsi, pour la température de l'eau en haut de couche les mesures et le modèle se superposent.

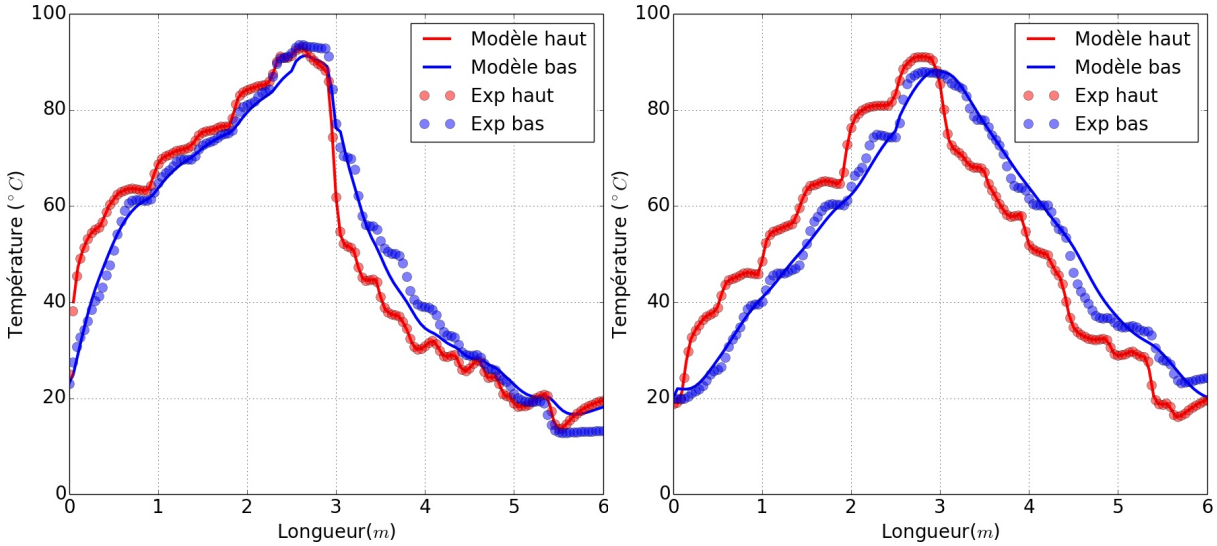


(a) (b)

FIGURE 4.33 – Comparaison modèle-expériences haricots rouges

La figure 4.34 présente les comparaisons entre les mesures et les simulations du modèle pour des essais avec des pois. Sur ces graphiques deux points de fonctionnement ont été testés. En effet, sur la figure 4.34a le débit de légumes est de 0,5 t.h^{-1}, le rapport $\dot{m}_{eau}/\dot{m}_{leg}$ est alors égal à 2. Pour la figure 4.34b le débit de légumes est égal au débit d'eau, soit 1 t.h^{-1}.

On remarque que dans les deux cas les courbes bleues, présentant les résultats issus du modèle suivent assez bien les résultats expérimentaux.



(a) (b)

FIGURE 4.34 – Comparaison modèle-expériences pois

La figure 4.35 présente une superposition des mesures enregistrées par les capteurs de température fixes de l'équipement et celles des capteurs nomades. Les mesures relevées par les capteurs fixes dans les rampes d'aspersion ne sont pas tracées sur tout l'intervalle d'étude. En effet, lorsque les capteurs nomades entrants dans le pilote sont dans la partie chauffage seuls les relevés des capteurs fixes dans cette partie sont représentés. Lorsque les capteurs nomades transitent dans les zones de refroidissement alors seules les mesures relatives à ces zones sont tracées.

Si toute la puissance cédée/reçue par l'eau était échangée avec les légumes alors le capteur placé sur le lit de légumes devrait mesurer une température égale à la température mesurée par la rampe d'aspersion correspondante.

La figure 4.35 montre que ce n'est pas le cas. Dans la partie chauffage, le capteur situé en haut de couche enregistre une température inférieure à celle mesurée par les rampes d'aspersion. Ce constat prend encore plus d'importance dans la 6^{e} zone de chauffage correspondant à la zone de blanchiment. En effet, dans cette zone on constate un écart de quelques degrés matérialisé sur le graphique par une flèche. De plus, c'est dans cette zone que le débit d'eau est le plus important. Ainsi toute la puissance cédée par l'eau n'est pas récupérée par le débit de légumes.

Dans les zones de refroidissement on observe les phénomènes inverses : le capteur situé en haut de couche enregistre des valeurs de température plus élevées que celles enregistrées par les rampes d'aspersion. Ainsi, l'eau se chauffe avant de rencontrer le lit de légumes. Une partie du chauffage de l'eau n'est pas due aux légumes. Le légume est ainsi moins refroidi.

Il existe ainsi une différence de température entre l'eau au niveau de la rampe d'aspersion et l'eau effectivement projetée sur le lit de légumes.

Ces pertes constatées permettent également de justifier le fait que le modèle n'a pas été paramétré avec les mesures de température des rampes d'aspersion mais plutôt avec le profil de température enregistré par le capteur situé en haut de couche.

4.3.4.3 Quantifications et explications sur les écarts entre les capteurs nomades et les capteurs fixes

L'objectif de cette section est de quantifier les phénomènes observés dans les échangeurs légumes/eau grâce à la figure 4.35 et d'avancer les hypothèses permettant de les expliquer.

Tout d'abord, on pourrait supposer qu'il existe un écart entre les mesures car le capteur nomade est incapable de mesurer la température de l'eau aspergée. La non homogénéité du débit d'eau en sortie de buse formant un cône de gouttelettes en serait un argument convaincant. L'écart entre la

