

MODELAREA NUMERICĂ ȘI EXPERIMENTALĂ A PROCESULUI DE SĂPARE CONTROLATĂ PE TRAJECTORII IMPUSE

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL ASSESSMENTS ON CONSTRAINED TRAJECTORY DIGGING PROCESS

Carmen DEBELEAC¹, Silviu NĂSTAC¹

¹Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați, Facultatea de Inginerie și Agronomie din Brăila,
Calea Călărășilor nr. 29, 810017, Brăila, Romania

E-mail: carmen.debeleac@ugal.ro, snastac@ugal.ro

Rezumat. În lucrare este prezentat un sistem de monitorizare și control al procesului de săpare asistată, pe traiectorie impusă, cu excavatorul cu o cupă. Prin abordarea complexă – simulare numerică și experimentare pe model de laborator – a fost posibilă evaluarea inițială a performanțelor pe modelul virtual al sistemului, cu reconfigurarea structurală și acordarea funcțională ale acestuia, în scopul optimizării caracteristicilor de capabilitate pentru întreg ansamblul funcție de reglaj – sistem de control – organ de execuție, astfel încât volumul testelor pe model real să fie redus la minimum.

Cuvinte cheie: excavator cu o cupă, săpare asistată, traiectorie impusă a cupei

Abstract. This work briefly presents a monitoring and control system intended for assistance of the digging process with one bucket excavator on constrained trajectories. The authors use a composed approach based on computer simulation of virtual control system and experimental tests upon laboratory model. Thus, it was possible the initial evaluation of the system performances, enabling the structural reconfiguration and functional tuning of the controller kernel, following the optimization of the capability characteristics of the entire ensemble of adjust function – control system – working tool, in order to minimizing the experiments volume.

Key words: excavator with single bucket, assisted digging, constrained bucket trajectory

1. INTRODUCERE

Săparea pe traiectorii impuse este specifică lucrărilor de terasamente, taluzărilor, săpăturilor speciale, nivelare a pereților verticali (deasupra sau sub nivelul bazei de sprijin a excavatorului). Pentru aceste tipuri de lucrări, executate cu excavatorul cu o cupă, este necesară o bună coordonare și condiționare a tuturor comenzilor cilindrilor hidraulici pentru acționarea brațului, mânerului și, respectiv, a cupei, astfel încât abaterile de la traiectoria impusă muchiei tăietoare a cupei să fie minime. Cerințele referitoare la acuratețea și precizia mișcării organului de lucru (cupa) impun, pe lângă performanța sistemului mecanic de poziționare și a sistemului hidrostatic de acționare, corelarea celor trei subsisteme de acționare (braț, mâner, cupă) astfel încât prin mișcări simultane/sucesive ale celor trei elemente structurale să fie obținută traiectoria dorită, asigurată și menținută pe întreg ciclul de lucru

(impus de lungimea necesară a săpăturii). Această corelare este dificil de realizat prin comanda manuală a echipamentului de excavare efectuată de către operatorul deservent, fiind necesară implementarea unui sistem automat de guvernare a acționării întregului echipament. Sistemul automat poate conține atât traiectorii predefinite (pentru lucrări uzuale), cât și posibilitatea de programare inițială a unei traiectorii dorite (prin puncte – corespunzătoare profilului impus al săpăturii sau cu ajutorul funcțiilor matematice de bază – pentru definirea funcției corespunzătoare profilului în cazul în care aceasta este disponibilă sub formă analitică). Cea de a doua variantă asigură performanțe superioare prin continuitatea referinței și a evitării utilizării procedeelelor numerice de interpolare. Preocupările în acest domeniu sunt intense, atât pe plan național, cât și internațional [1-5]. Dintre acestea, lucrările [1,4] au prezentat un interes deosebit, constituind suportul teoretic și computațional al preocupărilor din acest studiu.

