

ABORDĂRI TEORETICE ALE CONTROLULUI ACTIV LINIAR ȘI NELINIAR LA VEHICULELE FERROVIARE

THEORETICAL APPROACHES OF LINEAR AND NON-LINE ACTIVE CONTROL ON RAILWAY VEHICLES

George MICU¹, Gabriel POPA², Crina BADEA³,
Alin NICHE⁴, Marius BOLĂNU⁵, George DUMITRU⁶

¹Autoritatea Feroviară Română - Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România
e-mail autor: George MICU, micu.george@afcr.ro

^{2,3,4}Universitatea Politehnica București, Splaiul Independenței nr. 313, București, România
e-mail autor: Gabriel POPA: gabi21popa@yahoo.com,

Crina BADEA: casagalbenas@yahoo.com, Alin NICHE: niche_alin@yahoo.com

^{5,6}Autoritatea Feroviară Română - Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România
e-mail autori: Marius BOLĂNU: bolanumarius@gmail.com, George DUMITRU:
george.dumitru.cfr@gmail.com

Rezumat: În contextul comun al schimbărilor din lumea căilor ferate, al extinderii transportului feroviar și al controlului activ, această lucrare propune o reflecție asupra conceptului de suspensii active și a aplicării acestora la vehiculele feroviare. Contribuțiile majore ale acestei lucrări se regăsesc în sintezele legilor de control (legi optime și legi neliniare optime), generarea noilor concepte precum controlul global (controlul simultan al mișcărilor transversale și al mișcărilor verticale ale vehiculului), și controlul teoretic (control adaptiv folosind o combinație liniară de legi optime, combinația liniară fiind asigurată prin ponderarea printr-un calcul logic). Cunoașterea sistemului feroviar și dorința de a construi modele realiste au permis stabilirea simulărilor care indică câștiguri semnificative a mersului vehiculelor feroviare. Alegerea noilor tehnologii - acționarea electromecanică - este, de asemenea, inovatoare în această gamă de putere pentru controlul mișcării structurilor mobile mari.

Cuvinte cheie: control, suspensie, incertitudini, vibrație, rigiditate.

Abstract: In the context of changes in the railways world, the expansion of rail transport and active control, this paper proposes a reflection on the concept of active suspensions and their application to railway vehicles. The major contributions of this paper are found in the synthesis of control laws (optimal laws and optimal nonlinear equations), the generation of new concepts such as global control (simultaneous control of transverse movements and vertical movements of the vehicle), and theoretical control (adaptive control using a combination linear equations, the linear combination being ensured by weighting through a logical calculation). Knowledge of the railway system and the desire to build realistic models have allowed the establishment of simulations that indicate significant gains in rail vehicles. The choice of new technologies - electromechanical drive - is also innovative in this power range to control the movement of large mobile structures.

Keywords: control, suspension, uncertainty, vibration, stiffness.

1. INTRODUCERE

Stabilitatea sistemului controlat este furnizată de algoritmi (ecuațiile *Ricatti* și potențialul *Lyapunov*), performanța (minimizarea funcționalității pătrate) este asigurată de

caracterul optim al acestor comenzi. Cu toate acestea, numai modelul algebric este asigurat de aceste caracteristici ale stabilității și performanței. Acest control va permite obținerea acelorași rezultate pentru sistemul mecanic real, pentru care modelul algebric este doar o reprezentare imperfectă. Este studiul robusteții, cu instrumente specifice, care vor conduce la analiza și, uneori, la punerea în aplicare a unor noi sinteze în condiții.

Interesul se acordă, de asemenea, legilor de control neliniar, formulărilor acestora; am dorit să le descriem și în cazuri concrete (prezentări de algoritmi și rezultate), cum ar fi saturațiile forței, puterea servomotoarelor și controlul semi-activ. O nouă abordare a unei legi de control, care utilizează o combinație liniară de legi optime și un calcul logic, este arătat sub numele de multistrat, pentru a satisface cel mai bine cerințele comportamentului dinamic [1] al vehiculului feroviar.