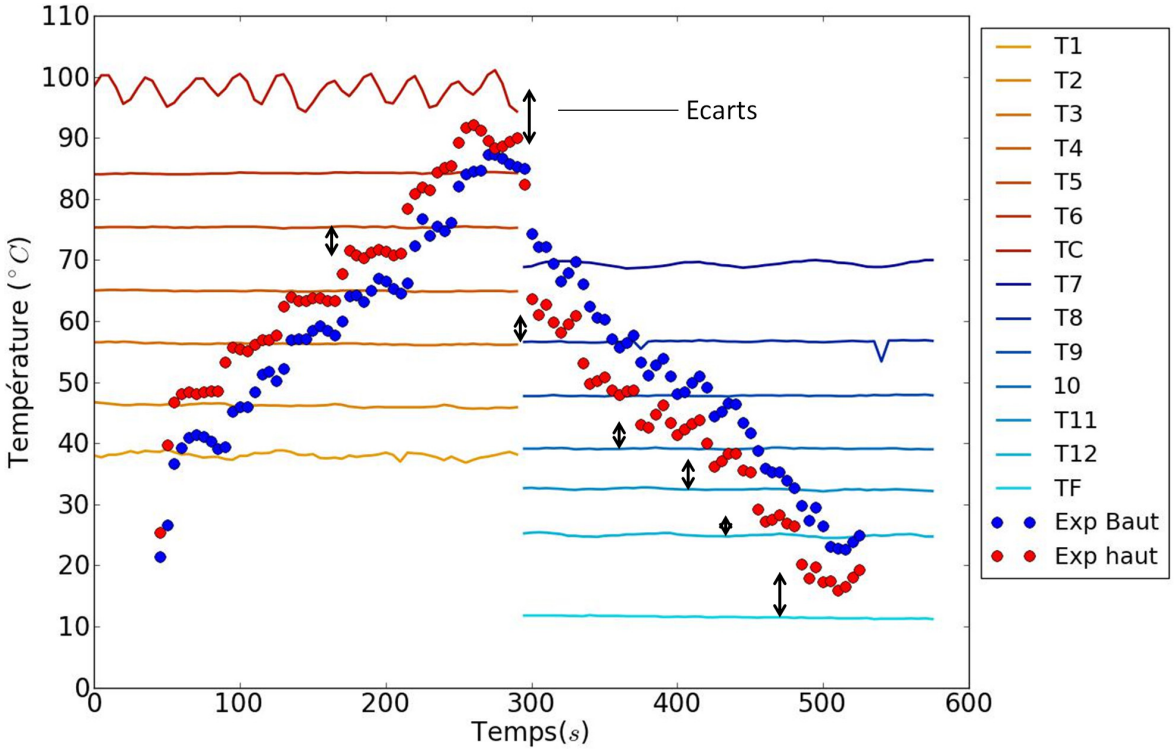


FIGURE 4.35 – Superposition des mesures de températures aux bornes des zones d'aspersion et aux bornes du lit de légumes

température aspergée mesurée dans la rampe et sur le lit de légumes serait ainsi simplement dû à un défaut de métrologie.

Néanmoins, il semble peu probable que cette hypothèse justifie un tel écart. En effet, les résultats révélés de la figure 4.35 sont renforcés par une série d'arguments :

1. La répétabilité du constat : à chaque fois que des capteurs nomades ont été insérés dans l'équipement les mesures permettaient d'aboutir au même constat.
2. Une rupture du principe d'évolution : sur certains essais, la chute de température de l'eau de part et d'autre des zones de chauffage entrainerait, si l'ensemble de la puissance était transférée au légume, une température du légume supérieure à celle de l'eau. De même les courbes de température se croiseraient également pour le refroidissement.
3. Une collecte d'un volume d'eau dans un essai sans légumes sous la buse aspergeant à 97 °C. Ce volume d'eau a été mesuré à 92 °C.
4. Des mesures ponctuelles de la température de l'air aux deux extrémités de l'équipement, celles-ci étaient plus élevées que la température ambiante et que la température moyenne de l'eau des zones d'aspersion situées aux extrémités.
5. Une visualisation de volutes de gouttelettes d'eau sortant de part et d'autre de l'équipement.

Le fait est que l'échange entre l'eau et les légumes n'est pas exclusif. Toutefois la puissance perdue dans les zones de chauffage n'est peut-être pas totalement dissipée vers l'extérieur. En effet, il se peut qu'une partie de cette puissance soit tout de même récupérée.

L'idée est d'évaluer la puissance réellement échangée avec le débit de légumes. Il est possible, à l'aide des mesures des capteurs nomades de calculer un écart de température moyen de l'eau traversant le légume dans une zone d'aspersion. La figure 4.36 met en évidence cet écart de température moyen.

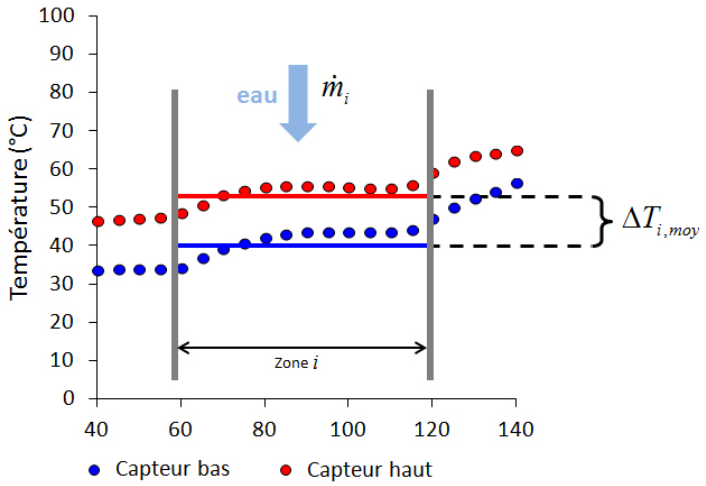


FIGURE 4.36 – Évalutation de la puissance réellement échangée avec le légume

La puissance échangée avec le légume dans la zone concernée est déterminée par l'équation (4.12). Pour connaitre la puissance échangée totale dans l'ensemble des zones il convient de sommer ces puissances.

$$\dot{Q}_{zone} = \dot{m} C \Delta T_{moy} \tag{4.12}$$

Le tableau 4.9 présente les résultats des calculs des bilans thermiques réalisés sur le lit de légumes et sur l'eau pour les échangeurs liquide/solides. Le tableau est divisé en quatre parties correspondant au préchauffeur (zones 1-5), au blancheur (zone 6), au refroidisseur (zones 7-12) et au bilan sur l'ensemble de l'équipement. Deux points de fonctionnement sont étudiés : le légume transite à 1 t.h^{-1}, ce débit est égal au débit d'eau. La différence se trouve être le débit de recirculation au niveau de la zone de blanchiment qui est de 1,8 t.h^{-1} et de 2 t.h^{-1}.

On remarque que, pour chacune des sections de l'équipement étudiée, l'eau n'échange pas exclusivement avec le légume. En effet, pour le préchauffage la puissance cédée par l'eau est supérieure à la puissance gagnée par le lit de légumes. Ce phénomène est amplifié dans la partie blancheur qui correspond à l'endroit où l'eau est la plus chaude et le débit d'eau est le plus important. Une grande

	Préchauffeur				Blancheur				Refroidisseur				Bilan		
	Lég	Eau	Ecart	Tx l/e	Lég	Eau	Ecart	Tx l/e	Lég	Eau	Ecart	Tx l/e	Lég	Eau	Ecart
	(kW)	*(kW)*	*(kW)*	*(%)*	*(kW)*	*(kW)*	*(kW)*	*(%)*	*(kW)*	*(kW)*	*(kW)*	*(%)*	*(kW)*	*(kW)*	*(kW)*
Pois : 1 t/h Eau : 1 t/h Eau blanch 1,8 t/h	51,9	-57,8	6,0	0,90	8,9	-38,0	29,0	0,24	-60,0	78,3	-18,3	0,77	0,8	-17,5	16,7
	46,5	-61,8	15,3	0,75	7,0	-33,3	26,3	0,21	-47,0	78,8	-31,8	0,60	6,5	-16,2	9,8
	39,3	-60,5	21,2	0,65	13,2	-32,4	19,2	0,41	-44,5	78,2	-33,7	0,57	8,0	-14,7	6,7
	47,9	-55,6	7,7	0,86	6,6	-29,3	22,7	0,22	-43,0	75,7	-32,7	0,57	11,5	-9,2	-2,2
Pois : 1 t/h Eau : 1 t/h Eau blanch 2 t/h	49,7	-60,6	10,9	0,82	11,7	-33,2	21,5	0,35	-45,9	73,6	-27,7	0,62	15,5	-20,1	4,6
	43,4	-62,5	19,1	0,69	19,0	-35,4	16,4	0,54	-53,5	74,0	-20,5	0,72	8,9	-23,9	15,0
	48,8	-59,0	10,2	0,83	14,4	-34,6	20,1	0,42	-51,3	72,2	-20,9	0,71	12,0	-21,4	9,4

TABLE 4.9 – Bilan de puissance dans les échangeurs légumes/eau

partie de la puissance est perdue par l'eau avant d'atteindre le légume. Pour le refroidissement, le phénomène inverse est visible, l'eau reçoit plus de puissance que le légume n'en cède. Ainsi, il existerait un échange thermique convectif et de masse entre l'eau aspergée et de l'air (figure 4.37).

