

# Optimisation par Algorithme Génétique de la Performance Énergétique et du Confort Thermique d'un Système de Climatisation par Eau de Mer (SWAC)

## Optimization of Energy Performance and Thermal Comfort of a Sea Water Air Conditioning (SWAC) System using a Genetic Algorithm

Kanhan SANJIVY<sup>1,2\*</sup>, Perceval RAYBAUD<sup>1</sup>, Franck LUCAS<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire de Géosciences du Pacifique Sud (GEPASUD) : Université de la Polynésie française

<sup>2</sup>Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME), France

\*(auteur correspondant : kanhan.sanjivy@doctorant.upf.pf)

**Résumé** - La technologie SWAC (Sea Water Air Conditioning) utilise l'eau de mer profonde, naturellement froide, pour refroidir les bâtiments. Cet article présente une optimisation de ce système, basée sur un modèle de SWAC validé expérimentalement grâce l'installation localisée à Tetiaroa. L'optimisation, ciblant la performance énergétique et le confort thermique, est précédée d'une phase de screening par la méthode de Morris pour identifier les paramètres les plus influents. Enfin, l'optimisation multicritère des six paramètres retenus, utilisant l'algorithme génétique NSGA-II, permet d'identifier une configuration optimale maximisant le coefficient de performance (COP) tout en garantissant le confort thermique. La solution optimisée permet de tripler les performances du SWAC modélisé en atteignant un COP de 85,6, contre 24,2 pour l'installation réelle. L'approche méthodologique adoptée présente un fort potentiel d'intégration dans des outils d'aide à la décision pour l'optimisation des futurs systèmes SWAC ou pour d'autres systèmes énergétiques.

**Abstract** - Sea Water Air Conditioning (SWAC) technology uses naturally cold deep seawater to cool buildings. This article presents an optimization of this system based on an experimentally validated SWAC model from the installation located in Tetiaroa. The optimization, targeting energy performance and thermal comfort, is preceded by a screening phase using the Morris method to identify the most influential parameters. Finally, the multi-objective optimization of the six parameters, employing the NSGA-II genetic algorithm, identifies an optimal configuration that maximizes the coefficient of performance (COP) while ensuring thermal comfort. The optimized solution achieves a threefold increase in the modeled SWAC performance, reaching a COP of 85.6 compared to 24.2 for the actual installation. The adopted methodological approach shows strong potential for integration into decision-support tools for optimizing future SWAC systems or other energy systems.

### Nomenclature

$c_p$	Capacité thermique isobare, J kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	$\lambda$	Conductivité thermique, W m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$D$	Diamètre, m	$\mu^*/\sigma$	Effet élémentaire moyen/Écart-type
$e$	Épaisseur d'isolant, m	$\rho$	Masse volumique, kg m <sup>-3</sup>
$H$	Hauteur manométrique, m	<i>Indices et exposants</i>	
$\dot{Q}$	Puissance frigorifique, kW	CW/SW	Eau glacée/Eau de mer
$UA$	Coefficient d'échange global, W m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup>	HEX	Échangeur de chaleur
$\dot{V}$	Débit volumique, m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>	int/ext	Intérieur/Extérieur
$\dot{W}$	Puissance électrique, kW	prim/glob	Primaire/Global

# 1. Introduction

La technologie SWAC consiste à puiser de l'eau de mer naturellement froide située dans les grandes profondeurs grâce à une conduite ancrée sur le fond marin. L'eau de mer profonde transite dans un échangeur thermique pour transmettre son froid à une boucle de distribution d'eau glacée fermée permettant de climatiser l'ensemble des bâtiments y étant relié. Les limites des cycles thermodynamiques habituels ne s'appliquent à ce procédé car il repose sur le transport d'un fluide froid en phase liquide et non sur le pompage de chaleur d'une source froide vers une source chaude dont les performances sont limitées par l'efficacité de Carnot.

