

Estimation du torseur des efforts de contact d'un compacteur vibrant en utilisant un modèle dynamique

Charles-Eric LEMAIRE, Pierre-Olivier VANDANJON, Maxime GAUTIER(*)

Laboratoire Central des Ponts et Chaussées

BP 4129, 44341 Bouguenais Cedex, France

pierre-olivier.vandanjon@lcpc.fr

*Institut de Recherche en Communication et Cybernétique de Nantes

BP 92101, 44321 Nantes Cedex 3, France

maxime.gautier@ircsyn.ec-nantes.fr

Résumé— Dans cet article, nous nous intéressons à la modélisation dynamique d'un compacteur vibrant. Un compacteur est un engin de chantier routier en charge du compactage de l'enrobé. L'objectif de l'étude est de connaître le torseur des efforts de contacts entre les billes du compacteur et l'enrobé. Ces billes vibrent. Nous proposons une modélisation utilisant les techniques classiques de robotique de modélisation des systèmes mécaniques articulés. Nous obtenons ainsi automatiquement le modèle dynamique. Cette modélisation est modifiée pour l'adapter à notre instrumentation. De cette façon, nous montrons qu'il est suffisant de modéliser les billes pour connaître le torseur. Les modèles sont linéaires par rapport aux paramètres, ce qui nous permet d'utiliser une méthode des moindres carrés pour l'identification. Celle-ci est menée à travers des expérimentations adaptées. Le compacteur est bloqué sur un massif sismique. Un vérin excitant la bille permet de valider les modèles d'articulation élastique. L'utilisation des moteurs hydrauliques de translation et de vibration permet d'identifier l'ensemble des paramètres. Pour la première fois, une mesure complète en 2D du torseur des forces de contact a été effectuée avec succès sur un compacteur lors d'un chantier routier.

Mots-clés— Modèle dynamique, efforts de contact, robotique mobile, identification

I. INTRODUCTION

Lors de la construction d'une route, on répand du matériau qui est ensuite compacté. Le compactage est une tâche critique de ce processus car c'est lui qui garantit la durée de vie de la structure. Pour assurer cette tâche, on utilise un engin de chantier : le compacteur (Fig.1) qui compacte de par son poids et grâce à la vibration de ses billes. Actuellement, il n'existe pas de système fiable qui permette de contrôler en temps réel le compactage des enrobés alors que ceux-ci sont les couches supérieures de la structure. Une première modélisation d'un compacteur sous la forme d'un système mécanique articulé non vibrant [3] avait permis de mettre au point un système bas-coût [7] de mesure de résistance à l'avancement [1]. Dans cet article, nous avons poursuivi cet effort de modélisation en tenant compte de la vibration ce qui nous permet d'accéder à la mesure du torseur des efforts appliqués par le compacteur sur l'enrobé en 2D. Pour accéder à cette mesure, il n'est pas nécessaire de modéliser complètement le compacteur, il suffit de modéliser la bille sous l'hypothèse d'un mouvement plan du compacteur ce qui est suffisant du point de vue des applications visées.



Fig. 1. un compacteur typique : Caterpillar CB544

Dans la suite, nous présentons la modélisation d'une bille de compacteur. Le modèle dynamique dépend de paramètres qu'il faut identifier. Ces paramètres sont identifiés lors d'expérimentations décrites dans la deuxième partie de l'article. La conclusion indique les résultats obtenus sur chantier et trace les perspectives.

II. MODÉLISATION D'UNE BILLE DE COMPACTEUR

Les billes du compacteur modélisées dans cet article (Fig.1) sont fendues, chaque bille est composée de deux demi-billes.

A. Description de la bille

En décrivant la bille du compacteur suivant les règles de Denavit-Hartenberg Modifiées [5], la structure de la bille du compacteur possède $n + 1$ corps, $n = 9$, ($L = 11$) articulations, $B = L - n = 2$ boucles et ($n_t = 2$) organes terminaux (les demi-billes). A partir des relations de fermeture de boucles, il est possible de construire une structure arborescente équivalente (voir figure 2). Cette structure intègre les contraintes des relations de fermeture de boucles.

Les paramètres géométriques de ce modèle sont donnés dans le tableau (I). La définition des corps de ce modèle est la suivante :

- C_0 : étrier de la bille,
- C_1, C_2 : corps virtuels permettant de définir les degrés de liberté des articulations élastiques de fixation de la bille,
- C_3 : plaque support du moteur gauche,

