

ASPECTE PRIVIND CAPACITATEA DE REDUCERE A VITEZEI ÎN CAZUL UTILIZĂRII DE SISTEME DE FRÂNARE LA CAPĂT DE CURSĂ PENTRU CILINDRII HIDRAULICI

N.Hauk, A. Ciurea, M. Bordei
Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați

1. INTRODUCERE

În practica de proiectare a sistemelor mecanice acționate cu cilindri hidraulici se pune problema limitării efectelor impactului de la capăt de cursă. Una din modalitățile des utilizate de control constă în frînarea mișcării ansamblului piston – tijă a cilindrului hidraulic prin droselizarea agentului de lucru pe evacuare.

Această lucrare prezintă unele aspecte ale modului în care aceste sisteme se comportă în timpul frînării de la capăt de cursă.

Deoarece volumul de calcule necesar studiului este mare s-a recurs la combinarea rezultatelor din proiectarea asistată cu metode de integrare numerică a sistemelor de ecuații diferențiale rezultate din modelare matematică a sistemului.

2. PREZENTAREA SISTEMULUI

O situație concretă în care se utilizează frînarea la capăt de cursă a cilindrului hidraulic este cea a excavatoarelor. În figura 1 este prezentat un asemenea utilaj, proiectat 3D.

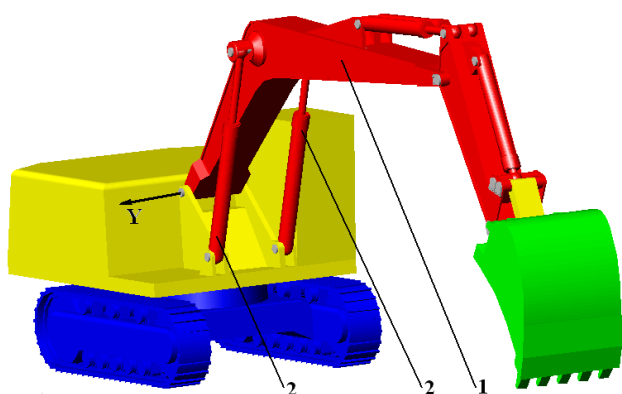


Figura 1. Excavator hidraulic pe șenile S3611.
1 – echipament de săpare; 2 - cilindrii hidraulici de acționare a întregului echipament.

Rigidul cu axă fixă considerat este echipamentul de lucru. Acesta se rotește în jurul axei Y, situată pe platforma excavatorului, datorită acțiunii celor doi cilindri hidraulici.

Utilizând facilitățile programului de proiectare asistată s-au calculat pentru echipament caracteristicile masice.

În figura 2 este prezentată în secțiune zona din cilindrul hidraulic de acționare care realizează frînarea atunci când cursa crește spre valoarea maximă.

După pătrunderea bușei de diametru D_b în golul de diametru D_g agentul hidraulic poate părăsi incinta a cărui volum scade prin:

- orificiul care îl conduce spre secțiunea controlată de droselul hidraulic;
- jocul dintre bușă și gol.

Ambele trasee au rezistențe hidraulice care depind de geometria lor și de viteza de curgere a agentului hidraulic

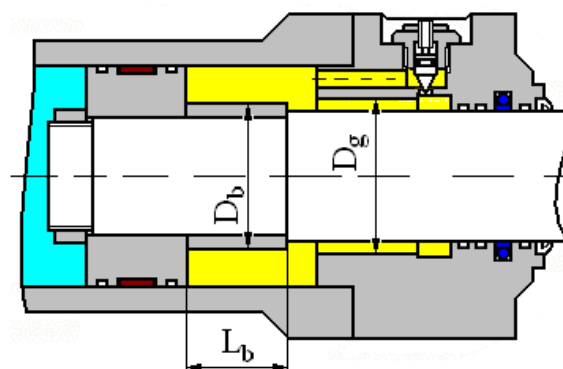


Figura 2. Sistem de frânare la capăt de cursă prin droselizarea agentului hidraulic.

Uleiul hidraulic utilizat are vîscozitatea și temperatura cunoscute. S-a avut în vedere ca uleiul hidraulic este compresibil, acest factor fiind caracterizat de modulul de elasticitate adiabat.

Drept sursă de putere se utilizează un motor termic, cuplat pe un grup de pompare cu debit variabil dotat cu un regulator care asigură menținerea puterii maxime disponibile constantă.

2. MODELUL MATEMATIC

Echipamentul de săpare al excavatorului hidraulic și schema sa de acționare au fost schematizate așa cum se poate vedea în figura 3.

