

REPUBLIQUE DU SENEGAL
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP
ECOLE SUPERIEUR POLYTECHNIQUE
CENTRE DE THIES

G. EM.

GM.0094



Projet de fin d'études

Sujet :

Etude d'un système de production d'eau chaude

Auteur : Alioune Idrissa NDIAYE

Directeur : Paul DEMBA

Codirecteur: Mamadou SARR

Juin 2000

Je dédie ce travail à :

mon défunt père ,

ma mère ,

ma famille .

REMERCIEMENTS

Nous adressons à travers cette page nos plus sincères remerciements à toutes personnes qui de près ou de loin ont contribué à la réussite de ce projet de fin d'études, nous remercions particulièrement Mr Paul DEMBA , Professeur de Thermique à l'ESP.

SOMMAIRE

Le but de cette étude est de faire la modélisation d'un système solaire de production d'eau chaude sanitaire.

A partir du model obtenue on doit pouvoir connaître le comportement du système dans un site donné en fonction des données météorologiques.

Vous utiliseront un logiciel de d'électronique PSpice pour analyser le comportement de notre système en passent par une analogie Thermique électrique.

TABLE DES MATIERES

CHAPITRE I

Introduction	1
les besoins en eau chaude	2
Eau chaude sanitaire	2
Chauffage de piscine	3
Eau chaude industriel	4
Système de production d'eau chaude	
Les systèmes de chauffages solaire	6
Les capteurs solaire	7
Les différents modes de transfert de chaleur	8
Facteur énergétique dans la production d'eau chaude	10

CHAPITRE II PRESENTATION DU SYSTEME

Introduction	11
Schéma du système	12
le capteur solaire	13
Le réservoir de stockage	19
la régulation	20

CHAPITRE III DONNEES METEO

Introduction	21
Le rayonnement solaire	22
la vitesse du vent	25
la température ambiante	26

CHAPITRE IV MODELISATION DU SYSTEME

Analogie thermique électrique	27
Modélisation du système	31

CHAPITRE V SIMULATION DU SYSTEME

Calcul des composants	40
Résultats de la simulations	44

CONCLUSION

Bibliographies	52
Annexes	53

CHAPITRE : 1

GENERALITES SUR LA PRODUCTION D'EAU CHAUDE

INTRODUCTION :

Les techniques de production d'eau chaude évoluent aujourd'hui très rapidement et ces avancées entraînent une apparition de nouveaux équipements et de matériaux nouveaux .

Ainsi les concepteurs sont amenés à faire un choix devant une multitude de solutions. A ce problème vient s'ajouter celui de la réglementation qui peut parfois être confuse.

Dans ce chapitre nous allons survoler les différents types de besoins en eau chaude , les systèmes de production ainsi que le facteur énergétique dans la production d'eau chaude.

LES BESOINS EN EAU CHAUDE

EAU CHAUDE SANITAIRE

Le besoin en eau chaude sanitaire dépend du mode de vie des utilisateurs (coutume , niveau de vie etc...) .Pour des utilisations données, ces besoins varient en fonction des saisons, du jour de la semaine et du moment de la journée.

Les principales utilisations de l'eau chaude dans le sanitaire sont la toilette, le lavage du linge et de la vaisselle .Les températures et quantités requises dépendent des utilisations envisagées.

- Lavage de linge et vaisselle, effectué manuellement.

On peut retenir un volume de 30 litres à une température de 60°C par utilisation .En effet cette température est supportable par l'utilisateur et est supérieure à la température minimale pour la dissolution des corps gras (55°C) [1].

- Lavage de linge et vaisselle effectué à la machine

Pour un lavage à la machine la température peut monter jusqu'à 90°C et le volume d'eau varie entre 25 et 50 litres par utilisation.

- La toilette

Pour faire sa toilette dans les meilleurs conditions de confort, des études ont montré que la température la plus indiquée est 40°C.

En moyenne on utilise 30 litres par personne pour une douche et 120 litres pour un bain.

B- CHAUFFAGE DE PISCINE

Pour pouvoir être exploités en période de froid les bassins de piscine ont besoin de systèmes de chauffage. Cependant l'importance de la masse d'eau à chauffer et les difficultés de conserver la chaleur dans les bassins de piscines rendent la tâche difficile.

L'utilisation de l'énergie solaire est la plus adaptée aux chauffages de piscine.

Ces avantages sont multiples : faible coût d'investissement, entretien sommaire, énergie de chauffage gratuite .En Europe, le chauffage solaire permet d'élargir de 1 a 2 mois la période d'utilisations des piscines sans dépense importante d'énergie d'appoint.

Les bassins de piscines de plein air sont généralement chauffés à une température comprises entre 23°C et 26°C.

Les déperditions thermiques à la surface sont les plus importantes elles sont dues aux phénomènes de convection, rayonnement et évaporation, qui dépendent des conditions météorologiques (température de l'air, vitesse du vent, hygrométrie).

A cause ces déperditions il faut un apport d'énergie considérable pour maintenir une différence de température entre l'eau de la piscine et l'air ambiant.

C- EAU CHAUDE INDUSTRIELLE

L'importance de la place qu'occupe la production d'eau chaude industrielle varie d'une industrie à une autre, elle dépend des activités menées dans l'industrie. Les besoins en eau chaude en quantité et en température, dans l'industrie sont très variés, et sont fonction des applications qui nécessitent de l'eau chaude

LES SYSTEMES DE PRODUCTION D'EAU CHAUDE

La production d'eau chaude est assurée le plus couramment par des équipements appelés chaudières. Mais pour certains types de besoins le chauffage solaire est le plus approprié.

LES DIFFERENTS TYPES DE CHAUDIERES

Il existe une très grande variété de modèles de chaudières, chaudières à tube d'eau, à tube de fumée, chaudières à circulation naturelle, à circulation forcée.

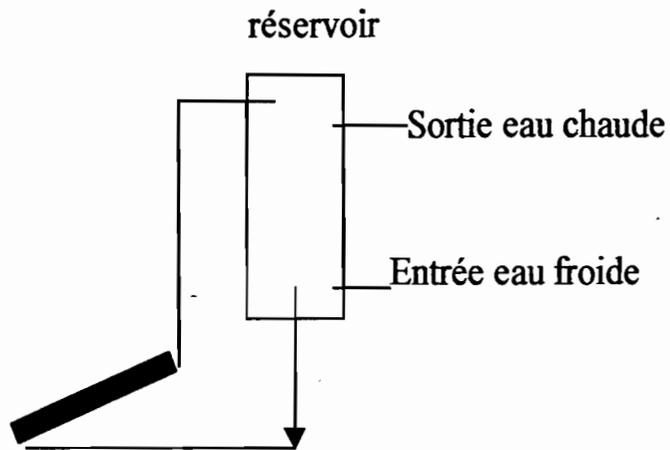
Le choix du type de chaudière pour une utilisation donnée peut se faire en fonction de plusieurs critères, le critère essentiel, étant la puissance thermique à fournir.

LES SYSTEMES DE CHAUFFAGE SOLAIRE

Les systèmes à un fluide



Capteur solaire

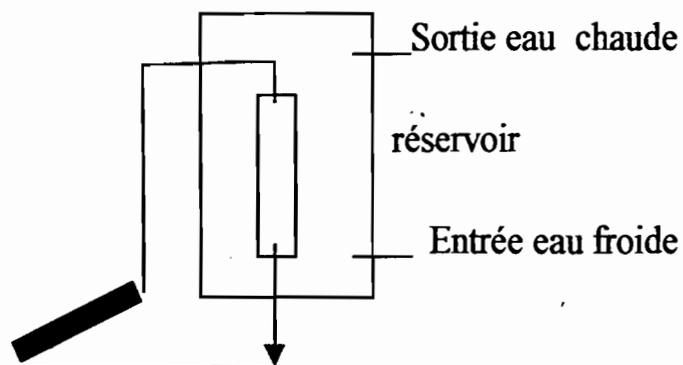


Les systèmes à deux fluides

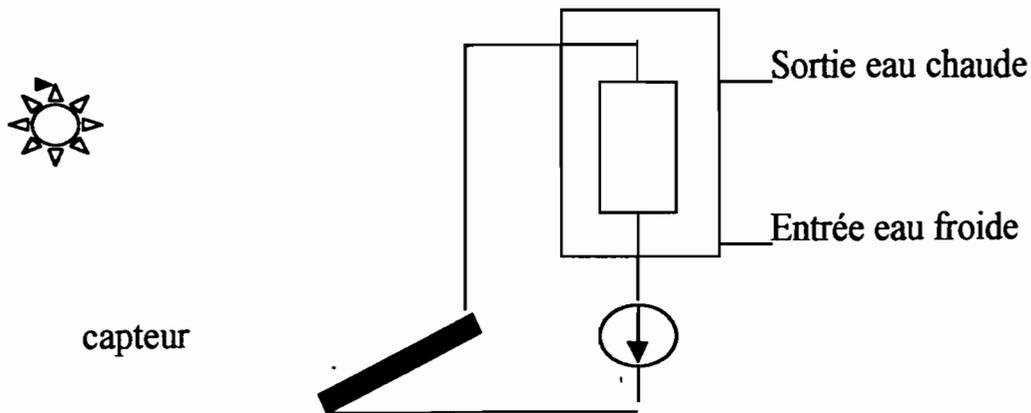
Le fluide caloporteur qui circule dans le capteur n'est pas utilisé à la consommation. Le réservoir de stockage est en même temps un échangeur de chaleur.



Capteur solaire

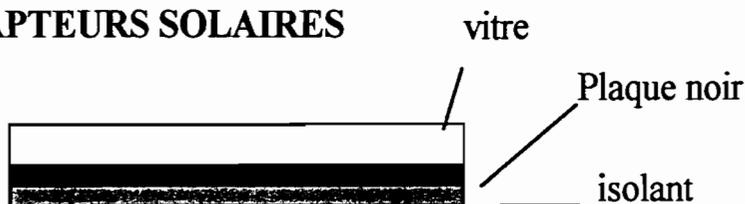


Système à deux fluides avec pompe



Ce modèle est très performant mais nécessite une alimentation en énergie pour la pompe.

LES CAPTEURS SOLAIRES



Les capteurs solaires sont en général constitués d'une plaque de tôle noire avec une isolation en dessous et un vitrage au-dessus. Un tube en serpentin dans lequel le fluide circule, est fixé sur la plaque de tôle noire.

Les capteurs solaires fonctionnent selon le principe de l'effet de serre. La tôle noire absorbe le rayonnement solaire, s'échauffe et émet un rayonnement infrarouge dont la longueur d'onde est supérieure à $3\mu\text{m}$. ce rayonnement est réfléchi par la vitre placée à quelque centimètre au-dessus de la plaque, ainsi l'énergie est piégée.

LES DIFFERENTS MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR .

■ La conduction

Le transfert de chaleur par conduction s'effectue en milieu solide opaque ou il existe un gradient de température.

La loi de Fourier donne l'intensité du transfert de chaleur.

$$q_k = k.A.dT/dx$$

$[q_k] = \underline{w}$ Intensité du transfert de chaleur par conduction

$[k] = w/m.k$ coefficient de conductivité thermique

$[A] = m^2$ surface d'échange .

La convection

La convection intervient lorsqu'un fluide à une température donnée est en contact avec une paroi solide de température différente, la convection peut être naturelle ou forcée.

.La convection est naturelle lorsqu'elle est due à une différence de densité au sein d'un même fluide

.Si une force extérieure actionne le déplacement du fluide sur une paroi de température différente, alors la convection est dite forcée.

L'intensité d'un transfert de chaleur par convection est donnée par la loi de Newton.

$q_c = h_c.A.(T_s - T_{00})$ Intensité du transfert de chaleur par convection .

$[h_c] = w/m^2.k$ coefficient de convection.

Le rayonnement

Un corps chauffé à une température donnée émet et absorbe des quantités d'énergie dépendant de sa nature . Les corps noirs émettent et absorbent le maximum d'énergie à une température donnée.

