

Etude théorique et expérimentale d'un distillateur solaire à mèche mobile avec condenseur externe passif

Sory Diarra^{#1}, Ousmane Sow[#], Souleye Faye[#], Sidy Mactar Sokhna[#]

[#] Laboratoire Eau-Energie-Environnement et Procédés Industriels, Université Cheikh Anta DIOP, Ecole Supérieure Polytechnique, Fann, Dakar, Senegal
Email 1 – sory.diarra@ucad.edu.sn

Abstract— Ce présent travail s'intéresse à l'étude d'un distillateur solaire à mèche mobile équipé d'un condenseur passif. Une modélisation analytique des transferts de puissances et de masses y est réalisée et résolue grâce au solveur EES. Les résultats du modèle analytique sont comparés aux mesures expérimentales réalisées sur le distillateur solaire. Les résultats théoriques sont en bonne adéquation avec les mesures expérimentales.

Keywords— Distillateur solaire; Modélisation analytique; Rendement énergétique, Productivité; Validation

I. INTRODUCTION:

Le besoin en eau potable fait partie des besoins vitaux pour l'ensemble des êtres vivants sur terre. La surface de la terre est composée à 70 % d'eau dont seul 3 % est douce et 0,6 % est utilisable et disponible [1]. De plus, les ressources en eaux douces ne sont pas réparties de manière égale dans le monde en fonction du nombre de population. Plusieurs pays dans le monde, par exemple en Afrique, souffrent d'un manque d'eau potable. Cependant dans d'autres zones à démographie moins importante, comme les Amériques, la disponibilité de l'eau douce est beaucoup plus importante [2]. De plus, les eaux douces des rivières, lacs et souterraines sont de plus en plus polluées par les activités humaines. Cette rareté d'eau potable impacte non seulement la vie de l'homme, mais aussi les activités essentielles à sa vie telles que l'agriculture et l'élevage. La technologie des distillateurs solaires s'avère être une solution prometteuse pour résoudre ce problème de manque d'eau potable. Elles sont capables d'éliminer les bactéries ainsi que les composants organiques et inorganiques dans l'eau et réduire la dureté de l'eau jusqu'à 30 PPM. Les distillateurs solaires passifs ont un rendement énergétique et une production journalière rapportés respectivement de 34,4 % et 3,21 kg/m² [3]. Ces résultats montrent le faible rendement et production de ces distillateurs solaires et expliquent la faible commercialisation à ce jour [4]. Cependant, cette technologie étant très prometteuse, plusieurs recherches ont été menées dans le but d'améliorer son rendement et sa production. [5] ont développé un prototype de distillateur solaire type « V » en Inde dans la région de KERALA. Pour améliorer le rendement du système, ils ont fait couler un filet d'eau le long des vitrages afin de réduire sa température et augmenter la production. Pour assurer une homogénéité du filet d'eau sur la totale surface des vitrages, une gaze en coton est utilisée pour couvrir les vitrages. L'excédent d'eau qui coule du vitrage est récupéré dans un réservoir pour être utilisée comme eau d'alimentation du bac. Les résultats ont montré que l'optimum de la production est atteint lorsque l'inclinaison des couvertures en verre est de 20° et le débit d'eau sur la surface du vitrage est de 200 ml/min. Le distillateur avec la gaze en coton est plus performant que celui sans gaze en coton. Les productions journalières sont de 6,3 l/m² lorsque la gaze en coton est utilisée et de 5,6 l/m² lorsque celui-ci n'est pas utilisé. [6] ont développé un système composé d'un distillateur solaire pyramidal alimenté en eau chaude par un distillateur solaire à bassin incliné. Les résultats de l'expérimentation montrent que la combinaison des deux distillateurs améliore la productivité et le rendement de l'ensemble. L'augmentation de la profondeur de l'eau dans le bassin de 0,02 m à 0,05 m augmente le rendement énergétique en fin de journée. Les productions d'eau douce annuelles du distillateur solaire pyramidal sans alimentation en eau chaude et lorsque celui-ci est combiné avec un distillateur solaire incliné sont respectivement de 1533 kg/an et 2744.8 kg/an. [7] ont mené une étude expérimentale sur un nouveau concept de distillateur solaire type bassin avec un vitrage hémisphérique. L'étude expérimentale a montré que le refroidissement du vitrage hémisphérique avec une circulation d'eau à un débit de 10 ml/min fait passer le rendement thermique de 34 % à 42 %. Ce présent

travail s'intéresse à l'étude d'un nouveau concept de distillateur solaire à mèche mobile équipé d'un condenseur passif nommé IPFH2O. Une modélisation analytique est proposée et comparée à des mesures expérimentales réalisées lors d'un précédent article [8].