2. SIMULĂRI REALIZATE PE MODELUL VIRTUAL AL ECHIPAMENTULUI DE EXCAVARE

Procesul de liniarizare globală a comportamentului în regim dinamic al echipamentului de excavator (inclusiv sistemul de acționare hidrostatică), în timpul lucrărilor de săpare controlată pe traiectorie impusă, este justificat de faptul că domeniul de variație a parametrilor dinamici, specifici interacțiunii organ de lucru – teren, pentru astfel de lucrări de pamânt, este relativ redus. Neglijând unele faze de lucru (rotire, descărcarea cupei), dinamica ansamblului echipament – sistem de acționare este generată și întreținută numai de variabilitatea forței de tăiere/dislocare a materialului din frontul de lucru. Evaluarea dependențelor dintre deplasările unghiulare necesare efectuării mișcării impuse cupei și variațiile lungimilor cilindrilor hidraulici de acționare se face pe baza schematizării din figura 1. Astfel, pe baza parametrilor geometrici constructivi și funcționali, rezultă variațiile în timpul lucrului ale lungimilor cilindrilor hidraulici, astfel [1,5]:

$$L_{cy1}^2 = L_{a0}^2 + a^2 - 2L_{a0}a \cos \left[\arctan \left(\frac{y_0}{x_0} \right) + \arccos \left(\frac{L_{01}^2 + L_{a0}^2 - L_{a1}^2}{2L_{01}L_{a0}} \right) + \alpha_{01} \right], \quad (1)$$

$$L_{cy2}^2 = L_{c13}^2 + b^2 - 2L_{c13}b \cos \left[\beta_{01} + \beta_{02} - \alpha_{12} + \arccos \left(\frac{L_{01}^2 + L_{a0}^2 - L_{a1}^2}{2L_{01}L_{a0}} \right) - \arctan \left(\frac{L_{a3}}{L_{a2}} \right) \right], \quad (2)$$

$$L_{cy3}^2 = L_{c2}^2 + (L_{c6} - L_{c4})^2 + L_{d1}^2 - 2L_{d1} \sqrt{L_{c2}^2 + (L_{c6} - L_{c4})^2} \dots \cos \left[\frac{3\pi}{2} - \arctan \left(\frac{L_{c6} - L_{c4}}{L_{c2}} \right) - \arctan \left(\frac{L_{c3}}{L_{c4}} \right) - \arccos \left(\frac{L_{c3}^2 + L_{c4}^2 + c^2 - L_{d3}^2}{2c \sqrt{L_{c3}^2 + L_{c4}^2}} \right) - \arccos \left(\frac{L_{d1}^2 + c^2 - L_{d4}^2}{2L_{d1}c} \right) \right]. \quad (3)$$

în care au fost utilizate notațiile:

$$a^2 = y_0^2 + x_0^2, \quad b^2 = L_{a3}^2 + L_{a2}^2, \quad c^2 = L_{c3}^2 + L_{c4}^2 + L_{d3}^2 - 2L_{d3} \sqrt{L_{c3}^2 + L_{c4}^2} \cos \left[\pi - \beta_{03} + \alpha_{23} - \arctan \left(\frac{L_{c4}}{L_{c3}} \right) \right].$$