Loi de STEFAN – BOLTZMANN

$$E_b(T) = \int_0^{\infty} E_{b\lambda}(T) d\lambda = \int_0^{\infty} \frac{C_1}{\lambda^5 (e^{c_2/\lambda T} - 1)} d\lambda$$

$$E_b(T) = \sigma T^4$$

$$\text{avec } \sigma = \left(\frac{\pi}{c_2}\right)^4 \cdot \frac{c_1}{15} = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}^4$$

$E_{b\lambda}$ = puissance émissive du corps noir à la température T , W/m³

$C_1 = 3,7418 \cdot 10^{-16} \text{ W} \cdot \text{m}^2$ 1^{er} constante de rayonnement.

$C_2 = 1,4388 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{k}$ 2^{ieme} constante de rayonnement.

FACTEUR ENERGETIQUE DANS LA PRODUCTION D'EAU CHAUDE.

Les formes d'énergies généralement utilisées dans la production d'eau chaude.

- Les combustibles solides
- Les combustibles liquides
- Les combustibles gazeux
- L'énergie électrique
- L'énergie solaire

Combustibles solides [2]

combustible	Pouvoir calorifique supérieur	Pouvoir calorifique inférieur
Le bois	4000 a 4500 kcal/kg	2600 a 2800 kcal/kg
La tourbe	5400 kcal/kg	1000 a 3500 kcal/kg
Les houilles	8050 a 8640 kcal/kg	7800 a 8450 kcal/kg
Le coke	6700 a 7000 kcal/kg	6500 a 6900 kcal/kg

Les fuels : D'origine naturelle ou industrielle. La présence d'eau salée semble avoir contribué à la formation du pétrole. Le pouvoir calorifique supérieur des fuels varie entre 10300 et 10700 kcal/kg ; et leur pouvoir calorifique inférieur entre 9700 et 10100 kcal/kg [2].

L 'énergie électrique : un kilowatt-heure est équivalent a 860 kcal.

L'énergie solaire : Le gisement solaire est encore très mal exploité. En effet au SENEGAL nous avons une moyenne d'insolation journalière de 6000 Wh/m² sur une durée moyenne de 12 heures [].

CHAPITRE II

PRESENTATION DU SYSTEME

II-1 Introduction

Le système en étude est un système de production d'eau chaude à un fluide, stockage sans échangeur de chaleur. Ce système est essentiellement composé d'un capteur solaire, d'un réservoir de stockage et d'une pompe. Ce système est celui représenté à la figure 2-1

Les avantages de ce système sont :

simple

échange de chaleur par mélange

contrôle facile de la régulation

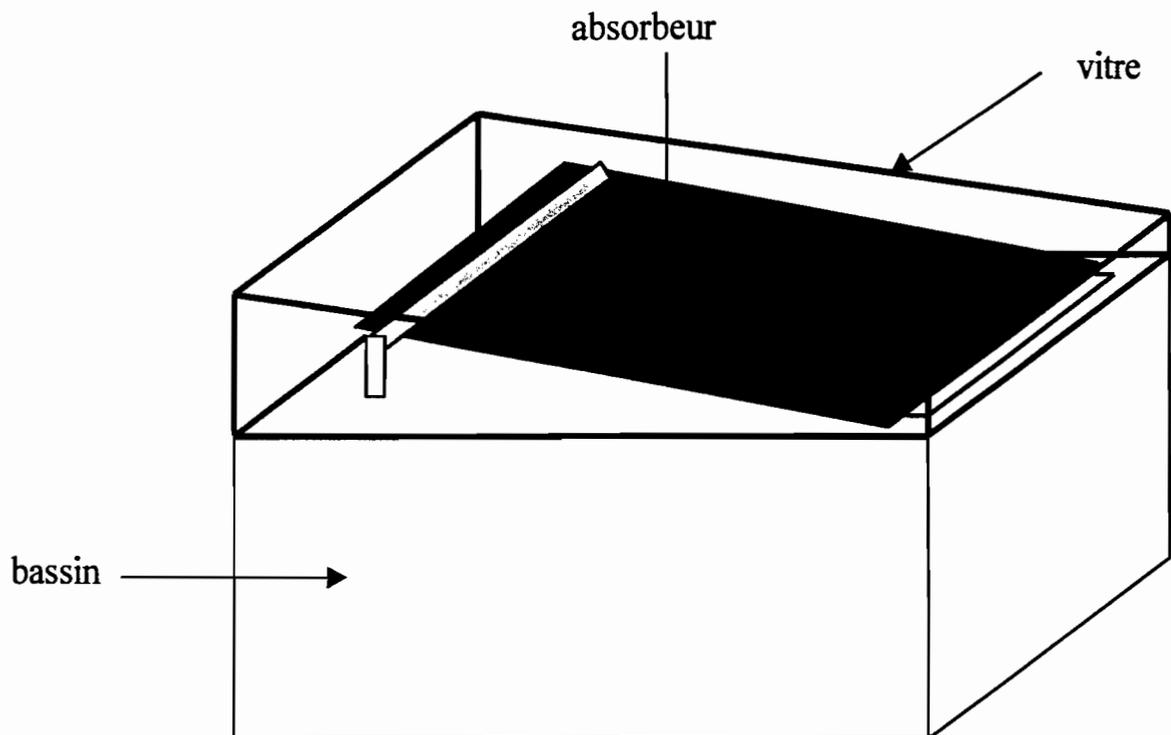
Les inconvénients sont :

Alimentation possible du capteur à température

relativement élevée, ce qui a comme conséquence une

baisse du rendement de captation.

II-2 Schéma du système



Longueur du bassin = 2 m
Largeur du bassin = 1 m
Profondeur du bassin = 0.6 m
Surface de l'absorbeur = 2 m ²

II-3 Le capteur solaire

C'est le nerf du système par conséquent nous allons lui accorder une attention particulière.

II-3.1 Généralités

Dispositions des capteurs

Pour bénéficier du maximum d'ensoleillement, les capteurs solaires sont généralement inclinés suivant un angle qui correspond à la latitude du lieu considéré, avec une orientation plein sud[3].

Paramètres de fonctionnement

Les paramètres les plus intéressants au niveau du capteur sont les suivants :

- La surface utile du capteur, c'est à dire celle de son ombre au soleil lorsqu'il est normal au rayon solaire.
- Le rendement du capteur : c'est le rapport entre la quantité d'énergie collectée et l'énergie totale rayonnée pour une période donnée
- La température moyenne de l'absorbeur.
- La température d'entrée du fluide caloporteur
- La température de sortie du fluide caloporteur

Inertie thermique du capteur

L'inertie thermique se manifeste par un déphasage dans le temps entre l'énergie captée et l'énergie emportée par le fluide caloporteur. C'est ce qui fait que le capteur peut fonctionner bien après le coucher du soleil s'il est bien isolé. L'inertie thermique s'exprime comme un produit masse-capacité calorifique $[M \cdot C_p]$, elle s'exprime en $J \cdot ^\circ k$

II-3.3 Description du capteur:

Le capteur utilisé dans notre système est composé d'un absorbeur solaire placé à l'intérieur d'une serre. L'eau pompée à partir du fond du réservoir est pulvérisée sur la surface de la plaque solaire. Cette plaque solaire en Noir de chrome sur Acier nickelé, a un facteur d'absorption $\alpha = 0,95$ et un facteur d'émission de $\varepsilon = 0,09$ ce qui lui donne un rapport $\alpha/\varepsilon = 10.6$.

II-3.2 Bilan thermique du capteur

Adoptons les notations suivantes

A: air (m^2)

M: débit (kg/s)

Q: quantité d'énergie (watt)

Gn: densité du flux de chaleur en $W/m^2.s$

h : coefficient d'échange de chaleur en $W/m^2.K$

m: masse (kg)

indices

v: vitre

e: eau

a: air].

Schéma du capteur

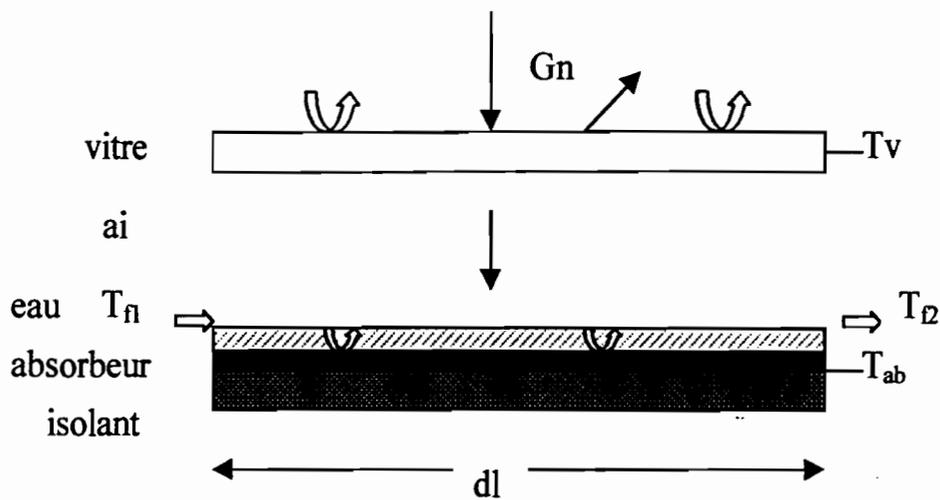


Figure :2.2 échange thermique au niveau du capteur

Q_1 :Quantité d'énergie solaire absorbée par la vitre :

$$Q_1 = A_v \cdot G_n \cdot \alpha_v$$

Quantité de chaleur échangée par rayonnement entre absorbeur et vitre :

$$Q_2 = A \sigma \cdot \epsilon_{ab} (T_{ab}^4 - T_v^4)$$

$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}^4$ constante de Stefan-Boltzmann.

Q_3 chaleur rayonnée vers le ciel supposé à $T_c = 0.0552 \cdot T_a^{1.5}$

(d'après la relation de SWINBANK, avec T en °K) [7]

$$Q_3 = A_v \cdot \epsilon_v \cdot \sigma \cdot (T_v^4 - T_c^4)$$

Q_4 :chaleur convective de la vitre vers l'extérieur :

$$Q_4 = A_v \cdot h_{va} \cdot (T_v - T_a)$$

Pour la vitre nous avons:

$$m_v \cdot C_{p_v} \cdot \frac{dT_v}{dt} = Q_1 + Q_2 - Q_3 - Q_4 \quad (2-1)$$

Q_5 :Quantité d'énergie solaire transmise par la vitre et absorbée par le corps noir

$$Q_5 = \tau_v \cdot \alpha_{ab} \cdot A \cdot G_n$$

Q_6 :Quantité d'énergie convective de l'absorbeur vers le fluide :

$$Q_6 = A_c \cdot h_{ab-e} \cdot (T_{ab} - T_e)$$

$$m_{ab} \cdot C_{p_{ab}} \cdot \frac{dT_{ab}}{dt} = Q_5 - Q_2 - Q_6 \quad (2-2)$$

Q_7 :Quantité de chaleur emportée par l'eau :

$$Q_7 = M_e \cdot C_{p_e} (T_{e2} - T_{e1})$$

Pour l'eau nous avons :

$$m_e \cdot C_{p_e} \frac{dT_e}{dt} = Q_6 - Q_7 \quad (2-3)$$

Calcul de h_{ab_e}

Evaluons l'épaisseur de la couche d'eau sur le capteur à $e = 1 \text{ mm}$ l : la largeur de la plaque et le débit de la pompe $d = 0.05 \text{ l/s}$ la vitesse du fluide est alors égal

$$\dot{v} = \frac{d}{l \cdot e} \quad v = 0.05 \text{ m/s} \quad L = 2 \text{ m longueur de la plaque } l = 1 \text{ m largeur}$$

Le nombre de Nusselt $\overline{N_{ux}}$ est égal à :

$$N_{ux} = 0.33 \cdot R_{ex}^{1/2} \cdot P_{rx}^{1/3}$$

Le Reynolds est égal à :*

$$R_{ex} = \frac{vx}{\nu}$$

$$\Rightarrow N_{ux} = 0.33 \cdot \left(\frac{vx}{\nu} \right)^{1/2} \cdot P_r^{1/3}$$

$$\overline{N_{ux}} = \int_0^L 0.33 \cdot \left(\frac{vx}{\nu} \right)^{1/2} \cdot P_r^{1/3} dx$$

$$\overline{N_{ux}} = \frac{1}{L} \cdot 0.33 \cdot \left(\frac{v}{\nu} \right)^{1/2} \left[\frac{2}{3} x^{3/2} \right]_0^L$$

$$\overline{N_{ux}} = \frac{1}{L} \cdot 0.33 \cdot \left(\frac{v}{\nu} \right)^{1/2} \cdot P_r^{1/3} \cdot \frac{2}{3} L^{3/2}$$

pour $T=30^{\circ}\text{C}$ on a $Pr=5,65$ $\nu=0,832 \text{ m}^2/\text{s}$ $k=0,615 \text{ w/m.K}$ [4]

$$\overline{N_{ux}} = \frac{\overline{h_c} \cdot L}{k} \Rightarrow \overline{h_c} = \frac{\overline{N_{ux}} \cdot k}{L}$$

A.N :

$$\overline{N_{ux}} = 203,77 \quad \overline{h_{ab-e}} = 62,65 \text{ w/m}^2.\text{k}$$

Dans cette étude nous n'avons pas tenue compte des phénomènes d'évaporation.