II. PRESENTATION DU DISTILLATEUR SOLAIRE IPFH2O:

IPFH2O correspond aux initiales de Individual Production Facility H2O. L'ambition du projet est de créer des solutions de potabilisation de l'eau destinées à l'Afrique, dans un but humanitaire. Le distillateur solaire IPFH2O se compose de cinq principalement de éléments : un bac évaporateur, un bac condenseur, un chapeau de connexion entre le bac évaporateur et le bac condenseur, un système d'inclinaison lui permettant de s'adapter à la position géographique et enfin un bâti. Le bac évaporateur est constitué d'une structure de fond en acier inoxydable de 2,32 m de long, 0,50 m de large et 0,076 m de profondeur renforcée par des traverses métalliques. A l'intérieur de cette structure est installé un convoyeur à mailles métalliques entraîné par un moteur à courant continu de 12 V. Les moyens de transmission utilisés, entre le moteur et le convoyeur, sont un système poulie courroie et une barre métallique à roues dentées qui engrène avec les mailles du convoyeur. Le moteur à courant continu est alimenté par un panneau solaire photovoltaïque installé sur la partie haute du distillateur solaire. Sur le convoyeur à mailles métalliques est installé un tissu appelé mèche. La mèche recouvre entièrement le convoyeur à mailles métalliques lors du fonctionnement du distillateur solaire. La partie supérieure du bac évaporateur est recouvert hermétiquement, sur toute sa longueur, par un double vitrage de 7 mm d'épaisseur pour les verres intérieur et extérieur et de 10 mm d'épaisseur pour la lame d'air. L'étanchéité est assurée par un joint en plastique très flexible. Le bac évaporateur est isolé thermiquement par une plaque en polystyrène sur sa partie basse et ses faces latérales. L'épaisseur de la plaque en polystyrène est de 20 mm sur la partie basse et de 10 mm sur les parties latérales. Les plaques en polystyrènes sont recouvertes par l'extérieur d'une plaque en acier inoxydable de 5 mm d'épaisseur. Les faces supérieure et inférieure du bac évaporateur sont maintenues ouverte.

Le bac condenseur du distillateur solaire IPFH2O est constitué de deux plaques d'acier inoxydable formant un parallépipède rectangle de 2 m de long, 0,57 m de large et 31 mm d'épaisseur. Seules les faces transversales du bac condenseur sont ouvertes. La face ouverte supérieure est connectée hermétiquement à la partie supérieure du bac évaporateur par l'intermédiaire du chapeau de connexion. L'étanchéité est assurée par un joint sous forme de colle. Le bac évaporateur et le bac condenseur sont maintenus fixe l'un par rapport à l'autre grâce à des supports de fixations.

Le bâti est constitué de deux profilés en L et de deux profilés rectangles soudés entre eux afin de former un support en rectangle. Le bâti est monté sur des roues afin de faciliter le déplacement mais aussi le suivi solaire manuelle lors du fonctionnement du distillateur.

Enfin, le système de réglage de l'inclinaison du distillateur solaire est constitué de deux barres en acier inoxydable perforées sur toute la longueur. Chaque paire de trous correspond à un angle d'inclinaison du distillateur. Le réglage de l'inclinaison est nécessaire afin de s'adapter à la position géographique (Fig.1).