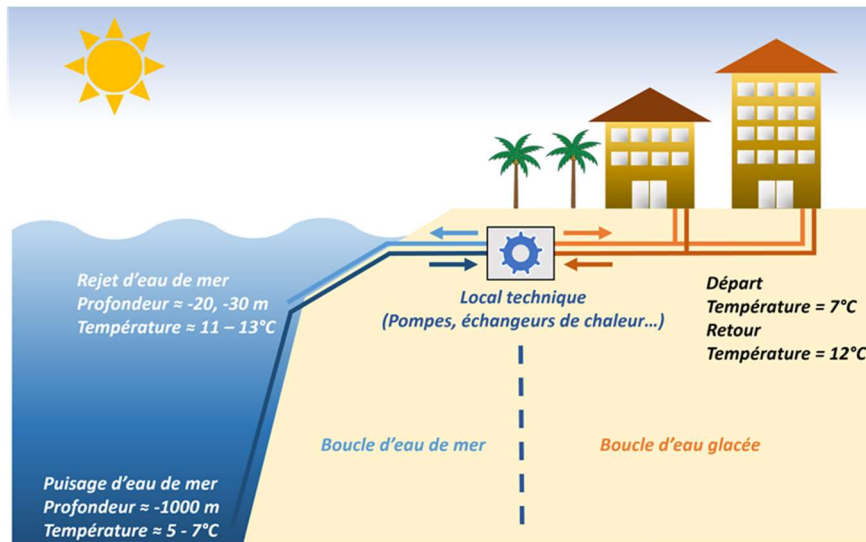


Figure 1 : Principe de fonctionnement d'une installation SWAC [1]

Le système SWAC typique est illustré ci-dessus (Figure 1), il se décompose en 3 parties :

- La boucle d'eau de mer (SW) dite « primaire » comprenant une conduite de puisage descendant à environ 1000 m de profondeur et une conduite de rejet à 20 m. L'eau de mer est d'environ 5 à 7°C en entrée et est rejetée à une température entre 11 et 13°C [1]. Le point de rejet est normalement défini de manière à rejeter l'eau de mer à une température proche du milieu pour ne pas impacter la faune et la flore marine environnante. Cette température de rejet n'est cependant pas soumise à des réglementations spécifiques.
- La boucle d'eau glacée (CW) dite « secondaire » servant de réseau de distribution de froid dans le bâtiment. La température de l'eau glacée est généralement fixée à 7°C pour le départ et 12°C pour le retour.
- Le local technique comprend une ou plusieurs pompes pour chacune des deux boucles, ainsi que les échangeurs permettant le transfert du froid d'une boucle à l'autre.

Un modèle numérique validé expérimentalement de ce procédé a été réalisé en se basant sur le SWAC de Tetiaroa en Polynésie française qui opère dans des conditions réelles [2]. Un tel modèle permet la réalisation d'analyses de sensibilité paramétrique, dont l'objectif final est l'optimisation en fonction de divers critères. Dans notre cas, ces analyses de sensibilité permettent d'identifier et de quantifier l'impact des différents paramètres de conception et d'opération sur la performance énergétique, et le confort thermique dans les bâtiments. Une fois ces paramètres critiques identifiés, des stratégies d'optimisation peuvent être mises en œuvre afin d'identifier la combinaison de paramètres optimale qui maximise la performance globale du système SWAC tout en assurant le confort thermique au sein du bâtiment.

## 2. Méthodologie d'optimisation

Pour cette étude, les paramètres du modèle pris en compte sont ceux liés au système de climatisation. La liste des paramètres considérés et leurs plages de variations sont données dans le Tableau 1 :

Catégories	Paramètres	Plage de variations
Régime de températures des boucles	$T_{\text{source}} ; \Delta T_{\text{CW}}$	$T_{\text{source}} : 5 \text{ à } 12^{\circ}\text{C}$ $\Delta T_{\text{CW}} : 4 \text{ à } 8^{\circ}\text{C}$
Propriétés physiques des matériaux des conduites	$\lambda_{\text{SW}} ; \lambda_{\text{CW}} ; \rho_{\text{CW}} ; c_{\text{PCW}}$	$\pm 30 \%$
Caractéristiques des pompes	$\dot{V}_{\text{SW}} ; \dot{V}_{\text{CW}} ; \Delta H_{\text{SW}} ; \Delta H_{\text{CW}} ; \dot{W}_{\text{SW}} ; \dot{W}_{\text{CW}}$	$\pm 5 \%$
Échangeurs de chaleur	$UA_{\text{HEX}} ; \dot{V}_{\text{SW,HEX}} ; \dot{V}_{\text{CW,HEX}} ;$ $\Delta P_{\text{SW,HEX}} ; \Delta P_{\text{CW,HEX}}$	$UA_{\text{HEX}} : 100 \text{ à } 400 \text{ kW.K}$ Sinon : $\pm 30 \%$
Dimensions des conduites	$D_{\text{int,SW}} ; D_{\text{ext,SW}} ; D_{\text{int,CW}} ; e_{\text{CW}}$	$e_{\text{CW}} : 1 \text{ à } 4 \text{ cm}$ Sinon : $\pm 30 \%$
Température de consigne dans le bâtiment	$T_{\text{building}}$	$24 \text{ à } 27^{\circ}\text{C}$