II-4 Le réservoir de stockage

II-4.1 Introduction

Le réservoir de stockage est un élément important dans un système de production d'eau chaude solaire, en effet l'énergie solaire est intermittente c'est à dire disponible le jour seulement et pas la nuit. Il faut un bon dispositif de stockage de l'énergie captée au cours de la journée pour pouvoir répondre à la demande à tout moment.

II-4.2 Caractéristiques du réservoir de stockage

- Calorifugeage:

Pour éviter des pertes importantes au niveau du réservoir, un bon calorifugeage est nécessaire. Pour cela on utilise des matériaux qui ont une conductivité thermique relativement faible. L'isolant le plus utilisé est la laine de verre

- Matériaux constitutif:

Les matériaux utilisés pour le réservoir devrons avoir une bonne tenue à des température élevées. Le coût et la conductivité thermique sont également des facteurs importants dans le choix du matériau.

Signalons que à l'heure actuelle le matériau le plus utilisé est l'acier inoxydable 18-8

II-5 LA REGULATION

Un système de régulation est nécessaire pour optimiser la consommation d'énergie pour la pompe. En effet le pompage ne se fait que s'il existe une certaine différence de température entre le fond du réservoir et l'absorbeur.

Deux sondes de température sont nécessaire pour la régulation du système, un pour mesuré la température de l'absorbeur un autre pour relevé la température du fond du réservoir .

CHAPITRE III

DONNEES METEOROLOGIQUES

Les données météorologiques pertinentes pour notre système sont les suivantes:

- Le rayonnement solaire global
- La température ambiante
- La température du sol
- La vitesse moyenne des vents
- Les heures de lever et de coucher du soleil

Nous disposons des données de la météo nationale. Il s'agit des moyennes mensuelles relevées aux stations suivantes.

Dakar-Yoff, Bambey, Louga, Linguier, Matam, Podor, Tambacouda, Ziguinchor, Nioro du Rip ; voir annexe [A]

Le rayonnement solaire

Les données météorologiques dont nous disposons ne fournissent que l'irradiation journalière, qui représente la quantité d'énergie reçue par une surface de un mètre carré au cours d'une journée, alors que l'analyse dynamique du capteur nécessite la connaissance des valeurs instantanées du rayonnement.

Ceci nous oblige donc à définir un modèle qui représente la variation de l'irradiation au cours de la journée.

Nous allons utiliser le modèle proposé par Bernard & Meguy & Swartz [6] qui suppose une variation sinusoïdale de l'irradiation en fonction du temps:

$$G_n = G_{\max} \sin(\pi t / \Delta t) \quad (3-1)$$

G_n : valeur instantanée du rayonnement (w/m²)

G_{\max} : intensité maximum du rayonnement (w/m²)

t: temps compté à partir de l'instant de lever du soleil (heure)

Δt : intervalle de temps entre le lever et le coucher du soleil (heure)

Détermination de G_{\max}

Soit I_j l'irradiation journalière alors nous avons:

$$I_j = \int_0^{\Delta t} G_n(t) dt$$

$$I_j = \int_0^{\Delta t} G_{\max} \cdot \sin(\pi t / \Delta t) dt$$

$$I_j = 2\Delta t G_{\max} / \pi$$

$$G_{\max} = \pi I_j / 2\Delta t \quad (3-2)$$

Détermination de Δt

Pour simplifier les calculs nous supposons que les heures de lever et de coucher du soleil sont les mêmes partout au SENEGAL.

Une formule approchée donne les heures de levers et de couchers du soleil pour n'importe quel point du globe avec une précision de 0.1 heure pour les latitudes inférieure à 65° [6]

$$H_{Gmt} = 12 - E_t + (L + \varepsilon \cdot \arccos(\operatorname{tg}\delta \cdot \operatorname{tg}\phi)) / 15 \quad [6] \quad (3-3)$$

Avec L : longitude du lieu (on adopte $L > 0$ pour ouest et $L < 0$ pour l'est)

$$\varepsilon = -1 \text{ pour le lever} \quad \varepsilon = 1 \text{ pour le coucher}$$

$$\phi = \text{latitude du lieu (on adopte positive nord, négative sud)}$$

$$E_t = \text{équation du temps} \quad E_t = 0.128 \cdot \cos(t+87) - \sin 2(t+1) \quad (3-3.1)$$

$$\delta = \text{angle de déclinaison du soleil} \quad \delta = 23.45 \cos(30m+d-202) \quad (3-3.2)$$

m = numéro du mois d = numéro du jour

A partir de la formule 3-3 on peut déterminer le jour moyen pour chaque mois .

Connaissant l'heure de lever on peut avoir l'équation du rayonnement en fonction du temps absolu :

$$G_n = \begin{cases} G_{\max} \cdot \sin(\pi(t - h_l) / \Delta t) & \text{si } h_l < t < h_c \\ 0 & \text{si non} \end{cases} \quad (3-4)$$

ou t représente maintenant le temps absolu h_l et

h_c les heures de lever et de coucher du soleil.

Exemple:

Matam Mois de Juin

$h_l = 6 \text{ h } 35$ $h_c = 19 \text{ h } 26$ (tableau 3-1)

$\Delta t = 12.42 \text{ h}$

$I_j = 5556 \text{ wh/m}^2$ (tableau A-1)

$G_n(13 \text{ h}) = 707.72 \text{ W/m}^2$

III-2 Vitesse moyenne du vent

La vitesse du vent a une influence sur les coefficients d'échange concernant les pertes de chaleur entre le milieu ambiant et le réservoir ou le capteur .

Le comportement trop aléatoire de la vitesse du vent nous oblige de nous contenter de sa valeur moyenne. Ainsi dans notre étude nous allons utiliser les moyennes mensuelles de la vitesse du vent . voir tableau A-4.

III-3 La température ambiante

Avec les données météo nous avons les moyennes mensuelles des températures maximale et minimale pour les différentes stations météo voir tableaux A-2 et A-3

Une formule couramment utilisée pour le calcul des charges de climatisation ,donne la température ambiante en fonction des températures maximale et minimale

$$T_a = (T_{amax} + T_{amin})/2 + (T_{amax} - T_{amin})/2 \cdot \sin(15(t-9)) \quad [5] \quad (3-5)$$

Pour $0 < t < 24$

exemple :

Dakar Mois de Mai

$$T_{amax} = 25.5 \quad (\text{tableau A-2})$$

$$T_{amin} = 20.6 \quad (\text{tableau A-3})$$

$$T_a = 23.05 + 3.05 \sin(15(t-9))$$

$$\text{Ainsi } T_a(11h) = 24.575^\circ$$

CHAPITRE IV

MODELISATION DU SYSTEME

Dans ce chapitre on se propose de faire une modélisation informatique de notre système avec le logiciel P-spice, qui est employée pour la résolution de circuit électronique . Pour cela nous allons faire une analogie thermique-électrique de notre système.

IV-1 ANALOGIE THERMIQUE-ELECTRIQUE

La conduction

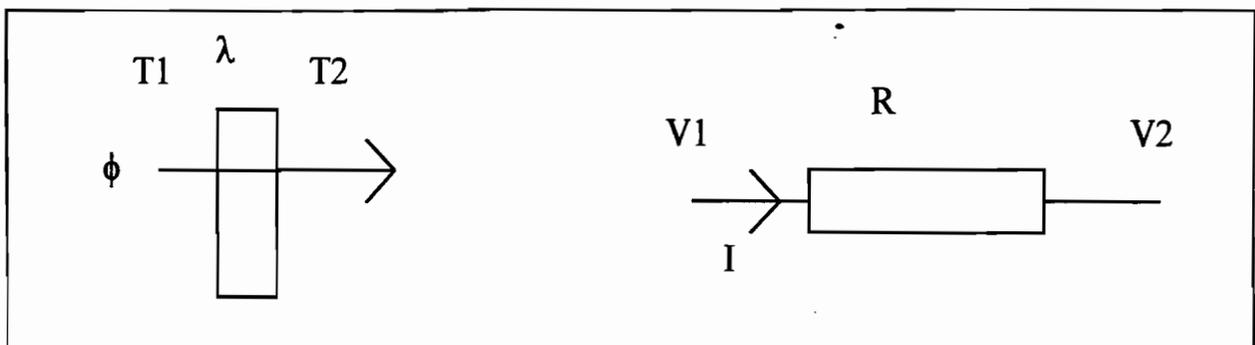
considérons la figure , la loi de fourrier donne

$$\Phi = \lambda \frac{s}{e} (T_2 - T_1) \quad \text{si on définit } \frac{e}{\lambda s} \quad \text{comme et étant la}$$

résistance thermique, on obtient $\Phi = \frac{T_2 - T_1}{R}$

cette loi est analogue a la loi d'ohm , qui donne l'intensité du courant en fonction de la résistance électrique et de la différence de potentiel

$$I = \frac{V_2 - V_1}{R}$$



La convection :

Le flux d'échange convectif entre une paroi et un fluide :

$$\Phi_{conv} = hc.(T_p - T_{\infty})$$

La résistance thermique pour la convection : $R_{conv} = \frac{1}{hc}$

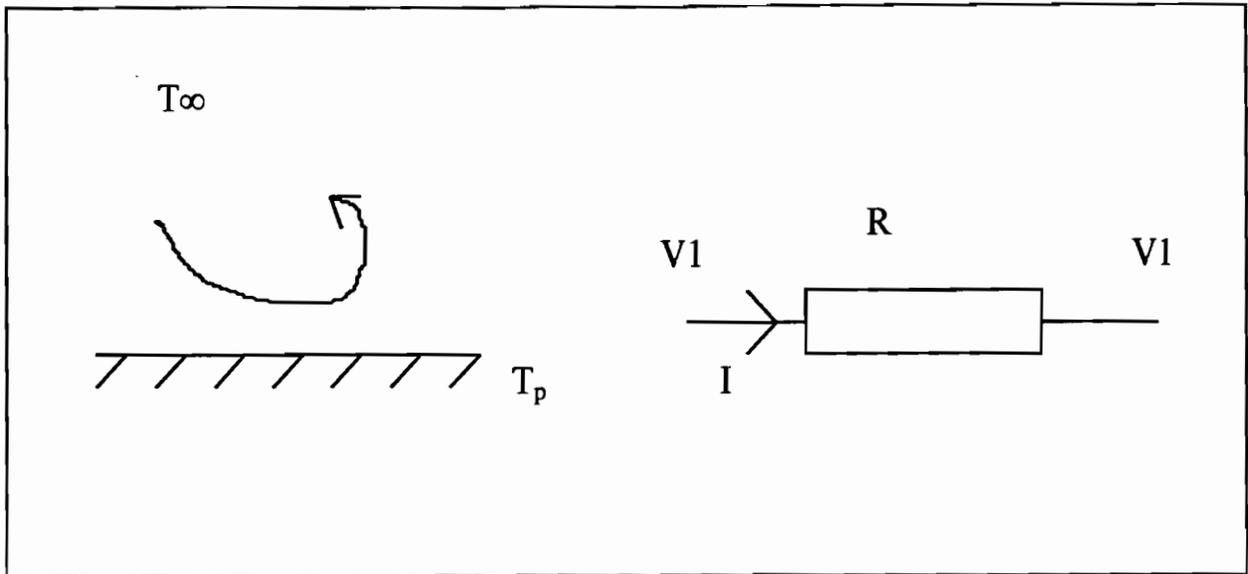


Figure 4-2

Capacité thermique d'un corps

Soit un corps de masse m et de chaleur massique c et T la température du corps :