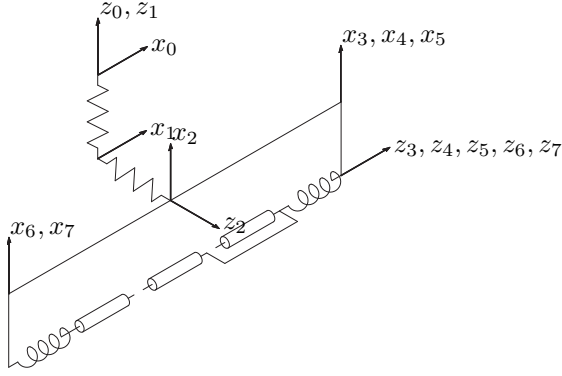


Fig. 2. Structure arborescente d'une bille du compacteur

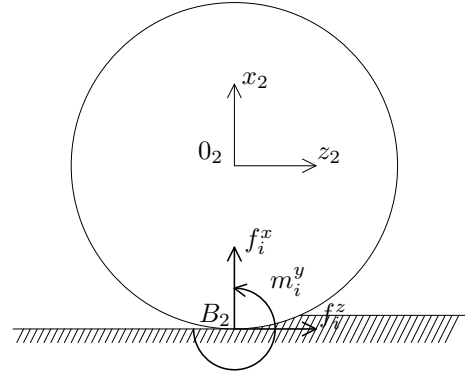


Fig. 3. Efforts de contact

- C_4 : demi-bille gauche,
- C_5 : balourd,
- C_6 : plaque support du moteur droit,
- C_7 : demi-bille droite,

j	μ_j	σ_j	a_j	γ_j	b_j	α_j	d_j	θ_j	r_j
1	1	1	0	0	0	0	0	0	q_1
2	1	1	1	0	0	$\pi/2$	0	$\pi/2$	q_2
3	1	0	2	0	0	$\pi/2$	0	q_3	$L/2$
4	1	0	3	0	0	0	0	q_4	0
5	1	0	3	0	0	0	0	q_5	0
6	1	0	2	0	0	$\pi/2$	0	q_6	$-L/2$
7	1	0	6	0	0	0	0	q_7	0

TABLE I
PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES DU MODÈLE
ARBORESCENT DE LA BILLE

B. Modélisation des efforts de contact

Comme l'hypothèse de mouvements plans a été faite pour le compacteur, le torseur des efforts de contact sera également modélisé à partir de cette hypothèse. Pour chacune des demi-billes (corps 4 et 7), il faut considérer les réactions normale et tangentielle du sol ainsi que le couple de résistance à l'avancement. En utilisant les repères définis pour la description géométrique, il est possible de définir les efforts de contact dans le repère lié au corps 2, au point B_2 , projection du centre O_2 sur le sol suivant sa normale (cf. figure 3).

Dans ces conditions, le torseur des efforts de contact des corps 4 et 7 au point B_2 est donné par l'expression (1).

$$F_i^{B_2} = [f_i^x \ 0 \ f_i^z \ 0 \ m_i^y \ 0]^T \quad i = \{4, 7\} \quad (1)$$

C. Modèle dynamique

A partir de la description géométrique précédente, il est possible de calculer automatiquement le modèle dynamique de la bille en utilisant le logiciel SYMORO+ [4]. Ce modèle dépend des paramètres inertiels de chacun des corps : masse, matrice d'inertie et premier moment (10

paramètres par corps) mais aussi des paramètres des liaisons élastiques et ceux liés aux forces de frottement. Ce sont ces paramètres qu'il faudra identifier par la suite. Le modèle dynamique complet peut se décomposer sous la forme suivante.

$$\Gamma = U + U_e + U_f + Q \quad (2)$$

où :

- Γ est le vecteur des quantités d'accélération (calculé par SYMORO+),
- U est le vecteur des couples moteurs,
- U_e est le vecteur des couples élastiques,
- U_f est le vecteur des forces de frottement,
- Q est le vecteur des efforts généralisés.

Nous allons décrire chacune de ces quantités.

Γ est calculé à partir des paramètres inertiels et des positions, vitesses et accélérations articulaires. Les paramètres inertiels sont identifiés par des méthodes classiques de moindres carrés (cf. [2]), l'application de ces méthodes est décrite dans la sous-section suivante. Le calcul de Γ nécessite la connaissance des accélérations, vitesses de rotations et accélérations en rotations du corps de base (\dot{V}_0 , ω_0 et $\dot{\omega}_0$) ainsi que de q , \dot{q} et \ddot{q} . Cependant, l'instrumentation du compacteur ne permet pas de mesurer ces valeurs, il a donc fallu adapter le calcul de Γ aux données disponibles que sont les accélérations des corps 3 et 6. Dans SYMORO+, l'accélération du corps 3 est calculée à partir de l'accélération du corps 0 (\dot{V}_0) et des coordonnées articulaires q_1 , q_2 et q_3 (et de leurs dérivées). Notre instrumentation ne nous donne pas ces informations mais directement l'accélération du corps 3. Nous avons donc adapté les relations fournies par SYMORO+ aux informations délivrées par nos capteurs.

Lorsque qu'une articulation est équipée d'un moteur alors le couple moteur intervient dans les équations du modèle dynamique. Le vecteur U regroupe l'ensemble de ces couples moteurs.

