

Analyse énergétique statique d'une machine à absorption solaire

Nadège CHATAGNON¹, Marc BACHMANN¹, Guillaume ANIES², Jean CASTAING-LASVIGNOTTES^{2*}

¹EDF, Avenue des renardières, Ecuelles, 77818 Moret sur Loing Cedex

²Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés. Université de Pau et des Pays de l'Adour 64000 Pau

(* auteur correspondant : jean.castaing@univ-pau.fr)

Résumé - Les systèmes frigorifiques tri-thermes à absorption liquide sont particulièrement prometteurs dans le rafraîchissement solaire. Après un bref rappel du principe de fonctionnement nous présentons les résultats expérimentaux obtenus sur un banc de test d'une machine réelle (ROTARTICA). Dans un second temps, un modèle est développé afin de prédire les performances de ce type d'installation en fonction des températures de fonctionnement. Pour cela nous procédons à une identification des principaux paramètres du modèle qui est ensuite validé sur d'autres résultats.

Nomenclature

T	température, K	X	concentration massique en LiBr
P	pression, Pa	ε	efficacité de l'échangeur interne
US	facteur caractéristique de l'échange thermique, $W.K^{-1}$	<i>Indices et exposants</i>	
\dot{Q}	puissance calorifique, W	abs	absorbeur
\dot{W}	puissance mécanique, W	cond	condenseur
COP	Coefficient de Performance	désorb	désorbeur
h	enthalpie massique	évap	évaporateur
$\dot{m}, \dot{d}, \dot{c}$	débit massique de fluide frigorigène, de solution diluée et concentrée, $kg.s^{-1}$	pompe	pompe
		c	concentré
		d	dilué

I. Introduction

La climatisation résidentielle est principalement réalisée aujourd'hui au moyen de machines frigorifiques dithermes à compression mécanique de vapeur qui, bien que performantes, utilisent des fluides généralement peu respectueux de l'environnement et consomment exclusivement de l'énergie sous forme mécanique (très souvent d'origine électrique).

Une des alternatives repose sur la mise en œuvre de cycles frigorifiques trithermes fonctionnant à partir d'énergie calorifique. Parmi les différentes possibilités, les cycles à absorption liquides sont les plus mûres technologiquement et sont par ailleurs disponibles sur le marché. Ils utilisent des fluides frigorigènes naturels comme l'eau ou l'ammoniac sans conséquences environnementales. En outre, les niveaux de températures requis pour fonctionner restent peu élevés et sont tout à fait compatible avec l'utilisation d'une énergie d'origine solaire [1, 2]. Ces différents points rendent cette solution attractive et notre travail a pour objectif l'évaluation des performances expérimentales et calculées de tels systèmes.

Conçues et dimensionnées afin de répondre à des conditions nominales, ces machines sont souvent soumises à des conditions de fonctionnement variables (charges frigorifiques, températures et flux). Être capable de prédire l'influence de ces modifications sur le comportement de la machine et les performances énergétiques associées se révèle assez délicat. Une alternative à l'expérimentation et l'analyse systématique sur pilote, réside dans la simulation numérique du système. Cela suppose tout d'abord d'avoir une bonne connaissance de la machine simulée, de ses performances et des paramètres qui la caractérise (produits US des échangeurs de chaleur, débits interne de solution, masse et volume des composants notamment). Dans la mesure où les performances sont directement liées aux niveaux

de température et aux caractéristiques des échangeurs, différentes conditions expérimentales ont été appliquées à une machine à absorption solaire de type ROTARTICA de 4.5 kW.

Une première partie rappelle le principe de fonctionnement de cette machine, le protocole expérimental ainsi que les résultats obtenus lorsqu'elle est soumise à des conditions de fonctionnement en régime permanent.

Dans une seconde partie, les produits US de chaque échangeur de chaleur, le débit de solution et l'efficacité de l'échangeur interne (jusqu'alors inconnus) sont identifiés à partir d'une partie de ces expériences. Le modèle utilisé dans ce cas, repose sur les bilans énergétique, massique et des espèces associés à chaque composant de l'installation (condenseur, évaporateur, absorbeur et régénérateur). Pour finir, le modèle est validé sur l'autre partie des résultats expérimentaux, conduisant à une très bonne concordance de la simulation avec l'expérience.