Tableau 1 : Liste des paramètres du modèle SWAC et de leur plage de variations

Le modèle est réalisé sous l'environnement de simulation EnergyPlus en cosimulation avec Python, le modèle de bâtiment est en mode "autosize", c'est-à-dire que la surface d'échange de la batterie de refroidissement ainsi que le débit nominal d'air fourni par le ventilo-convecteur s'adaptent en fonction de la configuration de SWAC testée. En d'autres termes, le système de diffusion du froid dans le bâtiment est toujours correctement conçu par rapport au SWAC auquel il est couplé. Pour chaque configuration, le modèle est simulé pour une période d'une semaine, avec un pas de temps de 6 min, auquel on rajoute une simulation de dimensionnement réalisée au préalable sur une journée. Les fonctions objectifs de cette optimisation sont le COP global (voir équation 2), les pertes thermiques du réseau de froid (différence entre la puissance frigorifique transmise au réseau de froid et celle diffusée dans le bâtiment) ainsi que la proportion d'heures où la température de consigne n'est pas atteinte dans le bâtiment, désignée par « Heures non satisfaites » ou « Unmet Hours » (pourcentage d'heures où la température de consigne dérive de plus d' $1^{\circ}\text{C}$ ). Il est important de minimiser les pertes thermiques le long de la boucle d'eau glacée afin d'éviter que le bâtiment ne soit surdimensionné pour compenser ces pertes. La démarche de l'analyse de sensibilité/optimisation est illustrée dans la Figure 2 :



Figure 2 : Schéma du processus d'analyse de sensibilité et d'optimisation du modèle numérique

Dans un premier temps, la méthode de Morris [3] sera utilisée pour effectuer un « screening » des paramètres, c'est-à-dire une analyse permettant d'identifier les paramètres les plus influents, à moindre coût. Bien que cette méthode permette de mesurer les effets individuels (ordre 1), elle ne permet pas de classer les interactions entre les paramètres (effets d'ordre 2). Enfin, une optimisation sera réalisée par l'algorithme génétique NSGA-II [4]. L'utilisation de ce type d'algorithme évolutionnaire est une approche standard pour la résolution de problèmes multi-objectifs permettant de déterminer un ensemble de solutions optimales en identifiant le front de Pareto ou une approximation de celui-ci.

Dans notre « screening » par la méthode de Morris, nous avons fixé le nombre de trajectoires à 20, conformément à l'approche usuelle suggérée par Campolongo et al. [5]. Sachant que le modèle dispose de 22 paramètres, il faut donc effectuer 460 simulations pour le screening initial. La sensibilité de chaque paramètre sera évaluée par les indices de sensibilité  $\mu^*$  et  $\sigma$  qui représentent respectivement l'effet élémentaire moyen et son écart-type. Un effet élémentaire moyen élevé indique que le paramètre exerce une influence notable sur la sortie du modèle, indépendamment des interactions avec les autres paramètres. L'écart-type, quant à lui, ne mesure pas directement ces interactions mais reflète plutôt la variabilité de l'effet d'un paramètre. Un écart-type élevé suggère que l'impact du paramètre varie selon sa valeur, ce qui peut indiquer une sensibilité à d'autres paramètres. À l'inverse, un faible écart-type indique que l'effet du paramètre est relativement stable, quelles que soient les valeurs des autres paramètres.