En intégrant le flux de chaleur ϕ sur une durée donnée ,on obtient l'énergie

échangée en joules .Cette énergie peut s'exprimer aussi comme le produit : $m.c.T$

$$m.c.T = \int \Phi .dT \Rightarrow \Phi = m.c. \frac{dT}{dt}$$

Analogie capacité thermique-capacité électrique

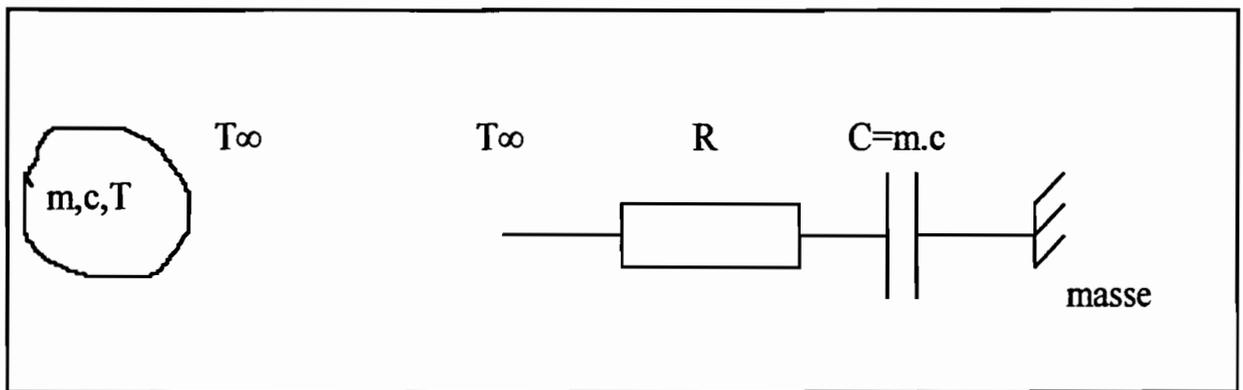


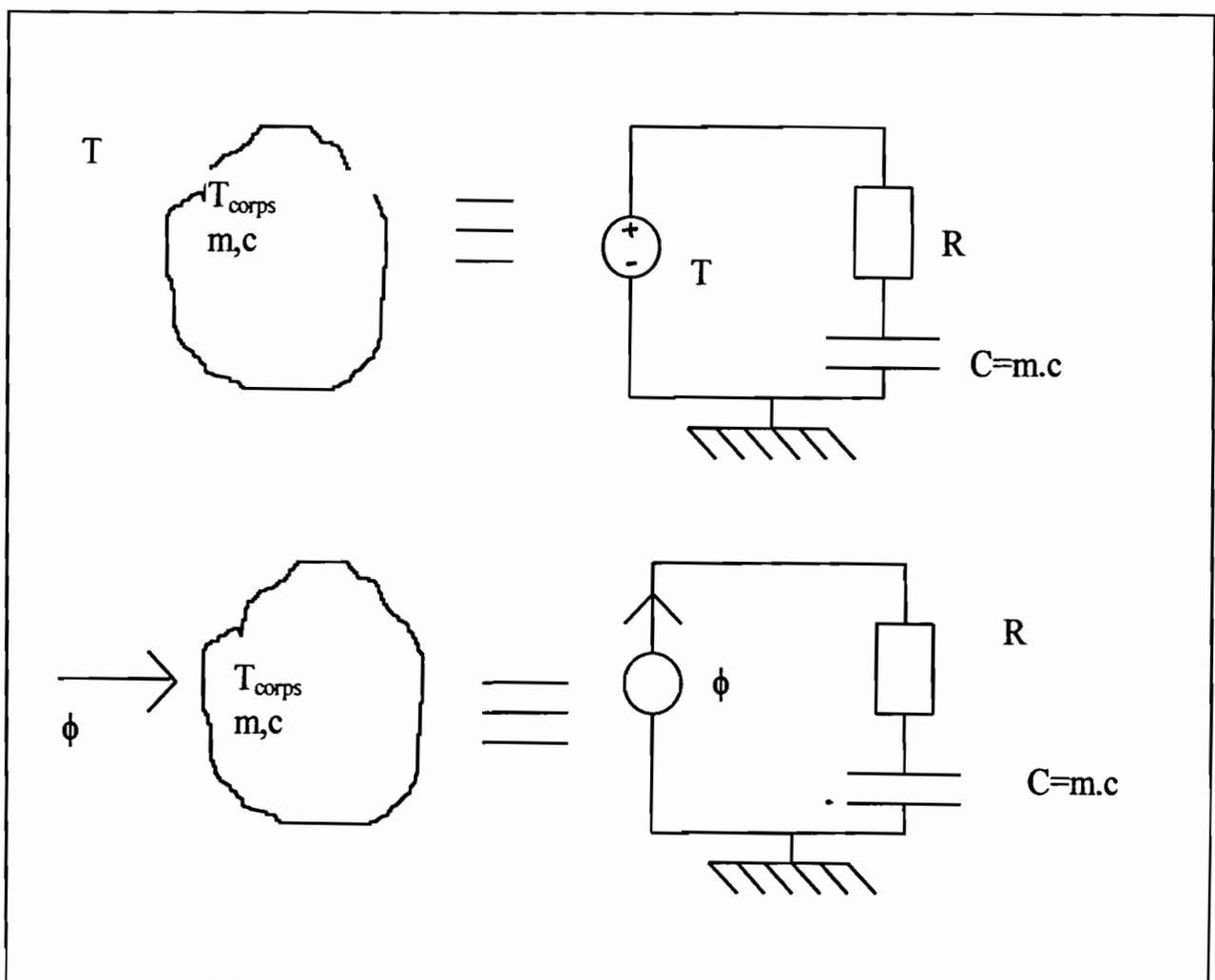
Figure 4-3

Résumé

par l'analogie thermique-électrique, nous allons faire correspondre à un point de température T en Kelvin une tension V en volt. Une température imposée sera donc équivalente à une tension imposée, c'est à dire un générateur de tension.

A un flux thermique en watts on fera correspondre un générateur de courant électrique en ampères

Un corps de masse m et de chaleur massique c à la température T en Kelvin sera équivalant à un condensateur de capacité $m.c$ relié, d'une part à la masse et d'autre part à la source de tension imposant une tension V



IV-2 Cas d'un bassin enterré

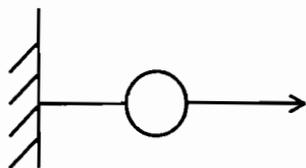
Nous considérons un réservoir parallélépipédique de longueur 2 m , de largeur 1 m et de profondeur 0.6 m .Ce réservoir sera construit en béton et enterré.

L'absorbeur placé au dessus du réservoir , avec une isolation de la face en dessous et tout sera placée a l'intérieur d'une serre .

Modélisation de la température ambiante

La température ambiante est une grandeur imposée au système, on la modélisera par un générateur de tension . on avait déjà modélisé l'évolution de la température en fonction du temps au chapitre 3.

$$T_a(t) = (T_{amax}+T_{amin})/2 + (T_{amax}-T_{amin})/2 \cdot \sin (15(t-9))$$



$$T_a(t) = (T_{amax}+T_{amin})/2 + (T_{amax}-T_{amin})/2 \cdot \sin (15(t-9))$$

Figure 4-5

Modélisation des échanges thermiques au niveau du réservoir

Modélisation des échanges thermique entre le bassin et le sol

Caractéristique du sol

$$\lambda = 1.5 \text{ w/m.k}$$

$$\rho = 2.85 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$$

$$c = 0.8 \cdot 10^3 \text{ J/Kg.K}$$

Soit e l'épaisseur de la couche de sol entourant le bassin dont la température est perturbée par la présence du bassin et R la résistance thermique de cette couche.

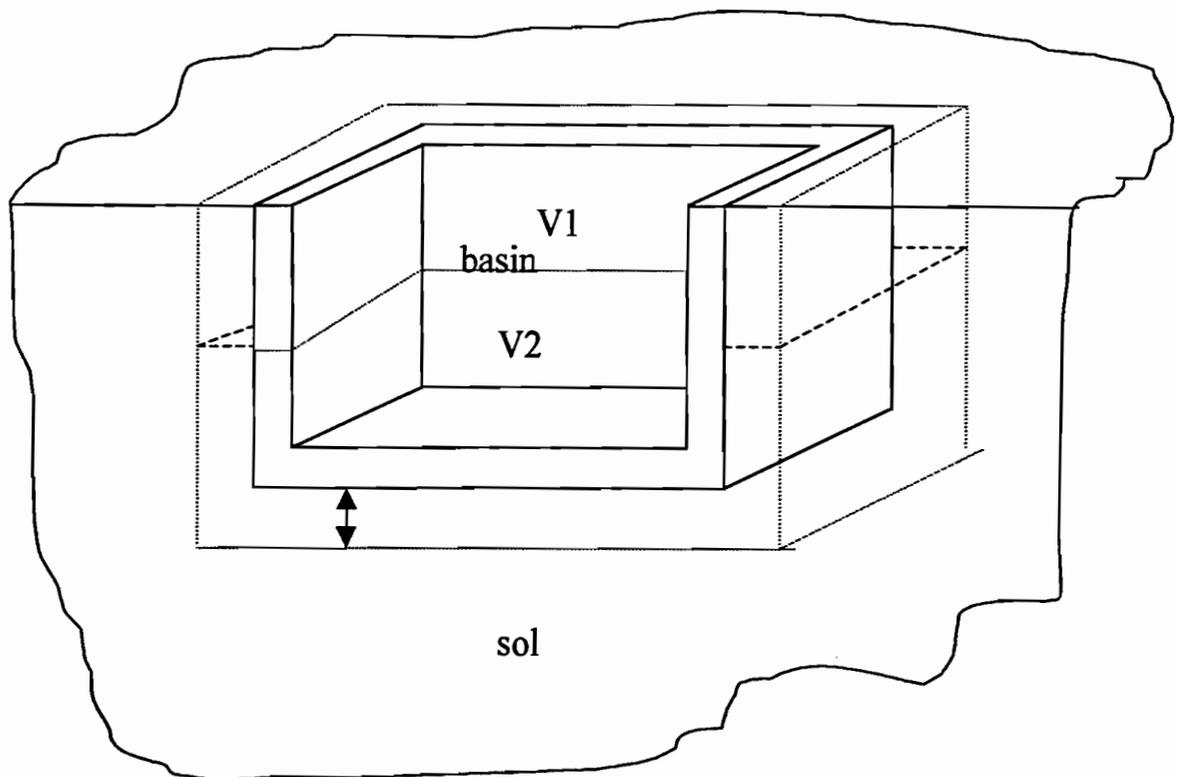


Figure 4-6

Modélisation du sol

Soit S_i la surface de la partie i du bassin enveloppée par le sol, alors on a :

$$R = \frac{e}{\lambda \cdot S_i}$$

La température du sol étant imposée au système, elle sera modélisée par deux sources de tension correspondant aux deux couches définies sur la figure 4-6.

