

# Programmation Dynamique Appliquée à l'Optimisation du Confort Thermique dans un Véhicule Electrique

A. Lahlou<sup>1,2,3</sup>, F. Ossart<sup>1</sup>, E. Boudard<sup>2</sup>, F. Roy<sup>2</sup>, M. Bakhouya<sup>3</sup>

(1) GEEPS – CNRS UMR 8507 – CentraleSupélec – UPSud – Sorbonne Université UPMC; 91192 Gif sur Yvette – France

(2) PSA Groupe Route de Gisy; 78943 Vélizy Villacoublay France

(3) Université Internationale de Rabat, Technopolis Rabat-Shore, Rocade Rabat-Salé, 11 100 Sala El-Jadida Maroc

**Résumé** — Garantir le confort thermique de l'habitacle tout en minimisant la consommation énergétique du véhicule est un enjeu clef pour la conception de la supervision du système de climatisation (HVAC) des véhicules électriques (VE). En effet, la consommation énergétique du HVAC et son comportement dynamique influencent considérablement l'autonomie du VE. La gestion énergétique proposée dans ce travail optimise le confort thermique sur un trajet donné en utilisant la programmation dynamique. Des simulations ont été réalisées pour des conditions météorologiques données sur un trajet afin de calculer le confort thermique pour différents niveaux d'énergie disponible. Les résultats montrent l'intérêt de l'approche proposée pour déterminer le meilleur compromis entre consommation énergétique et confort thermique.

**Mots clés** — Véhicule électrique, confort thermique, HVAC, gestion énergétique, programmation dynamique.

## I. INTRODUCTION

Améliorer l'autonomie des véhicules électriques nécessite de travailler sur la capacité des batteries, mais aussi sur l'augmentation de l'efficacité énergétique du système. Un poste de consommation important est la climatisation, qu'il faut rationaliser sans pour autant dégrader le confort habitacle tout en garantissant d'atteindre la destination. Pour cela, il est nécessaire de disposer d'un système de supervision qui permet d'optimiser le confort thermique sur un trajet pour une énergie embarquée donnée. L'énergie disponible pour la climatisation est déterminée à partir du niveau de charge initial de la batterie et de la prévision de l'énergie de traction nécessaire pour le trajet à venir ; le confort thermique est alors ajusté en fonction de l'énergie disponible. Le travail présenté dans cet article utilise la programmation dynamique pour déterminer cette commande optimale. Après avoir introduit rapidement le modèle du système, nous formalisons le problème d'optimisation et présentons un premier exemple de résultat de simulation.

## II. MODELISATION DU VE

Cette section présente le modèle du VE, composé de trois sous-systèmes : le HVAC, le chaîne de traction et la batterie.

### A. Modélisation du HVAC

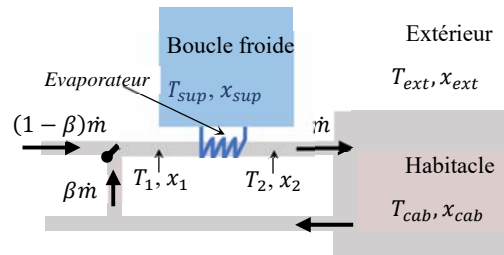


Fig. 1 Schéma du HVAC

Le schéma du système HVAC est illustré dans la Fig. 1. L'air soufflé dans l'habitacle est un mélange d'air extérieur et d'air recyclé de l'habitacle. Il est refroidi et asséché au niveau de l'évaporateur avant d'être injecté dans l'habitacle. Les échanges thermiques entre l'habitacle et l'environnement extérieur se font par convection, circulation d'air et irradiation solaire. Le débit d'air est noté  $\dot{m}$ .  $\beta$  représente la fraction d'air recyclé.  $T$  et  $x$  désignent respectivement la température et l'humidité spécifique (rapport entre la masse de vapeur d'eau et la masse d'air humide dans un volume donné). Ces grandeurs sont définies en différents points du système : avant et après l'évaporateur, à sa surface (indice *sup*), dans et à l'extérieur de l'habitacle.