Une partie des articulations correspond aux mouvements des silent-blocs. Dans ce cas, au déplacement de ces articulations correspond un effort, le vecteur U_e traduit l'influence de ces efforts dans le modèle dynamique. Un

modèle de liaison élastique doit être utilisé, le modèle visco-élastique le plus simple a été retenu (équation 3).

$$U_{e,i} = -K_i q_i - C_i \dot{q}_i \quad (3)$$

La validité d'un tel modèle ainsi que l'identification de ces paramètres font l'objet de la section suivante.

U_f est le vecteur de couples de frottements généralisés, nous avons utilisé le modèle classique suivant:

$$U_{f,i} = -FV_i \dot{q}_i - FS_i \text{sign}(\dot{q}_i) \quad (4)$$

Ces couples sont présents sur les articulation motorisées. Q représente la projection sur les axes des torseurs externes agissant sur le compacteur :

$$Q = \sum J_i^T F_i \quad (5)$$

où J_i est la matrice jacobienne du repère R_i .

Si l'on développe les équations du modèle dynamique, on obtient le système suivant:

$$\left. \begin{aligned} \Gamma_1 + C_1 \dot{q}_1 + K_1 q_1 &= f_4^x + f_7^x \\ \Gamma_2 + C_2 \dot{q}_2 + K_2 q_2 &= f_4^z + f_7^z \\ \Gamma_3 + C_3 \dot{q}_3 + K_3 q_3 &= m_4^y + f_4^z R \\ \Gamma_4 + FV_4 \dot{q}_4 + FS_4 \text{sign}(\dot{q}_4) &= m_4^y + f_4^z R + u_4 \\ \Gamma_5 + FV_5 \dot{q}_5 + FS_5 \text{sign}(\dot{q}_5) &= u_5 \\ \Gamma_6 + C_6 \dot{q}_6 + K_6 q_6 &= m_7^y + f_7^z R \\ \Gamma_7 + FV_7 \dot{q}_7 + FS_7 \text{sign}(\dot{q}_7) &= m_7^y + f_7^z R + u_7 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

où R est le rayon des billes

u_4, u_7 sont les couples des moteurs de translation

u_5 est le couple du moteur du balourd

La structure du modèle dynamique ne permet pas de différencier la mesure du torseur de contact pour chacune des demi-billes. Par contre, la somme des torseurs est mesurable en regroupant les équations du système (6) de la manière suivante:

$$\left. \begin{aligned} \Gamma_1 + C_1 \dot{q}_1 + K_1 q_1 &= f_4^x + f_7^x \\ \Gamma_2 + C_2 \dot{q}_2 + K_2 q_2 &= f_4^z + f_7^z \\ \Gamma_4 + FV_4 \dot{q}_4 + FS_4 \text{sign}(\dot{q}_4) + \Gamma_7 + FV_7 \dot{q}_7 \\ + FS_7 \text{sign}(\dot{q}_7) - u_4 - u_7 &= m_4^y + m_7^y + (f_4^z + f_7^z)R \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Pour mesurer le torseur des efforts de contact, il faut renseigner le modèle (7) par la mesure de ses variables et connaître les paramètres (notamment les paramètres inertiels inclus dans les quantités d'accélération Γ_i). Dans la suite, le modèle d'identification des paramètres du modèle dynamique est présenté.

D. Méthode d'Identification

Le modèle dynamique (Eq.2) est linéaire par rapport aux paramètres inertiels, aux paramètres de frottement et aux paramètres du modèle des couples élastiques, il est donc

possible de mettre les relations du modèle dynamique sous la forme:

$$Y = D \cdot X \quad (8)$$

où

- $Y = U + Q$
- $D \cdot X = \Gamma - U_e - U_f$, X est le vecteur des paramètres à identifier, il comprend les paramètres inertiels des différents corps, les paramètres de frottement ainsi que les paramètres du modèle visco-élastique : K_i et C_i . D est la matrice d'observation.

X n'est pas connu et doit être identifié, pour cela, nous avons spécifié des essais où l'effort de contact Q et les couples articulaires U sont mesurés. Comme le modèle est linéaire par rapport aux paramètres, nous pouvons les identifier avec une méthode des moindres carrés.

Nous utilisons les techniques classiques d'identification des modèles dynamiques de robots [5]. Le compacteur effectue des mouvements. Ces mouvements sont échantillonnés. A chaque pas d'échantillonnage, nous écrivons le modèle dynamique sous la forme de l'équation (8). Ces modèles dynamiques sont concaténés pour obtenir un système linéaire surdéterminé avec r équation et n_p inconnues. Chaque système d'équation concaténée pour une articulation est pondéré selon la représentativité du modèle dynamique pour ce mouvement et cette articulation. Finalement, les paramètres sont identifiés par une méthode de moindres carrés pondérés. On obtient finalement :

$$Y = W_s X_s + \rho \quad (9)$$

où

- W_s est la $(r \times n_p)$ matrice d'observation concaténant la matrice D de l'équation (8),
- n_s est le nombre d'échantillons, n_e nombre d'équations par échantillon,
- r est le nombre d'équations ($r = n_e n_s > n_p$),
- Y est la concaténation des termes $U + Q$ de l'équation (8),
- ρ est le vecteur d'erreur.