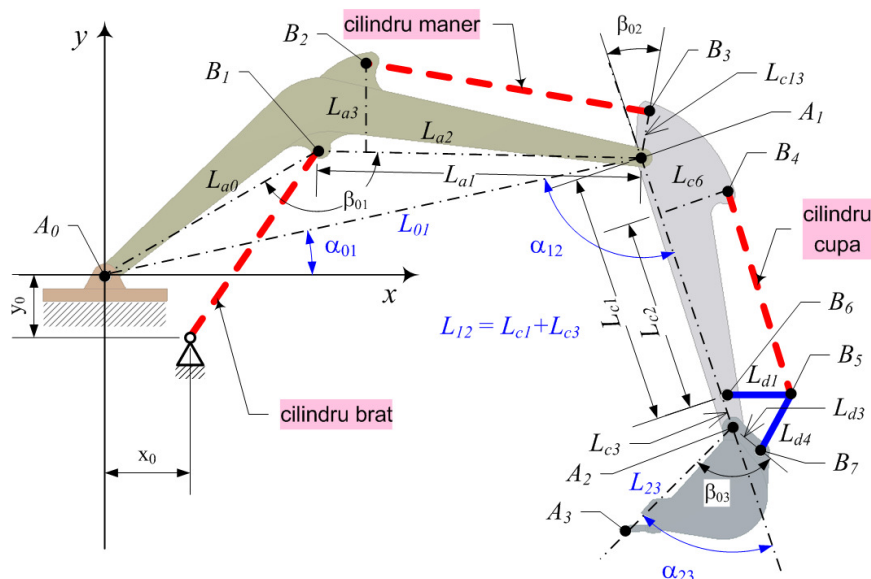


Fig. 1. Schema de calcul pentru corelarea parametrilor funcionali cu cei ai acționării [5].

Ipotezele de lucru adoptate în vederea elaborării modelului experimental destinat analizei comportamentale a echipamentului de excavator în condiția unui ciclu tehnologic impus, au fost următoarele:

- funcția de reglaj a organului de execuție este dată de expresiile (1)...(3), obținute pe cale analitică din ansamblul ecuațiilor cinematice de mișcare și ținând cont de restricțiile impuse elementului activ al organului de lucru [4,5];
- se consideră un regim de lucru caracterizat prin constanța valorilor parametrilor specifici cu neglijarea regimurilor tranzitorii generate de interacțiunea cupă - teren, astfel încât variațiile de presiune în sistemul de acționare (cel puțin pentru un singur organ de execuție – cilindru hidraulic) să poate fi neglijate, respectându-se ipoteza proporționalității dintre cursa sertarului distribuitorului și variația debitului instantaneu la ieșirea din acesta;
- în această studiu va fi analizată mișcarea unui singur cilindru hidraulic, cursa acestuia fiind monitorizată cu ajutorul unui transductor de deplasare;
- etapa de simulare numerică pe model virtual constă din evaluarea semnalelor de comandă generate de algoritmul utilizat, precum și a celor specifice sistemului de acționare prin modularea coeficientului de umplere a semnalului purtător;
- etapa de testare experimentală constă din implementarea algoritmului pe o placă de dezvoltare (conectată într-o schemă operațională efectivă), achiziția și analiza semnalelor de comandă cu evaluarea comparativă a erorii dintre semnalele reale și cele virtuale.

Legile de mișcare ale cilindrului hidraulic fiind cunoscute – a se vedea ecuațiile (1)...(3), prin derivare numerică se obțin evoluțiile în timp ale vitezelor respective. În cadrul modelului, se consideră că deplasarea tijeii cilindrului este pozitivă atunci când lungimea totală a cilindrului se majorează și negativă în sens contrar. Debitul necesar Q_{nec} pentru realizarea cursei impuse cilindrului va fi evaluat ținând cont de viteza impusă și de ariile

active ale celor două fețe ale pistonului. Considerând debitul disponibil la intrarea distribuitorului Q_{in} , rezultă expresia funcției de reglaj necesară pentru realizarea deschiderii impuse a cilindrului, de forma:

$$R_H = \frac{Q_{nec}}{Q_{in}}. \quad (4)$$

Parametrul R_H variază între $[0...1]$ corespunzător fiecărei curse a cilindrului hidraulic și, ținând cont de sensul efectiv de curgere al fluidului în sistemul de acționare, funcția generală de reglaj a distribuitorului capătă valori în domeniul $[-1...1]$. Plăcile de dezvoltare actuale au opțiunea de control analogic motiv pentru care, în cadrul aplicației de simulare, s-au introdus două module de evaluare suplimentare și anume: funcția de control a plăcii de dezvoltare R_E (necesară configurării portului de ieșire al plăcii pentru obținerea semnalului tip *Pulse Width Modulation*) și, respectiv, evoluția coeficientului de umplere R_{PWM} specific semnalului obținut la portul de ieșire al plăcii (care constituie semnalul de comandă al distribuitorului proporțional). În figura 2 sunt prezentate diagramele evoluțiilor în domeniul timp ale semnalelor de comandă și control (cursa și viteza cilindrului hidraulic), cât și cele generate în cadrul aplicației implementate pe placa de dezvoltare (ce constituie sistemul informatic al ansamblului funcție de reglaj – sistem de control – organ de execuție).