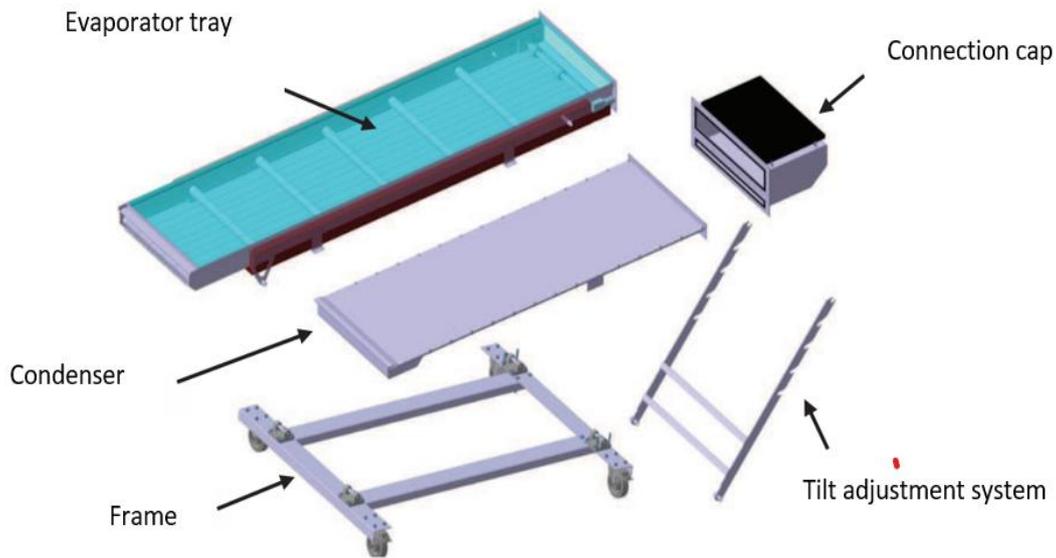


Fig. 1 Distillateur solaire IPFH20

Le distillateur solaire, une fois incliné, est alimenté par un bac d'eau salée au niveau sa partie basse. La partie basse de l'évaporateur plonge directement dans le bac d'eau salée de sorte qu'une partie de la mèche reste humide en permanence. Lorsque le moteur à courant continu met en mouvement le convoyeur, la partie de la mèche humide, remonte dans le bac évaporateur. Une fois dans le bac évaporateur, la mèche absorbe le rayonnement solaire, s'échauffe et libère une partie de l'eau absorbée par évaporation. La mèche est en mouvement continu et ce phénomène d'évaporation se répète continuellement. La vapeur évaporée est piégée dans le bac évaporateur étanche ce qui fait monter la température du système. Lorsque la température de la vapeur augmente, celle-ci devient plus légère et à tendance à passer vers le bac condenseur principalement par circulation naturelle et par diffusion. Une fois dans le bac condenseur, la vapeur se condense sur les parois froides de ce dernier. La chaleur récupérée par le condenseur est libérée vers le milieu ambiant par convection et rayonnement avec le milieu extérieur. L'eau condensée sur les faces intérieures du condenseur s'écoule par gravité du fait de l'inclinaison et est récupérée vers le bas à travers deux orifices. La partie basse du bac condenseur est laissée à l'air libre afin de faciliter la circulation naturelle de la vapeur (Fig 2).

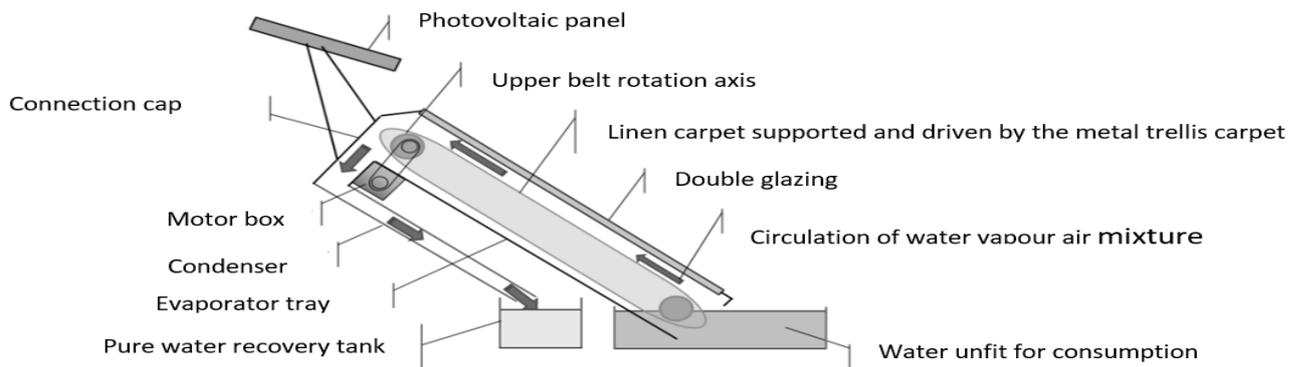


Fig. 2 Fonctionnement du distillateur solaire IPFH20

III. MESURES EXPERIMENTALES:

Les données mesurées lors de l'étude expérimentale sont les suivants :

TABLE I: DONNÉES MESURÉE

- Irradiance solaire globale au sol (W/m^2)	- Température de surface du plateau du condenseur ($^{\circ}C$)
- Température de l'air ambiant ($^{\circ}C$)	- Température de la vapeur sortant de l'évaporateur ($^{\circ}C$)
- Humidité relative de l'air ambiant (%)	- Humidité de la vapeur sortant de l'évaporateur (%)
- Température de surface du vitrage extérieur ($^{\circ}C$)	- Température de l'eau entrant et sortant du système ($^{\circ}C$)
- Température de surface du vitrage intérieur ($^{\circ}C$)	- Température de l'eau d'alimentation de l'alambic solaire ($^{\circ}C$)
- Température de surface de la base arrière de l'évaporateur ($^{\circ}C$)	- Production horaire d'eau consommable (ml).
- Température à l'intérieur de l'évaporateur ($^{\circ}C$)	
- Humidité relative du plateau de l'évaporateur (%)	

Les résultats obtenus à partir des mesures ont été utilisés pour calculer les rendements énergétiques (%) et exergetiques (%) du distillateur solaire [8]. Au total, 10 jours d'essais ont été réalisées à Rennes et à Dakar. La disposition des capteurs est donnée par la figure 3 suivante. Les capteurs utilisés sont des thermocouples, des capteurs d'humidité relative et un pyranomètre pour la mesure du rayonnement solaire.

IV. MODELISATION DU DISTILLATEUR SOLAIRE IPFH2O:

La modélisation du distillateur solaire est faite à partir de bilan de puissances thermiques macroscopiques échangés entre les éléments du système. Les hypothèses suivantes sont retenues:

- 1- Le mode de transfert de l'air humide de l'évaporateur vers le condenseur se fait par circulation naturelle et par diffusion.
- 2- Le fluide qui passe de l'évaporateur vers le condenseur est pris comme étant de la vapeur saturante.
- 3- Les faces latérales du dispositif sont considérées parfaitement isolées.
- 4- Le système est considéré aussi parfaitement étanche (pas de fuite).

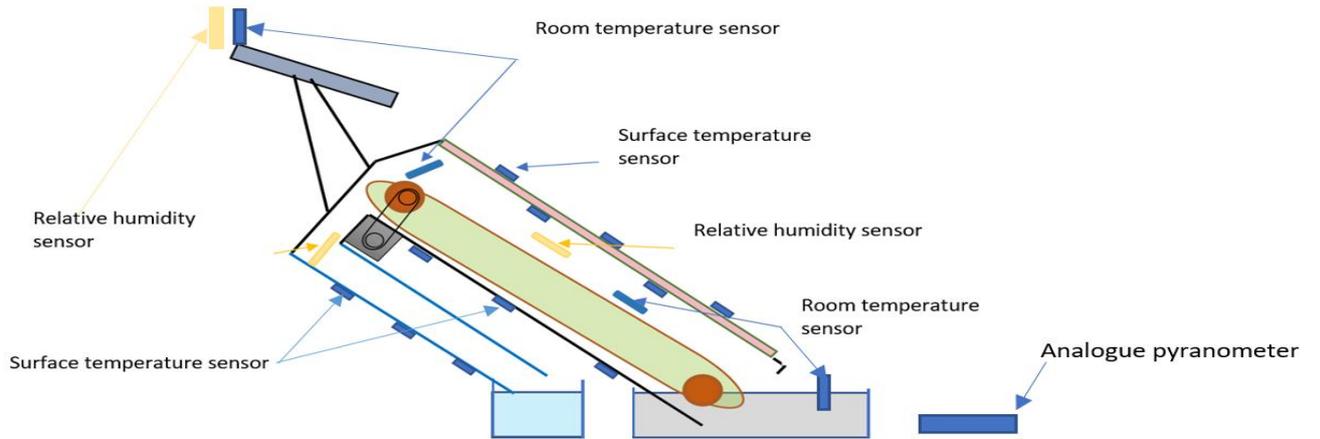


Fig. 3 Disposition des capteurs sur le distillateur solaire IPFH2O

A. Bilan de puissances thermiques sur le vitrage intérieur

$$M_{vi} C_{gi} \frac{dT_{vi}}{dt} = G_{vi} A_{vi} + Q_{cv}(f_{ev-vi}) + Q_r(T_i - T_{vi}) - Q_{cd}(v_i - v_e)$$

$$M_{vi} = \rho_v A_{vi} e_{vi}$$

$$C_{vi} = C_{verre}$$

$$G_{vi} = I(1 - \alpha_{ve})(1 - \tau_{ve})(1 - \tau_{gab})(1 - \alpha_{gab})(1 - \tau_{vi})\alpha_{vi}$$

$$Q_{cv}(f_{ev-vi}) = h_{cv}(f_{ev-vi}) A_{vi} (T_{Ti} - T_{vi})$$

$$h_{cv}(f_{ev-vi}) = 0,884 \left[(T_{f_{ev}} - T_{vi}) + \frac{(P_{fe} - P_{vi})(T_{f_{ev}} + 273,15)}{268900 - P_{f_{ev}}} \right] \quad [9]$$

$$Q_r(T_i - T_{vi}) = h_r(T_i - T_{vi}) A_{vi} (T_{Ti} - T_{vi})$$

$$h_r(T_i - T_{vi}) = \epsilon_{eff1} \sigma \left[\frac{(T_{Ti} + 273)^4 - (T_{vi} + 273)^4}{(T_{Ti} - T_{vi})} \right] \quad [10]$$

$$Q_{cd(vi-ve)} = A_{vi} h_{cd} (T_{vi} - T_{ve})$$

B. Bilan de puissances thermiques sur le vitrage extérieur

$$M_{ve} C_{ve} \frac{dT_{ve}}{dt} = G_{ve} A_{ve} + Q_{cd(vi-ve)} - Q_{r(ve-a)} - Q_{cv(ve-a)}$$

$$M_{ve} = \rho_v A_{ve} e_{ve}$$

$$C_{ve} = C_{verre}$$

$$G_{ve} = I(1 - \tau_{ve}) \alpha_{vi}$$

$$Q_{cv(ve-a)} = h_{cv(ve-a)} A_{ve} (T_{ve} - T_a)$$

$$h_{cv(ve-a)} = 2,8 + 3v \text{ avec } v \leq 5 \text{ m/s}$$

$$Q_{r(ve-a)} = h_{r(ve-a)} A_{ve} (T_{ve} - T_a) \text{ [89]}$$

$$h_{r(ve-a)} = \varepsilon_{ve} \sigma \left[\frac{(T_{ve} + 273)^4 - (T_{ciel} + 273)^4}{(T_{ve} - T_{ciel})} \right]$$

$$T_{ciel} = T_a - 6$$

C. Bilan de puissances thermiques sur le tissu imbibé d'eau

$$M_{Ti} C_{Ti} \frac{dT_{Ti}}{dt} = G_{Ti} A_{Ti} - \dot{m}_s C_{eau} (T_{Ti} - T_i) - Q_{ev} - Q_{cv(Ti-fev)} - Q_{r(Ti-vi)} - Q_{r(Ti-bi)}$$

$$M_{Ti} = C_{absTi} A_{Ti}$$

$$C_{Ti} = C_{eau}$$

$$G_{Ti} = I(1 - \alpha_{ve})(1 - \tau_{ve})(1 - \tau_{gab})(1 - \alpha_{gab})(1 - \tau_{vi})(1 - \alpha_{vi}) \alpha_{Ti}$$

$$\dot{m}_o = \dot{m}_i - \dot{m}_{ev}$$

$$Q_{ev} = h_{ev} A_{Ti} (T_{Ti} - T_{fev})$$

$$P_{fev} = \exp\left(25,317 - \frac{5144}{T_{fev} + 273}\right) \text{ [9]}$$

$$Q_{cv(Ti-fev)} = h_{cv(Ti-fev)} A_{Ti} (T_{Ti} - T_{fev})$$

$$Q_{r(Ti-bi)} = h_{r(Ti-bi)} A_{vi} (T_{Ti} - T_{bi})$$

D. Bilan de puissances thermiques sur le fluide du bac l'évaporateur

$$M_{fev} C_{fev} \frac{dT_{fev}}{dt} = Q_{ev} - Q_{(fev-fc)} + Q_{cv(Ti-fev)} - Q_{cv(fe-vi)} - Q_{cv(fe-bi)}$$

$$M_{fev} = \rho_{fev} V_{ev}$$

$$V_{ev} = L_{ev} l_{ev} e_{ev}$$

$$Q_{cv(fe-bi)} = h_{cv(fe-bi)} A_{bi} (T_{fev} - T_{bi})$$

E. Bilan de puissances thermiques sur la base intérieure de l'évaporateur

$$M_{bi} C_{bi} \frac{dT_{bi}}{dt} = Q_{cv(fe-bi)} + Q_{r(Ti-bi)} - Q_{cd(bi-be)}$$

$$Q_{cd(bi-be)} = A_{bi} h_{cd} (T_{bi} - T_{be})$$

F. Bilan de puissances thermiques sur la base extérieure de l'évaporateur

$$M_{be} C_{be} \frac{dT_{be}}{dt} = Q_{cd(bi-be)} - Q_{cv(be-a)} - Q_{r(be-a)}$$

$$Q_{cv(be-a)} = h_{cv(be-a)} A_{be} (T_{be} - T_a)$$

$$Q_{r(be-a)} = h_{r(be-a)} A_{ve} (T_{be} - T_a)$$

G. Bilan de puissances thermiques sur le fluide dans le condenseur

$$M_{fc} C_{fc} \frac{dT_{fc}}{dt} = Q_{(fev-fc)} - Q_{cv(fc-c)} - Q_{cond}$$

$$Q_{(fev-fc)} = h_{fg(eau)} \cdot \dot{m}_{(fev-fc)}$$

$$\dot{m}_{(fev-fc)} = \dot{m}_D + \dot{m}_{CN(fe-v-fc)}$$

$$\dot{m}_{D(fev-fc)} = D \cdot \left(\frac{E}{x}\right) \cdot (\rho_{fev} - \rho_{fc})$$

$$\dot{m}_{CN(fev-fc)} = \dot{m}_a [H(T_{fev}) - H(T_{fc})]$$

$$H(T_{fev}) = 0,662 \left[\frac{P_{fev}}{P_o - P_{fev}} \right]$$

$$H(T_{fc}) = 0,662 \left[\frac{P_{fc}}{P_o - P_{fc}} \right]$$

$$\dot{m}_{air} = \sqrt{\frac{gZ\rho_{fc}A^2(\rho_{fc} - \rho_{fev})}{KE}}$$

$$KE = \frac{1}{2C_d^2}$$

H. Bilan de puissances thermiques sur sur le bac condenseur

$$M_c C_c \frac{dT_c}{dt} = Q_{cond} + Q_{cv(fc-c)} - Q_{cv(c-a)} - Q_{r(c-a)}$$

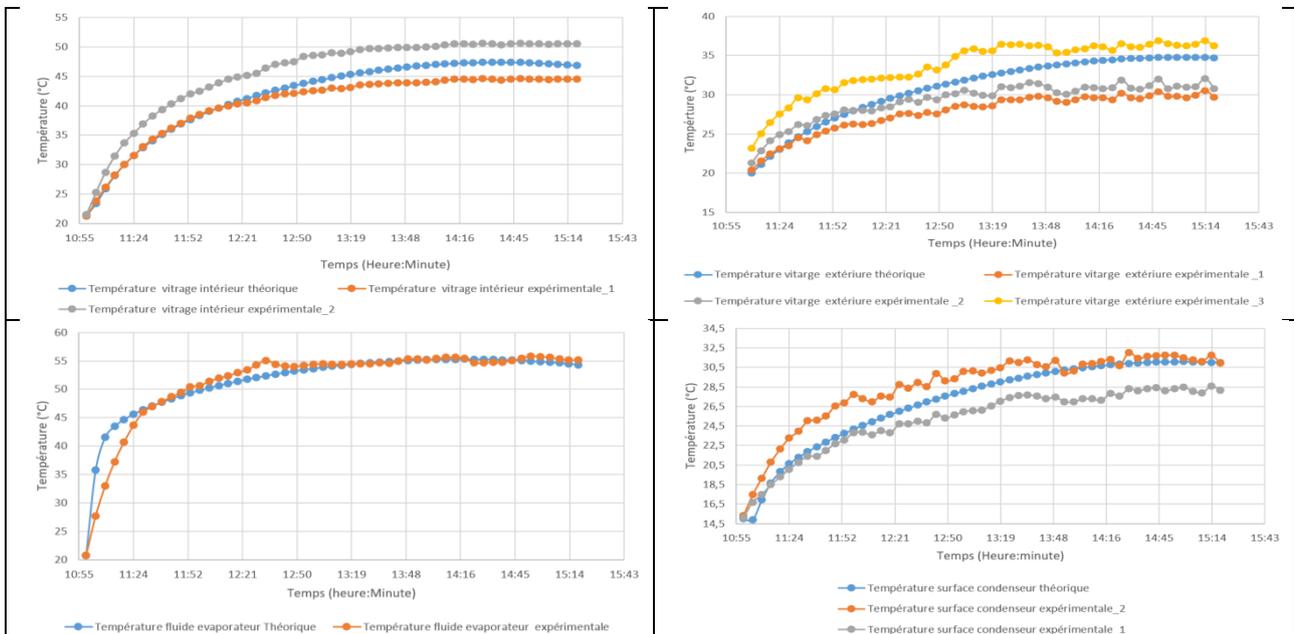
$$Q_{cv(c-a)} = h_{cv(c-a)} A_c (T_c - T_a)$$

$$Q_{r(c-a)} = h_{r(c-a)} A_c (T_c - T_a)$$

$$Q_{cond} = 85.0 (T_{fc} - T_c) \Phi_{fc}$$

V. RESOLUTION ET RESULTATS DU MODELE ANALYTIQUE:

Le modèle analytique est résolu grâce au solveur EES et les résultats obtenus sont comparés aux mesures expérimentales réalisées (Fig.5). Les indices 1, 2 et 3 indiquent respectivement, pour les températures d’une surface donnée, la partie basse, le milieu et la partie haute.



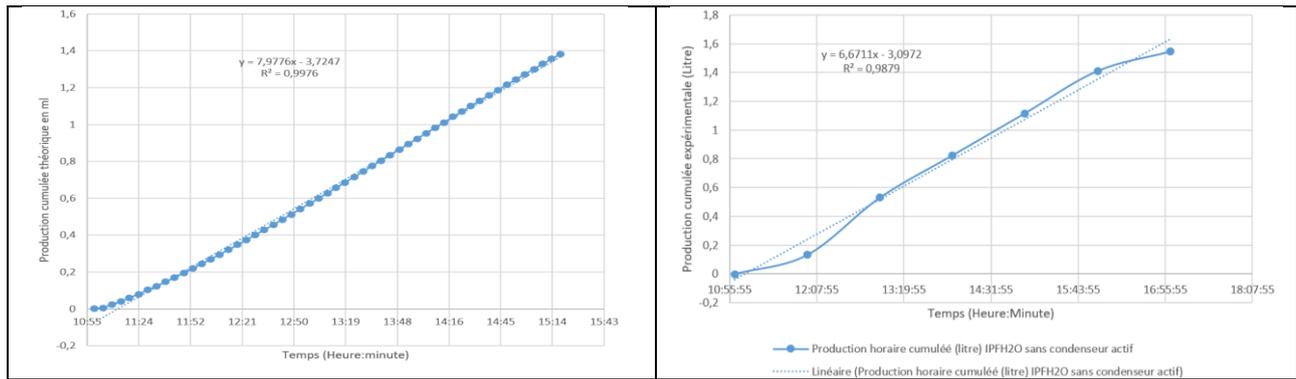


Fig. 5 Résultats modèle analytique et comparaison avec les mesures expérimentale

VI. CONCLUSIONS

Les résultats du modèle analytique résolu numériquement avec EES sont bien encadrés par les résultats obtenus par mesures expérimentales. Sachant que lors d'une modélisation analytique les valeurs recherchées sont des valeurs moyennes et prenant en compte la longueur du système, qui est à l'origine d'un gradient de températures important entre les parties basses et les parties hautes (ce qui justifie l'utilisation de plusieurs capteurs le long du dispositif), nous pouvons estimer que les résultats du modèle analytique collent avec les résultats obtenus par mesures expérimentales. Le modèle analytique proposé parvient donc à prédire de manière assez précis l'évolution du distillateur solaire IPFH2O.

