

Étude numérique du pré-refroidissement adiabatique d'un aéroréfrigérant – Analyse de l'amélioration des performances thermiques par rapport à la consommation d'eau

Adèle CARON^{1*}, Zi Kang LOW^{1,2}, Charles-André LEMARIÉ¹, Alain MEMPONTEIL³

¹Hamon D'Hondt SA, 1524, rue de la Paix – 59970 FRESNES-SUR-ESCAUT

²Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Lyon, 20, avenue Albert Einstein – 69100 VILLEURBANNE

³Université Grenoble Alpes, CEA, LITEN, 17, rue des martyrs – 38000 GRENOBLE

* (auteur correspondant : adele.caron@hamon.com)

Résumé - Afin d'améliorer le profil environnemental des centrales solaires à concentration, le remplacement des tours humides par des aéroréfrigérants versatiles équipés de systèmes de brumisation est envisagé dans le cadre du projet européen WASCOP. Un modèle numérique est ainsi développé dans cet article pour réaliser une étude paramétrique du pré-refroidissement adiabatique de l'air par évaporation des gouttes au regard de la performance et de la consommation d'eau. Les résultats montrent la supériorité de l'injection d'eau à contre-courant et d'une buse placée loin de l'échangeur. La pression génératrice et la vitesse d'air sont par ailleurs les paramètres les plus déterminants.

Nomenclature

D_g	Diffusivité de la vapeur, $m^2.s^{-1}$	y_g	Fraction massique de vapeur
\dot{M}	Débit massique, $kg.s^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
\dot{Q}	Puissance, W	α	Angle d'injection, °
C_d	Coefficient de traînée	ρ	Densité, kg/m^3
D	Diamètre, m	<i>Indices et exposants</i>	
f_{sat}	Potentiel de saturation	amb	ambiant
L	Distance entre la buse et l'échangeur, m	évap	relatif à l'eau évaporée
P	Pression, bar	in	relatif à l'entrée de l'échangeur côté air
\mathcal{R}	Réponse, %	p	relatif à la goutte (particule)
S	Surface, m^2	réf	référence
T	Température, °C	sat	relatif à l'état saturé
v	Vitesse, m/s	spray	relatif à l'eau injectée

1. Introduction

Pour limiter l'impact environnemental des centrales solaires à concentration, installées le plus souvent dans des zones ensoleillées et arides, une des solutions proposée dans le cadre du projet européen WASCOP consiste à remplacer la tour humide par un aéroréfrigérant versatile équipé d'un système de brumisation. L'évaporation des gouttes d'eau dans le flux d'air amont de l'aéroréfrigérant permet son pré-refroidissement adiabatique afin de maintenir la puissance évacuée tout en maîtrisant la consommation d'eau pendant les jours les plus chauds de l'année. Pour dimensionner le système de brumisation, il est d'usage de calculer la quantité d'eau à injecter via le diagramme psychrométrique, en considérant que l'air ne doit pas dépasser une humidité relative maximale empirique, souvent fixée à 80 ou 85 % [1]. Cette méthode ne prend toutefois pas en compte l'objectif de consommation d'eau minimale, pourtant crucial au projet WASCOP, ni l'influence de certains paramètres comme la vitesse d'air, la taille des gouttes ou le débit d'injection.

Différents modèles de prédiction du transfert de chaleur et de masse dû à l'évaporation d'une seule gouttelette sont recensés dans la littérature, comme la loi de d^2 de Godsave [2] ou le modèle quasi-stationnaire proposé par Spalding [3] ou Sirignano [4]. Pour prédire le refroidissement lié à un ensemble de gouttelettes, une modélisation CFD avec approche Eulérienne-Lagrangienne (E-L) s'impose afin de coupler la physique des gouttes, représentées par la phase Lagrangienne, à celle de l'air humide, représenté par la phase Eulérienne. Montazeri *et al.* [5] ont utilisé cette approche pour analyser le processus d'évaporation de gouttes d'eau sur la veine d'air expérimentale de Sureshkumar *et al.* [6] avec différentes implantations de buses et différentes conditions opératoires. Pour l'application des aérocondenseurs, Tissot *et al.* [7] a développé un modèle couplant le pré-refroidissement adiabatique à un modèle de condenseur.