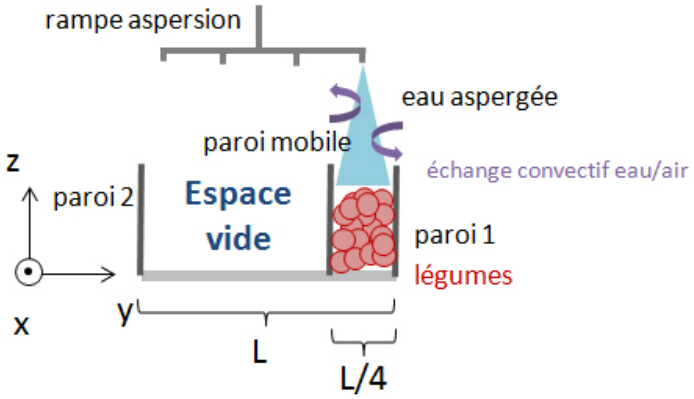


FIGURE 4.37 – Schéma de l'échange convectif entre l'air et l'eau aspergée depuis les buses du blancheur

La colonne bilan permet de voir que le flux thermique net sur le légume est positif. Ainsi sa température de sortie serait légèrement plus chaude que celle d'entrée. Ce calcul est cohérent avec des mesures de température ponctuelles réalisées sur les légumes à l'entrée à la sortie du blancheur.

L'eau perd plus de puissance qu'elle n'en gagne durant sa traversée des échangeurs légumes/eau. Toutefois ce tableau ne prend pas en compte la puissance apportée à l'eau par le condenseur de la PAC et par l'ajout de vapeur. C'est pourquoi, en réalité, l'eau sort du préchauffeur à une température plus élevée qu'à son entrée dans le refroidisseur.

La différence entre la puissance cédée par l'eau et celle gagnée par le légume sur tout l'équipement est positive. Cette valeur indique que l'équipement perd de l'énergie thermique.

Les colonnes "Tx l/e" indiquent le pourcentage de puissance transférée entre les légumes et l'eau, lorsque ce chiffre vaut 1 alors le flux thermique du légume est égal au flux thermique de l'eau. Ces

valeurs ont été moyennées pour les trois parties de l'équipement étudiées et pour les deux points de fonctionnement. Le tableau 4.10 reporte ces valeurs.

	Préchauffeur	Blancheur	Refroidsseur
P : $\dot{m}_p$ =1 t.h^{-1}, $\dot{m}_e$ =1 t.h^{-1}, $\dot{m}_{blanch}$ =1,8 t.h^{-1}	0,79	0,27	0,62
P : $\dot{m}_p$ =1 t.h^{-1}, $\dot{m}_e$ =1 t.h^{-1}, $\dot{m}_{blanch}$ =2 t.h^{-1}	0,78	0,44	0,69

TABLE 4.10 – Points de fonctionnement des essais et des simulations

Le non bouclage du bilan d'énergie lorsqu'il est effectué sur l'eau et sur les légumes pourrait s'expliquer par deux phénomènes :

– une perte aux parois dans les zones où l'eau perd de l'énergie ;
– la circulation d'air humide.

Un débit d'air chaud et humide circulant dans l'échangeur expliquerait le transport des calories depuis les zones chaudes vers les zones froides de l'équipement. Cette hypothèse d'échange avec l'air prend de la consistance en sachant que les essais ont été réalisés sur une largeur de tapis de 25 ou de 50 cm soit 1/4 ou 1/2 de la largeur disponible. Le blancheur ayant un grand volume vide un flux d'air venant de l'extérieur pourrait perturber les échanges.

Ainsi on peut supposer qu'un flux d'air entrerait par la zone où le blancheur n'est pas utilisé. Cet air froid est chauffé et humidifié par le blancheur, plus particulièrement au cœur du blancheur où la zone d'aspersion est la plus chaude. Par convection, l'air chaud se dirigerait vers les zones plus froides du blancheur : les extrémités, avec probablement une tendance à aller de manière privilégiée vers le refroidissement car cette zone est plus froide que celle de préchauffage. Cet air circulant vers l'extérieur créerait un un appel d'air ce qui permettait à de l'air neuf et frais d'entrer et de créer ainsi une circulation d'air. Le schéma figure 4.38 représente de manière simplifiée une circulation globale du débit d'air possible.

Ce phénomène serait également couplé à des opérations d'évaporation et de condensation. En effet, au centre du blancheur l'eau liquide est aspergée dans un volume d'air chaud. Une partie de l'eau s'évaporerait ainsi dans le volume d'air. Ce volume d'air transitant vers les zones froides se refroidirait avec condensation de la vapeur d'eau. Le blancheur aurait alors également un gradient d'humidité absolue orienté vers le centre.

4.3.5 Validation du blanchiment des légumes

Le pilote industriel a également pour but de montrer que les changements apportés par l'analyse énergétique et exergétique des procédés respectent les contraintes de qualité et d'opérabilité. Cette

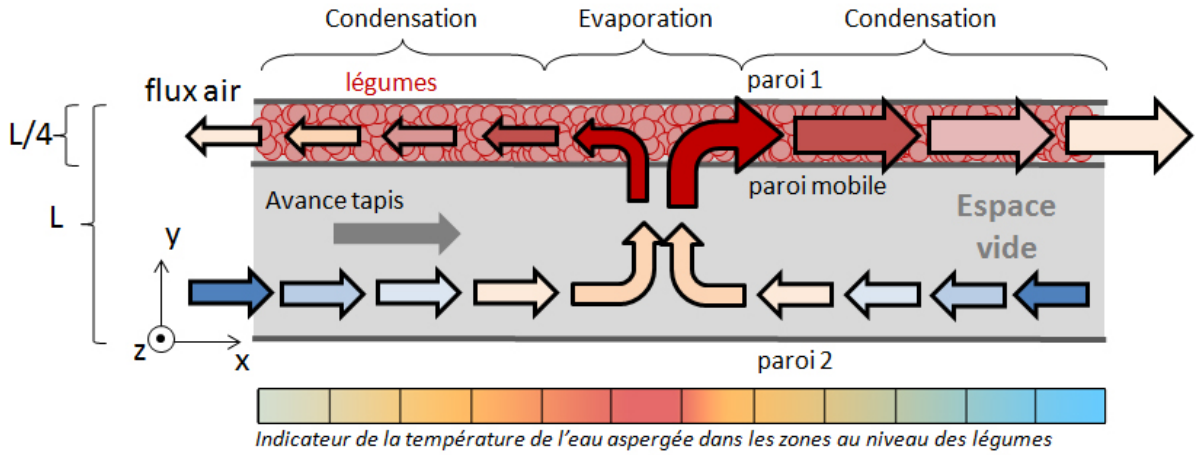


FIGURE 4.38 – Schéma d'une circulation d'air possible dans le blancheur

thèse se plaçant dans le champ de l'efficacité énergétique il convient de vérifier que, si l'énergie est économisée, le procédé n'est pas dégradé. Deux grands champs sont ainsi observés : la qualité des légumes et le comportement de l'équipement.

