

**Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați**  
**Facultatea de Automatică, Calculatoare, Inginerie Electrică și Electronică**

**CS pr. Gr. II ing. Nicu Roman**

**Contribuții la conducerea automată avansată  
a proceselor de laminare**

**Rezumatul tezei de doctorat**

**Conducător științific**  
**Prof. Dr. Ing. Emil Ceangă**

**Galați – 2011**

ROMÂNIA  
MINISTERUL EDUCAȚIEI, CERCETĂRII, TINERETULUI ȘI SPORTULUI  
UNIVERSITATEA DUNĂREA DE JOS DIN GALAȚI

Strada Domnească nr. 47, cod poștal 800008  
Galați, România  
E-mail: rectorat@ugal.ro



Tel.: (+4) 0336-130.109; 0336-130.108; 336-130.104  
Fax: (+4) 0236 - 461.353  
www.ugal.ro

C ă t r e

Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați vă face cunoscut că în data de \_\_\_\_\_, ora \_\_\_\_\_, în \_\_\_\_\_, va avea loc susținerea publică a tezei de doctorat intitulată : **"CONTRIBUȚII LA CONDUCEREA AUTOMATĂ AVANSATĂ A PROCESELOR DE LAMINARE"**, elaborată de domnul/doamna **ing. ROMAN NICU**, în vederea conferirii titlului științific de doctor în Domeniul de doctorat - **Automatică**.

Comisia de doctorat are următoarea componență :

- 1. Președinte:** **Prof.univ.dr.ing. Dorel AIORDĂCHIOAIE**  
*Decan – Facultatea de Automatică, Calculatoare, Inginerie Electrică și Electronică  
Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați*
- 2. Conducător de doctorat:** **Prof.univ.dr.ing. Emil CEANGĂ**  
*Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați*
- 3. Referent oficial:** **Prof.univ.dr.ing. Valentin SGÂRCIU**  
*Universitatea POLITEHNICA București*
- 4. Referent oficial:** **Prof.univ.dr.ing. Eugen BOBASU**  
*Universitatea din Craiova*
- 5. Referent oficial:** **Prof.univ.dr.ing. Ion BIVOL**  
*Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați*

Cu această ocazie vă transmitem rezumatul tezei de doctorat și vă invităm să participați la susținerea publică. În cazul în care doriți să faceți eventuale aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării, vă rugăm să le transmiteți în scris pe adresa Universității, str. Domnească nr. 47, 800008 - Galați, Fax - 0236 / 461353.

RECTOR,  
Prof.dr.ing.



SECRETAR DOCTORAT,

Ing. Luiza AXINTE

## Cuprins

<b>Conținut</b>	<b>Pag.</b>
Introducere	1
<b>Cap.1.</b> Stadiul actual al cunoașterii în domeniul conducerii automate a proceselor de laminare	2
1. Introducere	2
1.1. Laminoare de benzi la rece	
1.1.1. Laminorul tandem poate cuprinde următoarele utilaje	2
1.1.2. Laminoare de benzi laminate la rece tip reversibil (Cuarto)	2
1.2. Modelarea matematică a procesului de laminare	3
<b>Cap.2.</b> Principiul sistemului AGC la laminorul cuarto reversibil	4
2.1. Introducere	4
2.2. Modelul procesului de deformare plastică	4
2.3 Modelul procesului condus	6
2.4 Modelul matematic al perturbației	6
2.5. Structura propusă pentru sistemul AGC	8
2.6 Concluzii	9
<b>Cap. 3.</b> Contribuții privind sinteza AGC utilizând comanda în poziție	10
3.1. Structura de control la comanda în poziție	10
3.2 Sinteza compensatorului anticipativ de tip model invers parametric la limita cauzal	11
3.2.1. Rezultate numerice	12
3.3. Sinteza compensatorului anticipativ neparametric de tip model invers la limita cauzal	13
3.3.1. Rezultate numerice	14
3.4. Stabilirea amplificării optimale	15
3.5. Rezultate obținute cu date de intrare reale	16
3.6 Concluzii	17
<b>Cap. 4.</b> Sinteza AGC utilizând comanda în tracțiune	18
4.1 Introducere	18
4.2 Structura de control analizată	18
4.3 Structura buclelor de reglare și modelul acestora	19
4.4.Simularea numerică a sistemului de reglare a tracțiunii în bandă	21
4.5 Concluzii	27
<b>Cap. 5.</b> Controlul fazei comenzii sistemului AGC	28
5.1 Introducere	28
5.2. Proprietățile dinamice ale servosistemului SH	28
5.3. Validarea preliminară a algoritmului AGC fără compensator dinamic	29
5.4. Evaluarea efectului filtrului compensator	32
5.5 Calculul analitic al anticipării realizate de linia de întârziere	33
5.6. Validări industriale ale sistemului de reglare a grosimii benzilor	34
5.7. Concluzii	35
<b>Cap. 6.</b> Concluzii	36
6.1 Concluzii generale	36
6.2 Contribuții	37
6.3 Diseminarea rezultatelor	39
<b>Bibliografie Selectiva</b>	40

# INTRODUCERE

Conducerea automată a proceselor de laminare a produselor plate (tablă, benzi) reprezintă un domeniu important de aplicare și de dezvoltare a noilor metodologii din automatică, întrucât se referă la o tehnologie cu o mare pondere economică. Nivelul tehnic tot mai ridicat impus produsului finit este consecința faptului că acesta reprezintă „intrări” pentru numeroase alte tehnologii, în care cerințele de calitate evoluează permanent. În acest context, metodologiile de automatică au fost și sunt un factor primordial de evoluție a progresului tehnologic din domeniu.

În instalațiile de mare capacitate de laminare la cald și la rece a benzilor, sunt aplicate și sunt investigate abordări și metode de conducere automată foarte diverse, ca de exemplu: controlul adaptiv, diverse abordări de control robust, tehnici de control  $H_{inf}$ , controlul predictiv, controlul liniarizant, controlul „sliding mode”, metode de control descentralizat-coordonat, metode de inteligență artificială, etc. În general, cerințele de calitate impuse produselor finite la instalațiile de laminare de mare capacitate se referă la două aspecte: 1) realizarea cerințelor privind uniformitatea grosimii benzilor, în termenii valorii medii a acesteia, și 2) realizarea economiei de metal, inclusiv prin încadrarea dimensională în domeniul toleranțelor negative.

Orientarea temei acestei teze de doctorat este înspre conducerea automată a instalațiilor de laminare a benzilor subțiri și foarte subțiri, în domeniul 0.07 – 2 mm, utilizând laminoare cuarto de capacitate redusă. Aici se impun cerințe de calitate distincte privind abaterile de grosime ale benzii, care nu se referă la valori medii, ci la valori instantanee. Variațiile aleatoare ale grosimii benzii reprezintă serii de timp având în modelul spectral componente de frecvență joasă, medie și înaltă. Cerințele de calitate se referă la toate aceste componente și – firește – cerințele cel mai greu de îndeplinit sunt cele care privesc compensarea componentei de înaltă frecvență. Principala motivație a orientării tezei este dată de convingerea că soluțiile promovate de metodologiile de automatică pot susține eficient orientarea tehnologiei laminării înspre realizarea produselor de înaltă calitate, cu mare valoare adăugată, chiar dacă aceste produse sunt de mic tonaj.

**Teza de doctorat** este orientată pe *reglarea grosimii benzilor în cadrul procesului de laminare la rece a benzilor subțiri și foarte subțiri, pe laminoare de tip cuarto. Reglarea grosimii este realizată prin intermediul sistemului de control denumit AGC (Automatic Gauge Control).*

Principalele mijloace vizate în teză pentru realizarea obiectivului menționat sunt:

- stabilirea unui model adecvat al procesului și investigarea proprietăților statistice ale principalei mărimi perturbatoare din sistem (*variatia grosimii la intrarea în caja  $\Delta H$* );
- stabilirea unor soluții performante privind *controlul în poziție* al procesului de laminare, utilizând două tipuri de *compensatoare de tip model invers*:
  - *compensatoare parametrice*;
  - *compensatoare neparametrice implementate prin filtre adaptive*;
- elaborarea soluției de *control în tracțiune* a procesului de laminare;
- elaborarea unor soluții simplificate de control în poziție sau tracțiune, prin *corectarea fazei* sistemului de comandă;
- *testarea industrială* a unor soluții investigate;

# Capitolul 1 - Stadiul actual al domeniului și direcții de cercetare

## 1. Introducere

Laminorul este un complex tehnologic de mașini, instalații și agregate, destinat deformării plastice a materialelor metalice. În funcție de temperatura la care are loc, laminarea poate fi *laminare la cald și laminare la rece*.

### 1.1. Laminoare de benzi la rece

O uzina de laminate plate din oțel sau aluminiu are secția principală de laminare la rece cu una sau mai multe caje de laminare. Laminorul cu o singură cajă are denumirea de laminor cuarto reversibil, în timp ce laminorul cu 3 - 6 caje are denumirea de laminor continuu tandem [ROBE 06].

**1.1.1. Laminorul tandem poate cuprinde următoarele utilaje:** desfășurător (derulor), (3 - 6) caje și înfășurător (rulor). În fig. 1.1 s-au reprezentat utilajele și traductoarele principale ale unui laminor tandem convențional. Viteza  $v_0$  a benzii din zona derulorului este dată de o rolă de măsură iar vitezele benzii din zonele cajelor  $v_{1-5}$  sunt calculate pe baza vitezelor unghiulare  $\Omega_i$  furnizate de traductoare incrementale montate pe axele motoarelor de antrenare a cilindrilor cajelor. Abaterile de grosime  $\Delta h_0$ ,  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_5$  ale benzii sunt date de aparate de măsură a grosimii. Distanțele  $s_1$ ,  $s_2$ ,  $s_5$  dintre cilindrii cajelor 1, 2, 5 sunt reglate prin intermediul servosistemelor hidraulice și/sau șuruburilor de presiune electromecanice. Traductoarele de