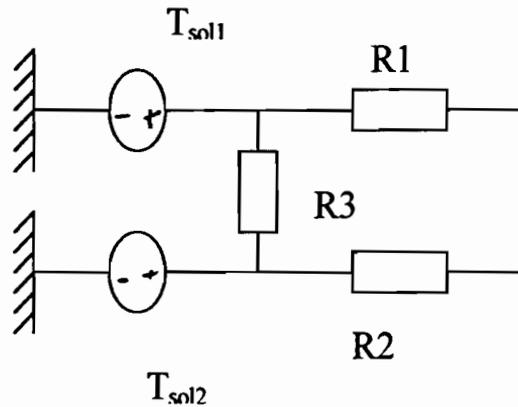


Figure 4-7

$$R1 = 0.11 \Omega$$

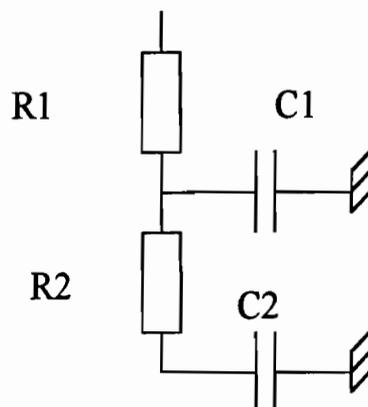
$$R2 = 0.05 \Omega$$

$$R3 = 0.111 \Omega$$

Discrétisation du volume d'eau

Le volume d'eau sera divisé en deux parties comme le montre la figure 4-6

Chaque partie sera modélisée par une résistance en série avec une capacité



$C1=2.086.10^6$	$R1=7.79 10^{-3}$
$C2=2.086.10^6$	$R2=7.79 10^{-3}$

Résistance thermique du béton

La paroi en béton divisé également en deux parties correspondant aux deux volumes d'eau

$$\lambda = 0,92W / m.K$$

$$e = 0,15m$$

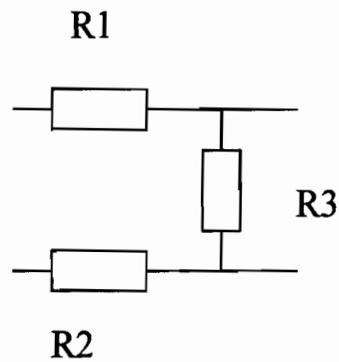
$$S_1 = 1,8m^2$$

$$S_2 = 3.8m^2$$

$$R_{\text{béton1}} = 0,09 \Omega$$

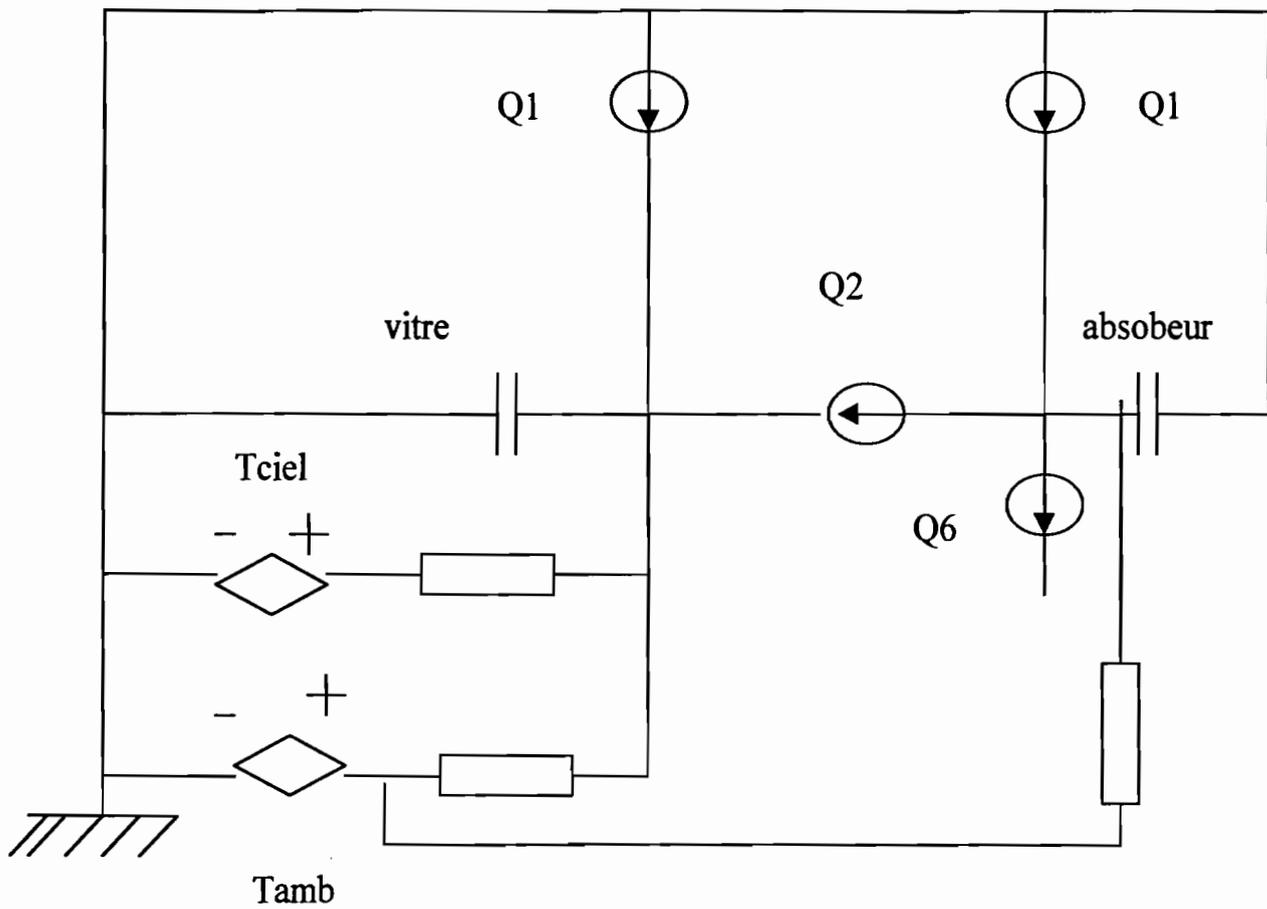
$$R_{\text{béton2}} = 0,043 \Omega$$

$$R_{\text{béton3}} = 0.362 \Omega$$



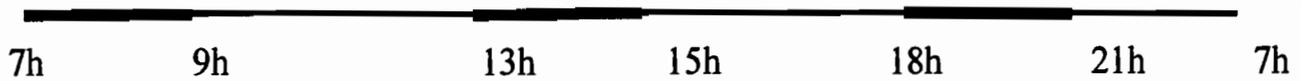
Modélisation électrique du capteur

Les échanges thermique au niveau du capteur on été développé au chapitre II, il nous reste donc de les représenté sous forme de circuit électrique.



Modélisation d'un soutirage

Nous allons proposer le programme d'utilisation de l'eau chaude suivant et faire sa modélisations.



Evaluons les besoins en eau chaude journalier d'une ménage à 200 l ,

Le débit moyen du soutirage :d

$$d = \frac{200l}{24h} = 83337lh^{-1}$$

$$d = 2.315.10^{-3}l.s^{-1}$$

Le débit massique d'eau chaude :m

$$m = 11,9.10^{-3}kg.s^{-1}$$

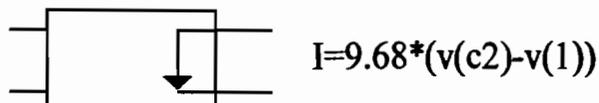
Une quantité d'eau chaude soutirée dans le bassin est remplacée par la même quantité d'eau a la température ambiante

Calcule du débit d'énergie.

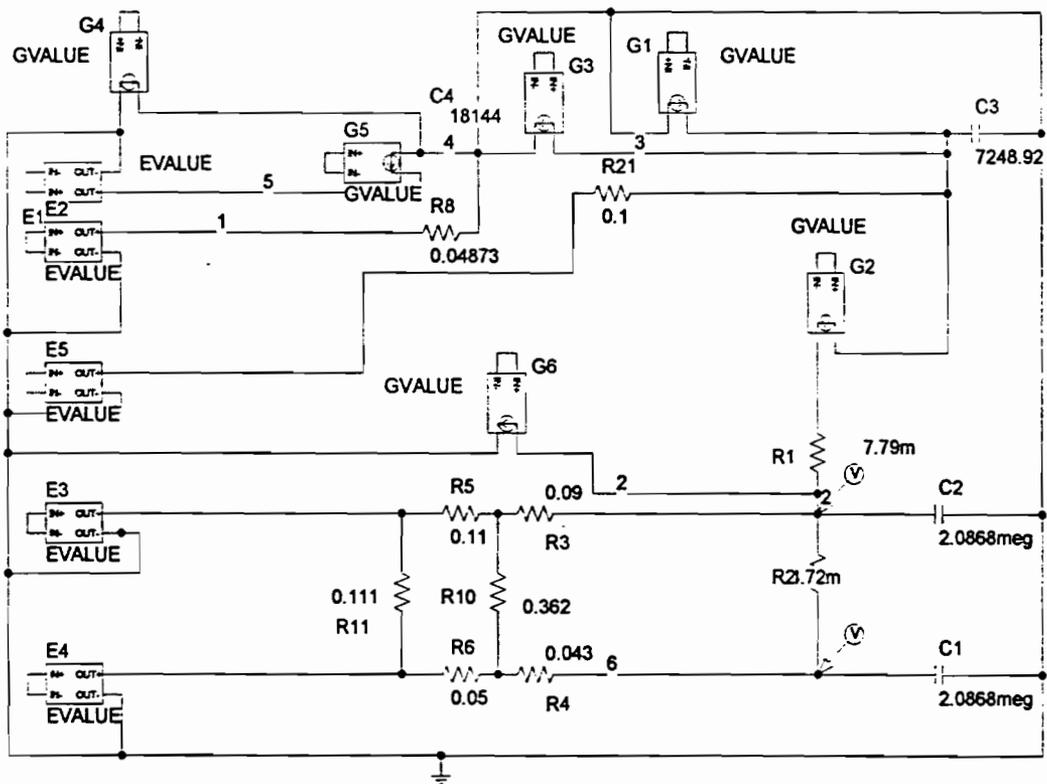
$$Q = m.C_p.(T_e - T_{amb})$$

$$Q = 2,315.10^{-3} * (T_e - T_{amb})$$

On modélisera le soutirage par une source de courant dépendant d'une différence de potentiel.



Circuit électrique équivalent du système



G1 : Intensité du rayonnement absorbé par la plaque solaire.

G2 : Intensité des échanges thermiques entre l'absorbeur et l'eau.

G3 : Intensité des échanges thermiques par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre.

G4 : Intensité du rayonnement absorbée par la vitre.

G5 : Intensité des échanges thermiques par rayonnement entre la vitre et le ciel.

G6 : Intensité de l'énergie thermique soutirée du bassin.

E1 : Température ambiante.

E2 : Température du ciel.

E3, E4 : Températures du sol.

C1, C2 : Capacité thermique du volume d'eau dans le bassin.

C3 : Capacité thermique de la plaque.

C4 : Capacité thermique de la vitre.

R1, R2 : Résistance thermique de l'eau.

R3, R4, R10 : Résistance thermique du béton.

R5, R6, R11 : Résistance thermique du sol.

CHAPITRE V

SIMULATION DU SYSTEME

Maintenant nous allons faire la simulation de notre système avec le logiciel P-spice pour deux régions du SENEGAL. pour chaque région nous ferons la simulation pour deux mois différents. Nous allons choisir deux régions extrêmes ; Dakar et Tambacouda pour y étudier le comportement de notre système .Pour la région de Dakar on fera la simulation pour les mois de décembre et juin , pour Tamba on prendra octobre et avril.

Certains paramètres de notre circuit sont indépendants du site et de la période de l'année c'est à dire indépendant des conditions climatiques ,d'autre sont fonction des conditions climatiques.

Nous commencerons par calculer les valeurs de tous les composants pour toutes les simulations

Calcul des composants pour un mois de juin à Dakar

Les données météo

Irradiation journalière wh/m ²	6019
Température maximale °C	28,1
Température minimale °C	23,3
Vitesse moy du vent m/s	3,9

$$G1_{max} = 1377,207$$

$$G4_{max} = 47,27323$$

$$E2 = A + B \cdot \sin(15(t-9)) \quad A = 25,7 \quad B = 2,4$$

$$E3 = A + B \cdot \sin(15(t-9)) \quad A = 25,7 \quad B = 1,2$$

$$E4 = 25,7$$

$$R8 = 0,048733$$

Calcul des composants pour un mois de decembre à Dakar

Les données météo

Irradiation journalière wh/m ²	4286
Température maximale °C	26,3
Température minimale °C	19,9
Vitesse moy du vent m/s	5,4

$$G1_{max} = 985,78$$

$$G4_{max} = 33,66224$$

$$E2 = A + B \cdot \sin(15(t-9)) \quad A = 23,1 \quad B = 3,2$$

$$E3 = A + B \cdot \sin(15(t-9)) \quad A = 23,1 \quad B = 1,6$$

$$E4 = 23,1$$

$$R8 = 0,038139$$

Calcul des composants pour un mois de Avril à Tamba

Les données météo

Irradiation journalière wh/m ²	5817
Température maximale °C	40,4
Température minimale °C	25,7
Vitesse moy du vent m/s	2,5

$$G1_{max} = 1337,91$$

$$G4_{max} = 45,68672$$

$$E2 = A + B \cdot \sin(15(t-9))$$

$$A = 33,05$$

$$B = 7,35$$

$$E3 = A + B \cdot \sin(15(t-9))$$

$$A = 33,05$$

$$B = 3,675$$

$$E4 = 33,05$$

$$R8 = 0,065789$$

Calcul de composants pour un mois de Octobre à Tamba

Les données météo

Irradiation journalière wh/m ²	4764
Température maximale °C	35,7
Temperature minimale °C	22,7
Vitesse moy du vent m/s	2,7

$$G1_{max} = 1095,72$$

$$G4_{max} = 37,41646$$

$$E2 = A + B \cdot \sin(15(t-9))$$

$$A = 29,2$$

$$B = 6,5$$

$$E3 = A + B \cdot \sin(15(t-9))$$

$$A = 29,7$$

$$B = 3,25$$

$$E4 = 30,2$$

$$R8 = 0,062657$$

Température du sol

Nous savons que la température du sol varie avec la température ambiante mais plus on va en profondeur elle tend à devenir constante et à être égale à la température ambiante moyenne pour cette période de l'année .