4.3.5.1 Qualité des légumes

Les légumes sont évalués par le partenaire industriel BONDUELLE suivant un ensemble de critères sanitaires définis par le législateur et d'indicateurs de qualité internes. L'objet de cette thèse n'étant pas axé sur le génie agroalimentaire ces critères ne sont pas explicités. Néanmoins, il convient de transcrire les résultats nécessaires permettant à l'énergéticien de valider son prototype. Comme certains critères sont dépendants de l'état de la matière première les études sont menées comparativement à des légumes du même lot traités sur des équipements standards.

- les tests enzymatiques, permettant de vérifier l'activité résiduelle enzymatique, sont validés ;
- la texture du légume est comparable à celle obtenue par les blancheurs classiques ;
- les peaux et fragments représentent entre 0,2 % et 1,7 % de la masse totale, l'objectif d'être inférieur à 3 % est atteint ;
- la baisse en teneur de nutriments est de 36 %, les équipements actuels sont plus performants puisque cette baisse est de 20 % ;
- les tests de colorimétrie présentent des résultats comparables.

Au final, selon les expertises des ingénieurs en agroalimentaire, les objectifs de qualité du légume et de l'équipement sont comparables aux solutions existantes. Les conclusions révèlent qu'il n'y a pas d'impact négatif de la solution proposée sur la qualité des légumes. La classification qualité des légumes blanchis sur le pilote est identique à celle obtenue sur une machine classique. Ainsi le prototype n'introduit pas de déclassement du lot de légumes.

Les performances énergétiques évaluées ne se font pas au détriment de la qualité, l'objectif d'efficacité énergétique est bien atteint.

4.3.5.2 Comportement de l'équipement

L'équipement est également évalué selon des critères chers à l'IAA. Cette évaluation a été essentiellement réalisée lorsque l'équipement a fonctionné durant 24h. En effet, si le circuit d'eau contient des zones de stagnation et d'accumulation de matière alors des agents pathogènes peuvent s'y concentrer voire s'y développer. Ainsi, un équipement peut conduire à un blanchiment conforme aux attentes pendant ses premiers instants de fonctionnement et dériver vers un traitement non conforme.

- les tests microbiologiques sur les légumes traités à la suite d'essais longue durée ont montré que l'équipement ne contaminait pas les légumes ;
- des tests microbiologiques sur des volumes d'eau prélevés dans les zones autour de la partie préchauffage de l'équipement sont conformes ;
- la demande chimique en oxygène (DCO) et le taux de matière en suspension (MES) présentent des valeurs comparables à ceux des équipements classiques.

Un des freins potentiels de la fiabilité de l'équipement était le risque d'encrassement. En effet, l'eau rencontrant le légume se charge en matières organiques qui peuvent alors colmater les échangeurs de la TFP flexible par dépôt de matières en suspension ou par développement de biofilm [16]. Le premier effet de l'encrassement est une réduction du coefficient d'échange thermique global de l'échangeur [86] et peut aller jusqu'au colmatage. Cet aspect avait été évalué sur un banc d'essai que ces travaux de thèse ne présentent pas. Ainsi des capteurs de pression ont été placés de part et d'autre des condenseurs et évaporateurs traversés par de l'eau chargée, puisque l'évolution de la perte de charge peut être corrélée à un encrassement [87]. Les essais de 24h n'ont pas montré de signes d'encrassement. Entre deux essais les équipements sont soumis à des traitements chimiques permettant de supprimer l'encrassement [88].

L'équipement présente des critères de fiabilité le rendant viable pour une utilisation en production.

4.4 Conclusion du chapitre

Le pilote industriel a été dimensionné grâce aux modèles des échangeurs légumes/eau et aux travaux sur la flexibilisation de la fourniture de puissance thermique avec une thermo-frigo-pompe.

Ce pilote a été réalisé et testé dans le cadre d'une campagne de production industrielle pour un débit de légume de 1 $t.h^{-1}$, soit 1/6 d'un équipement standard.

Cet équipement a prouvé le concept de récupération directe de chaleur entre des flux de solides par l'intermédiaire d'un fluide circulant globalement à contre-courant. Sur le pois, cette récupération de chaleur permet d'économiser 75 % de la chaleur à fournir à la température de blanchiment.

Au total ce pilote de blancheur-refroidisseur intégré par une TFP flexible permet une économie de 62,5 % à 79 % d'exergie suivant comment était initialement produite la vapeur d'eau dans les usines. En outre les économies de près de 80 % de débit d'eau sont un atout pour ce blancheur.

Quelques éléments de conception ont été pénalisants : c'est le cas du ballon de stockage en amont du condenseur qui était en régime transitoire pendant toute la durée des essais. En outre, des défauts d'isolation des conduites d'eau ont entrainé une surconsommation de chaleur. Ces défauts du pilote sont un gain potentiel d'économie d'énergie pour de nouvelles conceptions.

D'autre part les contraintes industrielles de production ont impliqué de prendre certaines sécurités : il n'a pas été possible d'essayer des temps de passage plus courts, ou des températures de blanchiment différentes pour valider avec plus de consistance les modèles d'échangeurs légumes/eau. Néanmoins ces modèles d'échangeurs présentent des résultats encourageants puisque les profils de température de l'eau ayant traversé mesurés sont cohérents avec les simulations.

Le pilote a également montré qu'un blancheur à aspersion à courants croisés ne pouvait se passer de la prise en compte de l'air partageant le volume avec l'eau et les légumes. Ainsi, si l'échange entre les légumes et l'eau est assez bien modélisé pour une conception d'équipement, cela n'est pas suffisant pour représenter les technologies d'aujourd'hui. Deux perspectives s'ouvrent alors :

- les mouvements d'air sont inéluctables et font partie intégrante des technologies : il convient alors d'enrichir les modèles avec la prise en compte de convection naturelle et de transfert de masse dans l'air humide. Faudra-t-il remonter jusqu'à des problématiques de pulvérisation et d'atomisation pour caractériser les jets d'eau expulsée par les buses ?
- une amélioration de l'équipement pour éviter ces mouvements d'air. Cette dernière option mérite d'être étudiée. Les pistes pourraient être : une meilleure isolation de part et d'autre de l'équipement, la réduction des volumes de vide, des isolations entre certaines zones d'aspersion, notamment autour de celle de blanchiment.