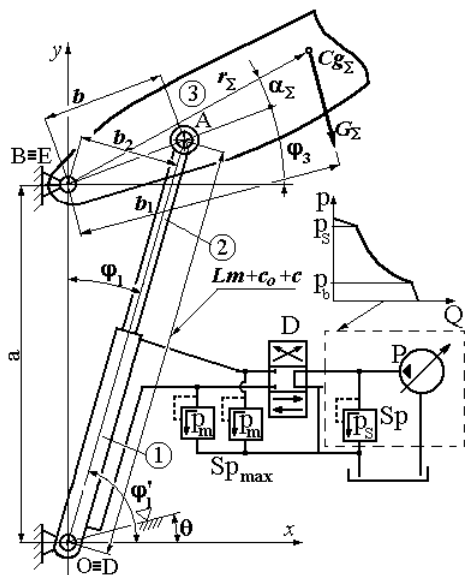


Figura 3. Schematizarea cinematicii și a schemei de acționare hidraulică a echipamentului de săpare.

2.1. Cinematica mecanismului

Din scrierea ecuației conturului poligonal al triunghiului format din vectorii : \bar{a} , \bar{b} , $L_m + c_0 + c$ rezultă:

- pentru poziții:

$$\sin \varphi_2 = \frac{(L_m + c_0 + c)^2 - b^2 - a^2}{2ab} \quad (1)$$

$$\sin \varphi_1 = \frac{a^2 + (L_m + c_0 + c)^2 - b^2}{2a(L_m + c_0 + c)} \quad (2)$$

- pentru viteze:

$$\omega_1 = \frac{\dot{c}}{(L_m + c_0 + c) \cdot \tan(\varphi_1 - \varphi_3)} \quad (3)$$

$$\omega_3 = \frac{\dot{c}}{b \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3)} \quad (4)$$

- pentru accelerații:

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_1 (L_m + c_0 + c) \cos \varphi_1 + t_2}{b \cos \varphi_2} \quad (5)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{t_1 + t_2 \tan \varphi_2}{(L_m + c_0 + c) (\sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 \tan \varphi_2)} \quad (6)$$

cu

$$t_1 = b\omega_2^2 \cos \varphi_2 + \ddot{c} \cos \varphi_1 - 2\dot{c}\omega_1 \sin \varphi_1 - (L_m + c_0 + c)\omega_1^2 \cos \varphi_1 \quad (7)$$

și

$$t_2 = b\omega_2^2 \sin \varphi_2 + \ddot{c} \sin \varphi_1 + 2\dot{c}\omega_1 \cos \varphi_1 - (L_m + c_0 + c)\omega_1^2 \sin \varphi_1 \quad (8)$$

2.2. Echilibrul de forțe

S-a considerat echilibrul fiecărui element mobil în parte și s-au eliminat reacțiunile. A rezultat ecuația

$$\begin{aligned} & (pS_{k_1} - p_k S_{k_2} - F_f) b \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - \\ & G_\Sigma r_\Sigma \sin(\alpha_\Sigma + \theta + \varphi_2) = \\ & b^2 m_{\Sigma A} \omega_2^2 / \tan(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{b \cdot m_{\Sigma A} \ddot{c}}{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)} \\ & - \frac{b \cdot m_{\Sigma A} (L_m + c_0 + c) \omega_1^2}{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)} \end{aligned} \quad (9)$$

în care:

- S_{k_1} și S_{k_2} sunt suprafața “mare”, respectiv suprafața “mică” a pistonului;
- F_f este suma forțelor de frecare dintre ansamblul piston-tijă și corpul cilindrului;

$$m_{rA} = \frac{m_\Sigma \cdot r_\Sigma^2 + J_Y}{b^2} \text{ masa redusă la}$$

nivelul articulației A;

- c_0 - cursa la momentul $t = 0$.

Făcînd substituțiile de rigoare rezultă ecuația diferențială care descrie mișcarea ansamblului piston – tijă sub forma:

$$\begin{aligned} \ddot{c} = & \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{b \cdot m_{rA}} \left[(pS_1 - p_k S_2 - F_f) b \sin(\varphi_1 - \varphi_3) \right. \\ & - G_\Sigma \cdot r_\Sigma \cos(\alpha_\Sigma + \theta_k + \varphi_3) \cos(\gamma) - \\ & \left. b^2 m_{rA} \omega_3^2 / \tan(\varphi_1 - \varphi_3) + \frac{b \cdot m_{rA} (L_m + c_0 + c) \omega_1^2}{\sin(\varphi_1 - \varphi_3)} \right] \end{aligned} \quad (10)$$

2.3. Aspecte hidraulice

Pentru a studia modul în care se comportă din punct de vedere hidraulic întreaga instalație se au în vedere:

- cum este trimis debitul de agent către cilindrul hidraulic, cu considerarea elasticității acestuia;

- cum este evacuat agentul din cilindrul hidraulic în diferite etape ale desfășurării procesului.