Le bassin a une profondeur de 60 centimètres et est divisé en deux nœuds situés à des profondeurs respectives de -15 cm et -45 cm. Pour le premier nœud on suppose que la température oscille de manière sinusoïdale autour de la température ambiante moyenne avec une amplitude égale à la moitié de celle de la température ambiante.

Pour le deuxième nœud on affectera la valeur moyenne de la température ambiante.

RESULTATS DE LA SIMULATION

Sur les graphiques suivants, on a les évolutions : de la température ambiante, de la température de l'eau au fond du bassin, et de la température de l'eau à la surface du bassin.

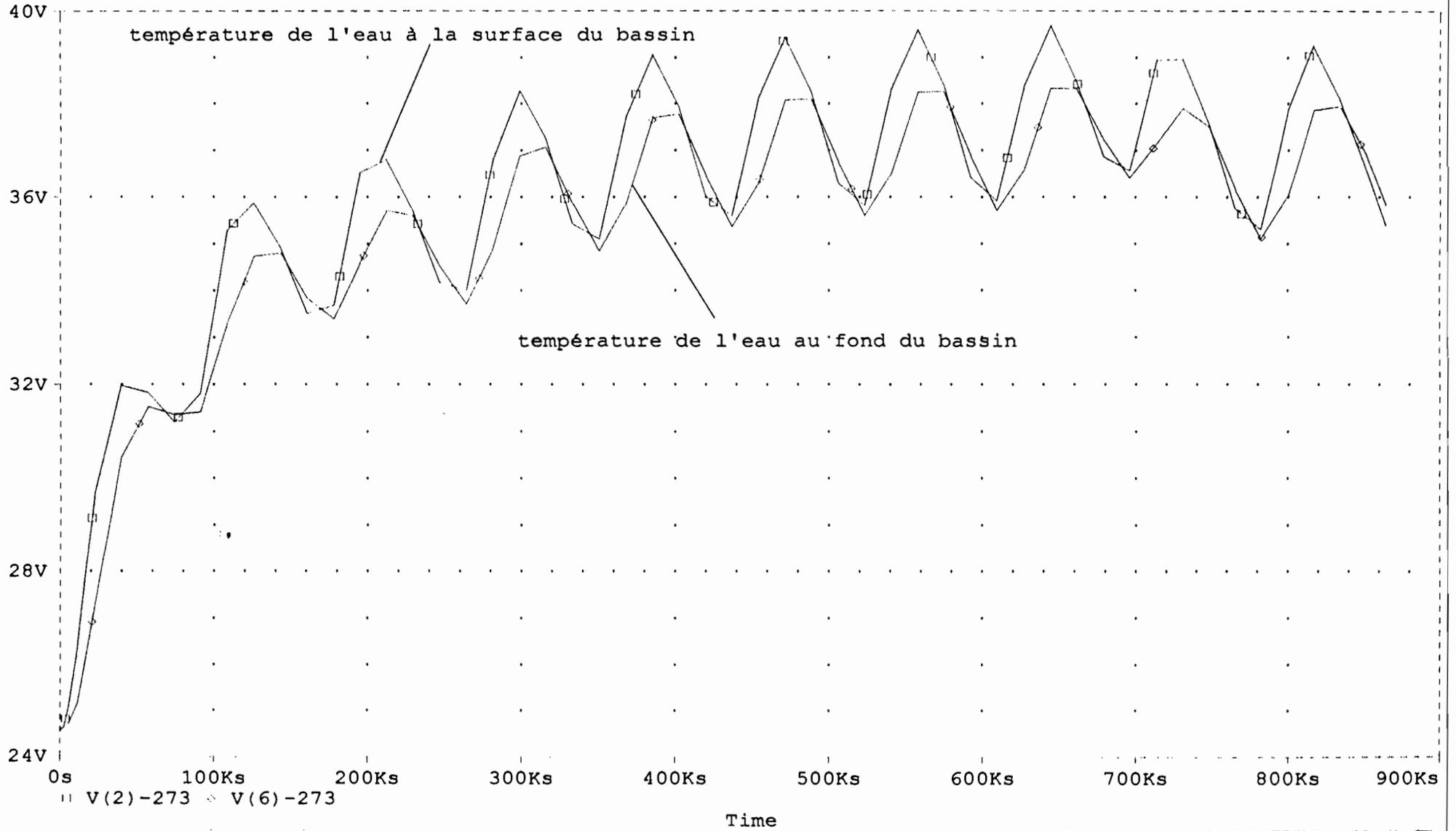
Les graduations en volt représentent des températures en degré celcius.

La simulation est faite sur une période de dix jours, le pas de calcul est égal à 2 nano seconde.

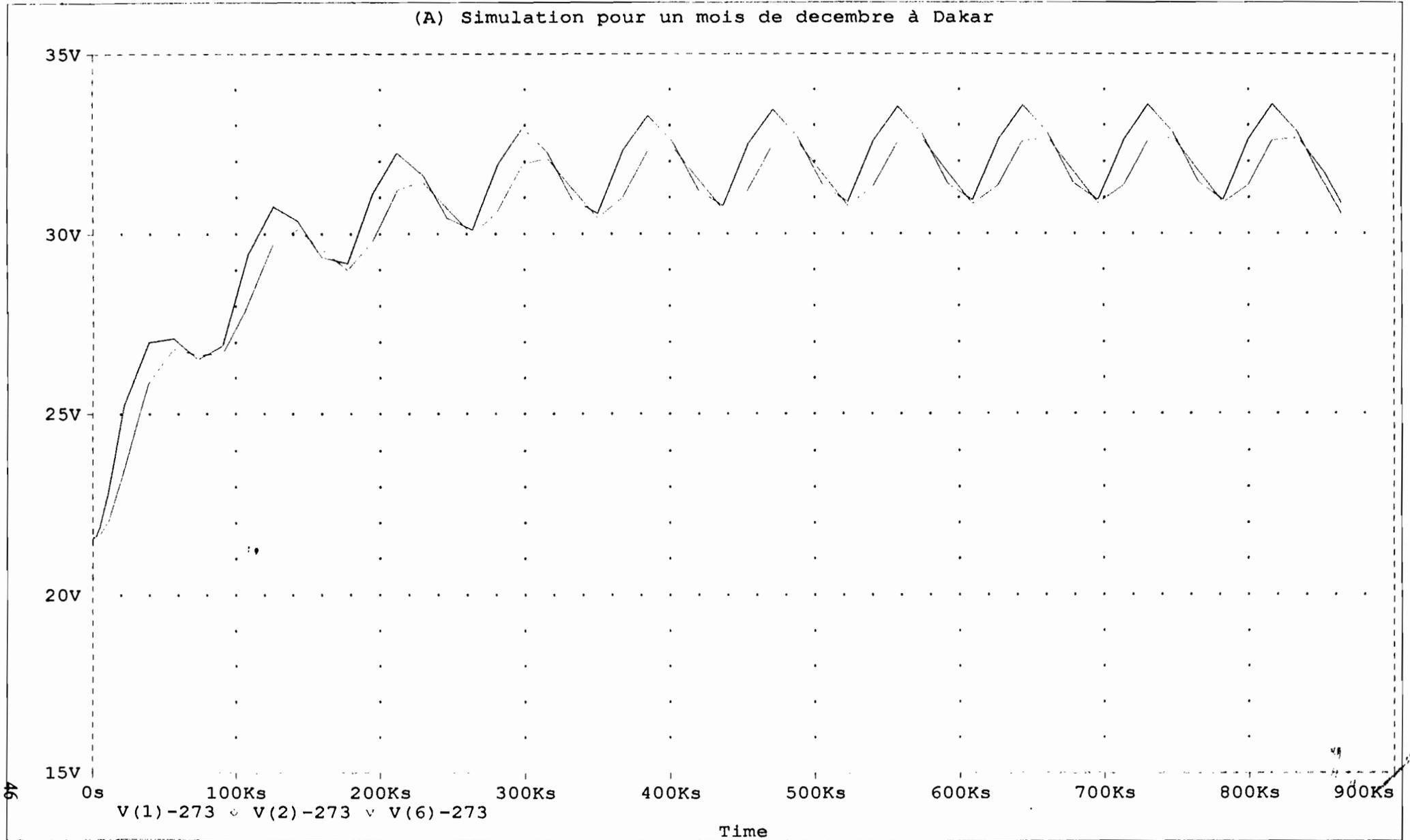
Après dix jours de fonctionnement on a un gain par rapport à la température ambiante de :

- 8.725 °C, pour le mois de Décembre à Dakar, ce qui donne de l'eau à 32.14°C.
- 11.555°C pour le mois de Juin à Dakar ce qui donne de l'eau à 35.255°C.
- 10.7°C pour le mois de Avril à Tamba ce qui donne de l'eau à 43.75°C.
- 8.8°C pour le mois de Octobre à Tamba ce qui donne de l'eau à 38.°C.

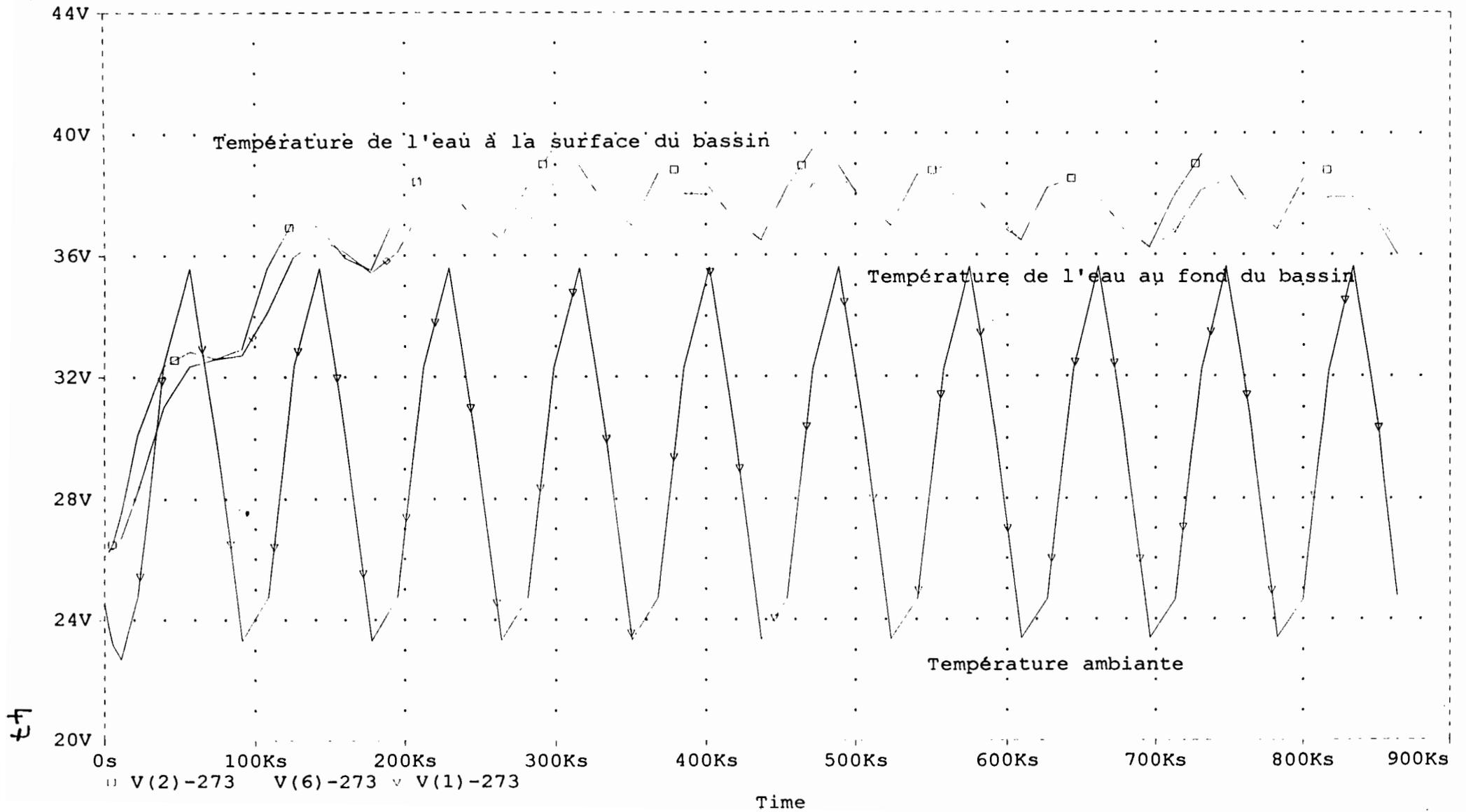
(A) Simulation pour un mois de juin à Dakar