Conclusion et perspectives

Cette thèse, aboutissant au fonctionnement du pilote industriel, a suivi une démarche de conception progressive. Des méthodes de l'analyse énergétique et exergétique ont permis de définir un schéma intégré du procédé. Ce schéma, en plus d'être nouveau, comporte deux innovations qui ont nécessité des travaux complémentaires mis en avant dans ce manuscrit :

- les échangeurs légumes/eau à contre-courant ;
- l'intégration d'une thermo-frigo-pompe flexible.

Pour les échangeurs légumes/eau, les équipements actuels n'avaient jusqu'alors qu'un seul objectif : blanchir le légume. Le nouveau schéma de procédé propose une fonction supplémentaire, celle de récupérer la chaleur. L'eau doit donc avoir un glissement de température le plus grand possible au travers de ces composants. Dès lors, il fallait vérifier si le basculement technologique depuis un blancheur surdimensionné avec de forts débits d'eau vers un échangeur de chaleur performant allait entrainer des dimensions trop importantes et des gradients de température non acceptables dans les légumes.

Pour répondre à cette problématique des modèles d'échangeurs liquide/solides ont été réalisés avec deux configurations d'écoulements : à courants croisés et à contre-courant. Ces modèles thermiques montrent que les dimensions sont comparables aux équipements usuels. D'autre part, pour concevoir un échangeur à courants croisés à tendance contre-courant permettant une bonne homogénéité en température de la couche de légumes, il faut 6 zones de chauffage et 6 zones de refroidissement.

L'intégration de la thermo-frigo-pompe, préconisée par l'AEEP, offre une belle opportunité de récupération de chaleur à basse température pour la restituer à la température objectif de blanchiment. D'autre part, elle permet de concevoir un blancheur autonome, qui n'a pas besoin d'être connecté à des réseaux d'eau glacée et d'eau chaude. Cependant, comparativement aux solutions existantes cette TFP rend dépendante la fourniture de chauffage de celle de refroidissement. Cette contrainte

est trop forte pour ce procédé industriel où les légumes peuvent avoir des propriétés différentes et où les points de fonctionnement peuvent être changés.

C'est pourquoi la réflexion s'est portée sur l'ajout d'un degré de liberté à ce cycle thermodynamique. Pour cela les options d'un découplage total et d'un découplage partiel avec valorisation de la chaleur contenue dans l'effluent ont été étudiées. Des modèles globaux ont été construits pour étudier l'intégration des différents systèmes pour un point de fonctionnement nominal. Pour observer la réponse des cycles thermodynamiques à des variations de puissance, des modèles de composants ont été utilisés.

Ce travail démontre qu'utiliser une TFP classique est pénalisant dès lors qu'elle doit fournir des puissances frigorifique et calorifique variables. La comparaison entre les deux systèmes flexibles donne l'avantage au système découplé si l'effluent utilisé comme source froide de la PAC a un potentiel exergétique suffisamment important. Pour la conception du pilote, la solution partiellement couplée a été retenue car elle permet l'économie d'un compresseur et d'un système d'évacuation de la chaleur dégagée au condenseur du groupe froid.

Enfin, le pilote industriel apporte la conclusion de cette thèse : un blancheur-refroidisseur efficace avec récupération de chaleur sur des solides est possible. Cet équipement, conçu et réalisé pour traiter 1 $t.h^{-1}$, a fonctionné dans des conditions de production réelles.

Ainsi, cet équipement permet d'économiser 65 % d'énergie finale pour le chauffage, 79 % d'exergie si on le compare aux blancheurs munis d'un système de refroidissement. En outre, le débit d'eau consommé est quasiment divisé par cinq. Les mesures de qualité opérées par le partenaire industriel ont validé également la bonne qualité des légumes et par conséquent leur bon blanchiment.

Ces travaux de thèse permettent d'améliorer l'efficacité énergétique d'un traitement thermique de chauffage/refroidissement dans l'industrie agroalimentaire. L'originalité de ce travail tient du produit traité : ce solide fragile qu'est le légume. Toutefois, si certaines problématiques ont été résolues et certaines réponses apportées, ce travail soulève également plusieurs interrogations et révèle de nombreuses perspectives et sources d'amélioration :

• Modèles des échangeurs légumes/eau

Le travail effectué sur les échangeurs légumes/eau peut être l'objet d'améliorations. Tout d'abord, la comparaison entre les simulations et les mesures sur le pilote montrent une bonne correspondance, néanmoins les moyens métrologiques mis en œuvre ne permettent pas une validation rigoureuse dans un intervalle de confiance déterminé. D'autre part, pour répondre à des impératifs de

production, les conditions opératoires n'ont pas beaucoup varié, rendant impossible l'établissement d'un domaine de validité clair des modèles.

De plus, si l'hypothèse d'un flux d'air circulant dans le blancheur est vérifiée alors ce flux doit être modélisé pour représenter les technologies actuelles. Pour modéliser ces phénomènes, quel niveau de détail doit être choisi ? Ce travail doit tout d'abord passer par une étude bibliographique *ad-hoc*.

Enfin, l'élargissement du champ d'application de ces modèles pour représenter des échangeurs liquide/solides plus génériques pourrait inclure une représentation du comportement de l'écoulement d'eau à travers la maille de solides. Le coefficient d'échange thermique convectif serait alors une variable du modèle plutôt qu'un paramètre d'entrée. Une modélisation CFD ou des travaux expérimentaux avec des solides mieux instrumentés pourrait permettre de choisir ou construire une corrélation.

• Thermo-frigo-pompe flexible

Le travail réalisé sur le découplage partiel et total de la TFP pourrait être davantage généralisé. Si une méthodologie d'analyse a été proposée, un travail complémentaire pourrait aboutir sur un ensemble de règles de conception simples pour l'intégration et le couplage/découplage de cycles moteurs ou récepteurs fonctionnant pour des conditions opératoires variables.

• Conception du blancheur-refroidisseur

Si l'étude du flux d'air dans le blancheur représente un travail scientifique en soi, ce phénomène peut également être l'argument pour une amélioration technologique des équipements. Au-delà d'ajouts d'éléments de conception correctifs, une rupture technologique peut être envisagée pour supprimer ou diminuer l'effet de l'air dans les équipements.

Ce peut être l'occasion de concevoir un échangeur légumes/eau à contre-courant, qui présenterait également l'avantage d'une meilleure performance énergétique et d'une plus grande homogénéité en température du débit de légumes.

• L'intégration énergétique du procédé

Le procédé de blanchiment doit traiter un débit de légumes variable qui peut entrainer des déficits et des surplus de puissance dans les différents composants. Un découplage partiel de la TFP a donné davantage de flexibilité au système. Cependant un travail complémentaire pourrait être mené pour augmenter la robustesse et la fiabilité d'un procédé intégré lorsqu'il est soumis à des charges variables. Cette étude pourrait se concentrer sur l'optimisation du procédé en régime variable et abou-

tir sur des solutions incluant des stockages d'énergie et le couplage de plusieurs utilités rendant ces solutions hybrides. Cette problématique a été abordée dans un cas simple et a fait l'objet d'une publication dans une conférence internationale [89].

Bien que la conception du blancheur-refroidisseur intégré soit perfectible, les résultats obtenus sont satisfaisants et encourageants. Les performances confirment la possibilité d'atteindre la haute efficacité énergétique sur le procédé de blanchiment des légumes tout en respectant ses contraintes propres.