En ce qui concerne l'algorithme génétique NSGA-II [4], la taille de la population initiale et le nombre de solutions par génération ont été fixés à 12 pour des raisons pratiques, car la puissance de calcul disponible permettait de réaliser simultanément 12 simulations. Les taux de croisement et de mutation (opérateurs génétiques de l'algorithme) ont été respectivement fixés à 100 % et 20 %. Ce choix repose sur la recommandation d'utiliser un taux de croisement élevé et un taux de mutation faible dans une première approche pour de petites populations (de l'ordre d'une dizaine d'individus), puis de réduire progressivement le taux de croisement et d'augmenter le taux de mutation si nécessaire [6]. Enfin, le critère d'arrêt a été fixé arbitrairement à 200 générations, et l'évolution du nombre de nouvelles solutions sur le front de Pareto au fil des itérations sera examinée pour vérifier la convergence.

### 3. Résultats

#### 3.1. Paramètres influents

Les résultats du screening sont présentés ci-dessous sous la forme d'un diagramme de dispersion à gauche et d'un diagramme en barres à droite du  $\mu^*$  et  $\sigma$  pour les fonctions objectifs suivantes : COP global ( $COP_{glob}$ ); Pertes thermiques du réseau secondaire ( $DC_{loss}$ ); Heures non satisfaites ou Unmet Hours (UH).

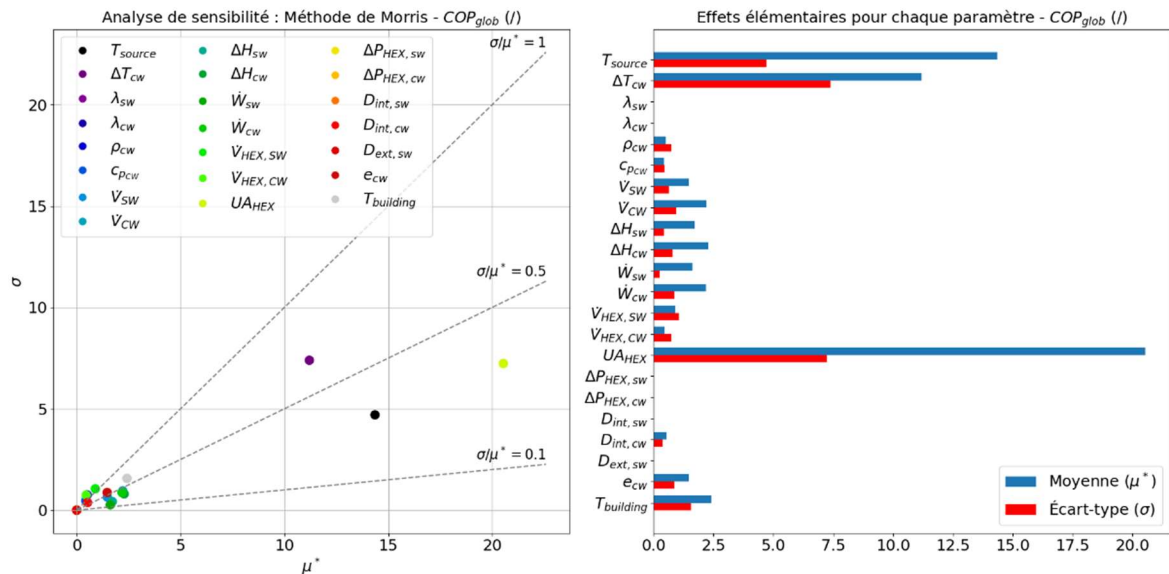


Figure 3 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant le COP global en utilisant la méthode de Morris

On considère qu'un paramètre est influent sur le COP global lorsque la valeur de  $\mu^*$  augmente d'une unité (Figure 3). Les paramètres les plus influents sont la température de puisage, le régime de température secondaire et le coefficient d'échange global de l'échangeur. Les caractéristiques nominales des pompes ainsi que l'épaisseur de la conduite secondaire et la température de consigne viennent ensuite, ce qui fait au total 11 paramètres retenus sur les 22 initiaux.