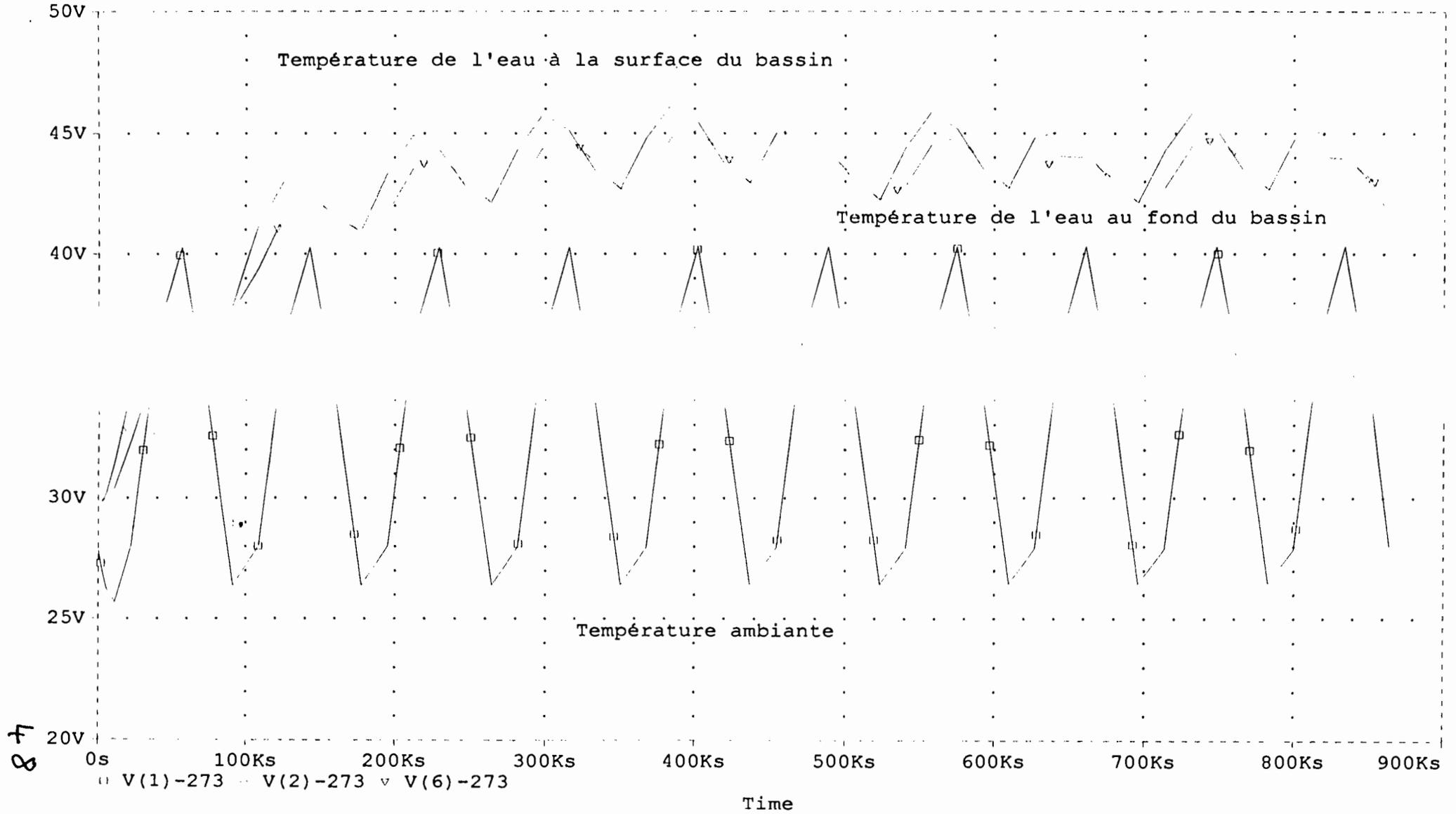
(A) Simulation pour un mois de decembre à Dakar



(A) Simulation pour un mois d'octobre à Tamba



(A) Simulation pour un mois d'avril à Tamba



Débit optimal de pompage

Le tableau suivant donne les températures obtenues en faisant varier le débit de pompage. Les simulations sont faites pour un mois de Juin à Dakar.

Débit de la pompe	0.06 l/s	0.07 l/s.	0.08 l/s	0.08l/s
Volume du bassin	0.8 m ³	0.8m ³	0.8 m ³	0.8 m ³
Température min du bassin	36.36°C	36.4°C	36.45°C	336.1°C
Température max du bassin	39.6°C	39.67°C	39.7°C	38.8°C
Température moyenne du bassin	37.98°C	38.03°C	38.07°C	37.45°C

Tableau 5.1

D'après les résultats du tableau 5.2, le débit optimal pour la pompe est 0.08 litre par seconde.

Taille optimale du bassin

Le tableau suivant donne les températures obtenues en faisant varier le volume du bassin, c'est à dire en faisant varier sa profondeur. Les autres dimensions du bassin sont conservées pour maintenir le même apport d'ensoleillement . Les simulations sont faites pour un mois de Juin à Dakar.

Profondeur du bassin	0.6 m	0.5 m.	0.4 m	0.3 m
Volume du bassin	1.2 m ³	1m ³	0.8 m ³	0.6 m ³
Température min du bassin	34.5°C	37°C	35.6°C	34.8°C
Température max du bassin	37°C	40.9°C	39.2°C	39°C
Température moyenne du bassin	35.75°C	38.95°C	37.4°C	36.9°C

Tableau 5.2

D'après les résultats du tableau 5.1, la profondeur optimale pour le bassin est de 0.5 mètre , ce qui correspond à un volume de 1 mètre cube.

CONCLUSION

Les différentes simulations faites nous ont fait remarquer les caractéristiques suivantes :

- Le fait de diminuer le volume d'eau dans le réservoir n'entraîne pas une augmentation conséquente des températures obtenues.
- Les températures obtenues en fonction du débit d augmentent jusqu'à une certaine valeur de d puis elles commencent à décroître, la valeur de D donnant la température maximale étant égale à $d = 0.08$ l/s
- Même s'il n'y a pas de puisage au bout de dix jours la température arrête de monter et oscille entre deux valeurs fixes

Sur la base de ces différentes remarques, nous pouvons dire que le système ne permet pas d'obtenir les températures élevées, nécessaires à certaines applications.

Mais il peut être intéressant de l'utiliser comme préchauffeur et de le coupler avec un autre système de chauffage.

Il est plus intéressant de le coupler avec un système de chauffage instantané par poste que de le faire avec un système de chauffage centralisé. Car le système est capable de chauffer jusqu'à une température moyenne, une quantité d'eau largement supérieure au besoin d'un ménage.

BIBLIOGRAPHIES

[1] “ Plomberie et application de tuyauterie”

cours de **Paul DEMBA** , ESP,2000

[2] “ Chaufferie et conduite de fumé domestique”

A . CLAUDON , Eyrolles 1966

[3] “Energie nouvelle et renouvelable “ cours de **Papa mody NDIAYE**

ESP,1999

[4] “ Cours et données de base Transfert thermique et mécanique des fluide”

J . TAINE & J.P. PETIT, Dunod Paris 1995

[5] “Air climatisé et réfrigération”

cours de **Oumar DIALLO**, ESP, 2000

[6] “Le rayonnement solaire - conversion thermique et application”

Roger BERNARD - Gilbert MENGUY - Marcel SCHWARTZ

Technique et documentation Lavoisier, 2^{ème} édition 1980

[7] “ Transmission de chaleur et thermodynamique” **Franck KREITH**

Masson & Cie Editeurs 1967

[8] “Guide Biomasse Energie “

Boufeldja BENABDALAH - Jose CARRE - Smail KENNAS

Edition ACADEMIA 1994

[9] “ Eléments de calcul d’une installation de chauffage”

Dominique WEIGEL Edition Eyrolles 1974

[] “Transmission de chaleur”

cours de **Banda NDOYE** , ESP, 1999

Annexe A

DONNEES METEO

Rayonnement journalier moyen (wh/m ² ,jour)									
Station	Louga	Bambey	Tamba	Podor	Ziguinchor	Linguere	Matam	Dakar-yoff	Nioro du rip
Janvier	4283	4356	4178	4261	4314	4753	4428	4681	5194
Février	4706	5214	4989	4294	4469	5297	4947	5453	5819
Mars	5294	6164	5464	5431	5503	6478	5758	6400	6519
Avril	5978	6478	5817	5322	5367	6489	5958	6614	7156
Mai	5992	6150	5394	5164	4944	6311	5475	6250	7131
Juin	5769	5717	5217	5386	5178	6022	5556	6019	6417
Juillet	5578	5625	4967	5567	4578	6072	5589	5578	5864
Août	5453	5603	4869	5411	4719	5839	5542	5417	5789
Septembre	5403	5172	5192	5233	5117	5567	5453	5303	6061
Octobre	5350	5303	4764	5244	5072	5578	5214	5442	5847
Novembre	4594	4867	4231	4511	4444	4953	4769	4811	5447
Décembre	4367	4281	3631	4250	5125	4708	4147	4286	5339

Tableau A-1

Température maximale mensuelle moyenne (°C)									
Station	Louga	Bambey	Tamba	Podor	Ziguichor	Linguère	Matam	Dakar-Yoff	Nioro-du Rip
janvier	31	31,8	33,1	29,9	33,3	31,8	31,7	24,1	33,5
février	34	34,9	36,3	3,7	35,8	35	35,8	24,3	36,6
mars	36,3	36,8	38,6	36,4	37,3	37,4	38,9	25,2	38,3
avril	37	37,6	40,4	39,1	37,3	39,6	41,9	24,5	39,9
mai	37,5	37,9	39,9	41,1	36	40,9	43	25,5	39
juin	35,9	36,5	36,7	40,5	34,1	38,9	39,9	28,1	36,6
juillet	34,2	34,3	32,8	37,7	32	35,8	37,2	29,5	33,9
août	33,9	33	31,8	37	31,4	34,7	35,6	29,9	32,1
septembre	34,5	32,8	32,7	37,4	32,1	34,8	35,8	30,3	32,4
octobre	37,7	36,3	35,7	39,5	33,4	37	39	30,6	34,2
novembre	35,5	36	35,8	35,8	33,9	35,8	37,5	28,9	36,3
décembre	31,7	33	33,7	31,3	32,6	32,8	32,8	26,3	33,9