Dans cet article, un modèle de prédiction des performances d'un échangeur air/eau avec brumisation d'eau est développé dans le but de réaliser une étude paramétrique pour différentes configurations de buses et points opératoires. Cette étude nous permet d'optimiser le fonctionnement du système de brumisation au regard de la consommation d'eau et de la performance et sera appliquée pour un cas concret en cours de test sur une veine d'air située au CEA Grenoble. Des corrélations analytiques sont générées pour faciliter l'intégration des prédictions du modèle dans un outil d'analyse de type 0D capable de proposer les meilleures configurations de refroidissement pour un site donné.

2. Présentation du modèle

Un modèle quasi-stationnaire en 3D est développé sous le logiciel de CFD Star CCM+ v11.6 pour analyser le refroidissement de l'air par évaporation de gouttes d'eau. Trois cas sont étudiés (Tableau 1) : deux cas de la littérature pour valider le modèle, et un cas correspondant à la veine d'air expérimentale du CEA Grenoble, nommée Ruth.

Cas	$L \times I \times H$	v_{air}	w	T_{air}	Buse	D_{32}	\dot{M}_{spray}
	m^3	m/s	$\text{g/kg}_{\text{air sec}}$	$^{\circ}\text{C}$	-	μm	kg/h
Tissot [8]	$1.7 \times 0.38 \times 0.26$	1.2	0.007	25.05	C01	12	1.4
Sureshkumar [6]	$1.9 \times 0.585 \times 0.585$	2	0.016	34.30	Maison	293	750
Ruth	$L \times 0.2 \times 0.2$	3-4	0.007	23.00	C01	12	0.9 – 1.4

Tableau 1 : Caractéristiques principales des trois cas modélisés sous Star CCM+

2.1. Détail du modèle

L'approche E-L précédemment citée étant utilisée, des termes sources provenant de la phase Lagrangienne sont ajoutés dans les équations Eulériennes. La phase Lagrangienne est discrétisée en parcelles, chaque parcelle représentant un groupe de gouttelettes partageant les mêmes propriétés thermophysiques.

Quantité de mouvement : Les forces dues au gradient de pression, à la gravité et à la traînée sont prises en compte pour calculer la trajectoire des gouttelettes, tandis que la rupture des gouttes est négligée vu les faibles nombres de Weber impliqués. Pour calculer le coefficient de traînée, C_d , la corrélation de Schiller-Naumann est utilisée. La turbulence est modélisée avec le modèle réalisable k- ϵ . Ce modèle a été sélectionné pour sa simplicité d'application et aussi car selon Montazeri *et al.* [5], le choix du modèle de turbulence influence peu les résultats.

Masse et énergie Le modèle d'évaporation proposé par Sirignano [4] est sélectionné, formulé avec l'hypothèse que l'air à la surface des gouttes est sous-critique et insaturé. La température interne de la goutte est considérée comme uniforme et les transferts radiatifs sont négligés [8]. Le nombre de Sherwood Sh_p est calculé en utilisant la corrélation de Ranz-Marshall. Le nombre de Spalding B_M , est calculé selon l'équation (1).

$$B_M = \frac{y_{g,p} - y_{g,air}}{1 - y_{g,p}} \quad (1)$$

Conditions aux limites :

Définition de la buse. Le diamètre des gouttes est généré suivant une fonction de répartition statistique, comme celle mesurée par Tissot *et al.* [7] pour la buse C01. Le débit et la vitesse d'injection ainsi que la température d'eau sont imposés au point d'injection.

Entrée. Une vitesse d'air, une température et une humidité relative constantes sont imposées à l'entrée du domaine. La turbulence à l'entrée est définie via un coefficient d'intensité, fixé à 10 %, une vitesse turbulente de 1 m/s et une longueur caractéristique de tourbillons de 0.07 fois la hauteur de la veine d'air.

Sortie. Une pression statique atmosphérique est imposée à la sortie du domaine.

Parois. Pour la phase Eulérienne, une condition de paroi lisse, adiabatique et non-glissante est imposée. Pour la phase Lagrangienne, un rebond élastique parfait est considéré, étant donné qu'il y a peu de contacts entre gouttes et parois dans la gamme de débits et vitesses étudiés.