II. Principe de fonctionnement et performances

Les machines frigorifiques à absorption liquide sont des machines tri-thermes. Elles fonctionnent donc grâce à trois niveaux de températures $T_b < T_m < T_h$. Elles produisent du froid uniquement à partir d'un apport de chaleur à la température T_h , c'est-à-dire sans échange de travail avec l'extérieur.

Les deux températures T_m et T_b imposent respectivement deux niveaux de pression :

- P_h : la Haute Pression au niveau du condenseur et du générateur,
- P_b : la Basse Pression au niveau de l'évaporateur et de l'absorbeur.

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides, d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre et constitue le fluide frigorigène. Les couples les plus utilisés sont l'Ammoniac+Eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), où l'ammoniac est le fluide frigorigène, et l'Eau+Bromure de Lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$), l'eau étant le fluide frigorigène.

La figure 1 représente une installation à absorption liquide et ses différents éléments dans le cas de l'utilisation du couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

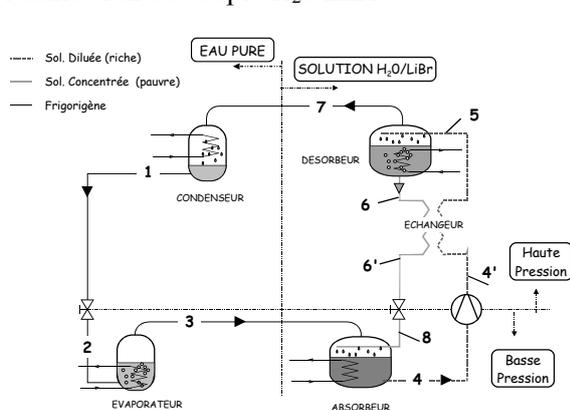


Figure 1 : Structure d'une machine frigorifique à absorption $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

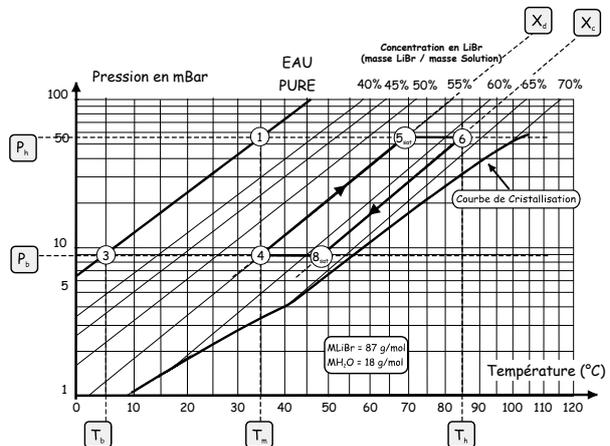


Figure 2 : Représentation du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham, couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$

Un système à absorption comprend tout d'abord, comme les machines à compression de vapeur, un ensemble condenseur/détendeur/évaporateur, dans lequel ne transite que le fluide frigorigène pur. Cet ensemble est connecté à la partie motrice du procédé, chargée de modifier l'état du fluide frigorigène évaporé pour le rendre condensable à la température de l'environnement. La mise en œuvre d'un tel cycle nécessite les quatre composants actifs (figure 1) suivants :

Le **condenseur** : composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température T_m du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation

et donc la pression dans l'ensemble désorbeur/condenseur. La condensation nécessite le rejet de la chaleur de condensation \dot{Q}_{cond} à la température T_m . Le trajet (7-1) correspondant comprend une phase de désurchauffe, la condensation ainsi qu'un éventuel sous refroidissement du liquide.

L'**évaporateur** : à la sortie du condenseur (1), le fluide frigorigène subit un laminage à travers le détendeur (1-2). Puis, le fluide s'évapore grâce à la chaleur du milieu à refroidir produisant ainsi la puissance frigorifique \dot{Q}_{evap} (2-3). La température d'évaporation et la pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur (Basse Pression), sont fixées par la température T_b de la source froide.