NOMENCLATURE

M : Masse en kg
 C : Capacité calorifique massique (j/kg. k)
 C_p : Capacité calorifique massique à pression constante (j/kg. k)
 I : Irradiance solaire globale par unité de surface (W/m^2)
 Q : Puissance thermique reçue en (W)
 A : Surface en (m^2)
 h : Coefficient d'échange thermique ($W/m^2. K$)
 T : Température en (C°)
 e : Epaisseur en (m)
 Pr : Production (l)
 P : Pression partielle de vapeur en (Pa)
 KE : Coefficient de résistance en circulation naturelle du fluide
 C_d : Coefficient de décharge
 \dot{m} : Débit massique (kg/s)

L : longueur (m)
 l : Largeur (m)
 σ : Coefficient de Boltzmann (W/m^2K^4)
 H : Humidité Absolu (kg_v/kg_{as})
 Z = hauteur du point le plus haut de l'évaporateur (m)
 E = Epaisseur point de passage (m)
 x = Longueur point de passage(m)
 D : Coefficient de transfert de masse par diffusion m^2/s
 t : Temps (s)
 ρ : Masse volumique (kg/m^3)
 η : Rendement
 Ex : Exergie (W)
 h_{fg} : Chaleur latente de vaporisation de l'eau
 i : Taux d'intérêt annuel (%)
 n : Durée de vie (an)

V : Volume (m^3)
 μ : Viscosité dynamique $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
 c : Concentration de vapeur (kg d'eau par kg d'air)
 τ : Coefficient réflexion solaire
 ε : Emissivité thermique

Liste des indices :

vi : Vitrage intérieur
 ve : Vitrage extérieur
 gab : Espace entre les deux vitrages
 verre : Verre
 air : air
 a : Ambient
 fev : Fluide dans le bac évaporateur (air humide)
 Ti : Tissu
 g : Gaz
 l : liquide
 so : Solide
 v : Vapeur
 fc : Fluide dans le bac condenseur (air humide)
 cv : transfert thermique par convection
 r : Transfert thermique par rayonnement
 cd : Transfert thermique par conduction

r : Fraction volumique de l'air humide
 K : Conductivité thermique ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
 g : Accélération de la pesanteur (m/s^2)
 ρ : masse volumique (kg/m^3)
 α : Coefficient d'absorption solaire
 v : Vitesse (m/s)

eau : eau
 ev : Evaporateur
 c : Condenseur
 e : énergétique
 exer : exergétique
 CN : circulation naturelle
 D : Diffusion
 s : Soleil
 I : Entrée
 o : Sortie
 t : Total
 bi : Base intérieure évaporateur
 be : Base extérieure évaporateur
 eff : Effective
 ciel : Ciel
 acier – inox : Acier inoxydable
 abs : Absorption

REFERENCES

- [1] F. Ahmed Rahma, «Experimental investigation on the negative effect of the external condenser on the negative effect of the external condenser on the conventional solar still performance,» *Desalination*, p. 501, 2021.
- [2] H. Dinesh Mevada, «Investigation on evacuated tube coupled solar still with condenser and fins: Experimental, exergo-economic and exergo-environment analysis,» *Case studies in Case Studies in Thermal Engineering*, p. 27, 2021.
- [3] A. Agrawal, «An Experimental of single sloped bassin type spherical floating jute absorber,» *int. J. Mech. Eng. Technol*, pp. 122 - 130, 2018.
- [4] S. Vikrant P. Katekar, «A review on research trends in solar still designs for domestic and industrial application,» *Journal of Cleaner production*, p. 257, 2020.
- [5] P. Suneesh, J. Paul, R. Jayaprakash, S. Kumar et D. Denkenberger, «Augmentation of distillate yield in “V”-type inclined wick solar still with cotton gauze cooling under regenerative effect,» *Cogent Engineering*, 2016.
- [6] Y. Hitesh Panchal, «Economic and Exergy investigation of triangular pyramid solar still integrated to inclined solar still with baffles,» *International Journal of Ambient Energy*, 2017.
- [7] T. Arunkumar, R. Jayaprakash, D. Denkenberger, A. Ahsan, M. Okundamiya, S. kumar, H. Tanaka et H. Aybar, «An experimental study on a hemispherical solar still,» *Desalination*, pp. 342-348, 2012.
- [8] S. Diarra, S. M. Sokhna, S. Faye, P. Byrne et O. Sow, «Data on the experimental characterization of a mobile wick solar still with external condenser tested under the climatic conditions of Rennes, France,» *Data in Brief*, 2024.
- [9] D. Mevada, H. Panchal et K. K. Sadasivuni, «Investigation on evacuated tubes coupled solar still with condenser and fins: Experimental, exergo-economic and exergo-environment analysis,» *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 27, n° 1101217, 2021.
- [10] M. Jobrane, A. Kopmeier, A. Kahn, H.-M. Cauchie, A. Kharroubi et C. Penny, «Theoretical and experimental investigation on a novel design of wick type solar still for sustainable freshwater product,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 200, 2022.