L'évolution de la température de l'habitacle est régie par (1), où  $C_{hab}$  est la capacité thermique de l'habitacle (y compris les parois et les sièges).  $P_{conv}$  est la puissance thermique échangée à travers le pare-brise et les parois par convection. Elle est donnée par (2), où  $H$  est le facteur de transfert thermique par convection.  $P_{enth}$  correspond aux échanges thermiques liés à la circulation de l'air. Elle est régie par (3), où  $h_2$  (resp.  $h_{hab}$ ) désigne l'enthalpie massique de l'air soufflé (resp. extrait) dans l'habitacle, calculé à l'aide de l'équation (4).  $P_{sol}$  représente la puissance d'irradiation solaire et dépend uniquement des conditions météorologiques.

$$C_{cab} \frac{dT_{cab}}{dt}(t) = P_{conv}(t) + P_{enth}(t) + P_{sol}(t) \quad (1)$$

$$P_{conv}(t) = H \cdot [T_{ext}(t) - T_{hab}(t)] \quad (2)$$

$$P_{enth}(t) = \dot{m} \cdot [h_2(t) - h_{hab}(t)] \quad (3)$$

$$h(T, x) = 1006 \cdot T + x \cdot (2500130 + 1823 \cdot T) \quad (4)$$

L'humidité spécifique de l'habitacle évolue en fonction de l'équation (5), qui représente le bilan massique de l'eau, où  $V_{hab}$  et  $\rho_{air}$  indiquent respectivement le volume de l'habitacle et la densité de l'air.

$$V_{cab} \cdot \rho_{air} \cdot \frac{dx_{cab}}{dt} = \dot{m} \cdot (x_2 - x_{cab}) \quad (5)$$

Une partie de l'air recyclé est mélangée à l'air extérieur. La température et l'humidité spécifique de l'air résultant du mélange sont données par (6) et (7), où le taux de recyclage  $\beta$  est fonction de la température extérieure.

$$T_1 = \beta T_{cab} + (1 - \beta)T_{ext} \quad (6)$$

$$x_1 = \beta x_{cab} + (1 - \beta)x_{ext} \quad (7)$$

L'air mélangé est soufflé à travers l'évaporateur de la boucle froide, où il est refroidi et asséché. L'évaporateur est l'un des quatre composants de la boucle froide, les autres étant le compresseur, le condenseur et le détendeur. Dans l'évaporateur, le liquide réfrigérant absorbe la chaleur de l'air, produisant une chute de sa température ainsi que sa condensation. La température et l'humidité spécifique de l'air en sortie d'évaporateur sont données par les équations (8) et (9), où  $\eta$  est le rendement de l'évaporateur,  $T_{sup}$  (resp.  $x_{sup}$ ) sont la température (resp. humidité spécifique) superficielle de l'évaporateur.  $T_{sup}$  est approximativement égal à la température du réfrigérant, qui est contrôlée par la vitesse du compresseur.

$$T_2 = T_1 - \eta \cdot (T_1 - T_{sup}) \quad (8)$$

$$x_2 = x_1 - \eta \cdot (x_1 - x_{sup}) \quad (9)$$

La puissance calorifique absorbée par le liquide frigorigène est donnée par (10), où  $C_p$  est la capacité thermique spécifique de l'air et  $L$  est la chaleur latente de condensation de l'eau.

$$P_{cool} = \dot{m} [C_p(T_2 - T_1) + L(x_2 - x_1)] \quad (10)$$

La boucle froide a besoin d'énergie pour comprimer et pomper le liquide réfrigérant. Les consommations électriques des différents composants dépendent de la température extérieure selon les données tabulées fournies par PSA Groupe. La consommation électrique totale du système HVAC peut être formulée sous la forme synthétique  $P_{HVAC}(P_{cool}, T_{ext})$ .

Malgré sa simplicité, le modèle précédent est assez précis pour notre objectif : il permet de calculer l'influence de la variable de commande du système  $T_{sup}$  sur la température et l'humidité de l'habitacle, et la consommation d'énergie électrique HVAC correspondant.