2.2. Sensibilité au maillage

L'étude de sensibilité au maillage Eulérien et au nombre de parcelles Lagrangiennes porte sur le cas Tissot. Des tailles de mailles de 5, 6, 8 et 10 mm ainsi qu'un nombre de parcelles de 600, 800, 1000, 1400 et 2000 sont investiguées. Pour analyser les résultats, un suivi des bilans de masse et de chaleur des deux phases est mis en place. Leur évolution est présentée en fonction du nombre de parcelles sur la Figure 1 et du nombre de cellules sur la Figure 2. Les barres d'erreur présentées sur ces deux figures correspondent aux oscillations des grandeurs observées à convergence. Par ailleurs, on notera que l'étude de sensibilité aux parcelles a été réalisée après l'étude de sensibilité au maillage.

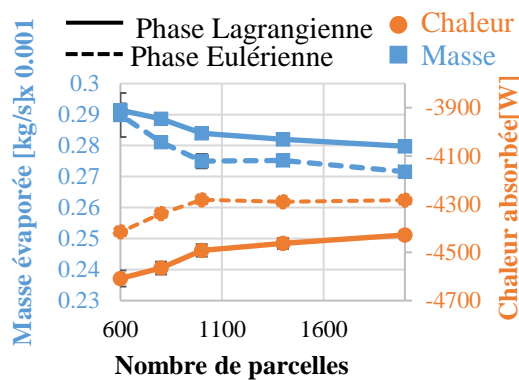


Figure 1 : Evolution des bilans de masses et de chaleur en fonction du nombre de parcelles

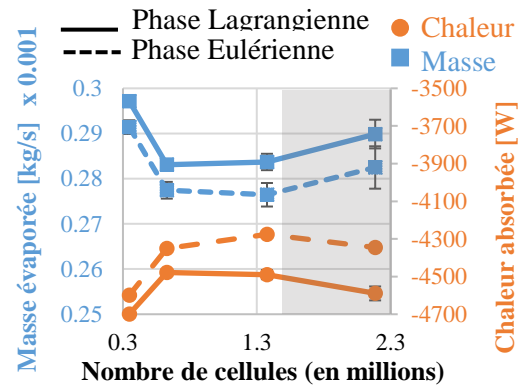


Figure 2 : Evolution des bilans de masse et de chaleur en fonction du nombre de cellules

La Figure 1 montre qu'au-delà de 1000 parcelles, les bilans sont quasiment indépendants de la discrétisation Lagrangienne. Sur la Figure 2, on remarque qu'une augmentation du nombre de cellules engendre une plus grande fluctuation des résultats. Ce phénomène est expliqué par le fait qu'un calcul Lagrangien-Eulérien suppose que chaque cellule est peu chargée en phase Lagrangienne, un maillage plus fin ne conduit donc pas toujours à une meilleure solution, contrairement à un calcul CFD typique. Un nombre de cellules de 1.4 million et un nombre de parcelles de 1000 permettent ainsi d'obtenir un bon compromis.

2.3. Validation expérimentale

Le modèle est validé avec les résultats expérimentaux publiés par Sureshkumar *et al.* [6] et par Tissot [8], présentés dans le Tableau 1. Les températures et les humidités relatives obtenues sont comparées aux valeurs expérimentales dans le Tableau 2 pour le cas Tissot. Une erreur absolue maximale de -0.6 °C sur la température sèche et de $+7.9$ points de % sur l'humidité relative est observée pour le cas Tissot tandis qu'une erreur moyenne de 0.6 °C sur la température sèche et de 1.1 °C sur la température humide est obtenue pour le cas Sureshkumar. Etant donné que les erreurs numériques obtenues restent dans la gamme d'incertitudes de mesure, le modèle peut être considéré comme validé.