Au-delà de ce procédé particulier ce travail montre que, malgré la difficulté, récupérer de la chaleur sur des solides et sur des procédés où les paramètres d'entrée ne sont pas tous maitrisés est faisable. L'utilisation d'un fluide intermédiaire et le découplage d'une thermo-frigo-pompe sont des techniques qui peuvent être employées sur d'autres procédés industriels.

Bibliographie

[1] Repères - chiffres clés de l'énergie. Technical report, Commissariat Général au Développement Durable, 2011. xiii, 6

[2] La consommation d'énergie dans l'industrie de 1993 à 2009. Technical report, Commissariat Général au Développement Durable, 2011. xiii, 7

[3] M. Togeby, N. Hansen, E. Mosekilde, and K.P. Poulsen. Modelling energy consumption, loss of firmness and enzyme inactivation in an industrial blanching process. *Journal of Food Engineering*, 5(4) :251–267, 1986. xiii, 17, 18

[4] C. Arroqui, A. Lopez, A. Esnoz, and P. Virseda. Mathematic model of an integrated blancher/cooler. *Journal of Food Engineering*, 59(2-3) :297 – 307, 2003. xiii, 17, 18, 52

[5] Ressources naturelles Canada. *L'analyse Pinch : pour l'utilisation efficace de l'énergie, de l'eau et de l'hydrogène*, 2003. xiii, 21, 22

[6] Q.T. Ho, J. Carmeliet, A.K., T. Defraeye, M. Delele, E. Herremans, L. Opara, H. Ramon, E. Tijskens, R. Van der Sman, P. Van Liedekerke, P. Verboven, and B.M. Nicolai. Multiscale modeling in food engineering. *Journal of Food Engineering*, 114(3) :279 – 291, 2013. xiii, 40

[7] Robert C. Weast, editor. *CRC Handbook of Chemistry and Physics*, volume 69 e edition. 1988-1989. xvii, 13

[8] Rapport d'information sur le paquet énergie-climat. Technical report, Commission chargée des affaires européennes, Novembre 2008. 6

[9] Les politiques d'efficacité énergétique une vision mondiale. Technical report, Conseil Mondial de l'Énergie, 2007. 7

[10] Enjeux des industries agroalimentaires. Technical report, Ministère de l'alimentation, de l'agriculture et de la pêche, 2010. 7

[11] M. Martens, N. Scheerlinck, N. De Belie, and J. De Baerdemaeker. Numerical model for the combined simulation of heat transfer and enzyme inactivation kinetics in cylindrical vegetables. *Journal of Food Engineering*, 47(3) :185 – 193, 2001. 8

[12] Y. Coşkuner and Y. Özdemir. Effects of canning processes on the elements content of cultivated mushrooms (agaricus bisporus). *Food Chemistry*, 60(4) :559 – 562, 1997. 8

[13] I.Sotome, M. Takenaka, S. Koseki, Y. Ogasawara, Y. Nadachi, H. Okadome, and S. Isobe. Blanching of potato with superheated steam and hot water spray. *LWT - Food Science and Technology*, 42(6) :1035 – 1040, 2009. 8

[14] Bonduelle. Site internet du groupe. 8

[15] L. Fante and C.P.Z Noreña. Enzyme inactivation kinetics and colour changes in garlic (allium sativum l.) blanched under different conditions. *Journal of Food Engineering*, 108(3) :436 – 443, 2012. 9, 16

[16] H.C. Flemming. Biofouling in water systems – cases, causes and countermeasures. *Applied Microbiology and Biotechnology*, 59 :629–640, 2002. 9, 165

[17] A. Lallemand. énergie, exergie, économie, thermo-économie. Albi, 2007. Journée internationales de Thermique. 13

[18] M. C. Knirsch, C. Alves dos Santos, A. A. Martins de Oliveira Soares Vicente, and T. C. Vessoni Penna. Ohmic heating – a review. *Trends in Food Science and Technology*, 21(9) :436 – 441, 2010. 16

[19] C. Arroqui, A. Lopez, A. Esnoz, and P. Virseda. Mathematical model of heat transfer and enzyme inactivation in an integrated blancher cooler. *Journal of Food Engineering*, 58(3) :215 – 225, 2003. 17, 41

[20] A. Bejan. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *International Journal of Energy Research*, 26(7) :0–43, 2002. 19

[21] I. Dincer and Y.A Cengel. Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. *Entropy*, 3(3) :116–149, 2001. 21

[22] B. Linnhoff. *A user guide on process integration for the efficient use of energy*. Institution of Chemical Engineers, 1982. 21

[23] N. Hallale. A new graphical targeting method for water minimisation. *Advances in Environmental Research*, 6(3) :377 – 390, 2002. 21

[24] I.C. Kemp. *Pinch Analysis and Process Integration : A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*. Elsevier Science, 2007. 23, 76

[25] A. Bejan. *Entropy Generation Minimization : The Method of Thermodynamic Optimization of Finite-Size Systems and Finite-Time Processes*. CRC's mechanical engineering series. CRC Press, 1996. 23

[26] Michel Feidt. Thermodynamics applied to reverse cycle machines, a review. *International Journal of Refrigeration*, 33(7) :1327 – 1342, 2010. 24

[27] Michel Feidt. Two examples of exergy optimization regarding the "thermo-frigopump" and combined heat and power systems. *Entropy*, 15(2) :544, 2013. 24

[28] S. Carnot. *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*. Gauthier-Villars, 1824. 24

[29] R. Vidil, A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, and P. Mercier. Échangeurs de chaleur dimensionnement thermique. *Techniques de l'ingénieur Échangeurs de chaleur*, base documentaire : TIB376DUO.(ref. article : b2342), 2014. fre. 29

[30] American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, editors. *ASHRAE, chapter 9, Thermal properties of foods*. 2006. 40

[31] D. Marchio and P. Reboul. *Introduction aux transferts thermiques*. 2008. 43

[32] F. Erdoğdu. A review on simultaneous determination of thermal diffusivity and heat transfer coefficient. *Journal of Food Engineering*, 86(3) :453 – 459, 2008. 44

[33] F. Erdoğdu. Mathematical approaches for use of analytical solutions in experimental determination of heat and mass transfer parameters. *Journal of Food Engineering*, 68(2) :233 – 238, 2005. 44

[34] M.N. Ahmad, B.P. Kelly, and T.R.A. Magee. Measurement of heat transfer coefficients using stationary and moving particles in tube flow. *Food and Bioproducts Processing*, 77(3) :213 – 222, 1999. 45, 46, 50

[35] P.N. Baptista, F.A.R. Oliveira, J.C. Oliveira, and S.K. Sastry. The effect of translational and rotational relative velocity components on fluid-to-particle heat transfer coefficients in continuous tube flow. *Food Research International*, 30(1) :21 – 27, 1997. 45, 46, 50

[36] C.A. Zuritz, S.C. McCoy, and S.K. Sastry. Convective heat transfer coefficients for irregular particles immersed in non-newtonian fluid during tube flow. *Journal of Food Engineering*, 11(2) :159 – 174, 1990. 45