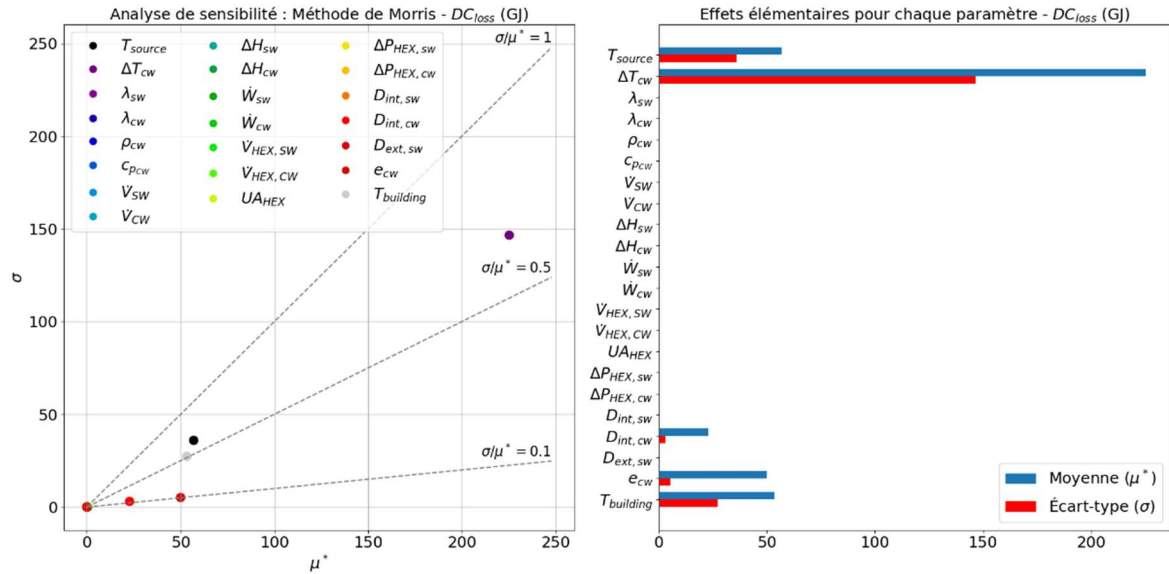


Figure 4 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant les pertes thermiques du réseau secondaire en utilisant la méthode de Morris

Les pertes thermiques du réseau secondaire sont impactées principalement par l'écart de température aux bornes de celui-ci ( $\Delta T_{CW}$ ) (Figure 4). La température de la source d'eau de mer ( $T_{source}$ ), la température de consigne dans le bâtiment ( $T_{building}$ ) ainsi que les dimensions des conduites de la boucle secondaire ( $D_{int,cw}$ ,  $e_{cw}$ ) interviennent dans une moindre mesure.

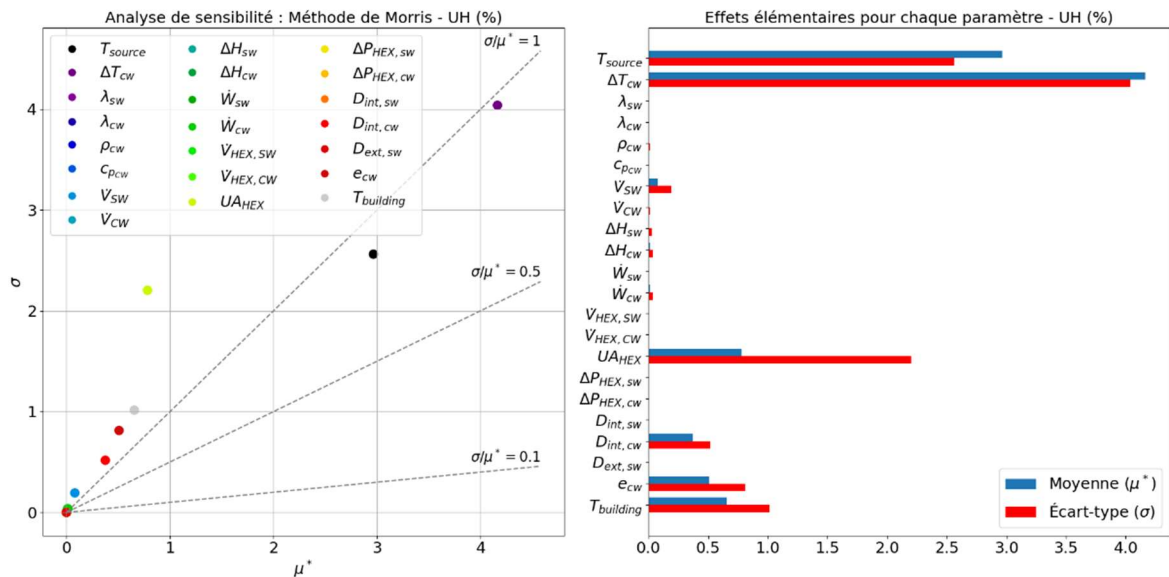


Figure 5 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant la proportion d'Unmet Hours en utilisant la méthode de Morris