L cm	T _{moy} °C			RH %		
	Mesurée	Calculée	Erreur	Mesurée	Calculée	Erreur
5	21.85	22.21	+0.36	50.3	52.0	+1.7
20	21.95	21.73	-0.22	49.8	54.9	+5.1
40	21.75	21.30	-0.45	50.9	57.7	+6.8
60	21.65	21.0	-0.60	51.5	59.4	+7.9

Tableau 2 : Comparaison des températures sèches et de l'humidité relative moyennes calculées par le modèle et mesurées pour le cas Tissot [8]

3. Etude paramétrique

3.1. Présentation du dispositif expérimental et du modèle

Le dispositif expérimental du CEA Grenoble (Figure 3) est une veine d'air de section rectangulaire $0.2\text{ m} \times 0.2\text{ m}$ équipée d'un échangeur de chaleur à ailettes à 12 passes conçu par Hamon D'Hondt. L'eau est utilisée comme fluide caloporteur. Une buse (C01 de Climext-Opool) est positionnée à différentes distances de la surface d'échange (variant de $L_{\text{ref}} - 0.5\text{ m}$ à $L_{\text{ref}} + 0.5\text{ m}$) pour pré-refroidir l'air ambiant.

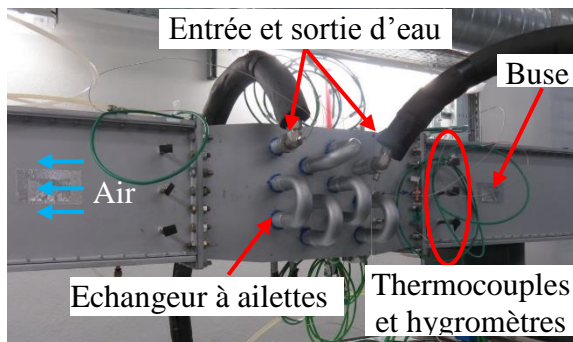


Figure 3 : Dispositif expérimental RUTH situé au CEA Grenoble

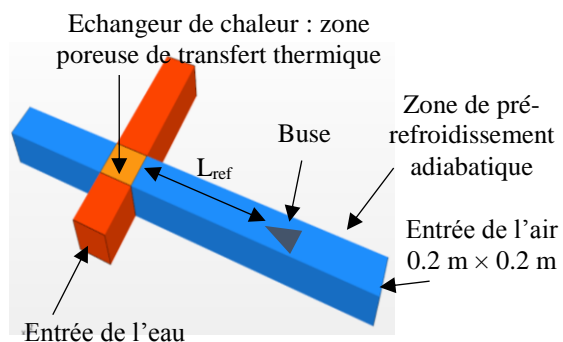


Figure 4 : Domaine utilisé pour modéliser le dispositif expérimental Ruth

L'échangeur est équipé de thermocouples pour mesurer la température en entrée et en sortie aussi bien côté air que côté eau. Des débitmètres mesurent les débits d'eau de refroidissement, d'eau vaporisée et d'air. Par ailleurs, des hygromètres permettent de contrôler l'humidité relative ambiante, après la zone de pré-refroidissement adiabatique et en sortie d'échangeur. Le modèle E-L présenté précédemment permet de représenter la zone de pré-refroidissement adiabatique, tandis que l'échangeur à ailettes est représenté par deux zones poreuses superposées, l'une pour l'air humidifié, l'autre pour le fluide caloporteur (Figure 4). Les deux zones échangent de la chaleur via un terme source additionnel. Le transfert de chaleur par évaporation des gouttes impactant la surface d'échange n'est pas pris en compte. Une

comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux permettra d'estimer la quantité d'énergie échangée grâce à cette évaporation complémentaire.

3.2. Paramètres de l'étude

Une température sèche et humidité relative fixes, de 23 °C et 40 % respectivement, sont imposées à l'entrée. Les autres paramètres opératoires ont été variés selon le Tableau 3.

	Configuration	L	T_{spray}	α	P_{eau}	v_{air}
		m	°C	°	bar	m/s
Minimum	Co-courant	L _{ref} - 0.5	16	38.8	40	3
Maximum	Contre-courant	L _{ref} + 0.5	30	110	60	4

Tableau 3 : Paramètres variables de l'étude

Cinq réponses adimensionnelles sont introduites pour analyser les résultats (Tableau 4).