[37] S. Mankad, K.M. Nixon, and P.J. Fryer. Measurements of particle-liquid heat transfer in systems of varied solids fraction. *Journal of Food Engineering*, 31(1) :9 – 33, 1997. 46, 48

[38] A. Alhamdan and S. Sastry. Bulk average heat transfer coefficient of multiple particles flowing in a holding tube. *Food and Bioproducts Processing*, 76(2) :95 – 101, 1998. 46, 50

[39] M. Barigou, S. Mankad, and P.J. Fryer. Heat transfer in two-phase solid-liquid food flows : A review. *Food and Bioproducts Processing*, 76(1) :3 – 29, 1998. 46, 47, 54

[40] K. Chakrabandhu and R. Singh. Determination of fluid-to-particle heat transfer coefficients for rotating particles. *Journal of Food Process Engineering*, 21(4) :327–350, 1998. 46, 50

[41] P.N. Baptista, F.A.R. Oliveira, J.C. Oliveira, and S.K. Sastry. Dimensionless analysis of fluid-to-particle heat transfer coefficients. *Journal of Food Engineering*, 31(2) :199 – 218, 1997. 47

[42] J.P. Gadonna, J.P. Pain, and M. Barigou. Determination of the convective heat transfer coefficient between a free particle and a conveying fluid in a horizontal pipe. *Trans IChemE*, 74 (C1) :27–39, 1996. 48

[43] B. P. Kelly, T. R. A. Magee, and M. N. Ahmad. Effects of geometric shape and flow characteristics. *Trans IChemE*, 73 (C4) :171–182, 1995. 48

[44] H. Kramers. Heat transfer from spheres to flowing media. *Physica*, 12(2–3) :61 – 80, 1946. 48

[45] D. N. Ljachowski. *J Tech Phys Leningrad*, 10 :999, 1940. 48

[46] S. K. Sastry, M. Lima, J. Brim, T. Brunn, and B.F. Heskitt. Liquid-to-particle heat transfer during continuous tube flow : influence of flow rate and particle to tube diameter ratio. *Journal of Food Process Engineering*, 13(3) :239–253, 1990. 48

[47] Stephen Whitaker. Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles. *AIChE Journal*, 18(2) :361–371, 1972. 48

[48] V.M. Balasubramaniam. *Liquid-to-particle convective heat transfer in aseptic processing systems*. PhD thesis, The Ohio State University, 1993. 50, 51

[49] S. Bhamidipati and R.K. Singh. Determination of fluid-particle convective heat transfer coefficient. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, 38(3) :857–862, 1995. 50

[50] M.J. Ferrua and R.P. Singh. A nonintrusive flow measurement technique to validate the simulated laminar fluid flow in a packed container with vented walls. *International Journal of Refrigeration*, 31(2) :242 – 255, 2008. 51

[51] D. Petit and D Maillet. Techniques inverses et estimation de paramètres. partie 1. *Techniques de l'Ingénieur*, AF4515 :1–18, 2008. 51

[52] D. Petit and D Maillet. Techniques inverses et estimation de paramètres. partie 2. *Techniques de l'Ingénieur*, AF4515 :1–18, 2008. 51

[53] D. Oulahna, A. Deryck, C. Gatumel, and E. Rodier. *Intéractions solides-fluides : écoulement des fluides en milieux poreux*. Ecole des Mines D'Albi-Carmaux, 2009. 52

[54] A.K. Datta. Porous media approaches to studying simultaneous heat and mass transfer in food processes. i : Problem formulations. *Journal of Food Engineering*, 80(1) :80 – 95, 2007. 53

[55] D.A. Nield and A. Bejan. *Convection in Porous Media*. 2006. 53

[56] O. Laguerre, S. Ben Amara, G. Alvarez, and D. Flick. Transient heat transfer by free convection in a packed bed of spheres : Comparison between two modelling approaches and experimental results. *Applied Thermal Engineering*, 28(1) :14 – 24, 2008. 54

[57] G. Alvarez and D. Flick. Modelling turbulent flow and heat transfer using macro-porous media approach used to predict cooling kinetics of stack of food products. *Journal of Food Engineering*, 80(2) :391 – 401, 2007. 54

[58] J.D. Anderson. *Computational fluid dynamics : the basics with applications*. McGraw-Hill series in aeronautical and aerospace engineering. McGraw-Hill, 1995. 55

[59] C.L. Chen and P.S. Hung. Synthesis of flexible heat exchange networks and mass exchange networks. *Computers & Chemical Engineering*, 31(12) :1619 – 1632, 2007. 76

[60] Y. Redissi, H. Er-rbib, and C. Bouallou. Storage and restoring the electricity of renewable energies by coupling with natural gas grid. In *Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC), 2013 International*, pages 430–435, March 2013. 77

[61] R. Murr, H. Thieriot, A. Zoughaib, and D. Clodic. Multi-objective optimization of a multi water-to-water heat pump system using evolutionary algorithm. *Applied Energy*, 88(11) :3580 – 3591, 2011. 77, 81

[62] K.J. Chua, S.K. Chou, and W.M. Yang. Advances in heat pump systems : A review. *Applied Energy*, 87(12) :3611 – 3624, 2010. 77

[63] P. Byrne, J. Miriel, and Y. Lenat. Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using hfc or co2 as a working fluid. *International Journal of Refrigeration*, 32(7) :1711 – 1723, 2009. 77

[64] P. Byrne, J. Miriel, and Y. Lenat. Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling – part 1 : Basic concepts and performance verification. *Applied Energy*, 88(5) :1841 – 1847, 2011. 77

[65] P. Byrne, J. Miriel, and Y. Lenat. Experimental study of an air-source heat pump for simultaneous heating and cooling – part 2 : Dynamic behaviour and two-phase thermosiphon defrosting technique. *Applied Energy*, 88(9) :3072 – 3078, 2011. 77

[66] H. Kang, Y. Joo, H. Chung, Y. Kim, and J. Choi. Experimental study on the performance of a simultaneous heating and cooling multi-heat pump with the variation of operation mode. *International Journal of Refrigeration*, 32(6) :1452 – 1459, 2009. 77

[67] Y. Joo, H. Kang, J. H. Ahn, M. Lee, and Y. Kim. Performance characteristics of a simultaneous cooling and heating multi-heat pump at partial load conditions. *International Journal of Refrigeration*, 34(4) :893 – 901, 2011. 78

[68] M. Sharifzadeh. Integration of process design and control : A review. *Chemical Engineering Research and Design*, (0) :–, 2013. 78

[69] W. L. Luyben. Design and control degrees of freedom. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 35(7) :2204–2214, 1996. 79, 80

[70] M. Rodríguez and J.A. Gayoso. Degrees of freedom analysis for process control. In W. Marquardt and C. Pantelides, editors, *16th European Symposium on Computer Aided Process Engineering and 9th International Symposium on Process Systems Engineering*, volume 21 of *Computer Aided Chemical Engineering*, pages 1489 – 1494. Elsevier, 2006. 79

[71] J. W. Ponton. Degrees of freedom analysis in process control. *Chemical Engineering Science*, 49(13) :2089 – 2095, 1994. 79

[72] N.V.S.N. Murthy Konda, G.P. Rangaiah, and P.R. Krishnaswamy. A simple and effective procedure for control degrees of freedom. *Chemical Engineering Science*, 61(4) :1184 – 1194, 2006. 80