La solution au sens des moindres carrés \hat{X}_s minimise la norme euclidienne du vecteur d'erreur : ρ (Eq. (9))

$$\hat{X}_s = \min_{X_s} \|W_s X_s - Y\|_2 \quad (10)$$

Des résultats classiques de statistique permettent de calculer l'écart type sur chaque paramètre noté $\hat{\sigma}_{X_s}$ sous les hypothèses que la matrice d'observation W_s est déterministe, et que ρ est un vecteur de variables aléatoires indépendantes de moyennes nulles et d'écart type σ_ρ vérifiant:

$$C_{\rho\rho} = \sigma_\rho^2 I_r \quad (11)$$

Il n'est pas physiquement acceptable de considérer que l'écart type est le même pour chaque ligne du modèle d'identification (8). [2] a proposé d'utiliser une méthode des moindres carrés pondérés pour tenir compte des diversités de représentativité du modèle dynamique selon les articulations considérées. Ceci consiste à pondérer chaque ligne de l'Eq. (8) par $\hat{\sigma}_{\rho_j}$ pour ($j = 1, \dots, n_e$)

$$\hat{\sigma}_{\rho_j}^2 = \frac{\|W_s^{(j)} \hat{X}_s^{(j)} - Y^{(j)}\|_2}{n_s - n_{pj}} \quad (12)$$

où $\hat{X}_s^{(j)}$ est la solution au sens des moindres carrés du sous système $Y^{(j)} = W_s^{(j)} \cdot X_s^{(j)} + \rho^{(j)}$ and n_{pj} , la nombre de paramètres dynamiques qui influent sur l'équation j . On obtient,

$$C_{\rho\rho} = (G^T G)^{-1} \quad G = \text{diag}(S) \quad (13)$$

avec

$$S = [S_1 \quad \dots \quad S_{n_e}] \quad S_j = [1/\hat{\sigma}_{\rho_j} \quad \dots \quad 1/\hat{\sigma}_{\rho_j}]$$

La solution au sens des moindres carrés pondérés \hat{X}_{sw} minimise la norme euclidienne du vecteur d'erreur pondéré ρ_w

$$\hat{X}_{sw} = \min_{X_s} \|W_{sw} X_s - Y_w\|_2 \quad (14)$$

avec: $Y_w = GY$, $W_{sw} = GW_s$ et $\rho_w = G\rho$.

III. EXPÉRIMENTATIONS

Pour mesurer le torseur des efforts de contact, il faut identifier les paramètres du système (7). Cette identification nécessite de connaître les efforts de contact et les variables articulaires. Nous décrivons, dans cette section, l'instrumentation utilisée et les configurations d'essais permettant de connaître les efforts de contacts. Deux configurations d'essais ont été utilisées. Sur un banc Schenck où l'on applique des efforts connus. Sur chandelles où les efforts de contact sont nuls.

Par rapport à la modélisation sans vibration ([3]), il est ajouté un modèle d'articulation élastique. La structure de ce modèle doit être validée, c'est l'objet des essais sur banc schenck qui sont décrits dans la sous-section (III-B). Une fois la structure déterminée, l'identification complète du modèle est effectuée dans la dernière sous section.

A. Instrumentation

Cette sous section se limite à la description sommaire du système de mesure. Une description détaillée se trouve dans la thèse [6]. L'instrumentation utilisée est la suivante :

- accéléromètres résistifs sur les plaques supports des moteurs,
- codeurs sur l'arbre à balourd,
- capteurs inductif de détection d'une roue dentés de 63 dents sur les moteurs de translation,
- capteurs de pression à l'entrée et à la sortie de la pompe hydraulique,
- mesure du déplacement relatif entre les flasques et l'étrier à partir de capteur à déplacement laser.

La plupart de ces mesures sont dérivées numériquement par différence centrée afin de construire la matrice d'observation de l'équation (8). Sans traitement particulier, la matrice d'observation est donc bruitée et corrélée avec les bruits en

sortie, ceci biaise les moindres carrés. Nous avons choisi de limiter le bruit sur la matrice d'observation par l'utilisation de filtre passe bas hors ligne correspondant à une analyse physique des phénomènes : les perturbations polluent toutes les fréquences, la dynamique du solide se situe en basse fréquence. Sur l'identification, ceci se traduit par les indicateurs suivants : si la coupure est trop basse, le conditionnement de la matrice d'observation est trop important, si la coupure est trop haute, c'est l'écart type qui est trop grand. Nous utilisons un filtre de butterworth pour sa réponse plate en basse fréquence, l'ordre du filtre (n_{but}) est réglé suivant : $n_{but} = n_{der} + 2$ où n_{der} est l'ordre de dérivation. Afin de concentrer l'identification sur la bande fréquentielle où le modèle est valide, nous effectuons aussi un filtrage parallèle des colonnes de la matrice d'observation ainsi que sur Y du système d'équation (8).