## B. Modélisation de la chaîne de traction

Le deuxième sous-système est la chaîne de traction. La machine électrique fournit un couple  $T_{EM}$ , qui est transmis aux roues et converti en une force de traction  $F_{traction}$ . La vitesse du véhicule évolue selon (11), où  $m$  est la masse du véhicule.  $F_{road}$  est la somme des forces externes subies par le véhicule: force aérodynamique, de gravitation et de roulement.  $F_{traction}$  est négatif pendant le freinage par récupération.

$$m \cdot \frac{dv}{dt}(t) = F_{traction}(t) + F_{road}(t) \quad (11)$$

La chaîne de transmission entre la machine électrique et les roues est modélisée par un rapport de vitesse fixe et un rendement variable donné par des données tabulées en fonction du couple et de la vitesse. La machine électrique et son électronique de contrôle sont modélisées par une cartographie des pertes mesurées. Par conséquent, la consommation d'énergie de la machine électrique  $P_{EM}$  est donnée par (12), où  $\omega_{EM}$  désigne la vitesse de rotation de la machine, proportionnelle à la vitesse du véhicule.

$$P_{EM} = T_{EM}\omega_{EM} - losses(T_{EM}, \omega_{EM}) \quad (12)$$

Dans la présente étude, nous considérons que le conducteur est modélisé par un régulateur PI qui contrôle le couple de la machine électrique pour suivre un cycle de vitesse donné. Le profil de vitesse réel  $v(t)$  et la consommation électrique résultante  $P_{EM}(t)$  sont calculés via les équations (11) et (12).

## C. Modélisation de la batterie

La batterie alimente la chaîne de traction, le système de climatisation et divers auxiliaires, selon (13).

$$P_{bat} = P_{EM} + P_{HVAC} + P_{aux} \quad (13)$$

La batterie est modélisée par sa tension en circuit ouvert  $V_{bat}$  et sa résistance interne  $R_{bat}$ . Les formules (14) et (15) expriment le courant en fonction de la puissance, puis la variation de l'état de charge de la batterie.  $E_0$  est l'énergie nominale de la batterie.

$$i_{bat}(t) = \frac{V_{bat} - \sqrt{V_{bat}^2 - 4R_{bat}P_{bat}(t)}}{2R_{bat}} \quad (14)$$

$$\frac{dSOE}{dt}(t) = \frac{V_{bat}}{E_0} i_{bat}(t) \quad (15)$$

## III. FORMALISATION DU PROBLÈME

Le confort thermique est une notion complexe, modélisée en première approximation par des plages de température et d'humidité relative perçues comme étant confortables par les occupants du véhicule. L'objectif du système de climatisation (HVAC) est de maintenir au mieux la température et l'humidité relative de l'habitacle dans ces plages de confort, avec un coût énergétique le plus faible possible [1].

Les grandeurs qui permettent de suivre l'évolution du système sont les suivantes :

- dans l'habitacle : température et humidité relative, notées  $T_{cab}$  et  $HR_{cab}$
- à l'extérieur : température, humidité relative et ensoleillement, notées  $T_{ext}$ ,  $HR_{ext}$  et  $P_{sol}$
- au niveau du climatiseur : température superficielle  $T_{sup}$  qui détermine la puissance de climatisation ; c'est cette température qui est utilisée comme variable de commande
- au niveau de la batterie :  $E_{clim}$  énergie électrique consommée par le HVAC.

On définit les variables d'état  $x$ , de commande  $u$  et de perturbation  $w$ , par  $x(t) = [T_{cab}(t) HR_{cab}(t) E_{clim}(t)]'$ ,  $u(t) = [T_{sup}(t)]'$ , et  $w(t) = [T_{ext}(t) HR_{ext}(t) P_{sol}(t)]'$ . L'équation d'évolution dynamique du système peut alors se mettre sous la forme :

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), w(t)) \quad (16)$$

Nous proposons le critère d'inconfort thermique défini par (17),

$$L(T, HR) = k \left( \frac{T - T_{ref}}{\Delta T_{ref}} \right)^2 + (1 - k) \left( \frac{HR - HR_{ref}}{\Delta HR_{ref}} \right)^2 \quad (17)$$

où  $T_{ref}$  et  $HR_{ref}$  désignent la température et l'humidité relative de confort optimales;  $\Delta T_{ref}$  et  $\Delta HR_{ref}$  représentent l'amplitude des intervalles de confort centrés sur les valeurs optimales;  $k$  est un facteur de pondération arbitrairement fixé à 0.5 dans cette étude.