	R₁	R₂	R₃	R₄	R₅
Expression mathématique	$\frac{T_{amb} - T_{in}}{T_{amb} - T_{amb}^{WB}}$	$\frac{\dot{M}_{evap}}{\dot{M}_{sat}}$	$\frac{S_{in}^{\{T \leq T_{in}\}}}{S_{in}}$	$\frac{\dot{Q} - \dot{Q}_{ref}}{\dot{Q}_{ref}}$	$\frac{\left(\frac{\dot{M}_{eau}}{\dot{Q}}\right)_{ref} - \frac{\dot{M}_{spray}}{\dot{Q}}}{\left(\frac{\dot{M}_{eau}}{\dot{Q}}\right)_{ref}}$

Tableau 4 : Réponses adimensionnelles introduites pour l'analyse des résultats

L'efficacité du refroidissement, \mathcal{R}_1 , est exprimée comme étant la chute de température à travers la zone de pré-refroidissement, par rapport à la chute de température maximale, qui est la différence entre les températures sèche et humide de l'air entrant. L'efficacité de l'humidification, \mathcal{R}_2 , est définie comme le ratio entre la quantité d'eau évaporée et la quantité d'eau évaporée théorique maximale, correspondant à la quantité d'eau nécessaire pour amener l'air de son état initial à son état saturé en suivant une transformation isenthalpique. La taille et l'homogénéité de la zone refroidie sont caractérisées par \mathcal{R}_3 , qui correspond à la fraction de surface d'un plan transverse situé à l'entrée de l'échangeur où la température de l'air est inférieure ou égale à la température moyenne du plan. Une quatrième réponse, \mathcal{R}_4 , est introduite pour caractériser la performance de l'échangeur. La puissance est adimensionnée via une valeur de référence qui correspond au minimum possible sur l'installation expérimentale. La cinquième réponse, \mathcal{R}_5 , concerne la quantité d'eau injectée par unité de puissance échangée et donc consommée par l'aéroréfrigérant versatile. Cette valeur est comparée à la quantité d'eau nécessaire pour refroidir une centrale solaire équipée d'une tour de refroidissement humide (2150 kg/h par MWth [9]).

Etant donné que l'air injecté à différentes vitesses peut contenir une plus grande quantité de vapeur avant d'atteindre la saturation, il fait sens d'introduire un potentiel de saturation $f_{sat} = \frac{\dot{M}_{spray}}{\dot{M}_{sat}}$ comme défini par Tissot [8], pour pondérer le débit d'eau injectée par le débit nécessaire pour atteindre la saturation.

3.3. Résultats

3.3.1. Etude paramétrique indépendante

Une première étude est réalisée concernant la position de la buse et le sens d'injection de l'eau, à co ou contre-courant de l'air. Trois positions (L_{ref}, L_{ref}+0.5, L_{ref}-0.5) sont envisagées. Les réponses concernant le pré-refroidissement, \mathcal{R}_1 , \mathcal{R}_2 et \mathcal{R}_3 sont présentées sur la Figure 5 pour les 6 cas considérés. On peut noter que toutes les réponses augmentent avec l'éloignement de la buse. De plus, la configuration d'injection à contre-courant est toujours supérieure à la

configuration à co-courant. Ceci est dû au plus long temps de séjour des gouttelettes qui remontent d'abord le flux d'air avant d'être entraînées dans l'autre sens.

Dans la deuxième étude, différents types de buses (pleine ou creuse) avec différents angles d'injection sont testés à co-courant pour voir s'il est possible d'obtenir les mêmes performances que la configuration à contre-courant. On remarque sur la Figure 6 qu'une augmentation de l'angle d'injection améliore toutes les réponses à co-courant et qu'un cône creux permet d'obtenir encore de meilleurs résultats. Cependant, ces réponses ne sont jamais aussi importantes que celles obtenues à contre-courant, qui reste la meilleure solution pour maximiser les performances du pré-refroidissement adiabatique, aussi bien en température, qu'en quantité d'eau évaporée et surface couverte.