[73] F. Ayachi, N. Mazet, P. Neveu, E. Boulawz, A. Zoughaib, and G. Cardon. Exergy assessment of recovery solutions from dry and moist gas available at medium temperature. *Energies*, 5(3) :718–730, 2012. 81

[74] F. Thibault, A. Zoughaib, and S. Jumel. An exergy-based lp algorithm for heat pump integration in inprocesses processes. International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy (ECOS), 2013. 81

[75] M. Duminil and J-P. Domblides. Théorie des machines frigorifiques machine à compression mécanique. cycles multiétagés. *Techniques de l'ingénieur Production de froid mécanique*, TIB211DUO., 2014. 83

[76] R. Gicquel. *Systèmes énergétiques : Volume 1, Méthodologie d'analyse, bases de thermodynamique, composants, Thermoptim*. Collection Les Cours de l'École. Presses des Mines, 2009. 87

[77] J.B. Jensen and S. Skogestad. Steady-state operational degrees of freedom with application to refrigeration cycles. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 48(14) :6652–6659, 2009. 93

[78] J.B. Jensen and S. Skogestad. Optimal operation of simple refrigeration cycles : Part i : Degrees of freedom and optimality of sub-cooling. *Computers & Chemical Engineering*, 31(5–6) :712 – 721, 2007. 94

[79] J.B. Jensen and S. Skogestad. Optimal operation of simple refrigeration cycles : Part ii : Selection of controlled variables. *Computers & Chemical Engineering*, 31(12) :1590 – 1601, 2007. 94

[80] M. Duminil and J-P. Domblides. Théorie des machines frigorifiques machine à compression mécanique. cycles monoétagés. *Techniques de l'ingénieur Production de froid mécanique*, TIB211DUO., 2014. 97

[81] R. Murr. *Gains énergétiques globaux par installation de pompes à chaleur dans un procédé agroalimentaire*. PhD thesis, Mines ParisTech, 2010. 98

[82] Ministère de l'écologie du développement et de l'aménagement durables. Dossier de presse, 20^{e} anniversaire de la signature du protocole de montréal relatif aux substances appauvrissant la couche d'ozone, septembre 2007. 99

[83] Groupe d'Expert Intergouvernemental sur l'évolution du Climat (GIEC). Changements climatiques 2007, rapport de synthèse. Technical report, 2007. 99

[84] D. Clodic, X. Pan, E. Devin, T. Michineau, and S. Barrault. Alternatives aux hfc à fort gwp dans les applications de réfrigération et de climatisation. Technical report, 2013.

[85] ASHRAE. Designation and safety classification of refrigerants (34-2013). 104

[86] A. S. Boloorchi and M. R. Jafari Nasr. A model for fouling of plate-and-frame heat exchangers in food industry. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, 7(3) :427–433, 2012. 165

[87] E. Wallhäußer, M.A. Hussein, and T. Becker. Detection methods of fouling in heat exchangers in the food industry. *Food Control*, 27(1) :1 – 10, 2012. 165

[88] T.R. Bott. Fouling control and energy conservation. In *Thermal Issues in Emerging Technologies : Theory and Application, 2007. THETA 2007. International Conference on*, pages 191 –198, jan. 2007. 165

[89] J. Fricker, C. Maatouk, and A. Zoughaib. Simulating load variations of an integrated process operating with heat pump in order to improve design and control strategies. Guilin, China, July 2013. International Conference of Efficiency, Cost Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS). 170

Étude et conception d'un nouveau système industriel de chauffage et refroidissement de solides intégré par thermo-frigo-pompe

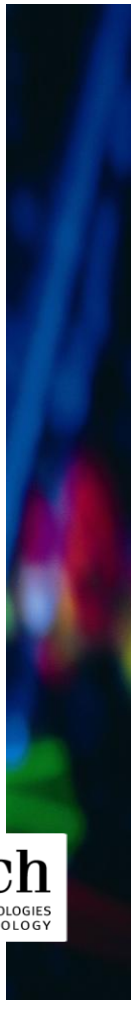
RESUME : Dans l'industrie agroalimentaire, le procédé de blanchiment est un traitement thermique indispensable pour la transformation de légumes en produits conserves et surgelés. L'objectif est de détruire des microorganismes par un chauffage des légumes à 97°C, puis de les refroidir à 5°C. L'enjeu de cette thèse est de proposer une conception énergétiquement efficace de ce procédé. L'analyse énergétique et exergétique, ainsi que le respect de contraintes qualité liées au produit, aboutissent à un nouveau schéma de procédé. L'essentiel de la récupération de chaleur est réalisée grâce à un débit d'eau circulant à contre-courant des légumes au travers de trois échangeurs de chaleur. Le complément de puissance est fourni par une thermo-frigo-pompe (TFP) délivrant les utilités chaude et froide. Le premier enjeu est le bon dimensionnement des échangeurs liquide/solides. Ceux-ci sont modélisés pour deux configurations d'écoulement : courant-croisé et contre-courant. D'autre part, une TFP usuelle n'est pas capable d'avoir la flexibilité nécessaire à son intégration dans un procédé agroalimentaire soumis à des besoins de puissance variables. Deux options de découplage (total et partiel) sont étudiées pour ajouter un degré de liberté à ce cycle thermodynamique. Ces travaux permettent la conception d'un pilote qui est réalisé pour blanchir 1 t/h de légumes. L'équipement a démontré une réduction des besoins de puissance de chauffage de 65 % à 75 %. La consommation exergétique, combinant les besoins de chauffage et de refroidissement, a chuté de 79 % et le débit d'eau consommée est divisé par 5. Si ces travaux posent de nouvelles questions, ils démontrent que la récupération de chaleur sur des solides tels que des légumes est réalisable.

Mots clés : intégration thermique, échangeur à lit fixe, thermo-frigo-pompe

Study and design of a new industrial heating/cooling of solids integrated system operating with a heat pump

ABSTRACT : In food industry, the blanching process is essential for transforming vegetables into canned or frozen products. To destroy microorganisms the vegetables are heated to 97 °C and cooled to 5 °C. The aim of this thesis is to propose an energy-efficient design of this process. Energy and exergy analysis, coupled to respect of safety requirements, resulted in a new process flow sheet. The largest part of heat is recovered using an intermediate water flow which circulates in counter-current of the solid flow rate. Remaining cooling and heating needs are provided by a heat pump. Thus, designing the liquid-to-solids heat exchangers is the first challenge. To do this, two mains components are modeled: the countercurrent and the crossflow heat exchangers. On the over hand, a usual heat pump is unable to deliver both heating and cooling with variable capacities. To improve flexibility of this thermodynamic system two different options are analyzed. Theses works lead to a new blanching process design, the pilot was made to operate with a solid mass flow rate of 1 t/h. This equipment demonstrates an energy saving of 65 % to 75 % and an exergy saving of 79 %. Moreover water consumption is divided by 5. If this work leads to new questions, it proves that energy efficiency if feasible on solids like vegetables.

Keywords : thermal integration, packed bed heat exchanger, heat pump



MINES ParisTech

ParisTech
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY