

Modélisation du séchage combiné des boues de stations d'épuration par énergie solaire et pompe à chaleur

Une modélisation du procédé de séchage combiné par énergie solaire et pompe à chaleur est développée afin d'évaluer ses performances. L'exploitation du modèle permet de définir la combinaison de consignes de température de pompes à chaleur induisant les consommations énergétiques minimales pour un cycle de séchage annuel. L'étude effectuée sur différentes épaisseurs de boues montre qu'une réduction de l'épaisseur entraîne une amélioration des performances du séchage.

1. Résumé de l'article proposé à "International Journal of Refrigeration"

L'état des lieux du séchage solaire des boues ainsi que le modèle développé au chapitre 1 mettent en relief ses limites. De par sa dépendance des conditions climatiques et d'ensoleillement, le séchage solaire présente des performances inégales sur l'année. Afin de remédier à cette situation et amener une solution technique pour les stations d'épuration de petite et moyenne tailles pour le séchage de leurs boues, le couplage de pompes à chaleur à une serre solaire est proposé comme une solution assurant l'appoint d'énergie nécessaire pour l'amélioration des conditions d'évaporation de l'eau contenue dans les boues.

Cette énergie supplémentaire peut être fournie aux boues en appliquant un chauffage conductif via une dalle chauffante et un chauffage préalable de l'air de balayage avant son introduction dans la serre. Le chapitre 2 a été consacré à la compréhension des transferts de chaleur et de masse rencontrés au cours du séchage conductif des boues. Les résultats expérimentaux ont permis d'établir des lois de comportement en fonction de la siccité des boues et de la fréquence de retournement.

Par ailleurs, le séchage convectif des boues induit des modifications de l'état de leur surface et de la surface effective d'échange massique, investiguées au chapitre 3. Les résultats de l'étude expérimentale réalisée permettent d'établir des corrélations entre les coefficients d'échange d'une part, et la siccité des boues et les conditions de ventilation d'autre part.

A partir de ces résultats, un modèle complet du système de séchage combiné est développé. Il permet de simuler heure par heure le fonctionnement de ce procédé de séchage et d'évaluer ses performances. La première partie de ce chapitre, exposée sous forme d'article, est consacrée à la présentation de ce modèle. Un module est dédié à la modélisation de chacun des trois principaux composants du système : les boues, la serre solaire et les pompes à chaleur.

Le modèle suppose les boues composées de cinq couches échangeant chaleur et masse entre elles. Ces échanges sont décrits par des équations de transfert de chaleur et de masse basées sur les résultats des corrélations établies au chapitre 2. Les échanges à la couche superficielle sont également modélisés au moyen des corrélations établies au chapitre 3, la couche du fond échange par conduction avec l'eau en circulation dans la dalle chauffante.

Un modèle mono-dimensionnel des parois de serre est retenu admettant comme conditions aux limites les échanges convectifs avec l'air ambiant du côté de la paroi externe, et avec l'air sous la serre du côté de la paroi interne. Par ailleurs, les parois de la serre sont modélisées comme des plaques planes de dimensions identiques à celles de la surface de séchage pour obtenir une écriture simple des échanges radiatifs.

En ce qui concerne la modélisation des PAC, un modèle simple de pompe à chaleur eau/eau régulée par détente sèche est retenu. L'inertie thermique des circuits hydrauliques aux condenseurs permet de négliger le comportement transitoire des PAC. Les composants du cycle de compression de vapeur sont modélisés individuellement. Les compresseurs sont représentés par des équations polynomiales du débit de fluide frigorigène et de la puissance électrique consommée, établies en fonction des températures de condensation et d'évaporation. Les échangeurs sont modélisés par des coefficients d'échange globaux. Les modules décrivant les pompes à chaleur sont couplés au module calculant la serre via les températures d'air soufflé et extrait pour la PAC de chauffage d'air, et la température de la dalle pour la PAC responsable du chauffage conductif.

La deuxième partie de l'article présente les résultats de simulations effectuées sur une serre de séchage pour les conditions météorologiques de la région de Nice. L'analyse des données météorologiques horaires suggère la décomposition du cycle de séchage en quatre saisons de chauffage caractérisées par des températures de consigne. Pour une combinaison de consignes testées, les calculs permettent d'évaluer les performances de séchage en terme de quantité d'eau évaporée ou en terme de consommation énergétique induite.

En partant des consignes de températures les plus faibles, différentes régulations sont étudiées en augmentant successivement le niveau de température de condensation de la PAC. Afin de choisir la logique de régulation optimale, la notion de consommations énergétiques "marginales" est introduite. Cette consommation est définie comme étant l'énergie supplémentaire nécessaire pour augmenter la capacité évaporatoire de la serre d'une unité ou d'un kilogramme d'eau par jour et par m² par rapport au séchage solaire considéré comme référence. Le choix de la logique de régulation est basé sur une minimisation de ces consommations énergétiques marginales induites. La régulation retenue correspond à la température d'eau testée la plus faible dans la PAC de chauffage d'air (35 °C), et la plus élevée pour le circuit hydraulique de dalle chauffante (60 °C). De par sa définition, ce critère de régulation ne vise pas de capacité évaporatoire cible, mais permet de maximiser la capacité de séchage pour les conditions climatiques tout en minimisant les consommations énergétiques induites.

Dans la deuxième partie de ce chapitre, l'influence des conditions météorologiques sur le choix des températures de consigne est examinée pour des conditions climatiques particulières. Les résultats de ces investigations permettent de conclure sur le degré d'affinement requis pour la définition d'une logique de régulation qui évite les surconsommations inutiles en cas de périodes chaudes ou sur le manque de puissance de chauffage pour des climats froids. Finalement, l'exploitation du modèle permet d'étudier l'effet de l'épaisseur des boues et d'évaluer l'impact de la réduction d'épaisseur sur les performances de séchage combiné.

Ces différentes fonctions remplies par le modèle lui confèrent le rôle d'outil de conception et d'évaluation du procédé de séchage combiné par énergie solaire et pompes à chaleur.

Modelling of solar and heat pump sludge drying system

Article à paraître dans International Journal of refrigeration

Par les auteurs : Slim R. Zoughaib A., Clodic D.

ABSTRACT

A steady state model has been developed to evaluate the performance of a greenhouse sludge drying system assisted by a heat pump called "Solar & Heat Pump Sludge Drying System (S&HPSDS). The model is derived entirely from the conservation laws of mass, energy, momentum and equations of state as well as correlations of heat transfer. Weather data are incorporated in order to evaluate the seasonal performance of the system.

The model can be used for many different purposes, this paper focuses on the evaluation of the heating temperature leading to an annual thermo-economic optimum. In term of energy consumption.

2. Sludge solar drying

Wastewater urban sludge treatment is an environmentally sensitive problem in terms of both energy and pollutants. Regulations concerning sludge agricultural spreading and thermal oxidation processes are becoming more and more restrictive due to hygiene and disease reasons as well as economical constraints. The fate of urban wastewater sludge will continue to be an ongoing challenge as long as quantities are increasing. From 2004 till 2005, the sludge production increased in France from 580 000 to 1 300 000-Ton dry matter (tDM). Besides anaerobic stabilization and mechanical dewatering, urban sludge drying is often an essential step to facilitate later management such as valorization or storage, since it reduces the amount of end material to a minimum, while eliminating most odor and pathogen problems. This stage of treatment in general involves an important energy consumption due to heat needed to evaporate water and dry sludge.

With scarce exceptions, drying technologies present on the market were not developed specifically for the sludge drying but were initially used in other industrial sectors, primarily in the food industry. Thermal drying was first adopted as a solution. However, conventional thermal drying systems are technically complex requiring appreciable treatment costs while imposing important initial investments. This solution is thus adequate for wastewater treatment plans (WWTP) of important size (higher than 100.000 EH) but leaves the small and averaged size WWTP without any economically acceptable solution [HOU05].

A couple of years ago, a partial solution has been brought by the greenhouse drying process which uses solar energy and allows reaching approximately 70% dry solid content (DSC) without any thermal energy contribution, but requires important surfaces (~700m² for a sludge production of 200 T/year DM corresponding to WWTP of 10000 EH). This drying process is widely used in Germany and Australia and is known as the Thermo System Process and in France known by different names Héliocycle, Héliantis [HOR05] [BER02]. The greenhouse drying consists of spreading out sludge over the greenhouse ground and ventilating the greenhouse in order to evacuate the water vapor resulting from sludge drying. The sludge is frequently mixed for reasons of hygienisation and aeration. In spite of its ecological image and low running costs, the market of greenhouse drying is currently limited to WWTP of small size (<20,000 EH). The initial investment remains significant (about 350 to 500 €/m²) partly because of the civil engineering costs and also because of the auxiliary elements (sludge mixing tool and fans...).

Preliminary numerical model of conventional greenhouse drying was developed to investigate the climatic conditions influence on greenhouse drying. The model is based on heat and mass balance equations solved simultaneously. The model accounts for convective heat transfer between sludge and the air movements inside the greenhouse, as well as convection on the two sides of the greenhouse walls. The share of solar flux transmitted through greenhouse walls is also modeled as well as the conductive heat exchange between the sludge and the greenhouse floor. Simulations were carried out over a year covering a whole greenhouse drying cycle, and the quantity of sludge to be dried corresponds to the WWTP annual production. Weather data of many French cities are used; in this paper the French city "Nice" is presented. Figure 4.1 illustrates the greenhouse drying performances evaluated in terms of mass of water evaporated per unit area and per day.

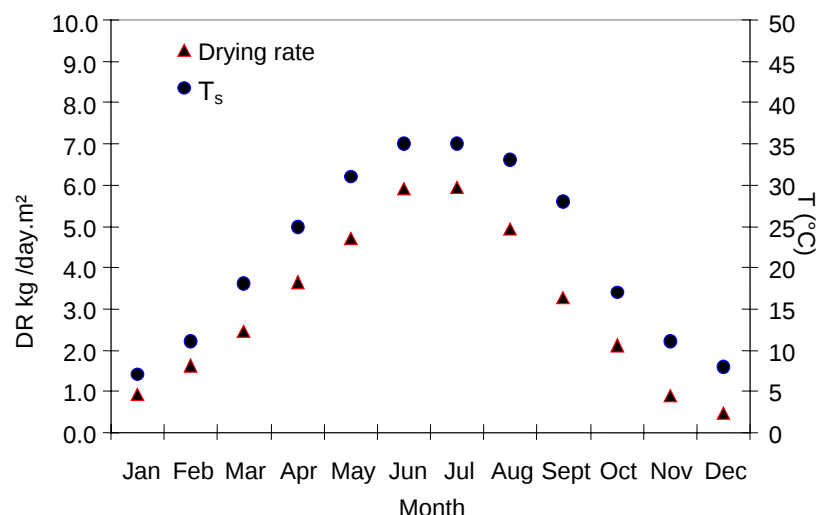


Figure 4. 1 Greenhouse drying performances measured in kg wat.vap/day.m²

The greenhouse drying depends greatly on weather conditions which leads to unequal performances throughout a year (e.g. in cold periods, a drying rate of 0.5 kg_{wat vap}/day.m² is calculated while in summer period it reaches ~5.5 kg_{wat vap}/day.m²). The average surface temperature of the sludge is presented on a monthly basis in figure 1 which shows. that there is a direct relationship between the sludge surface temperature and the drying rate. Hence, to fill in the solar energy for the cold and wet periods, a supplement of energy is needed to reach nearly identical drying performances over a year and to make the greenhouse more compact.

In order to provide the energy supplement, a new drying process is proposed: greenhouse drying assisted by a heat pump. This hybrid system combines two energy sources: solar energy and the energy supplied by a heat pump. The heat pump advantage is to offer equal performances all over the year compatible with the needs of WWTP of small and medium size (from 5,000 to approximately 50,000 EH) while limiting energy costs referred to the ton of wet sludge. From figure 4.1, it can be seen that an even drying rate over the year means a goal of reaching at least a drying rate of 5.5 kg_{wat vap}/day.m².

3. Concept of Solar and HP sludge Drying System (S&HPSDS)

In a greenhouse dryer, wet sludge is uniformly spread over a concrete floor under a greenhouse transparent cover. The sludge is intermittently mixed by means of an autonomous mixing engine, while the air under the cover is circulated laterally by electric fans. The purpose of adding a heat pump is to boost the sludge drying especially in the period of non favorable climatic conditions. This can be achieved by heating the surrounding ambient air and hence improving evaporation conditions in process 1, and by heating the floor and thus enhancing the diffusive moisture transport from sludge inside to their surface in process 2. Therefore, the heat pump condenser transfers its heat to two secondary exchangers using Heat Transfer fluids (HTF). The first secondary heat exchanger heats a water circuit integrated in the greenhouse floor, and the second one heats the air before entering the greenhouse. A schematic diagram of a sludge greenhouse dryer assisted by a heat pump is shown on figure 4.2.

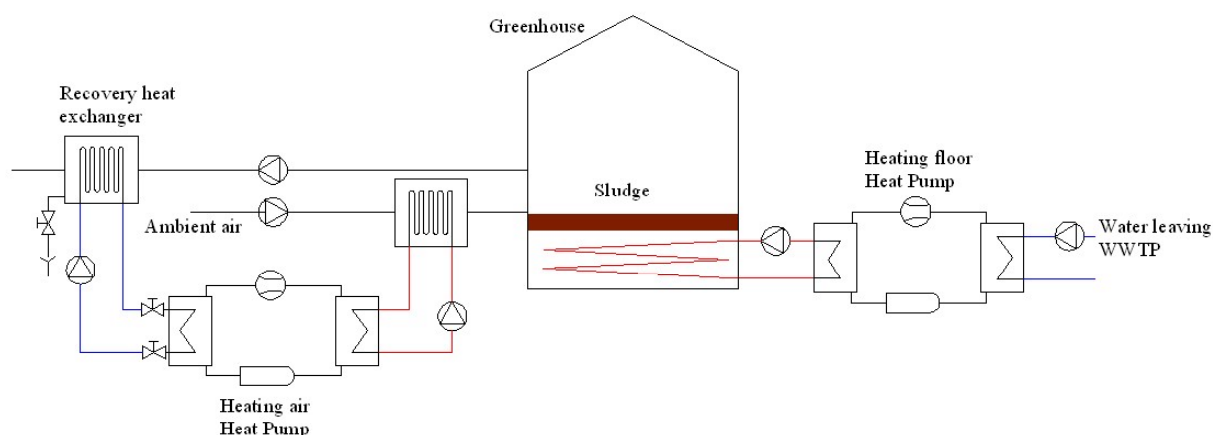


Figure 4. 2 Schematic diagram of the S& HPSDS

Heat pumps are widely used for space heating. Relatively few heat pumps are currently installed in industries. However, as environmental and energy regulations become stricter, industrial heat pumps can become an important technology to reduce emissions and improve efficiency. The heat pumps currently studied are based on a vapor compression cycle. The major heat source parameters to take into account are: annual air, water and ground temperature variations, investment cost and availability.

Since the greenhouses used for sludge drying are most of the time located near a WWTP, the treated sewage water, coming out of WWTP, can be used as one heat source. Compared with other renewable energy sources, this water is characterized by a relatively high and constant temperature throughout the year ($\sim 12^{\circ}\text{C}$ even in winter). On the other hand, exhaust (ventilation) air is a typical heat source for heat pumps in residential and commercial buildings. This concept can be applied for the dryer: the second heat pump recovers heat from the hot and wet air leaving the greenhouse, and provides heat at the heat pump evaporator (refer to Figure 4.2).

3.1. Description of the field installed Solar Heat Pump Sludge Drying (SHPSD) prototype

This study is based upon the actual design of a prototype of a SHPSDS installed in the west of France (Atlantic weather). The drying system is composed of 3 major parts: the greenhouse, the sludge mixing engine and the heat pumps with corresponding heat sources and sinks.

3.1.1. The greenhouse design

The SHPSD prototype consists of a hall of 4.6m width and 20m length covered completely by a transparent shell, resistant to snow, hail and wind to prevent any unwanted heat loss with external air by reducing conductive heat transfer and air infiltration. The roof has a height of 4 m under gutter and 5 m at the top. Inside in the middle of the greenhouse two walls of 0.45m height delineate the greenhouse drying zone. The ventilation ducts are fixed on these walls to make a lateral sweeping of the greenhouse (perpendicular to the engine displacement direction): the air is blown from one side and sucked from the other one in order to insure a controlled velocity at the surface of the sludge. The greenhouse floor is made of three layers: the deepest layer is composed of polystyrene panels to reduce the heat losses towards the ground, the second layer consists of a network of polyethylene tubes fixed to the polystyrene panels by means of studs. The tubes are installed in order to ensure a uniform flux distribution all over the greenhouse floor. The last layer is made of concrete whose thickness

and composition are chosen to handle the various thermal and mechanical stresses: the concrete must tolerate a temperature of 50°C to 60°C on its surface and approximately a ton/m² of wet sludge. The concrete thickness of the prototype is of 10 cm.

3.1.2. The mixing engine

The sludge is frequently (every 12 hours) mixed to avoid crusting which limits water evaporation. An automated sludge mixing engine progressively turns upside down the sludge and moves it along the floor. The mixing engine is a rotating cylinder fitted with segmented, comb like teeth. As the engine travels the length of the greenhouse, the cylinder rotates, turning the sludge over and moving it a distance of approximately 20 cm with every pass. As the sludge progresses through the drying hall, the dry solid content (DSC) increases whereas the water content decreases. The sludge loading is performed automatically by means of screw pumps: the sludge is pumped from the WWTP into the greenhouse and distributed uniformly over the surface by the mixing engine.

3.1.3. Heat Pumps

Air and floor are heated separately using two heat pumps having the same heating capacity and components: a hermetic scroll compressor, a plate condenser, a thermostatic expansion valve and a plate evaporator. The refrigerant blend used is R-407C. Both heat pumps are designed with indirect systems to avoid leak risk due to aggressive environment, large refrigerant charge (in particular for the floor circuit) and oil return issues from the evaporator to the compressor, [BER02]. On the heat source side, a pipe circulating system with MEG (Mono-ethylene-glycol 32% ethanol, freezing point -15°C) is installed to transport heat from the recovery heat exchangers to the heat pump evaporators.

3.2. Mathematical models and assumptions

The mathematical model represents the main features of the SHPSD prototype and of the physical processes occurring in it. The installed prototype is made of several components described individually, then implemented in the model. A computer code has been developed to simulate the SHPSD system throughout an annual drying cycle. The model consists of three subroutines connected together by means of energy transfer rates. A first subroutine, the main one, calculates the heat and mass transfers occurring within the greenhouse components (air, sludge, roof and floor), while the other two subroutines are dedicated to the calculation of each heat pump.

3.2.1. Greenhouse and sludge modeling

Assumptions:

The greenhouse model is developed in order to take into account all transfer phenomena between the greenhouse components and their surroundings. The simulations are carried out on an hourly basis which allows the analysis of the drying cycle evolution under variable climatic conditions. The greenhouse components are: the roof, the floor, air inside the greenhouse and the sludge. The phenomena considered are stated thereafter:

- The solar flux is divided into three parts: one transmitted through the greenhouse roof, one absorbed in the roof material and the third is reflected out of the greenhouse.
- The greenhouse roof is modeled as a 1D element where heat is transferred by conduction.
- The convective heat transfer between the sludge and the air sweeping the greenhouse.
- The convective heat transfer between the greenhouse roof and the air inside the greenhouse
- The convective heat transfer between the ambient air and the greenhouse roof.

- The radiative heat exchange between the sludge and the greenhouse roof taken into account by assuming them parallel to the sludge.
- The conductive heat transfer between the sludge bottom and the greenhouse floor, the conduction and the thermal inertia of sludge.
- the water evaporation at the sludge surface, and the water evaporation within the sludge .

The sludge loading is a function of the WWTP production. A weekly sludge production means a weekly greenhouse loading. To model the sludge gradual loading and advance in the greenhouse, the length of the floor area is divided into ten sections. The filling of a section begins when the sludge thickness on the preceding one reaches 20 cm. The greenhouse is hence divided into ten sections, each of them is composed of air, sludge and greenhouse roof. The sludge conditions on a succeeding section are taken initially identical to the preceding section conditions. Moreover, the conditions of air leaving a section are assigned to the air entering the following one.

The subroutine resolves the set of equations presented thereafter for each greenhouse zone, starting with the equation of water evaporation on the sludge surface (equation[4.1]).

$$\frac{\dot{m}_a}{l} \cdot \frac{dw_a}{dx} = k_m \delta (w_s - w_a) \quad [4.1]$$

The first law of thermodynamics applied to air sweeping the greenhouse is given in equation [4.2]

$$\frac{\dot{m}_a}{l} \cdot \frac{dh_a}{dx} = k_m \delta L_v (w_s - w_a) + h_c \delta (T_s - T_a) + h_{int} (T_r - T_a) \quad [4.2]$$

In order to take into account the heat losses across the roof, a one dimension conduction model is used. The radiative and convective heat transfers on both sides of the roof are taken as boundary conditions. Equation [4.3] establishes the energy balance over the greenhouse roof external side:

$$h_{ext} (T_{amb} - T_{r(0)}) + \varepsilon_r \sigma (T_{amb}^4 - T_{r(0)}^4) = \frac{k_r}{e_r} (T_{r(e)} - T_{r(0)}) + \frac{F_{sol} \alpha_r (1 - \rho_r)}{2} \quad [4.3]$$

Similarly to the external side, the energy balance over the greenhouse internal side is written in equation 4:

$$h_{int} (T_{r(e)} - T_a) + \varepsilon_r \sigma (T_{r(e)}^4 - T_s^4) = \frac{F_{sol} \alpha_r (1 - \rho_r)}{2} - \frac{k_r}{e_r} (T_{r(e)} - T_{r(0)}) \quad [4.4]$$

To allow an accurate modeling of the diffusive and conductive transfers occurring within sludge, the sludge bed is divided into five layers of equal thickness.

The vapor transport within the sludge is considered to be exclusively diffusive and can be described using Fick's law. Assuming a thermodynamic equilibrium between sludge phases, the energy conservation equation is written for each of the five layers with corresponding boundary conditions. For the surface layer, the boundary conditions are illustrated in figure 4.3 and the energy balance is expressed in equation [4.5].

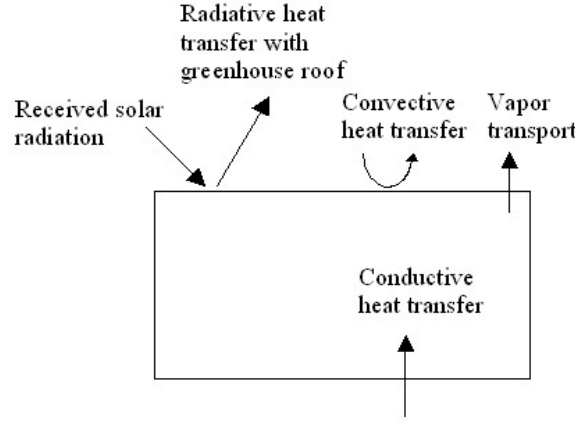


Figure 4. 3 Boundary conditions for sludge surface layer

The upper layer exchanges by convection with air inside the greenhouse and by conduction with the lower layer, it receives also the transmitted share of solar radiation, in addition to the heat needed to transport the vapor flux from the layer to external drying air. Radiative heat transfer with the greenhouse is also accounted as written in equation [4.5]:

$$F_{sol}(1-\alpha_r)(1-\rho_r) - \frac{k_s}{e_s}(T_1 - T_2) + h_c(T_1 - T_a) + \varepsilon_{sr}\sigma(T_r^4 - T_1^4) - L_v \frac{\dot{m}_a}{S_{fs}}(w_{a,out} - w_{a,in}) = \rho_s C_{ps} \frac{e_s}{2} \frac{\partial T_1}{\partial t} \quad [4.5]$$

For the intermediate layers, the boundary conditions are simpler since the layer is exchanging heat by conduction with surrounding layers in addition to the latent heat corresponding to the internal vapor diffusion as expressed in equation [4.6].

$$-\frac{2k_s}{e_s}T_i + \frac{k_s}{e_s}(T_{i-1} + T_{i+1}) - L_v(\dot{m}_{v,i \rightarrow i-1} - \dot{m}_{v,i+1 \rightarrow i}) = \rho_s C_{ps} e_s \frac{\partial T_i}{\partial t} \quad [4.6]$$

Where the subscript i denotes the layer for which the energy balance is established. Hence incrementing i would lead to the upper layer. The energy balance for the lowest layer, in contact with the greenhouse floor, is written in equation [4.7]

$$\frac{k_s}{e_s}(T_5 - T_6) - \frac{k_f}{e_f}(T_6 - T_f) - L_v \dot{m}_{v,6 \rightarrow 5} = \left(\rho_s C_{ps} \frac{e_s}{2} + \rho_f C_{pf} \frac{e_f}{2} \right) \frac{\partial T_6}{\partial t} \quad [4.7]$$

For the vapor transport within the sludge, the authors have studied in previous works the conductive drying and presented a method to evaluate water vapor diffusivity within urban sludge [SLI07], based on the analytical solution of a fickian diffusive model as stated in equation 4.8:

$$\dot{m}_v = -D \cdot \nabla C \quad [4.8]$$

An impedance factor f is introduced depending mainly on the mixing frequency and sludge DSC. Taking vapor as an ideal gas, the concentration gradient can be replaced by a partial pressure gradient. Due to sludge high water content, it is assumed that air filled pores are in saturating conditions, hence the vapor partial pressure P_v is replaced by vapor pressure P_{vsat} at saturation, calculated using the psychrometric formulas of Hyland and Wexler at a given sludge temperature [HYL83]. The vapor transport expression, in a porous medium, for a given layer becomes:

$$\dot{m}_{v,i \rightarrow i-1} = -D \int \rho_a \frac{\Delta P_{vsat}}{e_s P_{atm}} \quad [4.9]$$

The sludge mixing is represented as a homogenization of sludge temperature over these five layers.

The subroutines of the greenhouse and sludge models take as input data initial temperatures of greenhouse components and material properties (roof, floor, sludge layers,...), the greenhouse loading scheme including the amount of sludge to be dried, a geometrical description of the greenhouse and air flow rates. The simulations use the climatic conditions : ambient temperature, relative humidity and global solar radiation as input data on a hourly basis.

The air inlet temperature and the floor temperature are also introduced as input data to the greenhouse model. If the heat pumps are not under operation, the air inlet temperature corresponds to ambient temperature and the floor temperature is taken equal to a constant value corresponding to the ground temperature. When the heat pumps are working, the air inlet temperature and floor temperature depend on the heat delivered by the heat pumps and are the results of the heat pump subroutine. The three subroutines are connected in a program in order to ensure the solving of all of the equations.

The set of equations [4.1] to [4.9] are solved simultaneously for each of the ten zones following the steps summarized below:

- Solve equation [4.1], the absolute humidity of air exiting a zone is determined. However, when dealing with humid air, two properties of humid air must be known in order to determine the others. Knowing the outlet air enthalpy and temperature, the other properties are deduced from Hyland and Wexler psychrometric routines
- Solving equation [4.3] results in determining the roof external temperature. The energy balance over the roof internal side is solved using equation [4.4] and roof internal temperature is determined.
- When the roof temperatures are defined, the energy balance over the air volume occupying a greenhouse zone can be solved based on equation [4.2], and the air outlet enthalpy is found.
- Consequently, the energy balance over the sludge highest layer is solved and a layer temperature is calculated by solving equation [4.5]. Afterwards, energy balances over lower layers are solved and layer temperatures calculated (equations [4.6] and [4.7]).

3.2.2. Heat pumps modeling

The simulation of a vapor compression cycle has been the subject of many studies during the past years, and therefore many models of different complexity are available in literature. In their work on simulation of refrigeration systems, Cleland et al. showed that for many applications, even those involving operations under variable load conditions, very simple mathematical models based on thermal analysis and ignoring hydrodynamic aspects of the refrigeration system performance, could in fact give accurate predictions [CLE89]. This assumption was later tested by Darrow et al. for a simple water chill refrigeration plant operated under variable load conditions. In the situation investigated the presence of a large water tank controlled the system transient behavior [DAR91].

Stefanuk et al. proposed a steady state simulation model of a water-to-water vapor compression cycle heat pump operating under superheat control. The model required eight parameters, which were identified on the basis on manufacturers catalogs or experimental data. A trial and error method was used to select the optimal parameters. The authors stated

that the model could be extended to air-to-air heat pumps by incorporating weather data into the model [STE92].

Jin H. et al. presented a steady state simulation model for a water-to-water reciprocating vapor compression heat pump. The model included several unspecified parameters that were estimated from catalog data using a multi-variable optimization procedure [JIN02].

Kim et al. developed a dynamic model of water heater system driven by a heat pump to investigate the thermal effect of the system composed of a heat pump and a water circulation loop. Dynamic performances were evaluated as the hot water changes for various sizes of the hot water tank [DOM02].

A simple model of a water-to-water heat pump operating under superheat control is presented in this paper. The heat pumps model is in many respects similar to the model developed by Kim et Al. except that the presence of a large water tank on the condenser side allows to ignore the transient behavior of the heat pumps. However, the transient behavior of the water tank is considered [KIM04].

The heat pump configuration used in this study is shown in Figure 4.2. The heat pump consists of four basic components: a compressor, a plate condenser, an expansion valve and a plate evaporator. Other components are neglected due to their comparatively small contribution to the thermodynamic analysis for the entire system described. The refrigerant is a blend of HFCs: R-407C. The compressor performance is modeled by polynomial expressions for the fluid mass flow rate and motor electrical input as a function of the evaporating and condensing temperature at ISO international standard conditions. The expansion device is not modeled explicitly. Rather, the amount of superheat is held constant and the refrigerant mass flow rate is determined by the compressor model.

3.2.3. Heat pumps control strategies

The energy required may be supplied by combining different heat transfer modes: conduction (floor heating), convection (air heating), and radiation (solar energy). The ratio of the amount of heat transferred to the sludge by convection to the amount transferred by conduction is a result of the set point temperatures chosen for the heat sink.

Hence, the results presented thereafter, illustrate the influence of the set point temperatures on the drying performance. In the simulations, heat pumps are controlled by an on-off regulation of the compressors with respect to the water tank temperature. Hence, for the floor heating heat pump, the water temperature set point is calculated for a required surface sludge temperature. Similarly, the water temperature set point of the water to air heat exchanger is calculated for an air temperature allowing to maintain a required surface sludge temperature. However, for the water to air heater, an additional set point is considered to minimize the energy consumption. It consists of controlling the air outlet temperature by means of a three way valve.

3.3. Heat exchangers modelling

The use of R-407C which exhibits a glide of temperature of 4 to 5 K during the phase change leads to limitation of entropy generation in plate heat exchanger when the refrigerant and MEG flows are organized in counter-current design and with appropriate heat exchange surfaces.

The ambient air and exhaust air heat exchangers where MEG is circulating are finned tube heat exchangers. Their performance is modeled by a constant overall UA value. This simplified approach of modeling a heat exchanger was used by Domanski et al. for the

development of “Cycle-11” [DOM02], as reported by Jin H. Although a constant value of UA for the condenser, evaporator and the other heat exchangers is physically not accurate, yet it seems to be a reasonable approximation given the overall goal of the present model [JIN02].

3.4. Pumps and fans

The electrical power demands for pumps are estimated based on the design data for the actual heat pump plant; all pumps are working with constant flow rates. The electrical power demand for the ambient fans are calculated based on the manufacturer’s performance data.

3.5. Model assumptions and equations

The algorithm consists of three iterative loops: A first subroutine calculates the thermal behavior of the sludge and its interactions with greenhouse components (floor, roof) and circulating air. The second and third subroutines are dedicated to the air heater and floor heater heat pumps description. In order to simplify the calculations, several assumptions were made beforehand, mainly concerning the heat pump and heat exchanger technologies.

- The major variations inside the compressor like start up, speed modulation or shutdown operations are not taken into account.
- The system is assumed to operate in steady state except for the water tank inertia. The refrigerant flow leaving one component is the same as the one entering in the next one.
- No heat loss is taken into account for the compressor. Hence, the load side heat transfer rate equals the compressor power input added to the source heat transfer rate.
- Hot water reservoir stores heated water ready for being supplied to the air heater. This water, after delivering its heat through the heat exchanger, returns to the reservoir. The amount of water supplied is small compared to the reservoir capacity. Therefore, a uniform temperature is considered inside the reservoir disregarding also the stratification effect and the temperature variation due to the water flow supplied to the heat exchanger heating the air.
- The model assumed no heat generation in the pumps and no external heat loss from the reservoir walls or system pipelines.

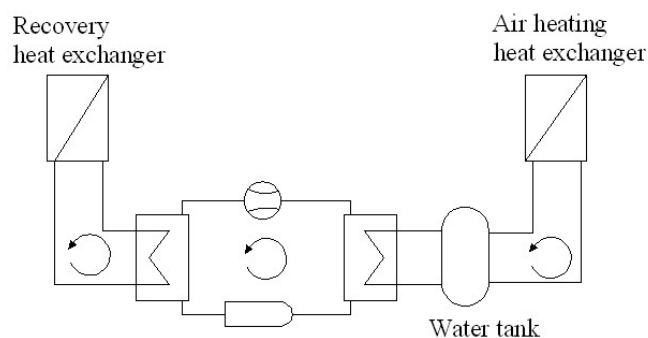


Figure 4. 4 Schematic diagram for the air/air heat pump

3.5.1. Mathematical modeling

The heat transfer is achieved in counterflow heat exchangers, where the fluid having the larger capacity rate would experience the maximum temperature difference, $T_{1,i} - T_{2,i}$. Such condition is ideal, it is then necessary to define the heat exchanger effectiveness ϵ , as the ratio of the actual heat transfer rate for a heat exchanger to the maximum possible heat transfer rate. For every heat exchanger, it can be shown that the effectiveness of a heat exchanger is a function of the NTU and Cr the heat capacity ratio $C_{\min} / C_{\max}$ [DEW85].

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad [4.10]$$

Where NTU represents the number of transfer units, a dimensionless parameter widely used for heat exchanger analysis and defined as :

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \quad [4.11]$$

For cross flow heat exchanger configuration and unmixed fluids, the expression of ε is given by equation (3):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right)(NTU)^{0.22}\left\{\exp\left[-C_r(NTU)^{0.78}\right] - 1\right\}\right] \quad [4.12]$$

Equation 3 is applied for air water heat exchangers. On the other hand, for the evaporator and condenser modeling, since C_r tends to 0 and thus a simplified (ε , NTU) expression is obtained (Equation [4.13]).

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad [4.13]$$

Equation [4.14] states the energy balance over the recovery heat exchanger in terms of maximum heat transfer rate. This equation takes into account both the latent and sensible heat:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_a \varepsilon_{rec} (h_{a,in} - h_a(T_{w,in})) \quad [4.14]$$

Where the minimum enthalpy, exiting air can attain corresponds to the saturated enthalpy calculated for water inlet temperature. However, this energy balance can be written in terms of evolution undergone by both water and air as stated in equations [4.15] and [4.16] respectively.

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{w,e} C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in})_{rec} \quad [4.15]$$

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_a (h_{a,in} - h_{a,out})_{rec} \quad [4.16]$$

The expressions of the cooling capacity, heat transfer through the evaporator, can be established identically to the recovery heat exchanger as follows:

$$\dot{Q}_0 = \varepsilon_0 \dot{Q}_{max} = \varepsilon_0 \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{ref,in})_e \quad [4.17]$$

Assuming an isenthalpic expansion within the expansion device, the enthalpy change in the evaporator is expressed in terms of evaporation and condensing temperatures (equation [4.18]).

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_f (h_v(T_0) - h_l(T_k))_0 \quad [4.18]$$

The same analysis is carried out to establish the energy balance over the condenser. Equation [4.19] illustrates the heat transfer rate in terms of reservoir water temperature and condensing temperature:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_w C_{p,w} \varepsilon_k (T_{ref,in} - T_{res})_k \quad [4.19]$$

The heating capacity can be expressed in terms of refrigerant liquid and vapor enthalpies as detailed in equation ([4.20]).

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{ref} \left(h_v(T_0) + \frac{W_{comp}}{\dot{m}_{ref}} - h_l(T_k) \right)_k \quad [4.20]$$

Applying the energy conservation in the reservoir, following differential equation is derived based on the assumptions sated before.

$$\rho_w C_{p,w} V_{res} \frac{\partial T_{res}}{\partial t} + \dot{m}_w C_{p,w} (T_{res} - T_{w,in})_{hx} = \dot{Q}_k \quad [4.21]$$

By applying fully implicit method to equation [4.21], we obtain the expression of T_{res} at instant $t+1$.

$$T_{res}^{t+1} = \frac{\frac{\rho_w C_{p,w} V_{res}}{\Delta t} T_{res}^t + \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,in})_{hx} + \dot{Q}_k}{\frac{\rho_w C_{p,w} V_{res}}{\Delta t} + \dot{m}_w C_{p,w}} \quad [4.22]$$

From manufacturer's catalogue, for a given refrigerant, compressor type and operating range, the refrigerant mass flow rate, the compressor energy consumption are described as polynomial functions of evaporation and condensing temperatures as follows:

$$X = C_0 + C_1 T_0 + C_2 T_k + C_3 T_0^2 + C_4 T_0 T_k + C_5 T_k^2 + C_6 T_0^3 + C_7 T_k T_0^2 + C_8 T_0 T_k^2 + C_9 T_k^3 \quad [4.23]$$

These coefficients $C_0, C_1, \dots, C_9$ are valid only within a predefined operating range and vary according to the quantity (X). X can denote a cooling capacity, a mass flow rate as well as compressor power consumption. For clarity reasons, the equation stating the refrigerant mass flow evolution will be referred to as equation [4.23.a], and the power consumption as [4.23.b], both having the same structure as shown in equation [4.23].

The electrical power demands for pumps are estimated based on the design data for the actual heat pump plant. All pumps are working with constant flow rates and constant corresponding nominal power consumption. The expression of the total energy consumption is stated in equation [4.24]:

$$W_{total} = W_{comp} + \int (W_{p,k} + W_{p,0} + W_{p,res} + W_{p,rec}) dt \quad [4.24]$$

The air thermodynamic properties are calculated using the psychrometric formulas of Hyland and Wexler. A calculational algorithm is developed to solve the set of energy equations stated above. The developed algorithm is presented in figure 4.5.

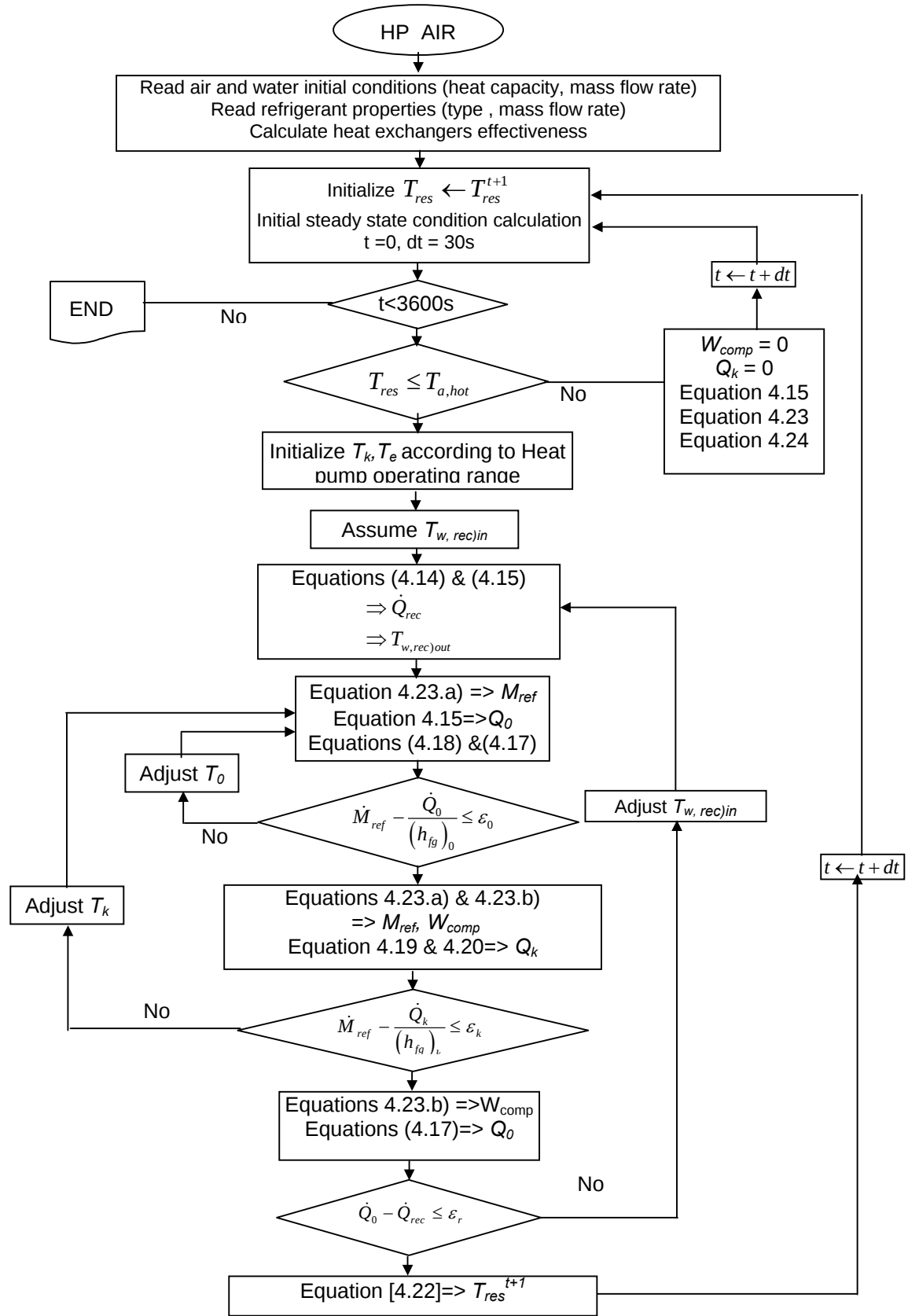


Figure 4.5 Air heat pump computational algorithm

An identical algorithm is developed to simulate the floor heating heat pump, with a slight difference concerning the heat transfer on the condenser side. The heating floor water circuit represents a significant volume. No storage tank is needed and in this case, the water volume of the MEG circuit integrated in the greenhouse floor represents the only transient component when modeling the corresponding heat pump. Applying the energy conservation to the floor MEG circuit, following differential equation is derived to evaluate the evolution of floor temperature.

$$\rho_w C_{p,w} V_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + P_{f \rightarrow s} = \dot{Q}_k \quad [4.25]$$

By applying fully implicit method to Equation [4.25], we obtain the floor temperature T_f at instant $t+1$.

$$T_f^{t+1} = T_f^t + \frac{\dot{Q}_k - P_{f \rightarrow s}}{\rho_w C_{p,w} V_f} \Delta t \quad [4.26]$$

The heat pumps subroutines are related to the greenhouse subroutine by means of air inlet and outlet properties as well as floor temperature. For the air heater heat pump, the temperature of air inletting the greenhouse is an input data for the greenhouse calculation subroutine, while it represents an output parameter of the air heater algorithm. At the same time, the properties of air exiting the greenhouse are introduced as input data to the air heater model in order to calculate the heat recovery at the heat pump evaporator.

The floor temperature resulting from heat pump routine is also used as an input parameter for the greenhouse model. The connection of the three iterative loops is illustrated in figure 4.6.

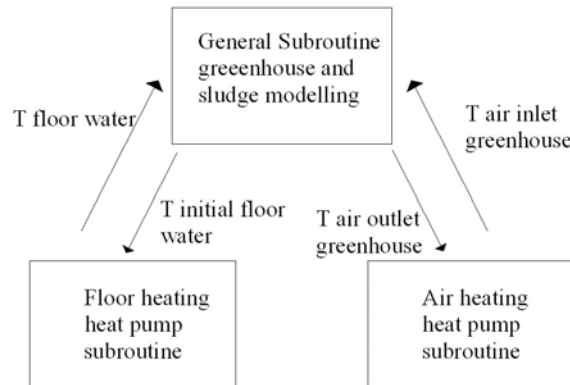


Figure 4.6 greenhouse HP assisted drying solving scheme

3.5.2. Results and discussion

The main objective of the model is to study the overall performance of the greenhouse drying system assisted by heat pump in order to optimize it from a thermo-economic point of view. Therefore, the prototype system is taken as a reference to perform the calculations. The geometrical and technical descriptions are based on the actual SHPSD prototype, including the heat pumps and auxiliary components. The drying cycle starts in September with an empty greenhouse. The quantity of sludge to be dried is of 30 tons of wet sludge per month (at 20% DSC), introduced weekly in the greenhouse. The key input for evaluating the HP

drying system and defining an appropriate control strategy is the climatic conditions. Therefore, for the simulations, weather data of year 2006 of French city Nice are integrated in the model.

3.5.2.1 Control strategy for an annual drying scheme

This study seeks to highlight the effect of several parameters regarding the operation of the described sewage drying system and for defining the control strategy. The annual heating scheme needs appropriate set points to make a thermo-economic analysis the overall system.

The drying process operates continuously over a whole year. In order to define a simple control strategy with very low maintenance request, the drying is divided into seasons exhibiting identical climatic tendencies: each season having its own set points that allow to reach the required drying rate while reducing the system energy consumption.

The climatic conditions (ambient air temperature and the global solar flux) are the boundary conditions defining the drying cycle seasons. Four seasons are defined. The first season, or Summer period, starts on June 1st and ends on August 31. The following season represents the fall season and covers September and October. The winter period appeared to be the longest one, covering the period between November and March. The spring period consists of April and May. The graphs illustrated in figure 4.7 illustrate a typical day of previously defined seasons.

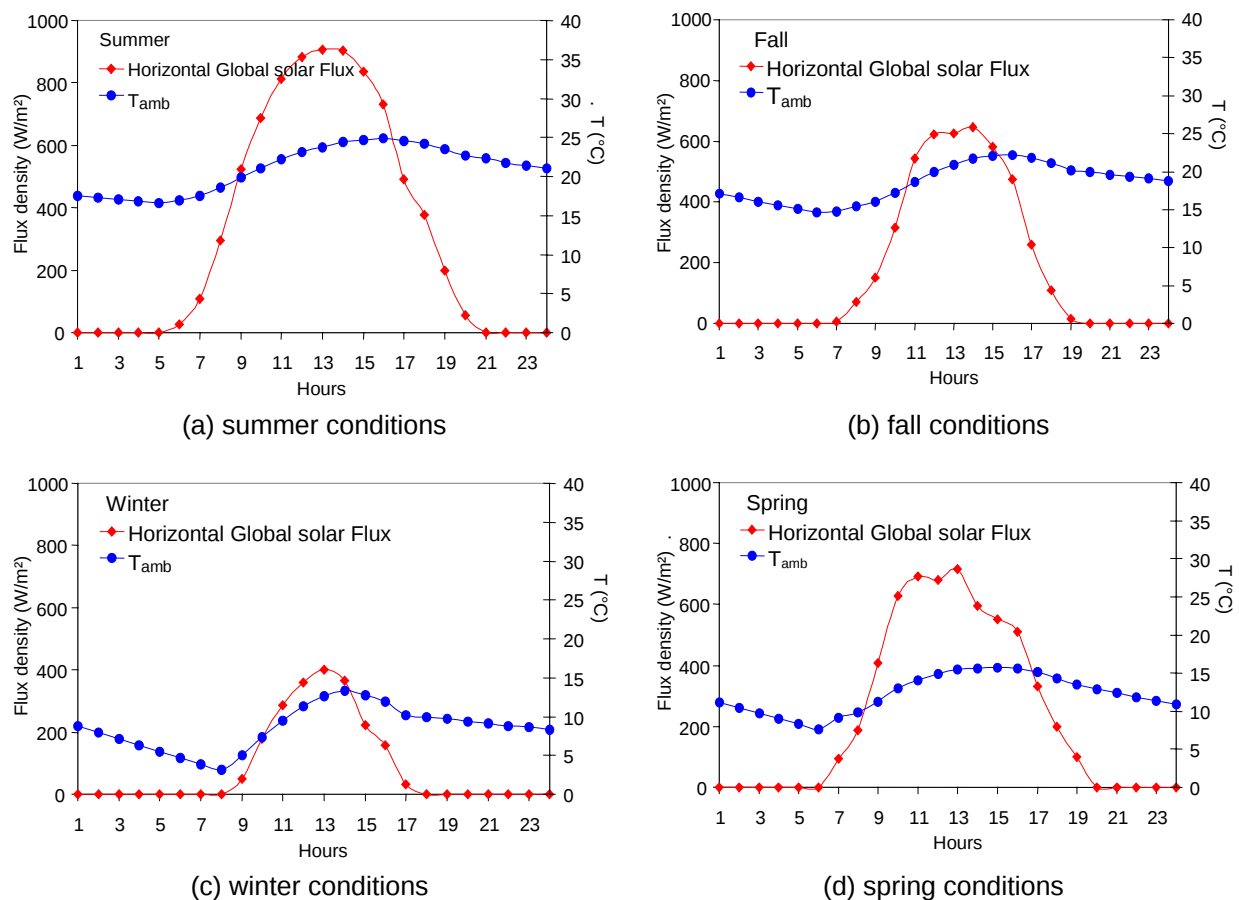


Figure 4.7 typical climatic conditions considered for drying cycle seasons

For the summer period, the solar flux shows a maximum value of 900 W/m² while the ambient air temperature fluctuates between 18°C and 25°C (figure 4.7.a)). The fall period shows milder climatic conditions with a maximum air temperature of ~20°C and a solar flux of 600 W/m². The winter season is characterized by climatic conditions unfavorable for drying: low air temperature levels (an average temperature of 5°C), and maximum solar flux of 400 W/m². The spring season conditions are similar to fall ones with slightly inferior air temperature.

3.5.2.2 Evaluating system performance

Several set points combinations were tested in order to evaluate the benefit of coupling heat pumps to greenhouse solar drying . Since the temperatures of sludge layers, heating floor, ambient air and exhaust air are measured, the daily energy consumption and evaporated water mass can be evaluated for each season. The details of tested combinations are shown in table 4.1.

Tableau 4. 1Set points of tested combinations

Combination Number	Set Points	Winter	Spring	Summer	Fall
		November-March	April-May	June-August	September-October
1 (solar greenhouse drying)	Floor water temperature	-	-	-	-
	Air water temperature	-	-	-	-
	Air temperature	-	-	-	-
2	Floor water temperature	60	60	-	60
	Air water temperature	55	55	45	55
	Air temperature	40	40	40	40
3	Floor water temperature	60	60	-	60
	Air water temperature	35	35	35	35
	Air temperature	35	35	35	35
4	Floor water temperature	60	60	60	60
	Air water temperature	35	35	-	35
	Air temperature	35	35	-	35
5	Floor water temperature	48	42	-	42
	Air water temperature	40	40	40	40
	Air temperature	40	40	40	40
6	Floor water temperature	48	42	-	42
	Air water temperature	50	50	50	50
	Air temperature	40	40	40	40
7	Floor water temperature	48	42	-	42
	Air water temperature	35	35	35	35
	Air temperature	35	35	35	35
8	Floor water temperature	54	50	-	50
	Air water temperature	50	40	40	40
	Air temperature	40	40	40	40
9	Floor water temperature	54	50	-	50
	Air water temperature	35	35	35	35
	Air temperature	35	35	35	35

A reference point is calculated based on a solar greenhouse drying where the specific energy consumption or the running cost is estimated based on the power required by the mixing tool and supply and exhaust fans. For heat pump assisted drying, energy consumed

by heat pumps compressors and auxiliary pumps is added for energy consumption estimation. The drying rate DR is defined as the amount of evaporated moisture over a day and per unit area. The results of different combinations were compared in terms of annual performance: an average value of yearly drying rate is calculated.

Combination 1 corresponds to solar greenhouse drying. As for the choice of tested combinations, for given floor heating set points, air heating set points were increased or decreased, and for given air heating set points, heating floor set points were varied in an analogous way. The specific energy consumption is defined as the amount of energy needed to evaporate 1 kg of moisture. It is calculated based on the annual amount of evaporated moisture and energy consumption for each combination. Figure 4.8 indicates for each tested combination, the average drying rate versus the corresponding energy consumption.

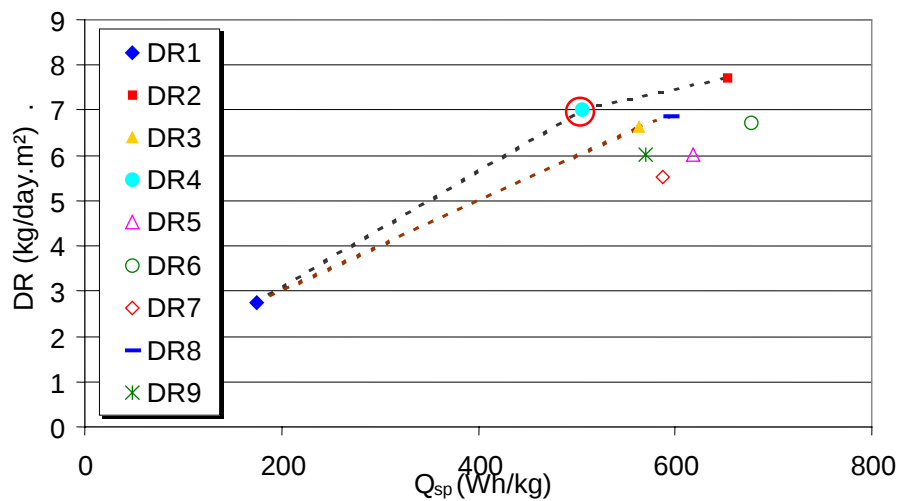


Figure 4.8 Drying rate Vs. specific energy consumption for different combinations of set points

The lowest drying rate and energy consumption refer to the solar greenhouse drying (DR1), used as a reference point to evaluate the performance of different simulations. The results showed that when the floor heating set point temperatures increased, for constant air heating conditions, an increase of the evaporated moisture amount along with an increase of energy consumption were observed. This can be seen when comparing the results of combinations DR3, DR7 and DR9: for these combination the water-air heating system- temperature was set to 35°C, and the water floor heating temperature was set to 60°C, 48°C and 54°C respectively for winter conditions. When comparing their performances, DR3 showed the lowest energy consumption followed by DR9 and finally DR7 with the lowest heating floor temperature condition.

On the other hand, for constant floor heating conditions, the increase of air heating set points lead to an increase of the energy consumption and hence a decrease in the system performance. This can be seen when comparing combinations DR5, DR6 and DR7 taken at 48°C winter floor heating set point. DR7 exhibited the lowest energy consumption for the lowest air heating condition (35°C).

When comparing DR4 and DR2 performances, it can be seen that the increase in energy consumption for DR2 becomes more significant than the additional amount of evaporated water, if the solar energy consumption were taken as a reference point. Figure 4.8 shows a breakpoint in the curve plotting the drying rate at DR4 where a change of slope is observed. For a constant floor heating set point, the increase of air heating set points beyond combination 4 set points would lead to higher drying rates, but requires important additional energy consumptions. However, this behavior is not observed when heating floor conditions

were increased for constant air heating set points. The energy consumption and drying rate increased at the same pace as can be detected from combinations DR3 and DR8.

This is better illustrated by comparing marginal energy consumption, defined as the amount of additional energy needed to increase the evaporation rate of a unity. It is then possible to plot the evolution of the marginal energy consumption for all of the tested combinations in order to find out the optimal one. Figure 4.9 illustrates the variation of the marginal energy consumption calculated with solar drying energy consumption taken as a reference point.

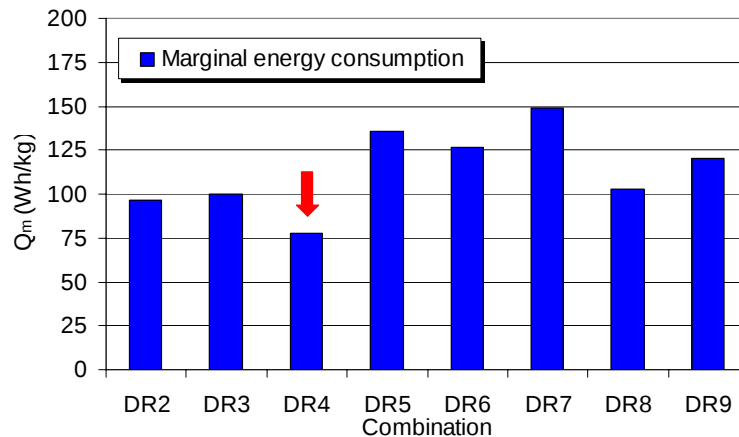


Figure 4.9 Marginal energy consumption for tested set points combinations

The set points defined in combination DR4 appears to be the optimal ones from a thermo-economic point of view. The increase of water temperature for air heating system beyond would lead to higher drying rates as can be seen when comparing DR3 and DR4, however the running cost would increase more significantly as a result of air heating heat pump COP decrease and heat load increase. One way of enhancing the evaporation rate would be by increasing the convection intensity over the sludge surface, however this point is beyond the scope of this paper and will be investigated by the authors in future works.

For combination DR4, figures 4.10 and 4.11 plots the evolution of floor heat pump energy consumption with respect to greenhouse ambient conditions. It can be noticed from figure 4.10 that the floor heating heat pump performance is influenced by both available solar energy and greenhouse air temperature.

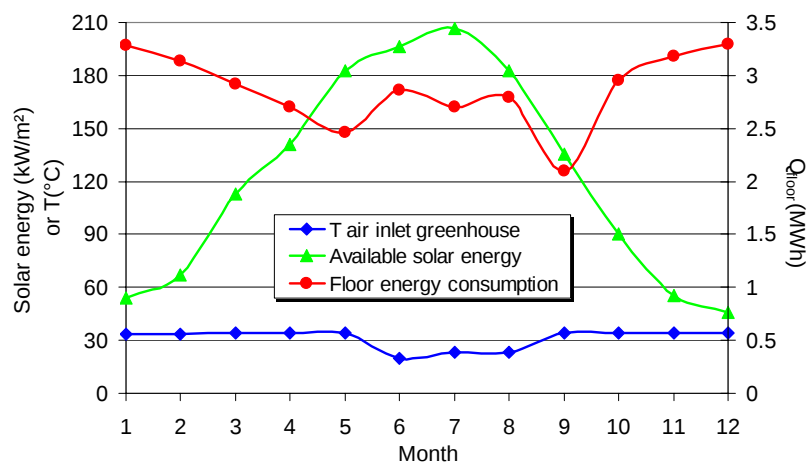


Figure 4.10 Variation of floor heating system energy consumption with respect to climatic conditions

For months where air temperature is maintained constant by means of air heating heat pump, the floor heating consumption varies accordingly with the available solar energy. However, for summer period, when air heating is turned off, the heating floor system consumes more to compensate the decrease of sludge surface temperature conditions, which explains the increase in heating floor energy consumption compared to the other seasons although more solar energy is available.

As for the air heating heat pump, the seasonal COP_a is influenced by the variation in the climatic conditions. For winter period, a seasonal COP_a of 4.9 is found and increases to 5.2 for mild climatic periods (April, May, September and October).

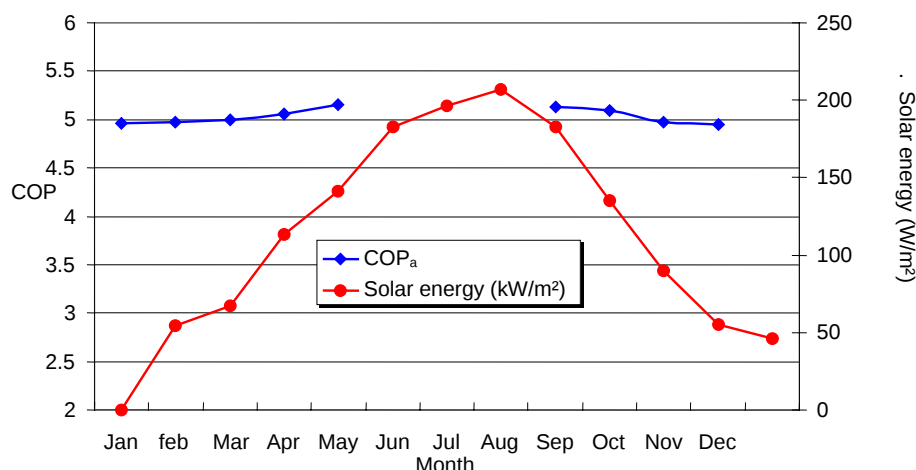


Figure 4.11 Variation of air heating heat pump COP over a drying cycle

Figure 4.12 illustrates the contribution of each heat pump and auxiliary equipments in energy consumption estimation over a whole drying cycle. The share of ventilation and mixing tool are rather negligible when compared to heat pumps contribution. The monthly ratio of convective to conductive drying energy can be estimated and seasonal ratios can thereby be deduced. For the chosen combination, a seasonal ratio of 30/70 is obtained all over the heating period. It is obvious from the example stated above that the heat pump performance, control strategy and resulting ratios points are strongly dependant on the climatic conditions in the region where the WWTP is implanted.

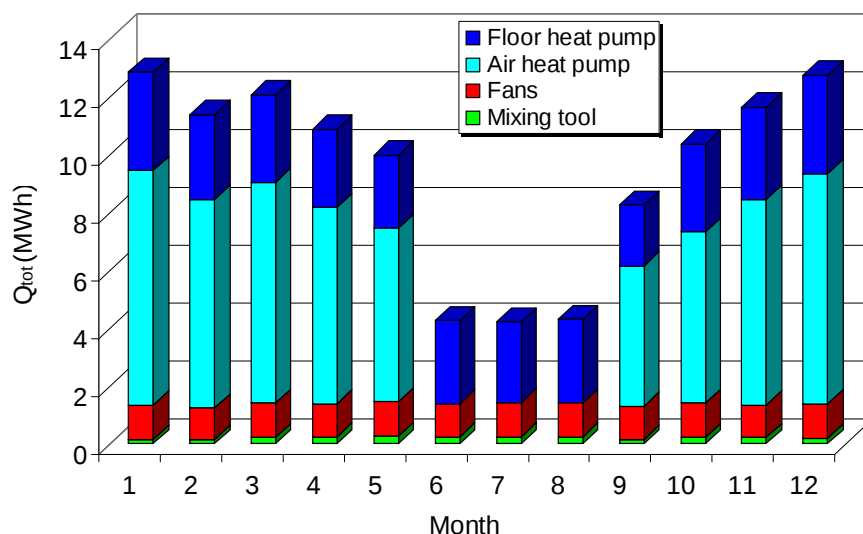


Figure 4.12 Energy consumption details for set points combination DR4

4. Conclusion

In this paper, a new sludge drying system (SHPSD) using solar energy complemented by heat pumps is introduced. A model is developed in order to investigate the system annual performance. The system analysis focuses on the influence of climatic conditions on the heat pumps operating conditions and consequently on their performance. The heat pumps are controlled by an ON/OFF strategy and the effect of varying set points is discussed. For this system a marginal analysis leads to determine an optimal set point configuration resulting in a compromise between investment costs (by making the drying more intensive) and running costs.

More detailed economical calculations are needed to confirm this result; the developed model can then be used by the designer. A perspective of this work is a complete energy and exergy analysis of this process using the developed model to define technical options permitting to achieve higher performances

5. Performances du séchage combiné pour différentes régulations

Une logique de régulation appropriée permet d'optimiser la puissance requise et sa répartition sur les deux pompes à chaleur en fonction des conditions climatiques et d'ensoleillement en contrôlant les températures de consigne des pompes à chaleur. Cependant, l'établissement d'une régulation précise s'avère complexe à cause du nombre élevé des paramètres influant sur les performances du séchage tels que, les conditions climatiques et les caractéristiques des boues dont l'épaisseur est variable.

Dans un premier temps, une logique de régulation saisonnière a été appliquée à la section 3.5. A partir des combinaisons de températures de consigne imposées, la régulation ayant la consommation énergétique minimale a été retenue. Les températures de consigne testées sont choisies en tenant compte des limites technologiques de fonctionnement d'une pompe à chaleur : les pressions maximales engendrées ne doivent pas dépasser les pressions maximales de fonctionnement des compresseurs (généralement 2,5 MPa). La température d'eau maximale imposée est de 60 °C.

La comparaison des résultats obtenus pour différentes régulations permet de définir une logique de régulation saisonnière. Si cette régulation s'avère maximale sur l'ensemble des conditions climatiques rencontrées au cours d'une saison de séchage, il est possible qu'elle ne le soit pas si les conditions climatiques sont examinées heure par heure. Par conséquent, il serait utile d'affiner la régulation et d'établir une logique de régulation horaire. Dans la partie suivante des conditions climatiques bien définies seront simulées, visant à étudier le comportement du procédé de séchage et définir les consignes de régulation correspondantes.

Par ailleurs, les calculs sont effectués avec une épaisseur de boues de 20 cm. Cette épaisseur est contrainte par la taille de l'outil de retournement. Cependant, dans l'hypothèse de développement de nouvelles technologies de retourneurs, il serait intéressant d'analyser l'effet de l'épaisseur sur les performances du séchage et définir une épaisseur optimale et la régulation appropriée.

5.1. Analyse des performances du séchage combiné pour différentes conditions d'air ambiant

Plusieurs logiques de régulation peuvent être envisagées selon les critères précisés par l'exploitant de la serre de séchage. La logique de régulation peut être définie de manière à maintenir une capacité évaporatoire constante sur l'année. Les consignes de régulation varient en fonction des conditions climatiques horaires,

Par ailleurs, une alternative à cette logique permet de retrouver la configuration d'appoint d'énergie permettant d'atteindre une efficacité maximale de séchage en termes de surface au sol. Cette logique est basée sur une optimisation des coûts énergétiques induits pour augmenter la capacité évaporatoire d'une unité de masse évaporée par rapport aux performances du séchage solaire, ou une optimisation des consommations énergétiques marginales exprimées par l'équation 4.27 :

$$Q_m = \frac{\Delta Q_{tot}}{\Delta DR} = \frac{(Q_{tot} - Q_{tot,sol})}{(DR - DR_{sol})} \quad [4.27]$$

Les calculs effectués à la section 3.5 ont convergé vers une seule combinaison de consignes pour les quatre saisons, minimisant les consommations énergétiques de la PAC et des

ventilateurs pour un débit évaporatoire quasi-constant fixé par l'exploitant. Il est essentiel de vérifier la validité de ces observations pour des conditions climatiques examinées heure par heure. Comme le nombre de conditions climatiques à simuler et de combinaisons de consignes à tester nécessite un temps de calcul énorme, une stratégie de simulations a été développée. Elle consiste à simuler le séchage pour les conditions climatiques d'une heure quelconque, et de varier ensuite les conditions d'ensoleillement tout en maintenant fixes les conditions de température et d'hygrométrie. La comparaison des résultats met en évidence l'effet du flux solaire sur les performances de séchage et sur le choix des consignes. Ensuite, les conditions d'ensoleillement sont maintenues constantes et des couples températures - hygrométries d'air sont testés et leur impact sur les performances mis en relief.

Une fois les conditions de température, d'humidité relative et d'ensoleillement fixées, une combinaison de consigne de températures est imposée et un régime stabilisé est simulé.

Dans une première série de calculs, un climat modéré est simulé : la température d'air simulée est de 20 °C pour une humidité relative de 60 % et un ensoleillement de 200 W/m². Ces conditions climatiques seront désignées par C0. Pour ces conditions climatiques, les températures de consigne des PAC sont variées pour retrouver la régulation induisant les consommations énergétiques minimales.

Pour la pompe à chaleur préchauffant l'air, seule la température de consigne d'eau est retenue pour les calculs. La consigne de température d'air permettait, pour la régulation saisonnière, d'éviter la surchauffe de l'air pour des conditions climatiques chaudes en limitant la température d'air soufflé à une consigne donnée.

Pour les simulations effectuées, la température de consigne de l'eau de la dalle chauffante varie de 30 à 60 °C, avec un pas de 10 °C. Pour le chauffage de l'air, la consigne de l'eau varie de 30 °C à 50 °C avec un pas de 5 °C.

En une heure de séchage, l'évolution de la siccité et de l'épaisseur des boues est minime pour des conditions climatiques et des températures de consigne définies. Par conséquent, leur effet sur les performances de séchage peut être négligé. Les variations des performances observées pour différentes combinaisons dépendent uniquement des caractéristiques initiales des boues et non pas de leur évolution dans la zone à évaporation constante (20 à 65 % de siccité). Ainsi, afin de comparer les différentes régulations proposées, une condition unique de siccité et d'épaisseur de boues est simulée : la surface de la serre est supposée complètement couverte d'une couche de boues de 20 cm d'épaisseur et de 20 % de siccité.

L'évolution des consommations énergétiques marginales pour les combinaisons de consignes testées est présentée figure 4.13. La figure 4.13 montre que, quelle que soit la consigne de température de chauffage d'air, l'augmentation de la consigne de température de la dalle chauffante entraîne une réduction des consommations énergétiques marginales. En effet, les résultats présentés à la section 3.5.2 montrent qu'environ 70 % des consommations énergétiques proviennent du fonctionnement de la PAC de chauffage d'air, au moment où le fonctionnement de la dalle chauffante contribue à 30 % de ces consommations pour la température de consigne de la dalle la plus élevée.

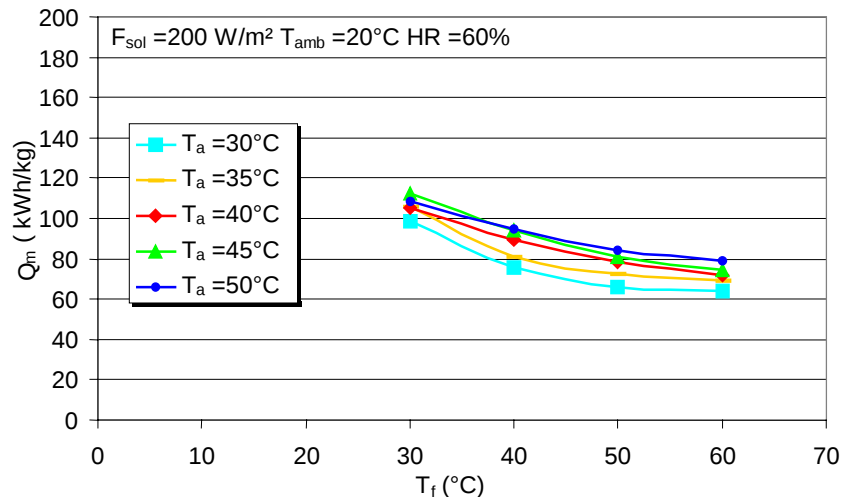


Figure 4.13 Evolution des consommations énergétiques pour les combinaisons de consignes testées.

De plus, pour le séchage, l'efficacité d'utilisation de l'énergie transférée par la dalle est plus élevée que celle de l'énergie transférée par l'air du fait des pertes thermiques avec les parois de la serre et enthalpiques par rejet d'air plus chaud et humide que l'air ambiant. Ainsi, pour ces conditions climatiques, la régulation optimale correspond aux températures de consigne d'eau la plus élevée (60 °C) pour la PAC chauffant la dalle et la plus faible (30 °C) pour la PAC chauffant l'air.

Ces résultats confirment les tendances observées pour le séchage annuel simulé à la section 3.5 où la régulation retenue correspondait à la température d'eau la plus faible dans la PAC de chauffage d'air (35 °C), et la plus élevée pour le circuit hydraulique de dalle chauffante (60 °C). A une température de consigne d'air constante, l'augmentation de la part d'énergie fournie aux boues par la dalle, au détriment de celle fournie par le chauffage d'air, engendre des réductions de consommations du procédé de séchage. Ainsi, il est avantageux, selon les besoins d'évaporation requis, de chauffer de manière privilégiée la dalle avant d'appliquer un chauffage d'air. Le niveau de chauffage d'air est piloté par les capacités évaporatoires ciblées.

Les performances énergétiques du procédé de séchage combiné sont évaluées pour des conditions d'air variables en maintenant un flux solaire constant. Afin de mettre en évidence l'effet des conditions d'air ambiant, température et hygrométrie, sur les performances de séchage, le flux solaire est maintenu constant et les conditions de l'air variées. Les conditions climatiques testées sont récapitulées au tableau 4.2.

Tableau 4.2 Conditions climatiques testées

	T _a (°C)	HR _a (%)	F _{sol} (W/m²)
C1	0	90	200
C2	10	70	200
C3	30	50	200

Les figures 4.14 à 4.16 illustrent les performances énergétiques correspondantes aux conditions climatiques C1, C2 et C3. Les consommations énergétiques sont calculées par rapport au cas de séchage solaire simulé pour les mêmes conditions climatiques testées.

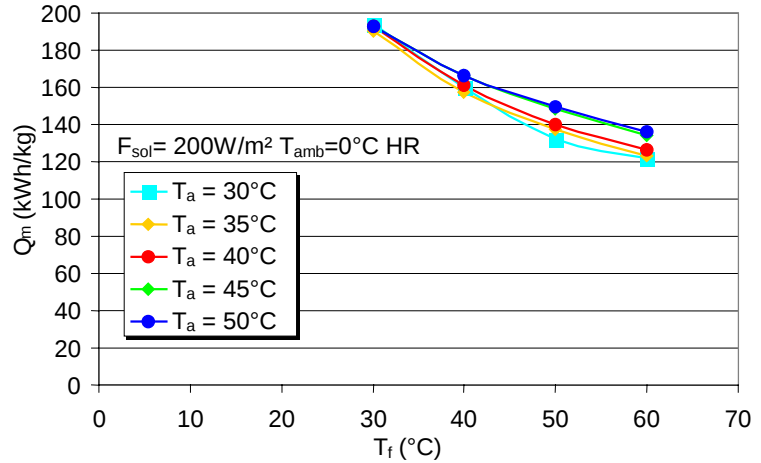


Figure 4.14: Consommations énergétiques pour des conditions climatiques de type C1

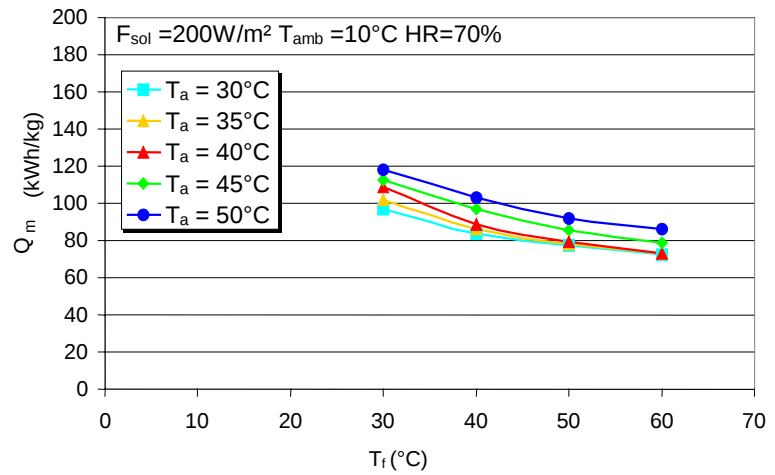


Figure 4.15: Consommations énergétiques pour des conditions climatiques de type C2

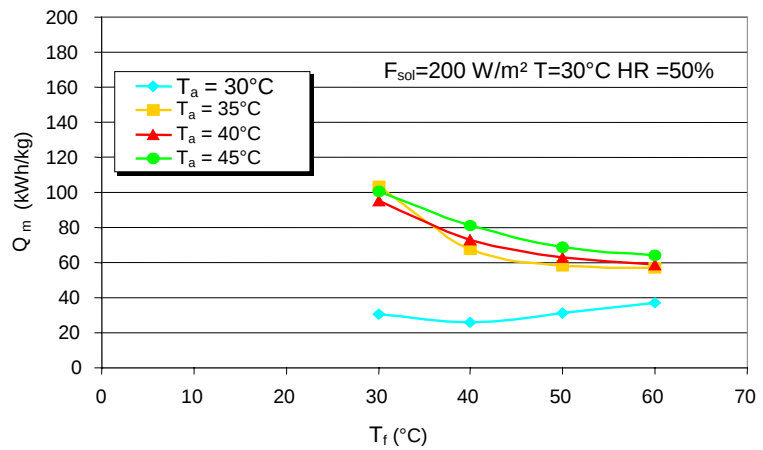


Figure 4.16 : Consommations énergétiques pour des conditions climatiques de type C3.

Les résultats des calculs montrent que la régulation retenue pour un climat du type C0 reste valable pour les types C1 et C2. Cependant, en comparant ces trois types de conditions, il apparaît que les consommations énergétiques décroissent en allant des conditions les plus froides et humides (C1) vers les conditions les plus modérées (C3).

En effet, à température d'évaporation constante, l'augmentation de la consigne de température d'eau, voire de condensation, de la PAC de chauffage d'air entraîne une dégradation du COP_a , induisant une augmentation des consommations énergétiques pour une même quantité d'eau évaporée, d'où le niveau croissant des consommations énergétiques observé au fur et à mesure que cette consigne augmente. Par ailleurs, à l'exception des conditions climatiques C3, le chauffage de la dalle permet d'augmenter la

température de surface des boues par conduction, réduisant la quantité d'énergie fournie par l'air pour maintenir cette température, voire ce taux évaporatoire. Cet effet est d'autant plus accentué que la température de consigne de la dalle est élevée, comme le montre les allures décroissantes des courbes présentées aux figures 4.13 à 4.16

Les résultats des conditions climatiques C3 dévoilent des tendances analogues à celles observées pour les conditions C0, C1 et C2 à l'exception du cas de chauffage de la dalle sans aucun chauffage d'air (cf. figure 4.16 courbe bleu cyan). Pour ce cas, les consommations énergétiques proviennent uniquement du chauffage de la dalle. La courbe bleue montre que l'optimum ne se situe pas à la consigne de dalle la plus élevée. Il est pensable que, dans un premier temps, l'augmentation du flux de chauffage conductif induit des taux évaporatoires croissants compensant la dégradation du COP_f de la PAC chauffant la dalle et l'augmentation des consommations énergétiques résultantes. Toutefois, à partir d'une consigne de 40 °C à la dalle, la croissance du taux évaporatoire devient plus lente que celle des consommations énergétiques induites, un optimum peu marqué est détecté pour une température de dalle de 40 °C.

Ce comportement est également observé pour les autres conditions climatiques testées dans le cas d'arrêt de la PAC de chauffage d'air. Toutefois, si cette option n'est pas envisagée pour des raisons de capacités évaporatoires minimales à atteindre, les performances sont identiques à celles exposées pour les autres conditions climatiques.

5.2. Analyse des performances du séchage combiné pour différentes conditions d'ensoleillement

Au cours d'une journée, les apports solaires varient de 0 W/m² la nuit à 1 000 W/m² à 14h00 d'une journée chaude, ou à 500 W/m² pour une journée à climat modéré. Par conséquent, il est utile d'étudier l'influence des conditions d'ensoleillement sur les performances du séchage combiné et sur le choix de la régulation. Les calculs sont effectués avec les conditions de température et d'hygrométrie de l'air de la combinaison C0 (20 °C, 60 %). Deux charges radiatives sont simulées: 0 W/m² et 500 W/m². Les figures 4.17 et 4.18 illustrent l'évolution des consommations énergétiques induites respectivement.

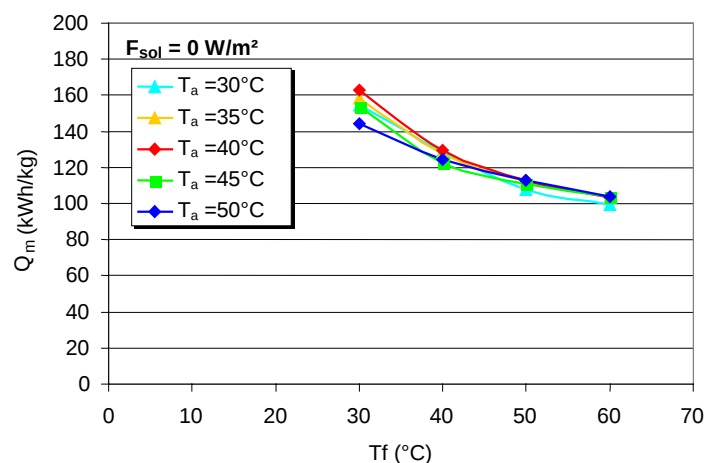


Figure 4.17 Consommations marginales en absence de flux solaire

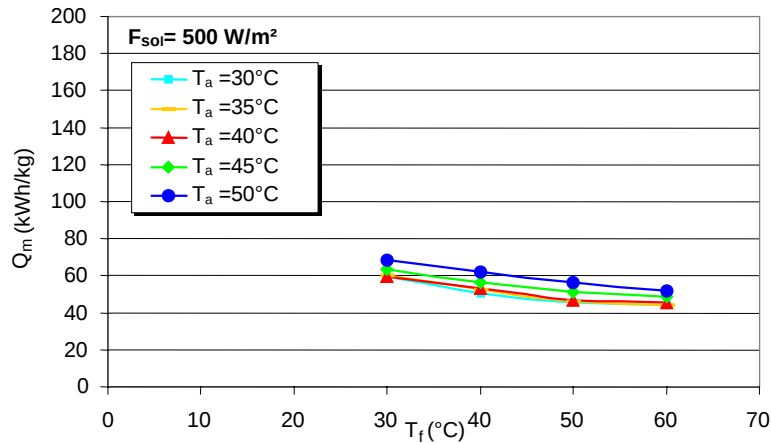


Figure 4.18 Consommations énergétiques marginales pour une charge radiative de 500 W/m²

A partir des résultats tracés aux figures 4.17 et 4.18, il apparaît que l'augmentation de la consigne de température d'eau de la dalle tout en chauffant l'air au minimum s'avère la régulation la moins énergivore quelles que soient les conditions d'ensoleillement. Les apports solaires influent sur la valeur de l'appoint d'énergie nécessaire pour évaporer un kg d'eau supplémentaire.

En absence de flux solaire, et pour la régulation optimale, une consommation énergétique marginale de 100 kWh/kg est calculée. La comparaison des figures 4.13, 4.17 et 4.18 montre que cette valeur est d'autant plus faible que la charge radiative est grande.

Les simulations effectuées pour différentes conditions climatiques et d'ensoleillement permettent de consolider les résultats des simulations d'un cycle de séchage annuel présenté à la section 3.5. Les consommations énergétiques marginales sont minimales pour des températures d'eau « maximales » (60 °C) sur le circuit de la dalle et le plus faible testé (30 °C) à la batterie de chauffage d'air (combinaison DR4).

Le choix de la régulation est basé sur une minimisation des consommations énergétiques marginales indépendamment du taux de séchage atteint. Par ailleurs, si une capacité évaporatoire est visée, les températures de consigne des PAC changeront en fonction des conditions climatiques mais la logique d'appoint reste identique. En d'autres termes, comme le chauffage par dalle s'est avéré moins énergivore que le chauffage de l'air, il est avantageux, pour atteindre un taux évaporatoire donné, d'assurer le chauffage de la surface des boues par conduction via la dalle chauffante. Cependant, si l'énergie maximale fournie par la dalle ne permet pas de maintenir le taux de séchage requis, il est nécessaire de procéder au chauffage de l'air.

5.3. Influence de l'épaisseur du lit de boues sur les performances de séchage

L'épaisseur du lit de boues est un facteur déterminant dans l'évaluation des transferts conductifs à travers la dalle, comme exposé au chapitre 2. Pour des conditions de températures de consigne imposées, elle permet de fixer l'appoint d'énergie fourni aux boues via la dalle. En outre, le procédé de séchage combiné étudié repose sur un chargement de boues en continu, et un accroissement de l'épaisseur de la couche de boues tout au long du cycle annuel de séchage. Il est alors essentiel d'évaluer l'influence de ce paramètre sur les consommations énergétiques induites et sur la définition de la logique de régulation correspondante.

Deux nouvelles épaisseurs de boues sont simulées pour les conditions climatiques et d'ensoleillement C0 : 10 cm et 30 cm. Les figures 4.19 et 4.20 tracent l'évolution des consommations marginales correspondantes.

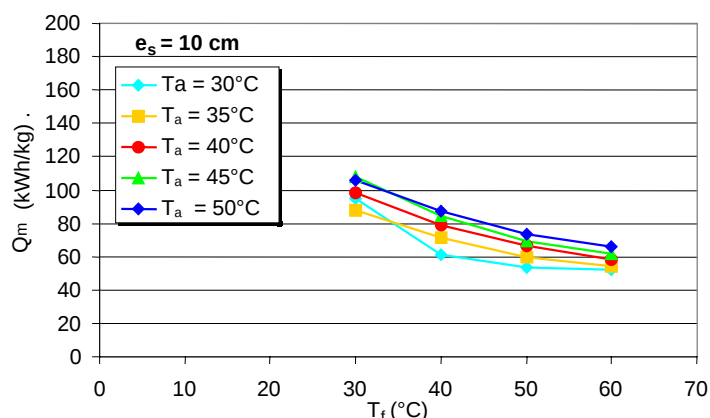


Figure 4.19 Performances du séchage pour une épaisseur de boues de 10 cm

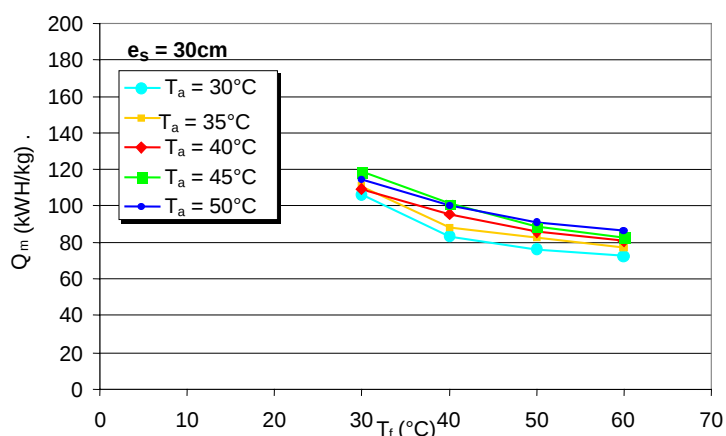


Figure 4.20 Performances énergétiques pour une épaisseur de boues de 30 cm

La comparaison des résultats illustrés aux figures 4.13, 4.19 et 4.20 montre qu'il existe une régulation unique des PAC permettant de minimiser les consommations énergétiques marginales quelle que soit l'épaisseur simulée. Cette minimisation est d'autant plus importante que l'épaisseur des boues est faible : au fur et à mesure que l'épaisseur de boues diminue, la puissance transmise par conduction devient plus importante. Pour une épaisseur de 10 cm, la part des consommations de la PAC de chauffage de la dalle constitue 47 % des consommations énergétiques totales au moment où, pour une épaisseur de 20 cm, cette part ne dépassait pas 30 %. Pour une épaisseur de 30 cm, elle atteint rarement 20 %. La figure 4.21 montre l'évolution des consommations énergétiques marginales pour quatre épaisseurs de boues pour une consigne d'eau pour la PAC de chauffage d'air de 30 °C.

Le modèle de séchage combiné (solaire + PAC) exploité au cours de ce chapitre suppose une épaisseur de boues 20 cm sous la serre. Cette hypothèse est liée à des contraintes de conception de l'outil de retournement. Cependant, les résultats obtenus pour des épaisseurs plus faibles montrent qu'il est avantageux de réduire cette épaisseur : le passage d'une épaisseur de 20 cm à 10 cm permet de réduire les consommations énergétiques d'environ 10 kWh par kilogramme d'eau évaporée comme le montre la figure 4.21.

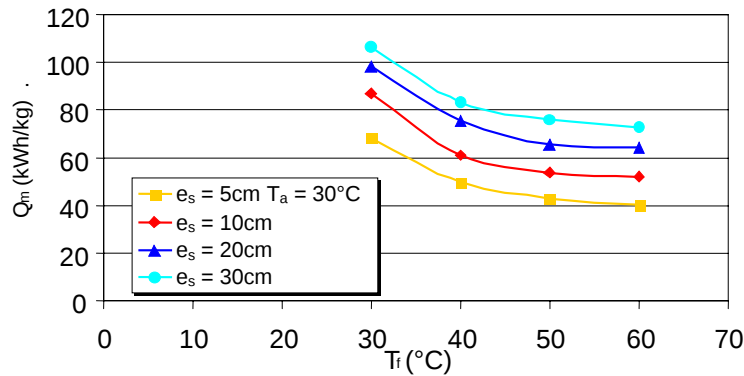


Figure 4.21 Comparaison des performances de séchage pour différentes épaisseurs de boues

Contrairement aux effets climatiques pilotant les performances de ce procédé de séchage, l'épaisseur du lit de boues en constitue un paramètre de conception, voire d'optimisation des performances énergétiques. Il est possible de réduire les consommations énergétiques de 17 % en réduisant l'épaisseur de moitié. Avec un outil de retournement approprié, le procédé de séchage peut fonctionner à une épaisseur de 10 cm.

En se basant sur ces résultats, et en reprenant la combinaison de consignes DR4 de la section 3.5, un cycle de séchage annuel est simulé pour une épaisseur de boues de 10 cm. La figure 4.22 illustre, pour les deux épaisseurs simulées, les consommations énergétiques spécifiques mensuelles, définies comme étant l'énergie consommée par les pompes à chaleur et les auxiliaires, et nécessaire pour évaporer 1 kg d'eau (cette valeur ne tient pas compte des énergies consommées par les ventilateurs et l'outil de retournement).

Les simulations réalisées pour différentes épaisseurs mettent en évidence l'effet de ce paramètre sur les performances du séchage combiné. La réduction de l'épaisseur du lit de boues entraîne une diminution des consommations énergétiques. Cette diminution est estimée à 15 % en moyenne sur un cycle de séchage annuel comme illustré à la figure 4.22

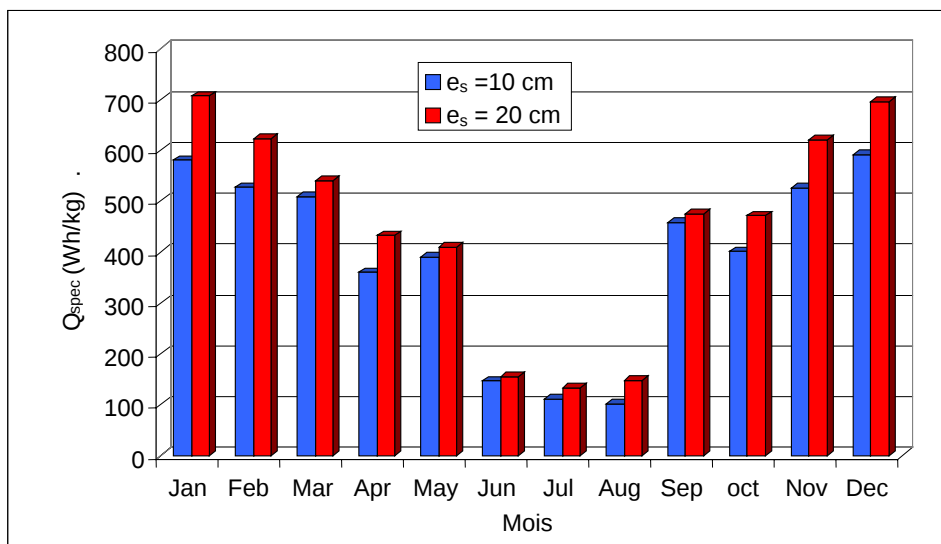


Figure 4.22 Consommations énergétiques spécifiques pour les épaisseurs de boues simulées

Cet effet est plus accentué pour les conditions climatiques froides qui exigent des périodes de fonctionnement de PAC plus longues où les consommations d'énergie sont réduites à environ 20 % pour les mois de janvier et de décembre

En effet, une réduction d'épaisseur permet d'augmenter la part de puissance fournie par la dalle, induisant ainsi pour une même puissance de chauffage d'air un accroissement de la température de surface des boues et une intensification de l'évaporation à la surface. La réduction de l'épaisseur est avantageuse dans la limite où des technologies de retournement compatibles sont disponibles.