L'**absorbeur** : la vapeur issue de l'évaporateur (3) rencontre au sein de celui-ci la solution concentrée (dite pauvre en frigorigène) provenant du désorbeur (8). Cette solution absorbe la vapeur et s'enrichit en fluide frigorigène. Cette transformation étant exothermique, la chaleur dégagée \dot{Q}_{abs} est évacuée par le fluide caloporteur à la température T_m . En sortie d'absorbeur (4), on obtient ainsi une solution diluée (riche en fluide frigorigène). Ce composant effectue un enrichissement en fluide frigorigène (x_{H2O}).

Le **désorbeur** : la solution diluée (5) reçoit dans celui-ci la quantité de chaleur \dot{Q}_{desorb} à une température T_h , provoquant ainsi la désorption d'une partie du fluide frigorigène dissous dans la solution (réaction endothermique). Le désorbeur produit alors de la vapeur d'eau (7) et une solution concentrée (6). Cet organe réalise un appauvrissement en fluide frigorigène (x_{H2O}).

La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur et le désorbeur/condenseur nécessite en outre la présence :

- D'un détendeur sur le circuit de fluide frigorigène (1-2),
- D'un détendeur sur le circuit solution concentrée (pauvre en fluide frigorigène) (6-8),
- D'une pompe sur le circuit de la solution diluée (riche en fluide frigorigène) (4-4').

Enfin, toutes les machines simple effet actuelles comportent un échangeur interne situé entre la solution diluée sortant de l'absorbeur à T_m et la solution concentrée sortant du désorbeur à T_h . Cet échangeur permet de préchauffer la solution diluée avant son entrée dans le désorbeur et de sous-refroidir la solution concentrée avant détente.

Le diagramme d'Oldham est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de la solution. Il donne la concentration massique de la solution en soluté en fonction de la température et de la pression. C'est un diagramme ($\ln(P)$, $-1/T$), paramétré en concentration massique. La figure 2 présente un tel diagramme relatif au couple $H_2O/LiBr$ ainsi qu'un exemple de cycle fonctionnant à $T_b=5^\circ C$, $T_m=35^\circ C$ et $T_h=85^\circ C$. Dans ce diagramme, les isotitres sont sensiblement des droites. Celle de teneur 0% correspond à l'équilibre liquide/vapeur de l'eau pure. La richesse de l'isotitre est définie par rapport à la concentration massique en bromure de lithium.

Si ce diagramme permet d'avoir une bonne représentation de l'installation, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine. Ces objectifs requièrent la connaissance de l'enthalpie de chacun des points du cycle. Le diagramme de Merkel (concentration, enthalpie) est généralement utilisé pour déterminer ces coordonnées mais on lui préfère aujourd'hui l'emploi direct des équations d'état qui permettent un travail plus précis et bien plus rapide dès lors qu'un ordinateur est utilisé. Nous avons opté, dans ce qui suit, pour les travaux réalisés par Patek et Komflar [3].

Les bilans énergies et matières associés à cette machine conduisent aux systèmes d'équations suivants :

$$\begin{cases} \dot{m} + \dot{c} = \dot{d} & \Rightarrow \text{bilan sur la solution} \\ x_c \cdot \dot{c} = x_d \cdot \dot{d} & \Rightarrow \text{bilan sur le Bromure de Lithium} \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \text{Désorbeur: } \dot{Q}_{desorb} = \dot{m} \cdot h_7 + \dot{c} \cdot h_6 - \dot{d} \cdot h_5 \\ \text{Condenseur: } \dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_7) \\ \text{Evaporateur: } \dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \\ \text{Absorbeur: } \dot{Q}_{abs} = \dot{d} \cdot h_4 - \dot{m} \cdot h_3 - \dot{c} \cdot h_8 \\ \text{Pompe: } \dot{W}_{pompe} = \dot{d} \cdot (h_4' - h_4) \end{cases} \quad (2)$$