Din ecuațiile de continuitate ale debitului rezultă ecuația diferențială 11 care indică viteza de variație a debitului în timp.

$$\dot{p} = \frac{\left(a \frac{P_{\max}}{p_b \cdot t_s} t + d Q_{tp} \left(1 - \frac{p}{p_b} (1 - \eta_h) \right) + e \frac{P_{\max}}{p} \right) E_c}{S_1 (c_0 + c)} \quad (11)$$

$$- \delta \frac{(p - p_{so}) E_c}{C_s (c_0 + c) S_1} - \dot{c} \frac{E_c}{c_0 + c}$$

În această ecuație diferențială intervin mărimile:

- P_{\max} este puterea maxima dezvoltată, la turația considerată, de către pompa hidraulică;
- Q_{tp} reprezintă debitul teoretic al pompei hidraulice la basculare maximă;
- η_h este randamentul pompei hidraulice;
- p_{so} - presiunea la care "deschide" supapa.
- C_s - constanta ce caracterizează căderile de presiune pe supapă.

2.4. Mod de rezolvare

În vederea rezolvării ecuațiilor diferențiale (10) și (11) se formează sistemul rezolvabil numeric prin metoda Runge-Kutta de ordinul IV.

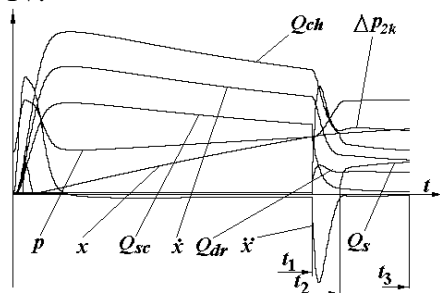


Figura 4. Rezultatul integrării numerice a sistemului de ecuații diferențiale (12).

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 \\ \dot{z}_2 = \frac{\sin(\dot{\varphi}_1 - \varphi_3)}{b \cdot m_{rA}} \left[(z_3 S_1 - p_k S_2 - F_f) b \sin(\dot{\varphi}_1 - \varphi_3) - G_{\Sigma} \gamma_{\Sigma} \cos(\alpha_{\Sigma} + \theta + \varphi_3) \cos(\gamma) - b^2 m_{rA} \omega_3^2 / \tan(\dot{\varphi}_1 - \varphi_3) + \frac{b \cdot m_{rA} (L_m + c_0 + z_1) \omega_1^2}{\sin(\dot{\varphi}_1 - \varphi_3)} \right] \\ \dot{z}_3 = \frac{\left(a \frac{P_{\max}}{p_b \cdot t_s} t + d \cdot Q_{tp} \left(1 - \frac{z_3}{p_b} (1 - \eta_h) \right) + e \frac{P_{\max}}{z_3} \right) E_c}{S_1 (c_0 + z_1)} - \delta \frac{(p - p_{so}) E_c}{C_s (c_0 + z_1) S_1} - z_2 \frac{E_c}{c_0 + z_1} \end{cases} \quad (12)$$

- Q_{dr} - debitul evacuat prin drosel;

- Q_s - debitul evacuat prin supapă;

- Δp_{2k} - cădere de presiune între zona în care agentul hidraulic este comprimat, producând frînarea, și tanc.

3. CAPACITATEA DE FRANARE

Singurul element a cărui caracteristică este reglabilă este droselul. Modificînd deschiderea lui se schimbă rezistența hidraulică a circuitului prin care se elimină cea mai mare parte a volumului de agent trimis către tanc. În figurile 5 și 6 sunt prezentate diagramele sumă, grupate pe caracteristici (cinematice (5) și hidraulice (6)), care indică modul cum se produce frînarea. Valorile din paranteze indică în milimetri deschiderea droselului.

Se constată că timpul în care pătrunde în gol toată bucușă scade cu deschiderea droselului.

Viteza finală de impact de la capăt de cursă depinde de deschiderea droselului și ea este diferită de 0. Procesul de frânare evoluează funcție de cinematica mecanismului, caracteristica regulatorului pompei și cea a supapei, de rezistențele hidraulice fixe sau variabile (inclusiv cea a droselului), de compresibilitatea agentului și de caracteristicile masice ale echipamentului. În cazul unei deschideri de un milimetru viteza scade continuu începînd cu momentul $t = 2.156$ s. Decelerația este mai mare pe prima parte a frînării și scade apoi semnificativ. Se pot trage astfel concluzii practice asupra lungimii bucușei de frânare, cu implicații directe asupra lungimii de montaj și a costurilor cilindrilor. În celelalte două cazuri, după o frînare cu decelerații mai mici, asistăm la o creștere a vitezei pistonului.