B. Caractérisation de la structure du modèle

Un point capital de la modélisation est le modèle des articulations élastiques. Nous avons choisi le modèle le plus simple avec $\Gamma_i = -K_i q_i - C_i \dot{q}_i$. Il s'agit de déterminer le domaine de validité de ce modèle. Pour cela, nous avons monté le compacteur sur un banc d'essais, le banc Schenck. La bille du compacteur a été reliée à un verin hydraulique asservi en position (cf. Fig.4), le châssis du compacteur étant immobilisé par un montage mécanique (cf. Fig.5).



Fig. 4. Servovérin de 100kN monté sous la table à glissières



Fig. 5. Bridage du châssis sur le massif sismique

Si l'on analyse la configuration du compacteur pour ce type d'essais, on se rend compte que le seul degré de liberté de la

bille est le mouvement de l'articulation prismatique numéro 1. Il en découle le modèle suivant:

$$M_b(\dot{V}_3^x - g) + C_1\dot{q}_1 + K_1q_1 = f_4^x + f_7^x \quad (15)$$

où M_b est la masse totale de la bille comprenant les deux demi-billes, les flasques supports des moteurs, le balourd. Nous avons sollicité la bille du compacteur avec trois types de sollicitations, une consigne de déplacement en bruit blanc (suffixé *bb*), ou des sinusoides à 42Hz et 50Hz (suffixées *s42* et *s50*). Les fréquences de 42Hz et 50Hz correspondent aux fréquences de fonctionnement du système de vibration du compacteur.

L'ensemble des essais réalisés avec le Banc Schenck a été utilisé pour identifier les paramètres du modèle de l'articulation 1. Le modèle d'identification est donné par l'équation (16a). Les fréquences de coupure des filtres passe-bas et passe-haut ont été réglées en fonction de la bande de fréquences de tous les essais. Ainsi, la fréquence de coupure du filtre passe-bas a été réglée à 60 Hz afin de ne pas atténuer le signal des essais sinusoidaux réalisés à 50 Hz et la fréquence de coupure du filtre passe-haut a été réglée à 5 Hz pour les essais en bruit blanc.

$$Y = DX \quad (16a)$$

avec

$$D = [\dot{V}_3^x \quad \dot{q}_1 \quad q_1] \quad (16b)$$

$$X = [M_b \quad C_1 \quad K_1]^T \quad (16c)$$

$$Y = [f_4^x + f_7^x] \quad (16d)$$

Les résultats de l'identification sont présentés dans le tableau (II) (avec la convention $\phi = W \text{diag}(X)$).

Paramètres	Unités	\hat{X}	$\sigma_{\hat{X}}$	$\sigma_{\hat{X}}$ (%)
M_b	kg	1900	39	1,9
C_1	N.m ⁻¹ .s	1,60.10 ⁵	5,6.10 ³	3,5
K_1	N.m ⁻¹	3,63.10 ⁶	2,6.10 ⁶	70
cond $W = 1,29.10^9$		cond $\phi = 72,7$	$\sigma_\rho = 1,53.10^3$	

TABLE II

IDENTIFICATION GLOBALE D'UN MODÈLE DU SECOND ORDRE

Un élément qui nous indique que les capacités prédictives d'un tel modèle ne sont pas très bonnes est l'écart-type σ_ρ de la différence entre la force mesurée et la force estimée. De plus, le paramètres de raideur (K_1) est mal estimé avec un écart-type relatif de l'erreur d'estimation de 70 %. D'autre part, la masse nous semblait sous estimée par rapport aux informations *a priori*. Ces résultats confortent l'idée qu'un modèle d'articulation élastique avec des paramètres qui varient en fonction de la fréquence d'excitation du système donnera des meilleurs résultats. L'équation (17a) en est le modèle d'identification.

$$Y = DX \quad (17a)$$

avec

$$D = \begin{bmatrix} \dot{V}_3^x & \dot{q}_1^{bb} & q_1^{bb} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dot{V}_3^x & 0 & 0 & \dot{q}_1^{s42} & q_1^{s42} & 0 & 0 \\ \dot{V}_3^x & 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{q}_1^{s50} & q_1^{s50} \end{bmatrix} \quad (17b)$$

$$X = [M_b \quad C_1^{bb} \quad K_1^{bb} \quad C_1^{s42} \quad K_1^{s42} \quad C_1^{s50} \quad K_1^{s50}]^T \quad (17c)$$

$$Y = \begin{bmatrix} (f_4^x + f_7^x)^{bb} \\ (f_4^x + f_7^x)^{s42} \\ (f_4^x + f_7^x)^{s50} \end{bmatrix} \quad (17d)$$

Les résultats obtenus pour cette identification sont consignés dans le tableau (III).