L'expression du COP pour un tel cycle prend l'expression suivante :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{desorb} + \dot{W}_{pompe}} \quad (3)$$

Et devient :

$$COP = \frac{(h_3 - h_2)}{\left(h_7 + \frac{x_d}{x_c - x_d} \cdot h_6 - \frac{x_c}{x_c - x_d} \cdot (h_5 + h_4 - h_4') \right)} \quad (4)$$

Une fois les températures T_b , T_m et T_h connues ainsi que le débit \dot{d} de la solution diluée véhiculée par la pompe et les performances de l'échangeur interne (efficacité), il est alors relativement aisé de calculer les performances d'un tel cycle. La plage de variation se situe généralement entre 0.5 et 0.8.

III Banc expérimental et résultats

Le projet de recherche ABCLIMSOL (Programme ANR PREBAT 2007) fédère plusieurs partenaires (EDF, Cetiati, INES, LaTEP, Cethyl) chargés en particulier d'évaluer les performances de différentes machines à absorption dans des conditions soit réelles, soient simulées de fonctionnement solaire. Une machine de marque ROTARTICA, modèle SOLAR 045v a été testée dans un premier temps au centre de recherche EDF des Renardières en imposant différents jeux de température de sources constants au cours du temps. Elle utilise le couple Eau/LiBr et sa puissance frigorifique nominale est de 4.5 kW pour un COP de 0.6.

Cette machine à absorption peut fonctionner selon une plage de fonctionnement qui couvre les régimes de température suivants :

- source chaude (désorbeur) de 70°C à 108°C,
- puits intermédiaire pour l'évacuation de la chaleur (absorbeur et condenseur) de 30°C à 45°C (utilisation d'aéro-réfrigérants, de tours de refroidissements),
- source froide de 7°C à 20°C, suivant le type d'émetteur froid utilisé (ventilo-convecteurs, planchers rafraichissants).

Au niveau des débits d'eau chaude, d'eau de refroidissement et d'eau froide, elle a été conçue pour des débits de respectivement 900 L/h, 1980 L/h et 1560 L/h.

Lors du fonctionnement, cette machine à absorption met en rotation un tambour hermétique contenant l'ensemble des composants de la machine à absorption liquide cités précédemment. Ce système permet le mélange de la solution, le transfert de liquide entre les éléments et la répartition du liquide sur les échangeurs à ruissellements. Cette rotation évite ainsi l'utilisation d'une ou plusieurs pompes sur le circuit de fluide frigorigène ou sur celui de la solution.

Comme pour la majorité des machines à absorption, le circuit de fluide caloporteur chargé de l'évacuation de chaleur du système associe en série l'absorbeur puis le condenseur. Cette configuration a pour conséquence de faire fonctionner la machine avec une température de condensation légèrement plus élevée que celle d'absorption.

Un banc d'essai a été monté à partir de cette machine à absorption liquide, afin d'analyser ses performances. Les circuits d'eau chaude, d'eau de refroidissement et d'eau froide sont alimentés par trois bains thermo-statisés programmables. Leur rôle est de maintenir la consigne de température à l'entrée du désorbeur, à l'entrée de l'absorbeur/condenseur et à la sortie de l'évaporateur, avec les débits imposés. Une centrale d'acquisition collecte les mesures indispensables à la réalisation des différents bilans énergétiques de l'installation.

Le tableau 1 regroupe pour chacun de ces essais les mesures des données de fonctionnement, soit :

- les températures mesurées correspondant aux valeurs de consignes des boucles d'eau de source chaude (désorbeur), de refroidissement (absorbeur/condenseur) et d'eau froide (évaporateur),
- les puissances associées à ces composants ainsi que le COP global de l'installation.