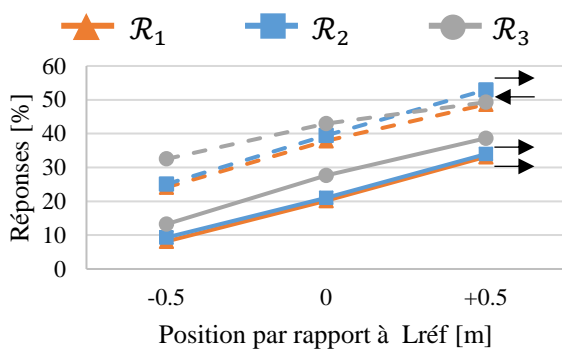


Figure 5 : Comparaison des réponses R_1 , R_2 et R_3 pour différentes positions de buses placées à co ou contre-courant de l'air

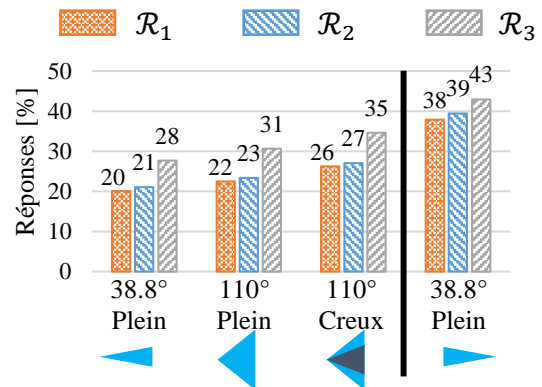


Figure 6 : Comparaison des réponses R_1 , R_2 et R_3 pour différents angles d'ouverture de buses, à cône creux ou plein et à co ou contre-courant

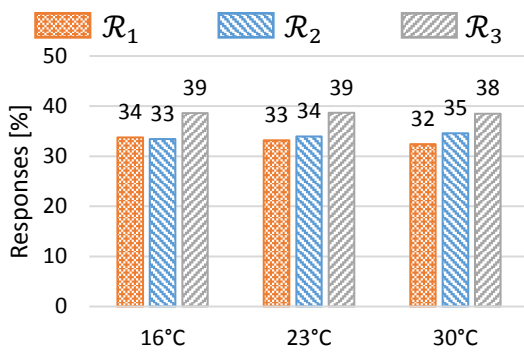


Figure 7 : Comparaison des réponses R_1 , R_2 et R_3 pour différentes températures de spray

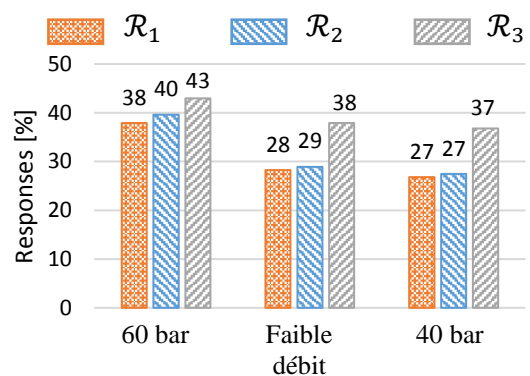


Figure 8 : Comparaison des réponses R_1 , R_2 et R_3 pour différents débits et vitesses d'injection d'eau

Une troisième étude porte sur l'influence de la température de l'eau injectée. Durant les premières millisecondes, l'évaporation prélève la chaleur sensible des gouttes elles-mêmes, causant une chute de leur température jusqu'à la température humide de l'air. L'évaporation est ensuite entretenue par prélèvement de la chaleur de l'air. Ainsi une diminution de la température initiale de gouttes devrait favoriser le refroidissement, tandis qu'une augmentation le pénaliserait tout en augmentant la quantité absolue d'eau évaporée. L'effet d'une variation de +/- 7 °C autour de la température ambiante a été étudiée (Figure 7). Les tendances attendues se

retrouvent sur les réponses \mathcal{R}_1 et \mathcal{R}_2 , mais dans un effet moindre et on conclut que la température initiale n'a qu'une très faible influence sur le pré-refroidissement adiabatique.