2. SISTEME LINEARE, SISTEME NELINEARE

În realitatea fizică, sistemul mecanic are un comportament mult mai complex decât cel al modelului său linear, scris pentru căutarea legii de control [2]. Într-adevăr, sistemul este în general afectat de anumite neregularități, anumite comportamente neliniare datorate complexității structurii. În cele din urmă, modelul nu poate lua în considerare compoziția modală a sistemului real, astfel încât unele dinamici (în special la frecvențe înalte) sunt ascunse; este aceeași pentru anumite variații parametriche. Se propune prezentarea anumitor reprezentări, anumite formulări, pentru a analiza sau sintetiza un controler [3] pentru a garanta performanța și stabilitatea sistemului real mecanic [4]. Această formulare constă într-o reprezentare algebrică a modelului, integrând incertitudinile cunoașterii: incertitudini structurate și incertitudini nestructurate.

Cauzele acestor incertitudini [5] sunt în principal definite de complexitatea sistemului mecanic (care poate fi o structură complexă, continuă, având o densitate modală ridicată), de variația modelului mecanic (anumiți parametri care evoluează cu timpul sau în timpul schimbărilor rapide, cum ar fi fluctuația de masă în timpul încărcării sau descărcării vehiculului feroviar) precum și de natura suspendărilor și a caracteristicilor lor (inducând jocuri funcționale, frecare, etc). Pentru suspensiile vehiculelor feroviare, de exemplu, neliniaritățile rigidității provin din două fenomene respectiv natura convexă a legii rigidității și prezența opririlor elastice neliniare. Pentru rigiditatea neliniară convexă:

$$F = k \cdot \text{sign}(X) |X|^\alpha, \text{ unde: } \alpha \in [1 \ 3] \quad (1)$$

Pentru oprirea elastică sau vâscoelastică:

$$\begin{aligned} F &= kX && \text{si } -X_0 \leq X \leq X_0 \\ F &= kX_0 + k' (X - X_0) && \text{si } X > X_0 \\ F &= -kX_0 + k' (X + X_0) && \text{si } X < -X_0 \end{aligned} \quad (2)$$

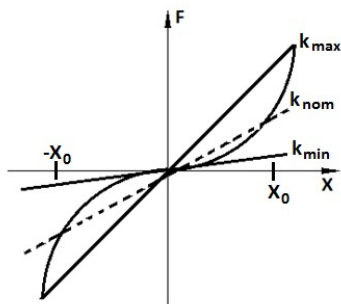


Fig. 1. Rigiditatea neliniară convexă

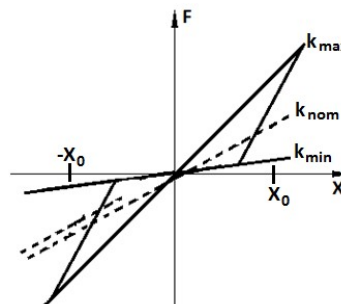


Fig. 2. Oprire elastică sau vâscoelastică

Acestea reprezintă și modelează cele mai frecvente incertitudini ale vehiculelor feroviare, cum ar fi cele legate de caracteristici - suspensii convexe, variații ale rigidității în timp și masă în timpul încărcării vehiculului. Pentru: $X \in [-X_0 \ X_0]$, atunci: $|k_{\min} \cdot X| < |F(x)| < |k_{\max} \cdot X|$ Pentru: $X \in [-X_0 \ X_0]$, atunci: $F(X) = k_{nom}(1 + \delta) \cdot X$, unde:

$$\delta \in \left[\frac{k_{\min} - k_{nom}}{k_{nom}} \quad \frac{k_{\max} - k_{nom}}{k_{nom}} \right].$$

3. CALIFICAREA INCERTIDUNILOR

O serie de articole invită la o formulare de neliniaritate, incertitudine [6], și care trebuie pusă într-o ecuație pentru a o sintetiza și corecta. Incertitudinile nestructurate reprezintă, în general, elemente dependente de frecvență, cum ar fi modurile de sistem continue care nu sunt luate în considerare în model, cum ar fi saturațiile de acționare și traductoarele de putere [7]. Din punct de vedere algebric, aceste incertitudini pot fi reprezentate fie în formă aditivă, fie în formă multiplicative [8]. Fie G procesul inițial, iar \tilde{G} cel cu incertitudini. Formă aditivă este:

$$\tilde{G} = G + \Delta \tag{3}$$

Formă multiplicativă:

$$\tilde{G} = (I + \Delta)G \tag{4}$$

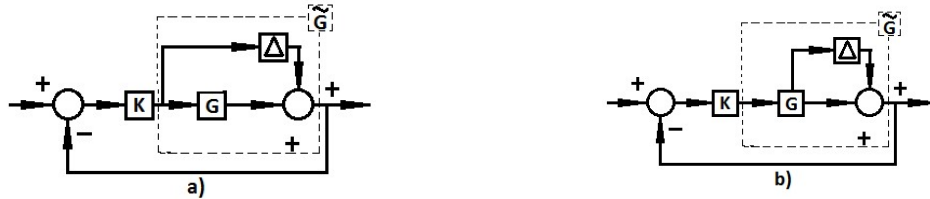


Fig. 3. Schema de integrare a incertitudinilor nestructurate a) aditivă; b) multiplicativă

Reprezentările algebrice se modifică după cum urmează: la forma inițială de control (5) succed o reprezentare (6) și rezultă introducerea incertitudilor de transfer între Y_2 și u_2 .

$$\begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \tag{5}$$

$$\begin{bmatrix} A & 0 & 0 & B_1 & B_2 \\ 0 & A_{inc} & 0 & 0 & C_{inc} \\ 0 & C_{inc} & 0 & 0 & D_{inc} \\ C_1 & 0 & 0 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & 0 & D_{20} & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \tag{6}$$

Incertitudinile sunt introduse în schema internă:

$$\begin{cases} X_0 = A_{inc}X_0 + B_{inc}u_2 \\ Y_0 = C_{inc}X_0 + D_{inc}u_2 \end{cases} \tag{7}$$

Schema perturbată de controlul u_2 [9]. Perturbarea cauzată de incertitudini este scrisă în conformitate cu formula (9). Prin ipoteza de reprezentare, numai rezultatul Y_2 este perturbat de aceste incertitudini:

$$Y_2 = D_{20}u_0 + D_{21}u_1 + D_{22}u_2 \tag{8}$$

$$u_0 = \Delta Y_0 \tag{9}$$

unde: G este sistemul mecanic, K reprezintă un corector, iar Δ reprezintă numărul incertitudinilor. În cazul incertitudinilor structurate [12], reprezentarea de stare devine:

$$\begin{bmatrix} A & B_0 & B_1 & B_2 \\ C_0 & D_{00} & D_{01} & D_{02} \\ C_1 & D_{10} & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{20} & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \quad (10)$$

Incertitudinile structurate reprezintă variații parametrice în sistemul dinamic ale incertitudinilor în reprezentarea spațiului-timp și astfel, incertitudini în plasarea polilor și zerourilor, incertitudini în câștiguri și faze. Ele reflectă o cunoaștere slabă a parametrilor de masă, rigiditate, amortizare, frecare. Algebric, aceste incertitudini pot fi reprezentate după cum urmează [10], în conformitate cu formularea propusă în special de Doyle [11].

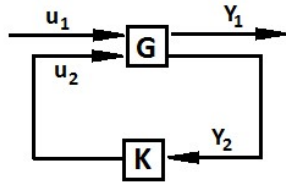


Fig. 4. Prezentarea sistemului activ nominală

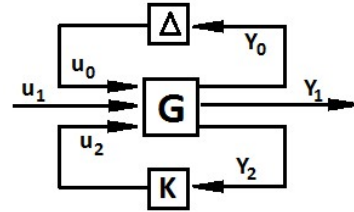


Fig. 5. Reprezentarea sistemului cu incertitudini structurate

Este de preferat să se caute schema în forma $D_{01} = 0$ $D_{02} = 0$, astfel încât să se limiteze cât mai mult posibil participările incertitudinii la singura variabilă $Y_0 = D_{00} \cdot u_0$.