Essai	T _{désorb entrée}	T _{abs/cond entrée}	T _{évap sortie}	$\dot{Q}_{désorb}$	$\dot{Q}_{abs/cond}$	$\dot{Q}_{évap}$	COP
	°C	°C	°C	kW	kW	kW	-
A	90.03	35.05	14.9	9.59	-15.22	5.84	0.61
B	90.02	34.96	12.09	8.55	-13.15	4.75	0.56
C	90.04	30.08	14.64	12.24	-20.47	8.62	0.70
D	90.04	30.07	11.93	11.13	-18.26	7.42	0.67
E	79.77	35.21	15.1	6.80	-10.54	3.85	0.57
F	69.97	30.25	15.14	6.73	-11.03	4.24	0.63
G	69.98	30.04	11.86	5.72	-8.98	3.16	0.55
H	99.98	39.97	14.95	10.06	-15.02	5.30	0.53
I	100.18	34.98	14.87	12.69	-20.38	8.21	0.65
J	100.19	34.94	11.65	12.21	-18.15	6.40	0.52

Tableau 1 : Récapitulatif des différentes configurations de fonctionnement testées sur la machine

Ces 10 essais retenus représentent bien la machine car ils utilisent chacun des configurations différentes. Ils regroupent des fonctionnements avec des températures d'entrées de désorbeur de 70°C à 100°C, des températures d'entrées d'absorbeur/condenseur de 30°C à 40°C et des températures de sorties d'évaporateur de 12°C et 15°C. Les résultats expérimentaux en termes de puissances et de Cop sont conforme aux attentes ainsi qu'aux informations fournies par le constructeur.

IV Modélisation et identification paramétrique

L'identification des 6 paramètres représentatifs de la machine : chaque produit US de chaque échangeur, le débit de solution diluée et l'efficacité de l'échangeur interne, est effectuée en comparant les résultats de simulation du modèle et une partie des résultats expérimentaux du tableau1. Le modèle [4] suppose que chaque composant de l'installation est représenté par un système d'équations analogue à celui du désorbeur choisi ici pour l'exemple :

$$\dot{Q}_{désorb} = \dot{m} \cdot h_7 + \dot{c} \cdot h_6 - \dot{d} \cdot h_5$$

$$\dot{Q}_{désorb} = US_{désorb} \cdot \Delta Tlm_{désorb} = US_{désorb} \cdot \frac{T_{désorb_entrée} - T_{désorb_inter}}{\ln\left(\frac{T_{désorb_entrée} - T_{désorb}}{T_{désorb_inter} - T_{désorb}}\right)} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{désorb} = \dot{m}_{désorb} \cdot Cp_{eau} \cdot (T_{désorb_sortie} - T_{désorb_entrée})$$

L'identification est menée à partir de trois des dix essais retenus (A, D et G). Le but est de trouver les paramètres qui permettent de minimiser le critère défini par :

$$MIN \left(\sum \left[\frac{\dot{Q}_{désorb\ mesurée} - \dot{Q}_{désorb\ simulée}}{\dot{Q}_{désorb\ mesurée}} \right]^2 + \left[\frac{\dot{Q}_{évap\ mesurée} - \dot{Q}_{évap\ simulée}}{\dot{Q}_{évap\ mesurée}} \right]^2 \right) \quad (6)$$

La méthode d'identification que nous avons retenue est celle du simplex à pas variable [5]. Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau2.

US _{évap}	US _{désorb}	US _{abs}	US _{cond}	Débit \dot{d} de la pompe	Efficacité ε
W/K	W/K	W/K	W/K	L/s	
4330	1740	1200	2300	0.0773	0.676

Tableau 2 : résultats de l'identification paramétrique

Nous avons ensuite comparé les résultats du modèle avec l'expérience dans les 7 autres cas et en imposant les valeurs des paramètres identifiés précédemment. Ces comparaisons sont menées pour les 3 puissances ainsi que le COP associé et sont présentées dans les figures 3, 4, 5 et 6.

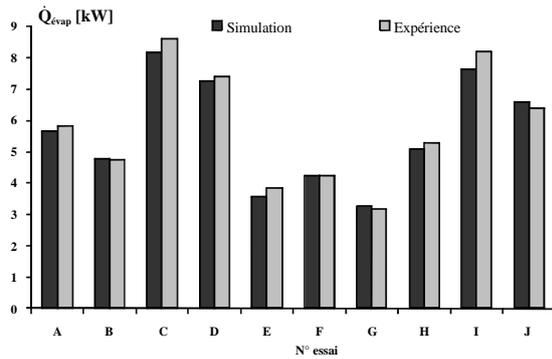


Figure 3 : Comparaison des puissances frigorifiques simulées et expérimentales.