Enfin, l'influence du débit et de la vitesse d'injection a été analysée. Au-dessus de 40 bar, le débit et la vitesse d'injection de la buse C01 sont corrélées à la pression et la granulométrie des gouttes est quasi-constante [8]. On considère alors trois cas : un premier où le débit et la vitesse d'injection correspondent à une pression génératrice de 60 bar, le deuxième où seul le débit a été réduit sans modification de la vitesse et le troisième où la vitesse et le débit correspondent à une pression de 40 bar. La diminution du débit et de la vitesse d'injection mène à une réduction des performances du pré-refroidissement (Figure 8). A contre-courant, la distance de remontée de l'eau et le temps de séjour diminuent avec la vitesse d'injection, ce qui conduit à une réduction de l'eau consommée au détriment des performances de pré-refroidissement. Une économie d'eau de 36 % peut être réalisée en passant de 60 à 40 bars en ne diminuant les réponses concernant le refroidissement que de 14 à 30 %. De plus, la quantité de gouttes non évaporées impactant la surface d'échange diminue de 41 %, ce qui est un avantage énorme au regard de la corrosion, de l'entartrage et des risques sanitaires.

3.3.2. Etude paramétrique couplée pour une injection à contre-courant

C'est la configuration à contre-courant qui est retenue suite à la première étude. La pression et la distance ont montré un impact non négligeable sur les performances du pré-refroidissement. Une étude couplée de ces deux paramètres et de la vitesse d'air est réalisée grâce à un plan factoriel complet à trois paramètres et deux niveaux, totalisant ainsi 2^3 calculs (40 h de calcul). Les deux niveaux (Tableau 5) correspondent aux limites minimale et maximale du Tableau 3 sauf pour la distance d'injection, où L_{ref} et $L_{ref} + 0.5$ m sont utilisées.

$L_{ref} + 0.5$	P_{eau}	v_{air}	f_{sat}	\mathcal{R}_1	\mathcal{R}_2	\mathcal{R}_3	\mathcal{R}_4	\mathcal{R}_5
m	bar	m/s	-	%	%	%	%	%
0	40	4	0.38	18.4	19.3	33.2	24.3	69.8
0	40	3	0.51	25.7	27.4	36.8	12.9	66.8
0	60	4	0.59	26.8	28.5	37.3	29.5	54.9
0	60	3	0.79	36.8	39.6	43.0	18.4	50.7
+0.5	40	4	0.38	21.5	22.8	37.1	26.2	70.3
+0.5	40	3	0.51	29.5	31.7	40.0	14.8	67.3
+0.5	60	4	0.59	37.5	40.4	45.7	35.0	56.8
+0.5	60	3	0.79	47.6	53.1	49.3	23.5	52.8

Tableau 5 : Résultats de l'étude paramétrique couplée

L'influence des différents paramètres a été analysée au moyen de coefficients d'effet rattachés chacun soit à un paramètre seul, soit à une interaction entre plusieurs paramètres. Les coefficients sont présentés sur la Figure 9. On note que tous les paramètres sont indépendants à l'exception de la position de la buse qui présente une forte interaction avec la pression. Ainsi, une augmentation de la distance d'injection, en plus d'améliorer les réponses \mathcal{R}_1 , \mathcal{R}_2 et \mathcal{R}_3 permet aussi d'augmenter la puissance échangée, \mathcal{R}_4 et de maximiser l'économie d'eau, \mathcal{R}_5 . Par ailleurs, le choix de la pression et de la vitesse d'air dépend des exigences de dimensionnement de l'aéroréfrigérant versatile et de l'importance relative donnée à chacune des réponses. Pour $L_{ref} + 0.5$ m, si l'important est de maximiser le pré-refroidissement (\mathcal{R}_1 , \mathcal{R}_2 et \mathcal{R}_3), les meilleurs résultats sont obtenus à 60 bar et 3 m/s. Cependant, si c'est la performance de l'échangeur qui est privilégiée (\mathcal{R}_4) en plus du pré-refroidissement, la meilleure combinaison est obtenue à 60 bar et 4 m/s. Enfin, pour remplir les exigences du projet WASCOP, et minimiser la consommation d'eau, la combinaison d'une pression de 40 bar avec la vitesse de 4 m/s est préférée, au détriment des autres réponses.