Paramètres	Unités	\hat{X}	$\sigma_{\hat{X}}$	$\sigma_{\hat{X}}$ (%)
M_b	kg	2170	54	2,3
C_1^{bb}	N.m ⁻¹ .s	3,19.10 ⁴	3,4.10 ³	10,7
K_1^{bb}	N.m ⁻¹	7,12.10 ⁶	6,8.10 ⁵	9,6
C_1^{s42}	N.m ⁻¹ .s	1,46.10 ⁵	1,2.10 ³	0,8
K_1^{s42}	N.m ⁻¹	2,05.10 ⁷	3,8.10 ⁶	18,6
C_1^{s50}	N.m ⁻¹ .s	2,02.10 ⁵	1,9.10 ³	0,9
K_1^{s50}	N.m ⁻¹	3,61.10 ⁷	5,5.10 ⁶	15,3
cond $W = 2,21.10^9$		cond $\phi = 196$	$\sigma_\rho = 286$	

TABLE III

IDENTIFICATION GLOBALE DU MODÈLE DE L'ARTICULATION 1

Les paramètres C_1 et K_1 augmentent avec la fréquence d'excitation du système. Ces variations pénalisent les capacités prédictives d'un modèle à paramètres constants où il n'y a qu'une raideur et un coefficient de viscosité (voir Fig.6). L'écart-type du résidu ($\sigma_\rho = 286$) est 5 fois plus faible avec un modèle propre à chaque type de sollicitation qu'avec un modèle identifié sur l'ensemble des essais. Pour les essais avec une excitation sinusoidale, les paramètres de raideur (K_1^{s42} et K_1^{s50}) sont mal identifiés, cela est dû à leur faible contribution à l'effort de l'articulation 1.

C. Identification du modèle

Les essais sur banc Schenck ont permis de déterminer la structure du modèle, mais ils ne permettent pas d'identifier l'ensemble des paramètres du modèles. Pour cela, nous avons complété ces essais avec des essais sur chandelles.

C.1 Description du montage

Le montage de bridage de l'étrier avant utilisé pour les essais avec le banc Schenck a servi à désolidariser la bille avant du compacteur par rapport au sol (7). La bille arrière a été décollée du sol en plaçant des chandelles sous le châssis du compacteur. De cette manière, il n'y a plus contact entre les billes du compacteur et le sol donc plus d'efforts de contact.

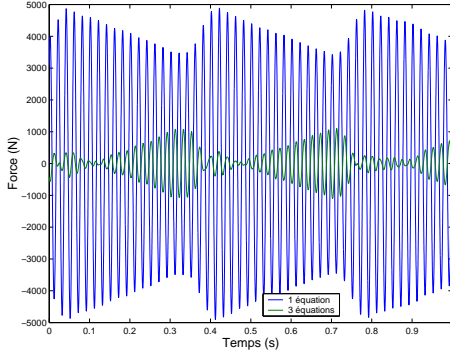


Fig. 6. Comparaison des erreurs des modèles de prédiction identifiées pour un essai de type sinus à 50 Hz



Fig. 7. Montage du compacteur sur chandelles

Les actionneurs du compacteur ont eu pour rôle de générer les sollicitations transmises à la bille du compacteur. Les trajectoires d'excitations sont donc composées de :

- mouvements de rotation des demi-billes,
- mouvements de rotation de l'arbre à balourd aux fréquences de 42 Hz et 50 Hz.

De la même façon qu'avec le montage du compacteur sur le banc Schenck, la configuration de celui-ci lors des essais sur chandelles implique différentes contraintes. Les plus importantes sont celles sur les efforts de contact entre la bille avant et le sol car elles sont l'objectif de ce montage.

$$f_4^x = f_7^x = f_4^z = f_7^z = m_4^y = m_7^y = 0 \quad (18)$$

L'immobilisation de l'étrier de la bille conduit aux mêmes contraintes. Ce qui conduit aux équations suivantes:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_b \left(\dot{V}_3^x C3 - \dot{V}_3^y S3 - g \right) + C_1 \dot{q}_1 + K_1 q_1 \\ - \left((\dot{q}_3 + \dot{q}_5)^2 C35 + (\ddot{q}_3 + \ddot{q}_5) S35 \right) M X_5 \\ + \left((\dot{q}_3 + \dot{q}_5)^2 S35 - (\ddot{q}_3 + \ddot{q}_5) C35 \right) M Y_5 = 0 \\ M_b \left(\dot{V}_3^x S3 + \dot{V}_3^y C3 \right) + C_2 \dot{q}_2 + K_2 q_2 \\ - \left((\dot{q}_3 + \dot{q}_5)^2 S35 - (\ddot{q}_3 + \ddot{q}_5) C35 \right) M X_5 \\ - \left((\dot{q}_3 + \dot{q}_5)^2 C35 + (\ddot{q}_3 + \ddot{q}_5) S35 \right) M Y_5 = 0 \\ Z Z_4 (\ddot{q}_3 + \ddot{q}_4) + F V_4 \dot{q}_4 + F S_4 \text{sign}(\dot{q}_4) = u_4 \\ Z Z_7 (\ddot{q}_6 + \ddot{q}_7) + F V_7 \dot{q}_7 + F S_7 \text{sign}(\dot{q}_7) = u_7 \end{array} \right. \quad (19)$$

avec $Z Z_i$ l'inertie du corps i selon l'axe z
 $M X_i$ (resp. $M Y_i$) le premier moment du corps i selon l'axe x (resp. y)