#### IV. DÉMARCHE D'OPTIMISATION

Le problème d'optimisation consiste à déterminer le profil de commande  $u$  qui minimise l'inconfort sur un trajet donné, cet inconfort global étant défini par intégration de l'inconfort instantané :

$$J(u) = \int_0^{t_{fin}} L(T_{cab}(t), HR_{cab}(t)) dt \quad (18)$$

L'optimisation est effectuée à énergie de climatisation imposée, ce qui se traduit par la contrainte de bord suivante:

$$E_{clim}(t_{fin}) - E_{clim}(0) = E_{imposée} \quad (19)$$

Les limites opérationnelles des différents organes s'expriment sous forme de contraintes d'intervalle comme suit:

$$0 \leq \dot{E}_{clim}(t) \leq \dot{E}_{clim max} \quad (20)$$

$$T_{min} \leq T_{sup}(t) \leq T_{max} \quad (21)$$

Nous avons choisi de résoudre ce problème de minimisation d'un coût cumulatif en utilisant la programmation dynamique [8]. Il est important de noter que la programmation dynamique est un algorithme de résolution de problèmes d'optimisation nécessitant une prise de décision (choix de la commande) par rapport à un critère à optimiser. Son principe est basé sur la recherche de l'optimum d'un problème global en le décomposant en sous problèmes plus simples à résoudre. Si un contrôle est optimal entre  $t_0$  et  $t_f$  alors il est aussi optimal entre  $t$  et  $t_f$  ( $t \in [t_0, t_f]$ ). La trajectoire optimale qui minimise globalement  $J$  passe également par les sous trajectoires optimales. En conséquence, pour trouver le chemin optimal on

procède récursivement en partant du coût dans l'état final  $V(x, t_f)$ . On calcule à chaque instant antérieur ou étape intermédiaire la valeur de la matrice de coût minimal  $V(x, t)$  permettant de passer de tout état  $x(t)$  à l'état cible  $x_f$  (calcul backward). Dans notre cas, l'état final n'est pas connu, ce qui impose une programmation dynamique en forward.

#### V. RÉSULTATS

L'algorithme proposé a été implanté puis appliqué à une première situation simple, qui correspond à un véhicule stationné au soleil et utilisé pour faire un trajet d'une durée d'une heure suivant un cycle de conduite autoroutier Artémis. Les conditions météorologiques sont très chaudes, avec une température extérieure  $T_{ext}$  comprise entre 34°C et 35°C, comme indiqué sur la Fig. 2, et une humidité relative constante égale à 50%. La puissance d'ensoleillement est corrélée à la température extérieure et vaut 900 W/m<sup>2</sup> pour  $T_{ext} = 34^\circ\text{C}$  et 1000 W/m<sup>2</sup> pour  $T_{ext} = 35^\circ\text{C}$ . A l'instant initial, la température et l'humidité relative dans l'habitacle valent respectivement 37°C et 50%, et la batterie d'une capacité de 40 kWh est complètement chargée.

Le modèle de simulation implanté prend en compte à la fois l'énergie de traction et l'énergie de climatisation, mais l'optimisation n'est faite que sur la partie relative à la climatisation. L'algorithme détermine le profil de commande optimal afin de minimiser l'inconfort thermique pour une énergie disponible donnée. Il est donc possible de tracer l'indice d'inconfort global sur le trajet, en fonction de la puissance de climatisation consommée. On obtient ainsi le front de Pareto représenté sur la Fig. 2, et qui met en évidence le coût énergétique de l'amélioration du confort. On peut ainsi faire des compromis et ajuster le confort à l'énergie effectivement disponible, compte tenu de l'énergie nécessaire à la traction du véhicule.

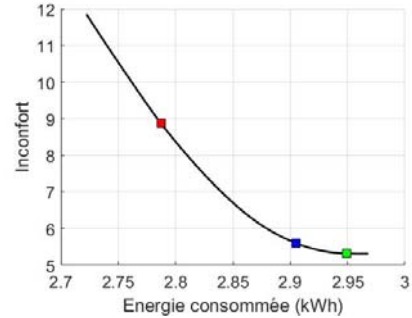


Fig. 2. Front de Pareto inconfort/consommation calculé par programmation dynamique. Les profils de température et d'humidité relative correspondant aux points vert, bleu et rouge sont représentés sur les Fig.3 et Fig. 4.