Tableau A-2

Température minimale mensuelle moyenne (°C)									
Station	Louga	Bambey	Tamba	Podor	Ziguichor	Linguère	Matam	Dakar-Yoff	Nioro-du Rip
janvier	16,4	17,3	17,7	15,9	16,6	16,7	16,4	17,2	15,5
février	17,8	17,9	20,2	18,3	17,7	18,9	19,2	17,4	17
mars	18,9	19	22,9	20,3	19,4	18,9	22,2	18,3	19,2
avril	19,1	19,5	25,7	22,2	20,3	22,3	25,3	19	20,8
mai	20,6	21	26,8	24,9	22	24,2	28,4	20,6	22,5
juin	22,6	22,9	25,5	25,2	23,7	24,6	28	23,3	23,8
juillet	24,4	24,3	23,5	25,3	23,6	24,6	26,3	24,5	23,9
août	23,5	23,8	23	25,3	23,6	24,5	25,5	25	23,9
septembre	24,2	23,5	22,6	25,5	23,5	24,2	24,9	25	23
octobre	23,1	22,5	22,7	24,6	23,2	23,3	24,9	25	22,7
novembre	2,3	19,4	19,6	20,8	20,6	20,1	20,8	22,8	18,1
décembre	17,7	17,3	17,4	17,1	17,2	17,4	17,1	19,9	14,9

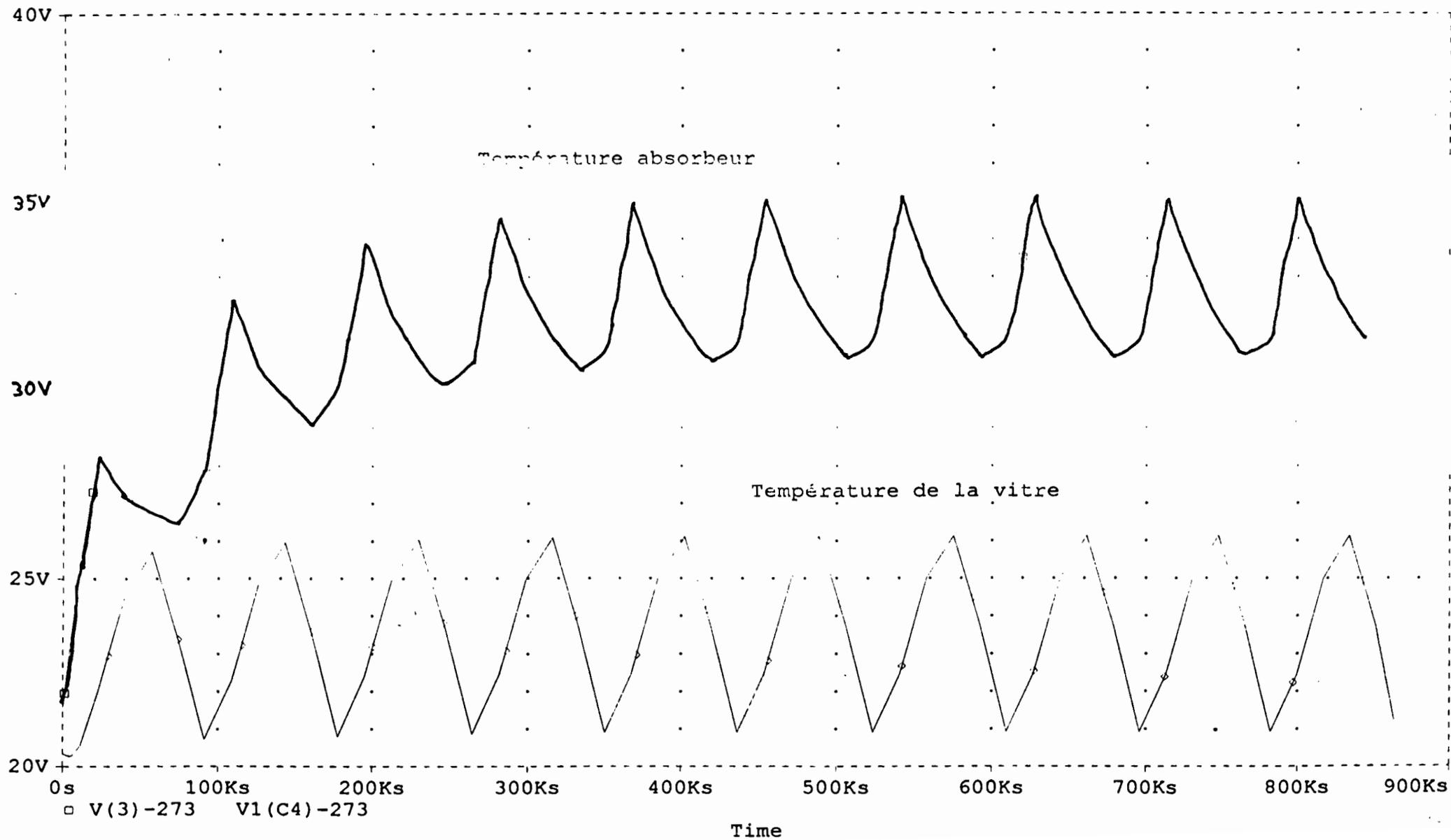
Tableau A-3

Vitesse moyenne mensuelle du vent (m/s)										
Station	Louga	Bambey	Tamba	Podor	Ziguichor	Linguère	Matam	Dakar-Yoff	Nioro-du Rip	
janvier	4,9	2,7,27,	2,5	2,8	1,4	3,3	3,9	5,1	1,4	
février	4,4	2,6	2,5	2,8	1,6	3,3	3,9	4,4	1,4	
mars	4	2,5	2,5	2,8	1,8	3,3	3,9	4,4	1,4	
avril	3,7	2,4	2,5	2,7	2	3,4	3,9	4,2	1,4	
mai	3,1	2,5	2,6	2,8	2,1	3,5	3,9	4,1	1,4	
juin	3	2,5	2,6	2,8	2,1	3,6	4	3,9	1,3	
juillet	3	2,5	2,6	2,9	2,2	3,6	4	4	1,2	
août	3	2,5	2,7	2,9	2,4	3,6	4,1	4	1,1	
septembre	2,9	2,6	2,7	2,9	2,5	3,7	4,1	4,2	1,1	
octobre	2,9	2,6	2,7	3	2,6	3,7	4,2	4,6	1,1	
novembre	2,9	2,6	2,8	3	2,8	3,8	4,4	5,1	1,1	
décembre	2,8	2,6	2,8	3	3	3,8	4,4	5,4	1,2	

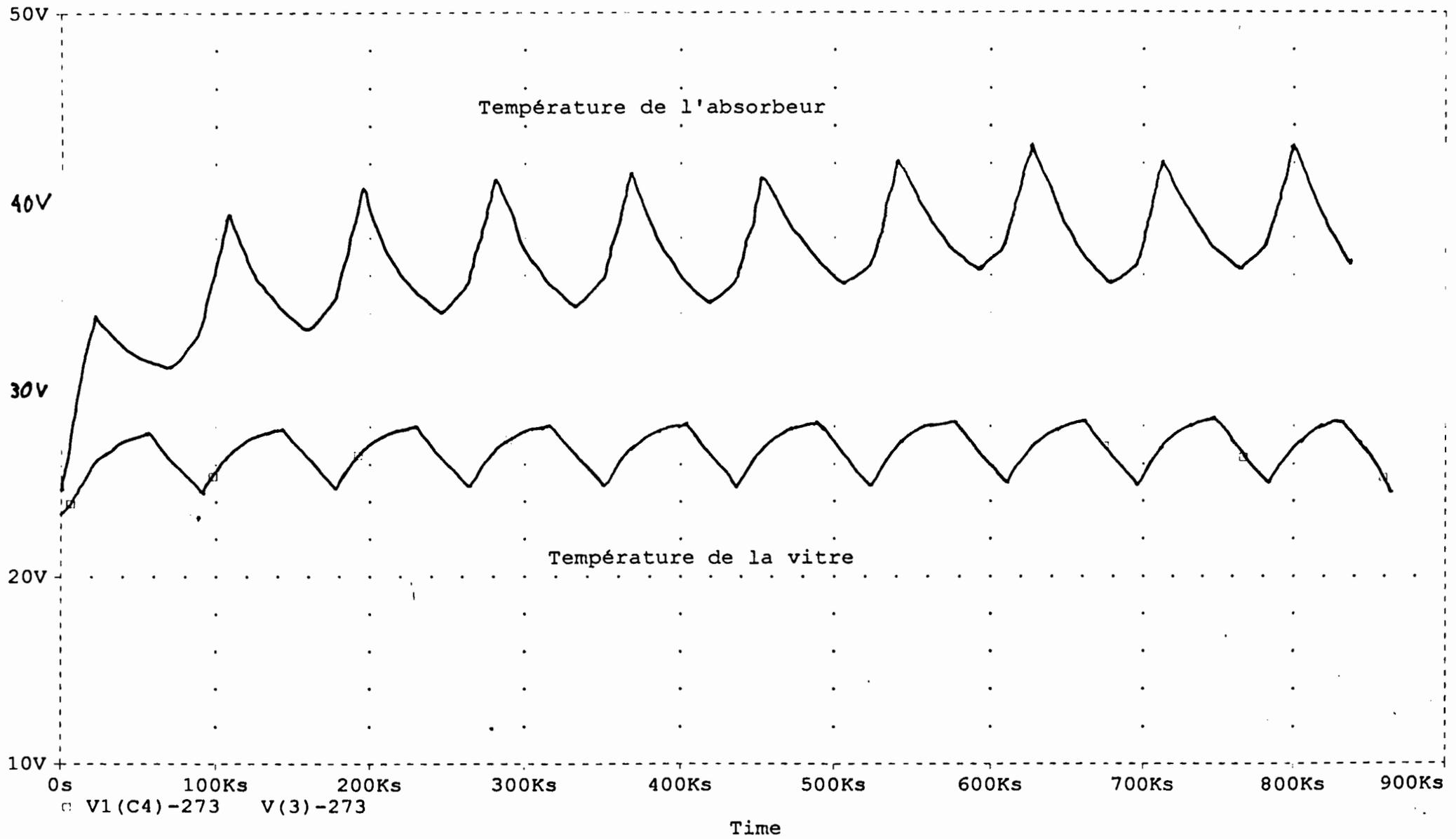
Tableau A-4

ANNEXE B

(A) Dakar mois de décembre



(A) Dakar mois de juin



ANNEXE C

LISTING DU PROGRAMME

* Schematics Netlist *

```

C_C4      4 0 18144
G_G5      4 5 VALUE { 5.67*pwr(10,-9)*(pwr(v(4),4)-pwr(v(5),4)) }
R_R21     $N_0002 3 0.1
R_R1      2 $N_0003 7.79m
G_G3      3 4 VALUE { 20.41*pwr(10,-9)*(pwr(v(3),4)-pwr(v(4),4)) }
R_R2      6 2 4.72m
E_E1      5 0 VALUE { 0.052*PWR(v(1),1.5) }
E_E5      $N_0002 0 VALUE { v(1) }
C_C3      3 0 7248.92
G_G1      0 3 VALUE {
+ 1330.98*SIN(3.14*(time)/43200)*LOG(SGN(SIN(3.14*time/43200))+2)/LOG(3) }
G_G4      0 4 VALUE {
+ 45.69*SIN(3.14*time/43200)*log(sgn(sin(3.14*time/43200))+2)/log(3) }
E_E3      $N_0009 0 VALUE { 273+25.7+1.2*sin(15*3.14*(time/3600-9)/180) }
E_E2      1 0 VALUE { 273+25.7+2.4*SIN(15*3.14*((time)/3600-9)/180) }
R_R8      1 4 0.048733
R_R3      2 $N_0012 0.135869
R_R4      6 $N_0013 0.050951
R_R6      $N_0014 $N_0013 0.0454545
R_R10     $N_0013 $N_0012 0.148148
R_R11     $N_0014 $N_0009 0.074074
E_E4      $N_0014 0 VALUE { 273+25.7 }
C_C2      2 0 2086800
C_C1      6 0 2086800
G_G6      2 0 VALUE { 9.68*(V(2)-v(1)) }
R_R5      $N_0009 $N_0012 0.1666666
G_G2      3 $N_0003 VALUE { 560.35*(v(3)-v(6))*pwr(d,0.5) }

```