Enfin, la Figure 5 montre les effets des paramètres sur la proportion d'heures pendant lesquelles la consigne en température n'est pas atteinte dans le bâtiment. La température de puisage ( $T_{source}$ ), la différence de température du réseau secondaire ( $\Delta T_{CW}$ ) et le coefficient global des échangeurs de chaleur ( $UA_{HEX}$ ) sont les 3 paramètres les plus influents sur notre critère de confort thermique, étant donné leur impact direct sur la quantité de froid produite par l'installation SWAC. Le diamètre extérieur ( $D_{int,CW}$ ) et l'épaisseur des conduites secondaires ( $e_{CW}$ ) ont également un impact, car ils influencent les pertes thermiques du réseau secondaire, et donc la puissance frigorifique disponible au niveau de la batterie de refroidissement pour climatiser le bâtiment. Enfin la température de consigne ( $T_{building}$ ) est également influente.

L'optimum des 6 paramètres liés aux pompes primaires et secondaires correspond à des rendements de pompes de 100 %, ce qui minimise les consommations électriques des pompes et maximise le COP. Comme l'optimum de ces 6 paramètres est déjà connu, ils ne seront pas retenus pour la suite des analyses afin de réduire le coût calculatoire élevé. Les 6 paramètres influents finalement sélectionnés pour l'optimisation sont donc les suivants (Tableau 2) :

Température de puisage	$T_{source}$
Différence de température secondaire	$\Delta T_{CW}$
Coefficient d'échange global des échangeurs	$UA_{HEX}$
Diamètre intérieur des conduites secondaires	$D_{int,CW}$
Épaisseur d'isolant des conduites secondaires	$e_{CW}$
Température de consigne du bâtiment	$T_{building}$

Tableau 2 : Liste des paramètres influents sélectionnés

### 3.2. Solution optimisée

L'ensemble des solutions explorées pendant le processus d'optimisation est représenté dans la Figure 6. La figure représente les solutions selon 3 axes : le COP global, les pertes thermiques du réseau secondaire et le pourcentage d'Unmet Hours. Les points rouges sur cette figure correspondent aux solutions du front de Pareto, c'est-à-dire les solutions optimales qui offrent un compromis entre les différents objectifs sans être dominées par les autres solutions.

Pour choisir la solution optimale au sein du front de Pareto, on sélectionne d'abord le plan  $UH=0$  %, c'est-à-dire l'ensemble des solutions pour lesquelles le confort thermique dans le bâtiment est assuré. Les solutions restantes sur le front de Pareto sont au nombre de 5, toutes avec un COP global supérieur à 50. En comparant ces solutions, on observe que celle ayant un COP global d'environ 52,9 fonctionne avec un régime de température secondaire de  $5^{\circ}C$ , contre  $4^{\circ}C$  pour les autres solutions. Pour cette raison, elle nécessite un débit d'air et une surface de batterie de refroidissement plus faibles que les autres ( $0,72 \text{ m}^3/s$  et  $20,3 \text{ m}^2$ ), et donc des coûts d'investissement pour les bâtiments climatisés plus faibles également.

Pour cette raison, cette solution est donc privilégiée, en plus d'avoir un COP global légèrement supérieur aux autres. Cette configuration est resimulée sur une période de 10 jours avec un pas de temps d'une minute pour estimer précisément ses performances.