Les Fig. 3 et Fig. 4 représentent l'évolution de la température et de l'humidité relative dans l'habitacle au cours du trajet. Ces trajectoires correspondent aux trois points (*Énergie consommée*, *Inconfort*) indiqués sur la Fig.2. La phase la plus inconfortable et la plus énergivore est le refroidissement de l'habitacle en début de trajet. Ensuite le contrôle par programmation dynamique maintient la température et l'humidité à des valeurs proche des valeurs de consigne. A l'approche de la fin du trajet, l'impératif de confort est relâché, ce qui se traduit par une augmentation de la température et de

l'humidité relative. Plus l'énergie disponible est faible, et plus cette phase finale de confort moyen est longue. Ces résultats montrent le compromis possible entre confort thermique et consommation d'énergie.

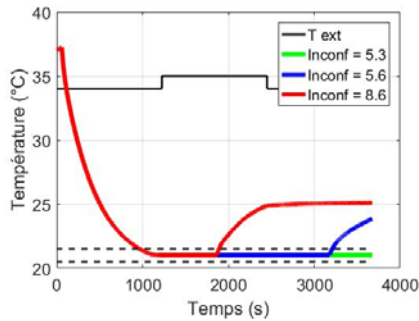


Fig. 3. Evolution de la température au cours du trajet pour différents indices d'inconfort. Les lignes en pointillés noirs indiquent le domaine de température confortable ( $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$  autour de la valeur de consigne).

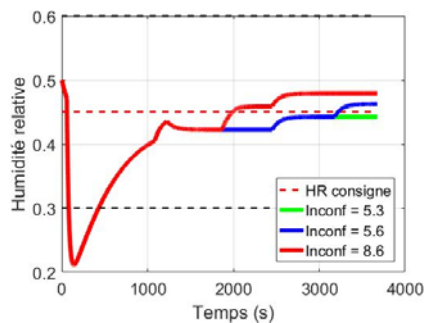


Fig. 4. Evolution de l'humidité relative au cours du trajet pour différents indices d'inconfort. Les lignes en pointillés noirs indiquent le domaine d'humidité relative confortable ( $\pm 15\%$  autour de la valeur de consigne).

Ces premiers résultats, obtenus pour un scénario très simple, valident l'implantation du modèle de système et de l'algorithme de programmation dynamique mis en œuvre afin d'optimiser l'utilisation de l'énergie allouée à la climatisation.

## VI. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Pour le moment, ce travail s'est basé sur des modèles simples afin de tester la mise en œuvre de l'approche d'optimisation par programmation dynamique. Après ces premiers résultats encourageants, l'étape suivante est d'affiner le modèle du système de climatisation et surtout de mettre en place un critère de confort thermique plus proche de la réalité physiologique des personnes. On pourra alors tirer des conclusions valables de l'étude de différents scénarios représentatifs des situations d'utilisation du véhicule électrique.

## VII. REMERCIEMENTS

Ce travail est financé par PSA Groupe, l'ANRT et le CNRST, dans le cadre du programme CIFRE France-Maroc. Il est réalisé dans le cadre collaboratif OpenLab "PSA @ Paris-Saclay - Génie électrique pour la mobilité" et OpenLab "PSA @ Maroc - Mobilité durable pour l'Afrique".

## REFERENCES

- [1] Khayyam H, Kouzani A Z, Hu E J, et al. Coordinated energy management of vehicle air conditioning system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31, 5: 750-764.M. Young, The Technical Writer's Handbook. Mill Valley, CA: University Science, 1989.
- [2] R. Valentina, A. Viehl, O. Bringmann, W. Rosenstiel, "HVAC System Modeling for Range Prediction of Electric Vehicles", *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, 2014, pp. 1145-1150.
- [3] Howell, R.H., Sauer, Jr, H.J., and Coad, W.J., 1998, *Principles of Heating, Ventilating, and Air Conditioning*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
- [4] K. Reif, "Fundamentals of Automotive and Engine Technology," Springer: Bosch professional automotive information, 2014.
- [5] J. G. Hayes, R. P. R. de Oliveira, S. Vaughan, and M. G. Egan, "Simplified Electric Vehicle Power Train Models and Range Estimation," *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, pp. 1-5, 2011.
- [6] K. Umezu and H. Noyama, "Air-Conditioning system For Electric vehicles (i-MiEV)," *SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium*, 2010.
- [7] R. Montgomery, "Fundamentals of HVAC control systems," Elsevier, 2008.
- [8] Bellman, R., 1957, *Dynamic Programming*, Princeton University Press, Princeton, N.J.