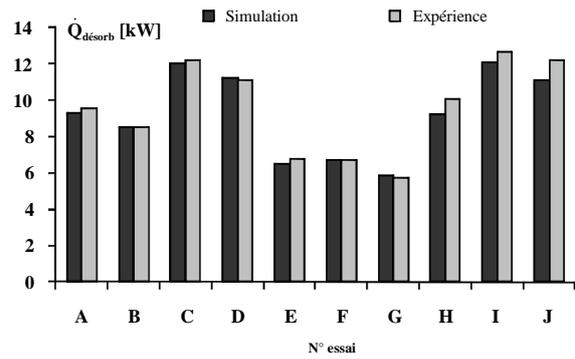


Figure 4 : Comparaison des puissances de désorption simulées et expérimentales

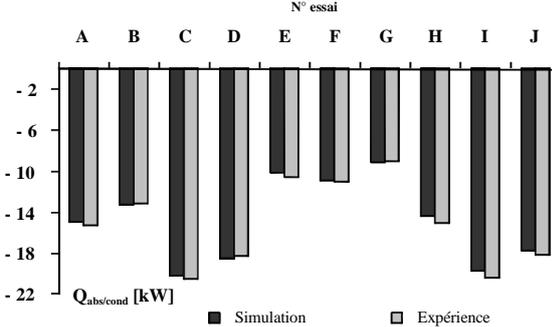


Figure 5 : Comparaison des puissances évacuées simulées et expérimentales

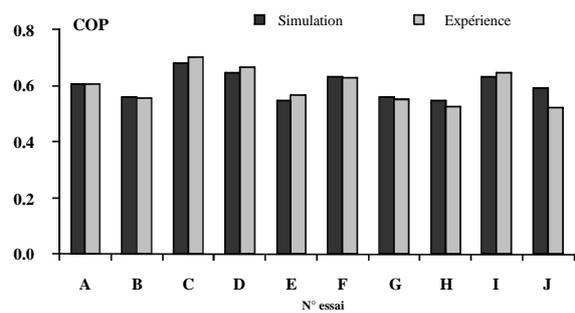


Figure 6 : Comparaison des COP simulés et expérimentaux

V Conclusion

L'objectif qui consiste à déterminer par identification certains paramètres manquants ou inaccessibles et caractéristique de cette machine à absorption de marque Rotartica est rempli. La comparaison avec l'expérience dans tous les autres cas n'ayant pas servi à l'identification montre la fiabilité et la validité du modèle. Celui-ci est capable d'évaluer les puissances mises en jeu ainsi que le COP de l'installation pour un triplet de température donné avec une incertitude de quelques %. Etant donné que la simulation dynamique de ce type de machine est visée, l'étape suivante consistant à identifier les inerties thermiques des différents composants est en cours, d'après des résultats expérimentaux obtenus en régime transitoire.

Références

- [1] P. Lamp and F. Ziegler. European research on solar-assisted air conditioning. *Int. J. Refrig.* Vol. 21, No. 2 (1998), pp. 89-99,
- [2] Guangming Chen and Eiji Hihara. A new absorption refrigeration cycle using solar energy. *Solar Energy* Vol. 66, No. 6 (1999), pp. 479-482,
- [3] J. Pátek, J. Klomfar. A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range. *Int. J. Refrig.* 29 (2006), 566-578,
- [4] J. CASTAING-LASVIGNOTTES, O. MARC, E. FRANQUET, S. GIBOUT. Modélisation et simulation dynamique d'une machine frigorifique à absorption H₂O/LiBr : application solaire. Colloque COFRET'08, 11 – 13 juin 2008, Nantes – France
- [5] Walters, Parker, Morgan, Deming. Sequential simplex optimization. *CRC press LLC 1991*

Remerciements

Ce travail est financé par l'ADEME dans le cadre du projet ANR Abclimsol (PREBAT 2007).