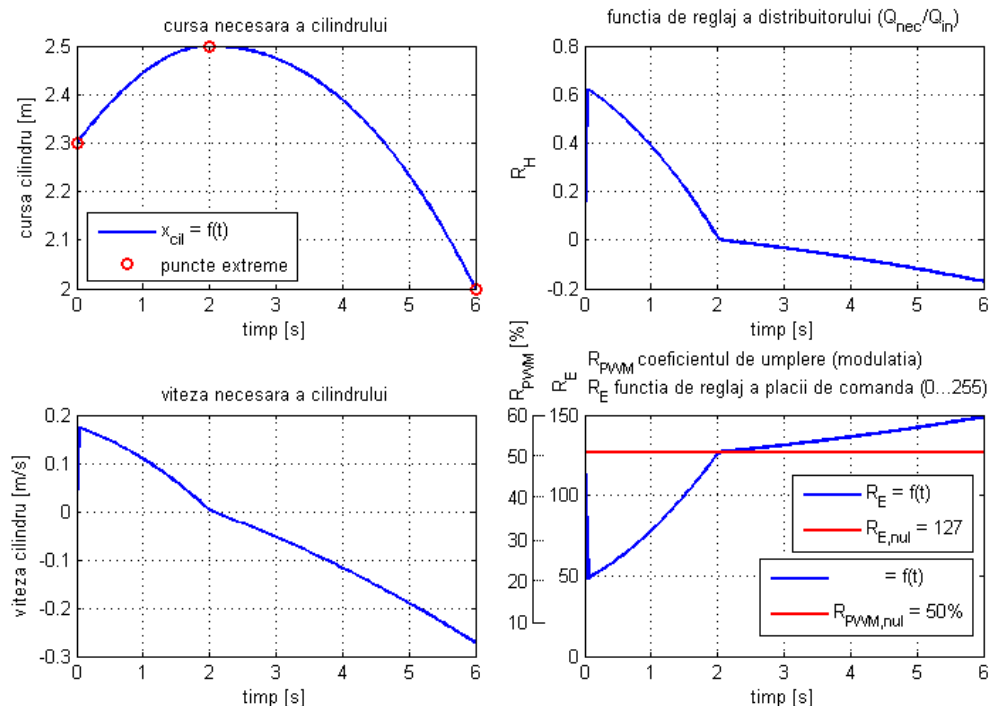


Fig. 2. Evoluțiile în domeniul timp ale semnalelor de comandă și control generate de placa de dezvoltare (sistemul informatic al ansamblului modelat).

Aplicația de simulare pe model virtual are avantajul că poate evalua modul de comportare în regim dinamic a întregului sistem analizat în condiții impuse privind caracteristicile de lucru ale componentelor sistemului de acționare ce se dorește a fi monitorizat și controlat (sistem de acționare disponibil pe utilajul ce trebuie modernizat). Ținând cont de abaterile poziționale instantanee ale elementului de execuție a comenzii

(cilindrul hidraulic), algoritmul propus recalculează în timp real valoarea parametrului de reglaj al plăcii de dezvoltare R_E , astfel încât să asigure debitul și direcția de mișcare necesare realizării cursei impuse a cilindrului hidraulic.

Diagramele prezentate în figura 3 corespund unui ciclu de lucru al cilindrului hidraulic considerat, pentru efectuarea cursei impuse. Estimarea caracteristicii de lucru reale a traductorului pozițional a fost realizată prin metode probabilistice. În figura 3a sunt prezentate comparativ evoluțiile cursei cilindrului hidraulic – cea reală cu linie continuă, iar cea impusă cu linie întreruptă. Evoluția erorii instantanee dintre cele două curse este prezentată în figura 3c. Se menționează faptul că pentru situația prezentată în figura 3, în scopul evaluării capabilității algoritmului propus, a fost considerată o valoare de prag a erorii absolute de 10^{-2} m. Din analiza comparativă a diagramelor din figura 3a și figura 2, corespunzătoare cursei teoretice impuse, se observă că durata de timp este de aproximativ trei ori mai mare în cazul simulării pe model virtual. Acest fapt este justificat prin modul de implementare al algoritmului numeric prin utilizarea unui increment de timp constant, astfel încât apariția erorilor pozitionale instantanee implică cumulări suplimentare în domeniul timp. Utilizarea unui increment de timp variabil, deși modelează cu acuratețe sporită procesul real, necesită efort computațional suplimentar și poate conduce la sincope pentru evaluările în timp real.

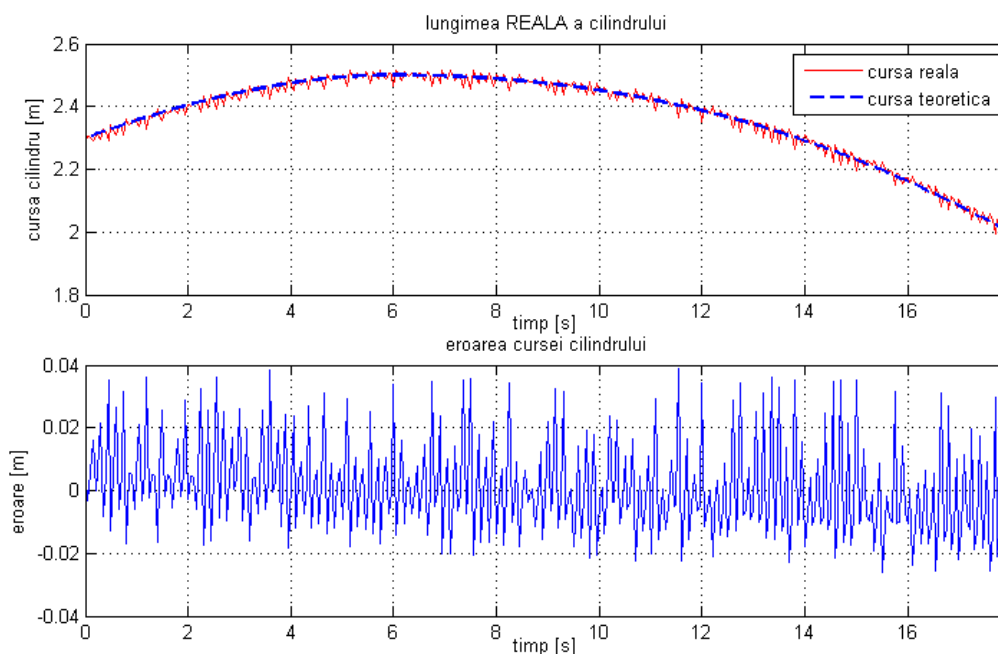


Fig. 3. Evoluțiile în domeniul timp ale cursei elementului de execuție a comenzii și, respectiv erorii pozitionale a cursei cilindrului.

3. ANALIZA PE MODELUL REAL AL SISTEMULUI DE MONITORIZARE-CONTROL

Pentru simularea în condiții de laborator a ansamblului considerat a fost adoptată următoarea configurație: placă de dezvoltare de tip ArduinoNano©; montaj electronic pentru condiționarea parametrilor electrici ai semnalelor la ieșirea plăcii de dezvoltare și, respectiv, la bornele bobinei de comandă a distribuitorului hidraulic proporțional; placă de achiziție tip NI USB 9233©, cu patru intrări analogice programabile, pentru achiziția semnalelor de

comandă și control; sistem de calcul cu aplicațiile NI-LabVIEW© – pentru achiziția și condiționarea semnalelor în timp real, respectiv, Matlab© – pentru procesarea, analiza și verificarea corelativă a datelor experimentale cu cele furnizate de simularea pe modelul virtual; sistem de acționare hidrostatică cu motor liniar echipat cu grup de pompare cu acționare electrică, distribuitor proporțional cu comandă electromagnetică, cilindru hidraulic cu traductor inductiv de deplasare a pistonului, aparatură de reglare și protecție.

În schema bloc din figura 4 sunt marcate cu linie întreruptă subsistemele componente și anume: sistemul existent, sistemul suplimentar (ce implementează algoritmul de monitorizare-control și asigură comanda efectivă a acționării hidrostatice) și sistemul destinat configurării prealabile și testării funcționalității ansamblului. Imagini ale subsistemelor configurației experimentale sunt date în figura 4.

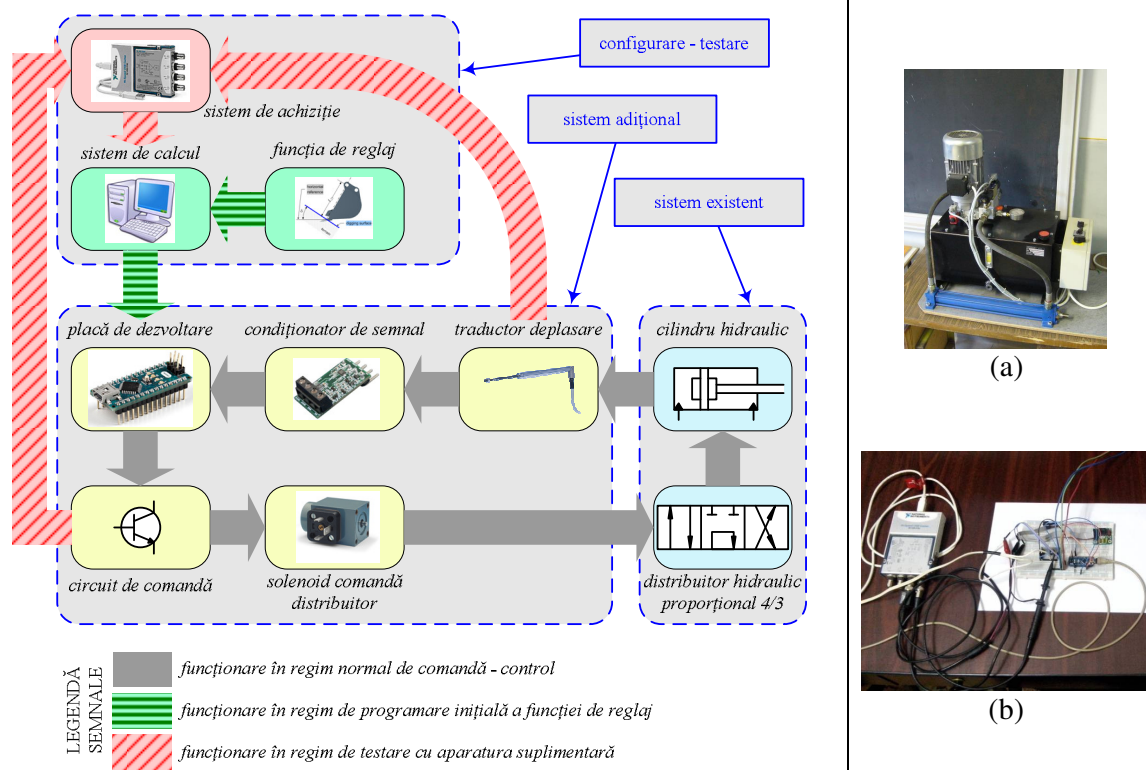


Fig. 4. Schema bloc a configurației experimentale a modelului real. Componente ale configurației experimentale: sistemul hidrostatic (a) și sistemul de comandă-control-monitorizare (b).