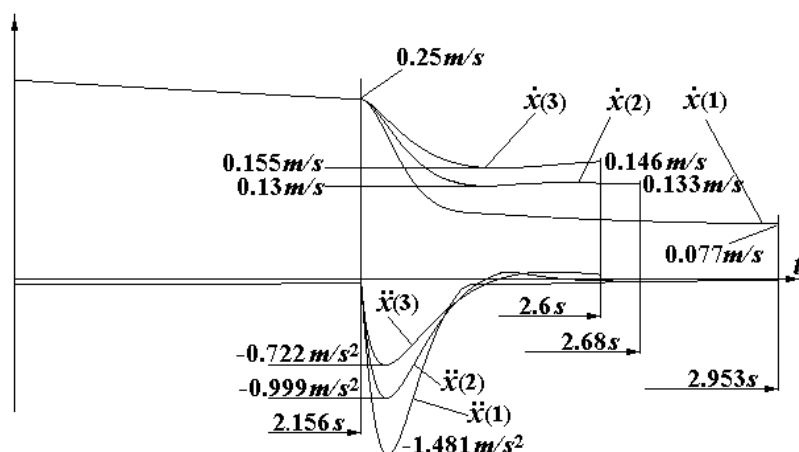


Figura 5. Dependența legilor de variație a vitezei și accelerației pistonului funcție de deschiderea droselului.

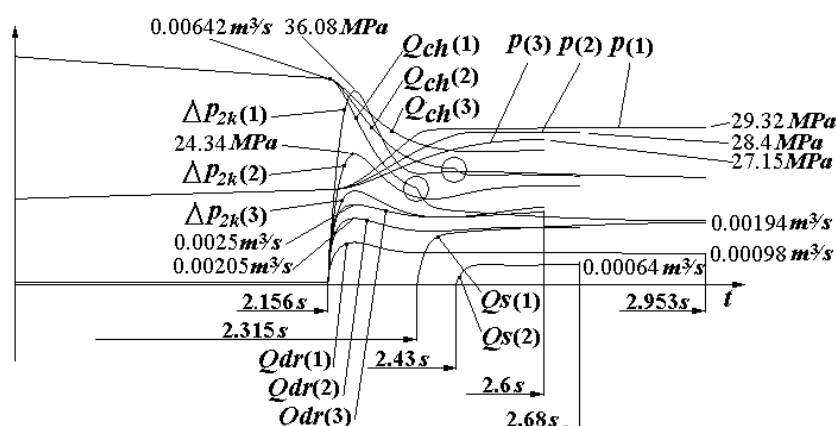


Figura 6. Dependența legilor de variație a debitelor și presiunilor funcție de deschiderea droselului.

Din diagrama caracteristicilor hidraulice se înțelege mai bine modul în care se produce frînarea. După momentul pătrunderii bușei în gol presiunea Δp_{2k} crește rapid și în consecință presiunea activă p pe fața mare a pistonului crește. Pentru a menține puterea maximă constantă regulatorul reduce debitul produs de pompă. Ca urmare viteza pistonului scade.

În funcție de cât a crescut presiunea activă p avem următoarele situații:

- dacă $p > p_{SO}$ supapa **Sp** deschide, debitul de alimentare al cilindrului hidraulic scade cu Q_s și în consecință viteza pistonului scade și mai mult. Pe diagrama 6 acest fenomen este vizibil în zonele încercuite unde funcția Q_{ch} prezintă un punct unghiular (deschiderea droselului de 1 și 2 mm);

- dacă $p < p_{SO}$ supapa **Sp** nu deschide (deschiderea droselului de 3 mm).

Din cele arătate rezultă că în influențarea capacității de frânare la capăt de cursă a cilindrului

hidraulici trebuie avuți în vedere foarte mulți factori, simpla prezență fizică a sistemului de droselizare nefiind o garanție a unei frînari eficiente, capabile să reducă efectele impactului de la capăt de cursă.

Bibliografie

1. Deacu L., Banabic D., Radulescu M., Ratiu C., *Tehnica hidraulicii proporțională*. Cluj-Napoca, Editura Dacia, 1989.
2. Hauk N. *The influence of kinematics of mechanisms driven with hydraulic cylinders about the output of the system.*, International Conference "SYROM 2001" Universitatea Politehnica București
3. Mangeron D., Irimiciuc N., *Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie*. București, Editura Tehnică, 1981.
4. Oprean A., FL. Ionescu, AL. Dorin, *Acționări hidraulice. Elemente și sisteme*. București. Editura Tehnică, 1982.