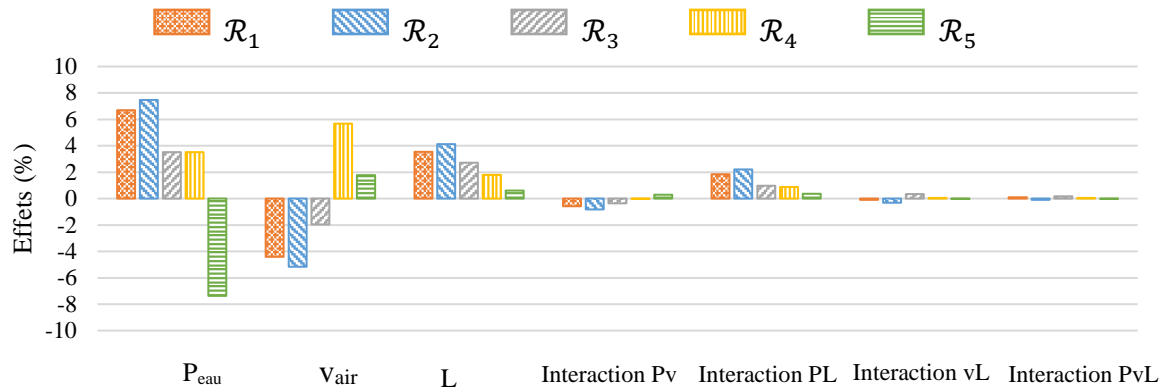


Figure 9 : Effets des différents paramètres de l'étude et de leur interaction sur les cinq réponses

4. Conclusion

L'étude paramétrique numérique d'un aérorefrigérant versatile a permis de mettre en évidence les points suivants : La température de l'eau brumisée n'a qu'une très faible influence sur le pré-refroidissement adiabatique de l'air ; Même en augmentant l'angle d'injection et en modifiant le type de buse, les performances de la configuration à co-courant sont toujours inférieures à celles à contre-courant ; La position de la buse, la pression génératrice et la vitesse de l'air ont été identifiées comme les paramètres prépondérants ; Une position de buse la plus éloignée de l'échangeur est favorable à l'augmentation des performances du système ; Des corrélations du premier ordre ont été générées via un plan factoriel pour faciliter l'optimisation. On note une interaction forte entre la position de la buse et la pression génératrice. Le choix du point d'opération de l'aérorefrigérant versatile dépend des impositions du site d'installation et des objectifs visés par le constructeur de centrale. Pour répondre aux objectifs du projet WASCOP, une réduction de la pression génératrice à vitesse d'air identique permet une économie d'eau de 70 % en comparaison avec une tour d'évaporation classique.

Références

- [1] EPRI, Spray cooling enhancement of air-cooled condensers, Tech. Rep. 1005360 (2003).
- [2] G. A. E. Godsave, Studies of the combustion of drops in a fuel spray—the burning of single drops of fuel, *Int. Symp. on Comb.*, 4 (1953), 818–830.
- [3] D. B. Spalding, A standard formulation of the steady convective mass transfer problem, *Int. J. of Heat & Mass Trans.*, 2-3 (1960), 192–207.
- [4] W. A. Sirignano, *Fluid Dynamics and Transport of Droplets & Sprays*, Cambridge University Press (1999).
- [5] H. Montazeri, B. Blocken, and J. L. M. Hansen, Evaporative cooling by water spray systems: CFD simulation, experimental validation and sensitivity analysis, *Build. & Env.*, 83 (2015), 129–141.
- [6] R. Sureshkumar, S. R. Kale, and P. R. Dhar, Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air – I. Experimental data, *Appl. Therm. Eng.*, 28 (2008), 349–360.
- [7] J. Tissot, P. Boulet, A. Labergue, G. Castanet, F. Trinquet, and L. Fournaison, Experimental study on air cooling by spray in the upstream flow of a heat exchanger, *Int. J. of Therm. Sci.*, 60 (2012), 23–31.
- [8] J. Tissot, *Amélioration des performances énergétiques et environnementales des systèmes frigorifiques au moyen de la brumisation des condenseurs à air*, PhD thesis, Université Henri Poincaré - Nancy Université (2011).
- [9] C. S. Turchi, M. J. Wagner, and C. F. Kutscher, Water use in parabolic trough power plants: Summary results from Worley Parsons' analyses, Tech. Rep. NREL/TP-5500-49468 (2010)

Remerciements

This project has received funding from the European Union's Horizon 2020 research and innovation program under grant agreement No. 654479, project WASCOP.