Evaluarea caracteristicilor de capabilitate ale ansamblului monitorizat, relativ la funcția de reglaj impusă inițial și implementată în cadrul modulului informatic, a fost realizată prin analiza simultană a semnalelor de comandă pentru solenoidul distribuitorului hidraulic și, respectiv, a cursei realizate de cilindrul hidraulic. Analiza evoluției în domeniul timp și a compoziției spectrale pentru semnalele de comandă a pus în evidență corelarea dintre rezultatele obținute prin simulare numerică și cele rezultate din experiment, indicând faptul că sistemul de monitorizare și control lucrează în mod real la parametrii și în condițiile estimate pe care numerică.

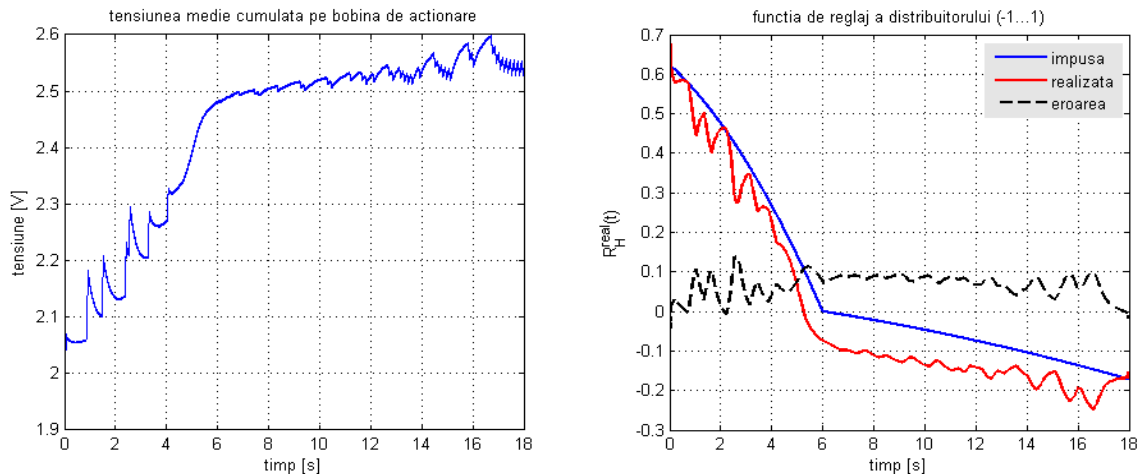


Fig. 5. Evoluțiile temporale ale tensiunii medii cumulate la bornele solenoidului de comandă a distribuitorului și, respectiv, ale funcției de reglaj.