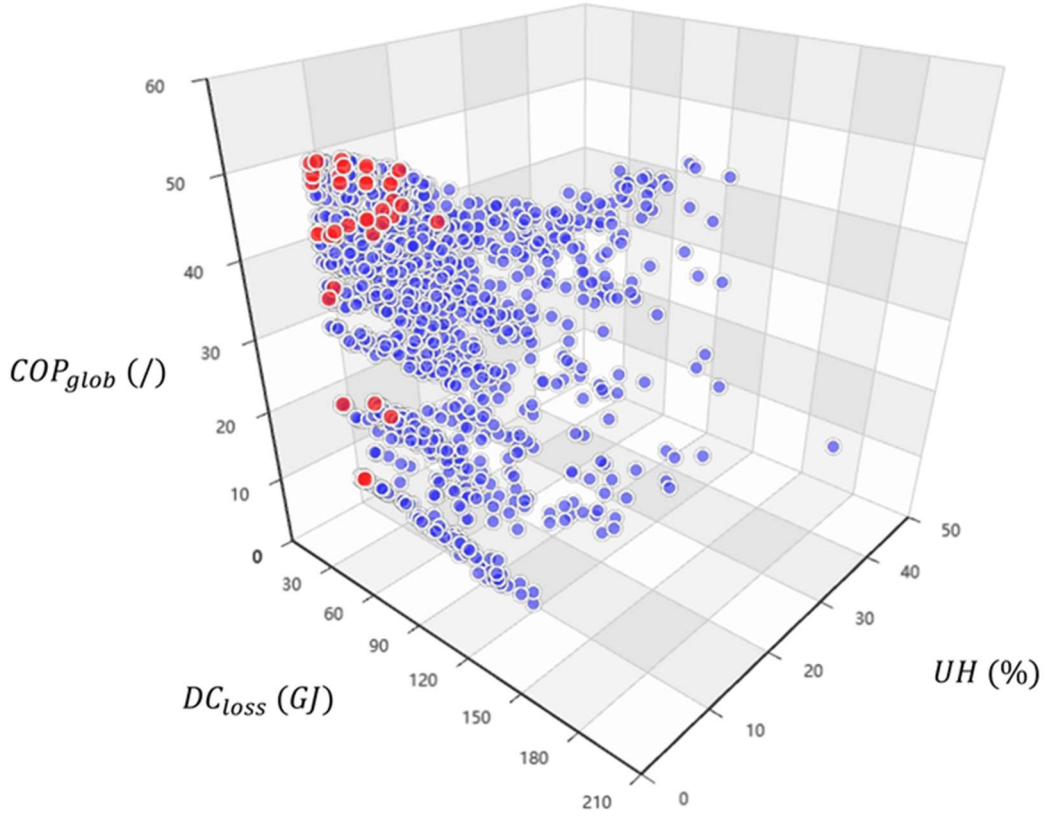


Figure 6 : Représentation 3D des solutions en fonction du COP global, des pertes thermiques secondaires et de la proportion d'Unmet Hours

La performance du SWAC sera estimée par deux indicateurs, le COP primaire et le COP global. Le COP primaire exclut le réseau de distribution de froid auquel le SWAC est connecté. Cet indicateur est à comparer avec le COP des systèmes de climatisation centralisés, tels que les groupes d'eau glacée ou les systèmes DRV (Débit de Réfrigérant Variable), qui disposent également d'une boucle de distribution. Le COP global, quant à lui, est représentatif de la performance globale du système, car il prend en compte l'ensemble des consommations. Cet indicateur est à comparer avec les systèmes unitaires de climatisation, tels que les split system, qui ne nécessitent pas de réseau de distribution de froid.

$$COP_{prim} = \frac{\int_0^t \dot{Q}_{cw} dt}{\int_0^t \dot{W}_{sw} dt} \quad (1)$$

$$COP_{glob} = \frac{\int_0^t \dot{Q}_{cw} dt}{\int_0^t \dot{W}_{sw} dt + \int_0^t \dot{W}_{cw} dt} \quad (2)$$

L'évolution des COP primaire et global de la solution optimisée sont représentés dans la Figure 7. D'après l'étude expérimentale de l'installation de Tetiaroa, son COP primaire variait entre 100 et 200, tandis que son COP global se situait entre 15 et 38. Les SCOP mesurés étaient de 141 pour le primaire et de 24,2 pour le global [2]. Avec l'optimisation présentée ici, les performances de ce SWAC sont nettement améliorées. Le COP primaire varie désormais entre 200 et 670, et le COP global oscille entre 36 et 127. En moyenne, le COP primaire atteint environ 422 et le COP global 85,6, soit près de trois fois plus que leurs COP moyens respectifs de l'étude expérimentale, ce qui illustre une amélioration significative des performances.