Les deux premières équations correspondent à la partie vibrante du modèle, les paramètres sont identifiés grâce aux essais mettant en jeu la rotation de l'arbre à balourd. Les deux dernières équations correspondent à la partie non vibrante, les paramètres sont identifiés grâce aux essais mettant en jeu la rotation des demi-billes.

C.2 Identification de la partie non vibrante

Le modèle d'identification de la partie non vibrante est donné par l'Eq.20a.

$$Y = D X \quad (20a)$$

avec

$$D = \begin{bmatrix} \ddot{q}_3 + \ddot{q}_4 & \dot{q}_4 & \text{sign}(\dot{q}_4) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \ddot{q}_6 + \ddot{q}_7 & \dot{q}_7 & \text{sign}(\dot{q}_7) \end{bmatrix} \quad (20b)$$

$$X = [Z Z_4 \quad F V_4 \quad F S_4 \quad Z Z_7 \quad F V_7 \quad F S_7]^T \quad (20c)$$

$$Y = \begin{bmatrix} u_4 \\ u_7 \end{bmatrix} \quad (20d)$$

Les résultats de l'identification des paramètres du modèle donné par ce système d'équations sont consignés dans le tableau (IV). La figure 8 montre la différence de pression calculée et prédite aux bornes du moteur de translation avant. Cette commande du moteur excite les paramètres inertiels comme l'atteste la qualité de l'identification.

Par.	Unités	\hat{X}	$\sigma_{\hat{X}}$	$\sigma_{\hat{X}}(\%)$
$Z Z_4$	kg.m ²	214	0,28	0,13
$F V_4$	N.m.s	72,4	0,33	0,45
$F S_4$	N.m	-55,7	1,8	3,2
$Z Z_7$	kg.m ²	220	0,22	0,098
$F V_7$	N.m.s	87,6	0,36	0,41
$F S_7$	N.m	-150	2,2	1,5
$\sigma_\rho = 56,8$ N.m		cond(W) = 86		cond(ϕ) = 52

TABLE IV

RÉSULTATS DE L'IDENTIFICATION DES PARAMÈTRES DE LA PARTIE NON VIBRANTE

C.3 Identification de la partie vibrante

L'identification de la partie vibrante se fait en concaténant les essais sur chandelles avec la vibration et les essais sur le banc Schenck. Le modèle d'identification est donné par l'Eq.21a.

$$Y = D X \quad (21a)$$

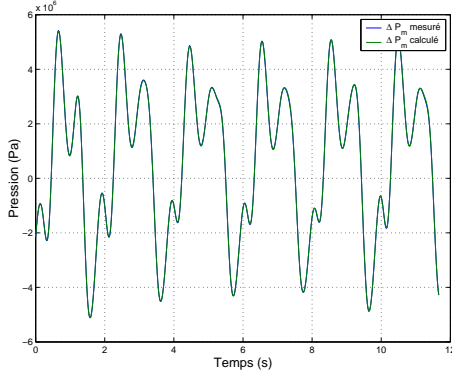


Fig. 8. Comparaison des pressions mesurées et calculées du moteur de translation avant sans vibration

avec

$$D = \begin{bmatrix} \dot{q}_1 & q_1 & 0 & 0 & D_{5,1} & D_{6,1} \\ 0 & 0 & \dot{q}_2 & q_2 & -D_{6,1} & D_{5,1} \end{bmatrix} \quad (21b)$$

$$X = [C_1 \quad K_1 \quad C_2 \quad K_2 \quad MX_5 \quad MY_5]^T \quad (21c)$$

$$Y = \begin{bmatrix} -M_b \left(\dot{V}_3^x C3 - \dot{V}_3^y S3 \right) \\ -M_b \left(\dot{V}_3^x S3 + \dot{V}_3^y C3 \right) \end{bmatrix} \quad (21d)$$

avec

$$D_{5,1} = -((\dot{q}_3 + \dot{q}_5)^2 C35 + (\ddot{q}_3 + \ddot{q}_5) S35) \quad (21e)$$

$$D_{6,1} = ((\dot{q}_3 + \dot{q}_5)^2 S35 - (\ddot{q}_3 + \ddot{q}_5) C35) \quad (21f)$$

Les tableaux V et VI donnent les résultats de l'identification des paramètres pour les fréquences d'excitation de 42Hz et 50Hz. La différence de résultats pour MX_5 et MY_5 est due à une variation du moment d'excentrique du balourd en fonction de la fréquence de vibration voulue par le constructeur. D'ailleurs, les valeurs obtenues de l'excentrique ($\sqrt{MX_5^2 + MY_5^2}$) sont très proches des données fournies par le constructeur ceci confirme que l'identification des paramètres est bonne et permet d'envisager une bonne capacité prédictive du modèle pour l'estimation des efforts de contact.