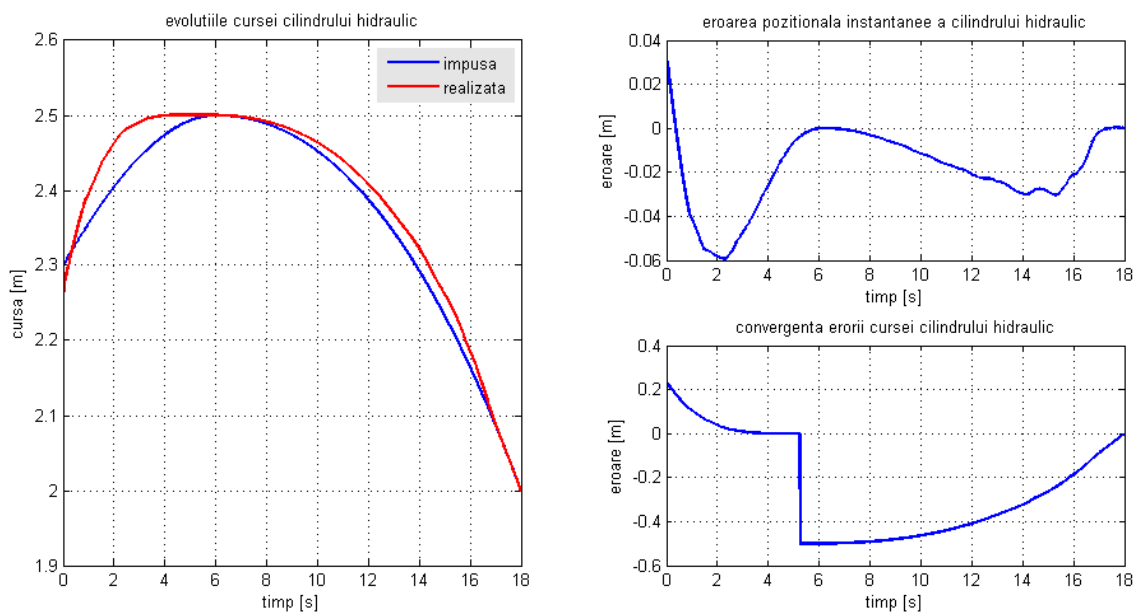


Fig. 6. Evoluția cursei cilindrului, a erorii poziționale și a convergenței erorii

Evoluția tensiunii medii cumulate la bornele solenoidului de comandă a distribuitorului hidraulic se observă în figura 5a. În figura 5b, sunt prezentate comparativ evoluțiile funcției de comandă a distribuitorului – cea impusă, respectiv cea realizată efectiv și, de asemenea, eroarea instantanee dintre cele două semnale.

Analiza comparativă dintre cele două curse, impusă și respectiv realizată, ale elementului de execuție a comenzii (cilindrul hidraulic de acționare) prezintă o importanță deosebită în evaluarea performanțelor sistemului propus. În acest sens, în figura 6 sunt prezentate evoluțiile celor două curse ale cilindrului hidraulic și, respectiv, eroarea absolută și convergența acesteia către valoarea limită impusă.

4. CONCLUZII

Semnificative sunt cele două aspecte esențiale ce caracterizează metodologia utilizată în evaluarea experimentală a capabilității și performanțelor sistemului de monitorizare – control propus și anume: evaluarea pe modelul virtual al întregului ansamblu și, respectiv, testarea în condiții de laborator a sistemului real. Pentru doi dintre parametrii considerați relevanți și anume: funcția de reglaj a distribuitorului hidraulic, respectiv cursa elementului de execuție, prezentarea rezultatelor reale a fost făcută simultan cu datele teoretice, fiind de asemenea evaluate și prezentate evoluțiile erorilor absolute. Astfel, analiza comparativă concludivă se reduce la evaluarea erorii și a convergenței acesteia, cu evidențierea valorilor medii de aproximativ 4% în cazul cursei cilindrului și, respectiv, 6% pentru funcția de reglaj a distribuitorului.

În final, se menționează faptul că sistemul propus pentru monitorizarea, comanda și controlul echipamentului excavatorului cu o cupă, în scopul optimizării caracteristicilor de performanță în exploatarea acestuia, este capabil să ofere aportul suplimentar în îndeplinirea funcțiilor specifice în vederea compatibilizării și armonizării capabilității echipamentelor uzate moral cu cele noi, moderne, actuale.

BIBLIOGRAFIE

- [1] A. Vlădeanu, G. Vlădeanu, „The control of the bucket position at the hydraulic excavators with backhoe attachment”, Proceedings of SISOM 2011 and Session of the Commission of Acoustics, 2011, 164-169
- [2] A. Vlădeanu, G. Vlădeanu, „The possibilities of the horizontal trajectory realization of the bucket teeth at tri-power excavators”, Proceedings of SISOM 2012 and Session of the Commission of Acoustics, 2012, 232-239
- [3] S. P. DiMaio, S.E. Salcudean, C. Reboulet, „A virtual environment for the simulation and programming of excavation trajectories”, Virtual Environment 10 (2001), 465–476
- [4] L. Curduman, C. Debeleac, S. Năstac, „Analysis of working body track vibrations of a single bucket excavating equipment during the bank-sloping and differential excavation processes”, The Proceedings of the 23rd International Congress on Sound&Vibration ICSV23, Greece, 2016
- [5] L. Curduman, S. Năstac, C. Debeleac, „On active control of transitory regimes within the driving system of a single bucket excavating equipment for the bank-sloping and differential excavation processes”, The Proc. of the 23rd International Congress on Sound&Vibration ICSV23, Athens, Greece, 2016