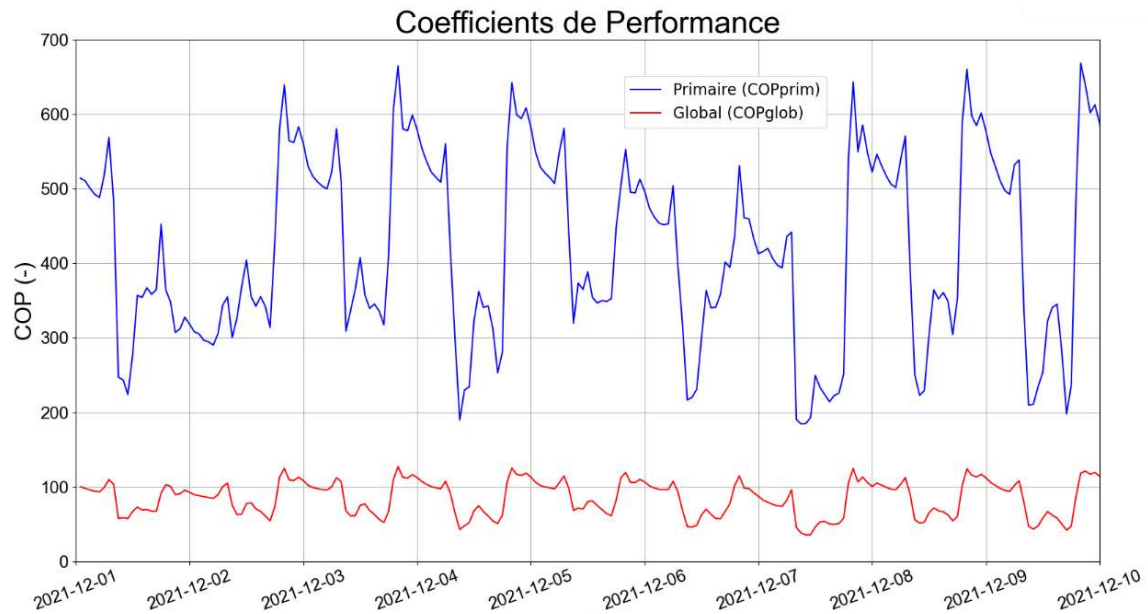


Figure 7 : Évolution des COP primaire et global de la solution optimisée

## 4. Conclusion

Cet article a exploré l'étude de sensibilité paramétrique et l'optimisation énergétique d'un système SWAC, visant à maximiser le COP global et à garantir le confort thermique de l'occupant. Une première sélection des paramètres influents a été réalisée avec la méthode de Morris, aboutissant à la conservation de six paramètres clés pour l'optimisation. À l'aide de l'algorithme NSGA-II, une solution optimale a été identifiée, présentant des performances nettement améliorées, avec un COP global moyen de 85,6 et un COP primaire de 422. Cela correspond à près de trois fois les valeurs expérimentales initiales, illustrant les gains significatifs de cette approche.

## Références

- [1] K. Sanjivy, O. Marc, N. Davies, et F. Lucas, « Energy performance assessment of Sea Water Air Conditioning (SWAC) as a solution toward net zero carbon emissions: A case study in French Polynesia », *Energy Reports*, vol. 9, p. 437-446, déc. 2023, doi: 10.1016/j.egy.2022.11.201.
- [2] K. Sanjivy, O. Marc, et F. Lucas, « Sea Water Air Conditioning (SWAC): A Resilient and Sustainable Cooling Solution for hot and humid climates - Energy Performance and Numerical Modeling », 2023.
- [3] M. D. Morris, « Factorial Sampling Plans for Preliminary Computational Experiments », *Technometrics*, vol. 33, n° 2, p. 161, mai 1991, doi: 10.2307/1269043.
- [4] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, et T. Meyarivan, « A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II », *IEEE Trans. Evol. Computat.*, vol. 6, n° 2, p. 182-197, avr. 2002, doi: 10.1109/4235.996017.
- [5] F. Campolongo, J. Cariboni, et A. Saltelli, « An effective screening design for sensitivity analysis of large models », *Environmental Modelling & Software*, vol. 22, n° 10, p. 1509-1518, oct. 2007, doi: 10.1016/j.envsoft.2006.10.004.
- [6] A. Hassanat, K. Almohammadi, E. Alkafaween, E. Abunawas, A. Hammouri, et V. B. S. Prasath, « Choosing Mutation and Crossover Ratios for Genetic Algorithms—A Review with a New Dynamic Approach », *Information*, vol. 10, n° 12, p. 390, déc. 2019, doi: 10.3390/info10120390.