Ecuțiile diferențiale asociate sunt:

$$\begin{cases} X = AX + B_0 u_0 + B_1 u_1 + B_2 u_2 \\ Y_0 = C_0 X + D_{00} u_0 + D_{01} u_1 + D_{02} u_2 \\ Y_1 = C_1 X + D_{10} u_0 + D_{11} u_1 + D_{12} u_2 \\ Y_2 = C_2 X + D_{20} u_0 + D_{21} u_1 + D_{22} u_2 \end{cases} \quad (11)$$

Ecuția incertitudinii este: $u_0 = \Delta \cdot Y_0$, unde Δ reprezintă matricea de incertitudine.

Ecuția de control este:

$$u_2 = K \cdot Y_2 \quad (12)$$

3.1. Modificări de reprezentare algebrică

Luând în considerare sistemul nominal reprezentat de ecuațiile sale:

$$\begin{cases} X = AX + B_1 u_1 + B_2 u_2 \\ Y_1 = C_1 X + D_{11} u_1 + D_{12} u_2 \\ Y_2 = C_2 X + D_{21} u_1 + D_{22} u_2 \end{cases} \quad (13)$$

Formele matricelor A , B_1 și B_2 sunt după cum urmează:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1+k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} \end{bmatrix}; \quad B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_1}{m_1} \\ 0 \end{bmatrix}; \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{m_1} \\ \frac{1}{m_2} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Se vor analiza două exemple de incertitudini structurate [13]: incertitudinile privind

rigiditatea secundară k_2 și incertitudinile privind masa corpului m_2 . Variația rigidității este:

$$\tilde{k}_2 = k_2(1 + \delta) \quad (15)$$

$$\tilde{A} = A + \delta\bar{A}, \text{ unde: } \bar{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & 0 & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (16)$$

Ecuția diferențială devine:

$$\dot{X} = \tilde{A}X + B_1u_1 + B_2u_2 = (A + \delta\bar{A})X + B_1u_1 + B_2u_2 \quad (17)$$

Se poate exprima în forma:

$$\dot{X} = AX + B_0u_0 + B_1u_1 + B_2u_2 \quad (18)$$

$$\text{cu: } u_0 = \Delta Y_2 \text{ și } Y_2 = C_0X + D_{00}u_0, u_0 = (\Delta^{-1} - D_{00})^{-1} C_0X \quad (19)$$

$$\text{și prin identificare: } \delta\bar{A} = B_0(\Delta^{-1} - D_{00})^{-1} C_0 \quad (20)$$

$$\text{Matricile: } B_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ \frac{1}{m_2} \end{bmatrix}, C_0 = [1 \quad -1 \quad 0 \quad 0], \Delta = \delta, D_{00} = 0 \text{ potrivite pentru scrierea}$$

sistemelor algebrice cu incertitudini, iar variația maselor secundare va avea expresia:

$$\frac{1}{\tilde{m}_2} = \frac{(1 + \delta)}{m_2}. \quad (21)$$

$$\begin{cases} \tilde{A} = A + \delta\tilde{A} \\ \tilde{B}_2 = B_2 + \delta\tilde{B}_2 \end{cases} \quad (22)$$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} \end{bmatrix} \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_2} \end{bmatrix}$$

Ecuția diferențială devine:

$$\dot{X} = \tilde{A}X + B_1u_1 + \tilde{B}_2u_2 = (A + \delta\bar{A})X + B_1u_1 + (B_2 + \delta\tilde{B}_2) \cdot u_2 \quad (23)$$

Se poate exprima în forma:

$$\dot{X} = AX + B_0u_0 + B_1u_1 + B_2u_2 \quad (24)$$

$$\text{cu: } u_0 = \Delta Y_0 \text{ și } Y_0 = C_0X + D_{02}u_0. \quad (25)$$

De această dată, apare o matrice D_{02} , deoarece incertitudinile creează matricea B_2 .

$$u_0 = (\Delta^{-1} - D_{00})^{-1} C_0X + (\Delta^{-1} - D_{00})^{-1} D_{02}u_2 \quad (26)$$

și prin identificare:

$$\begin{cases} \bar{A} = B_0(\Delta^{-1} - D_{00})^{-1} C_0 \\ \bar{B} = B_0(\Delta^{-1} - D_{00})^{-1} D_{02} \end{cases} \quad (27)$$