Par.	Unités	\hat{X}	$\sigma_{\hat{X}}$	$\sigma_{\hat{X}}(\%)$
$C1$	$N.m^{-1}.s$	$1,43.10^5$	20	0,014
$K1$	$N.m^{-1}$	$2,56.10^7$	$5,2.10^3$	0,02
$C2$	$N.m^{-1}.s$	$2,09.10^4$	$1,1.10^2$	0,54
$K2$	$N.m^{-1}$	$3,42.10^7$	$3,0.10^4$	0,089
MX_5	$m.kg$	-1,17	0,00016	0,014
MY_5	$m.kg$	0,406	0,00016	0,04
$\sigma_\rho = 1,4.10^3 \text{ cond}(W) = 2,2.10^8 \text{ cond}(\phi) = 46$				

TABLE V

RÉSULTATS DE L'IDENTIFICATION DES PARAMÈTRES DU MODÈLE À 6 PARAMÈTRES DES ARTICULATIONS 1 ET 2 À 42HZ

Par.	Unités	\hat{X}	$\sigma_{\hat{X}}$	$\sigma_{\hat{X}}(\%)$
$C1$	$N.m^{-1}.s$	$1,99.10^5$	65	0,033
$K1$	$N.m^{-1}$	$5,14.10^7$	$2,0.10^4$	0,04
$C2$	$N.m^{-1}.s$	$7,93.10^4$	$2,1.10^2$	0,27
$K2$	$N.m^{-1}$	$6,31.10^7$	$7,0.10^4$	0,11
MX_5	$m.kg$	-0,783	0,0002	0,026
MY_5	$m.kg$	-0,349	0,0002	0,059
$\sigma_\rho = 1,5.10^3 \text{ cond}(W) = 4,1.10^8 \text{ cond}(\phi) = 13$				

TABLE VI

RÉSULTATS DE L'IDENTIFICATION DES PARAMÈTRES DU MODÈLE À 6 PARAMÈTRES DES ARTICULATIONS 1 ET 2 À 50HZ

IV. CONCLUSION

Nous avons présenté la modélisation dynamique d'une bille de compacteur sous la forme d'un système mécanique articulé. Celle-ci permet de mesurer le torseur des efforts appliqués par le compacteur sur le matériau à condition de connaître les différents paramètres du modèle. Ceux-ci comprennent les paramètres inertiels : masse, inertie, premiers moments de chacun des corps, les paramètres de frottement : secs et visqueux, les paramètres des articulations élastiques : raideur et frottement visqueux. La modélisation utilisée est linéaire par rapport à ces paramètres. Ils peuvent donc être identifiés par une méthode des moindres carrés. Des essais spécifiques ont été effectués : le compacteur est mis sur chandelle ou un verin hydraulique vient appuyer avec une force connue sur la bille. Nous avons montré que l'identification des paramètres du modèle est très bonne sur ces essais.

Lors d'un chantier routier, notre compacteur instrumenté a été utilisé. Les mesures du torseur des efforts ont permis de mettre en évidence les points critiques du compactage de la chaussée. Les perspectives visent à réduire le coût de notre système afin d'en assurer le déploiement sur les chantiers.

RÉFÉRENCES

- [1] Arnaud Delclos, Pierre-Olivier Vandanjon, François Peyret, and Maxime Gautier. Estimating the degree of compaction of asphalt using proprioceptive sensor and dynamic model. In *Proceedings of International Symposium on Automation in Road Construction*, Krakow, Poland, September 2001.
- [2] Maxime Gautier. Dynamic identification of robots with power model. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pages 1922–1927, Albuquerque, 1997.
- [3] Éric Guillo and Maxime Gautier. Dynamic modeling and identification of earthmoving engines without kinematic constraints. In *Proceedings of the IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, pages 2346–2351, San Francisco, CA, USA, April 2000.
- [4] Wisama Khalil and Denis Creusot. Symoro+: A system for the symbolic modelling of robots. *Robotica*, 15:153–161, 1997.
- [5] Wisama Khalil and Etienne Dombre. *Modélisation, identification et commande des robots*. Hermès Science Publications, Paris, second edition, 1999.
- [6] Charles-Éric Lemaire. *Estimation des efforts de contact cylindre / matériau d'un compacteur vibrant*. Thèse de doctorat, École Doctorale STIM Université de Nantes, 2005.
- [7] Charles-Éric Lemaire, Pierre-Olivier Vandanjon, and Maxime Gautier. Dynamic identification of a compactor using splines data processing. In *Proceedings of System Identification*, Rotterdam, Netherlands, August 2003.