Pentru exemplul sistemului cu două grade de libertate, matricele:

$$B_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ m_2 \end{bmatrix}, C_0 = [k_2 \quad -k_2 \quad c_2 \quad -c_2], \Delta = \delta, D_{00} = 0, \quad D_{02} = 1, \text{ sunt perfect potrivite.}$$

6. CONCLUZII

Lucrarea contribuie la alimentarea reflecției asupra conceptului de suspensii active și a variațiilor acestora la vehiculele feroviare, pentru a spori stabilitatea mersului. Studiile s-au axat pe aspectele teoretice, precum și pe aspectele modelării și simulărilor numerice. Abordările tehnice au fost puse în aplicare prin cunoașterea comportamentelor dinamice ale vehiculelor feroviare, specificarea elementelor de acționare a suspensiilor active și a implementărilor acestora. Aspectele tehnice au fost în primul rând abordate de cunoașterea dinamicii vehiculelor, comportamentului acestora, analiza stabilității mersului și indicatorii standardizați aferenți. Cunoașterea experiențelor anterioare, cercetarea noilor tehnologii și simulările au dus la sinteza specificațiilor funcționale și alegerea tehnologiei electromecanice pentru definirea acționărilor transversale și verticale ale suspensiilor active. Introducerea incertitudinilor în schema nominală conduce la o modificare a ecuațiilor și schemelor de reprezentare, schemele algebrice. Această nouă formulare poate fi utilizată pentru analiza stabilității ansamblului, odată cu controlul definit pentru sistemul nominal sau pentru a fi utilizat pentru sinteza unui nou controlor, pentru o diagramă modificată a reprezentării. Sinteza (sau iterația DK) este o metodă recomandată în mod special în aceste situații.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **W. Choromanski**, „*Application of neural network for intelligent wheelset and railway vehicle suspension design*”, *Vehicle System Dynamics* vol. 25, pp. 87-98, 1996 (IAVSD 1995).
- [2] **J. K. Hedrick**, „*Railway vehicle Active suspensions*”, *Vehicle System Dynamics*, pp. 267, 1981.
- [3] **P. Kjellqvist**, „*Modelling and Design of Electromechanical Actuators for Active Suspension in Rail Vehicles*” Doctoral Thesis, Stockholm, Sweden, 2002.
- [4] **R. Joly**, „*Stabilité transversale d'un véhicule ferroviaire*” - *Possibilités du système quidé rail-roue*”, *Rail International* juillet, pp.13-35, 1984.
- [5] **A. Prud'homme**, „*La résistance de la voie aux efforts transversaux exercés par le matériel roulant*”, *Revue Générale des Chemins de Fer* 86A, pp. 1-23, 1967.
- [6] **H. Li, R.M. Goodall**, „*Linear and Non-Linear Skyhook Damping Control Laws for Active Railway Suspensions*”, *Control Engineering Practice*, vol. 7, pp. 843–850, 1999.
- [7] **T. Hirata, S.Koizumi, R. Takahashi**, “*H ∞ Control of Railroad Vehicle Active Suspension*”. *Automatica*, vol. 31, No. 1, pp. 13–24, 1995.
- [8] **A. Neacsă, D.B Stoica, N.N. Antonescu**, „*Behaviour of Sintered Carbide Pins Under Simulated Work Conditions*”, Experimental Study. In *Journal of the Balkan Tribological Association* Volume: 18 Issue: 4 Pages: 559-565 Published: 2012.
- [9] **L. Pugi, A. Rindi, F. Bartolini, J. Auciello**, „*Simulation of a Semi-Active Suspension System for a High Speed Train*”, *Proceedings of the International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD'09)*, Stockholm, Sweden, 2009.
- [10] **A. Neacsă, N.N. Antonescu, D.B. Stoica**, „*Software Applications for Complex Technological Systems Reliability*”, *Journal of the Balkan Tribological*, Volume: 15, Issue: 1, (2009).
- [11] **J. Doyle**, “*Analysis of feedback systems with structures uncertainties*”, *JEE PROC* vol. 129 no. 6, pp. 242-250, nov. 1982.
- [12] **L. El. Ghaoui, J.P. Folcher**, „*Multiobjective robust control of LTI systems subject to unstructured perturbations*”, *Systems and control letters*, vol. 28, pp. 23-30, 1996.