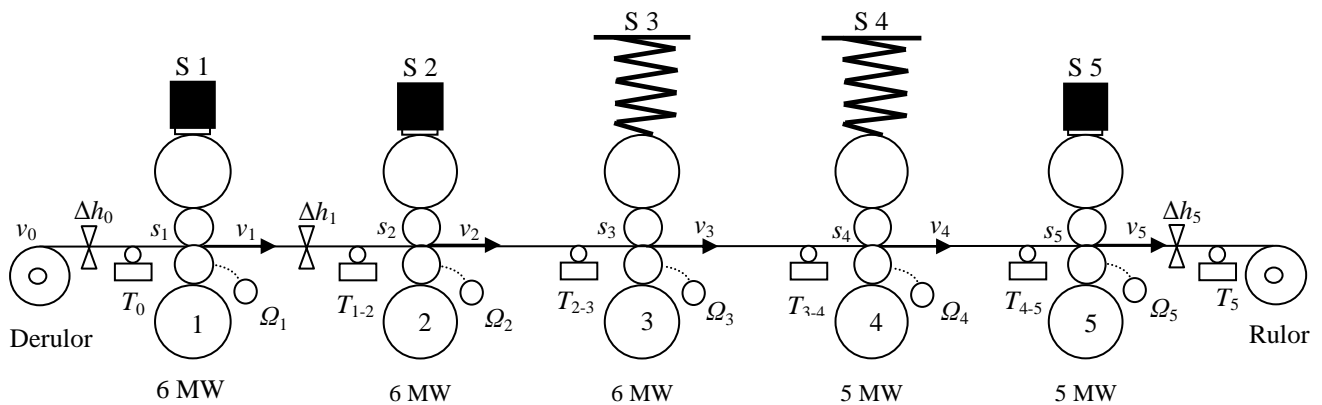


Fig. 1.1 Principalele utilaje din cadrul unui laminor tandem convențional

tracțiune în bandă  $T_0, T_i, T_r$  sunt cu role tensometrice (fără buclatoare).

### 1.1.2. Laminoare de benzi laminate la rece tip reversibil (Cuarto)

În cazul unui laminor cuarto există numai o singură cajă. Pentru a suplini funcțiile celorlalte caje ale laminorului tandem, procesul de laminare cu o singură cajă este repetitiv.

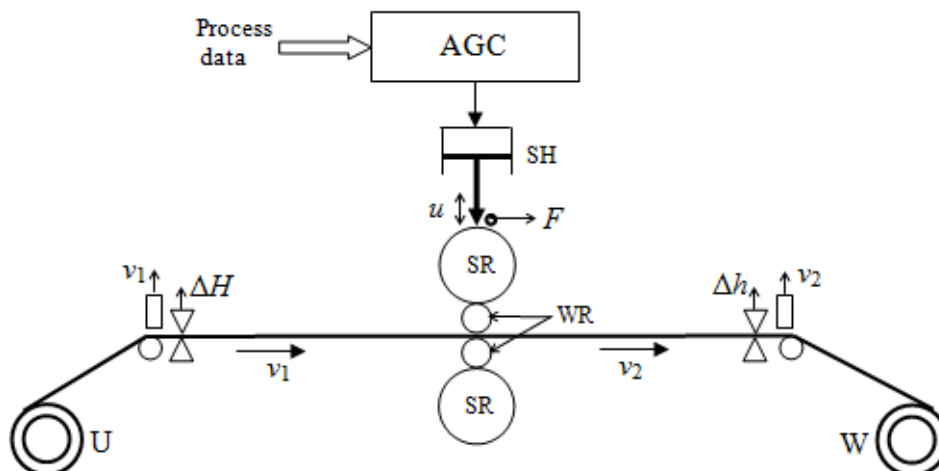


Fig. 1.2. Structura laminorului „cuarto”

Procesul este format dintr-o succesiune de „tregeri”, prin reducerea succesivă a distanței dintre cilindri și prin schimbarea sensului de mișcare a benzii laminate. Schema simplificată a laminorului cuartă reversibil este dată în figura 1.2, unde: WR sunt cilindrii de lucru, SR – cilindrii de sprijin, W – rulo, U – derulo, SH – servosistem hidraulic de poziționare a cilindrilor, AGC – sistemul automat de control al grosimii benzilor laminate (Automatic Gauge Control).

Se consideră  $\Delta H = H^* - H$  abaterea de grosime la intrare în laminor. Procesul trebuie astfel condus, încât abaterea grosimii  $h$  a benzii la ieșire, în raport cu valoarea prescrisă  $h^*$ , să fie cât mai mică. Deci, obiectivul sistemului AGC este minimizarea dispersiei abaterii  $\Delta h = h^* - h$ . Acest obiectiv se poate realiza prin două tipuri de comenzi:

- **prin comanda în poziție**, adică prin modificarea distanței  $u$  dintre cilindrii de lucru, cu ajutorul unui servosistem hidraulic în circuit închis (SH);
- **prin comanda tracțiunii în bandă**, în secțiunea rulo, și/sau a derulo.

### 1.2. Modelarea matematică a procesului de laminare

În fig. 1.3 s-au reprezentat geometria procesului de laminare și poziția unui element  $dx$  din zona de deformare plastică, aflat la unghiul  $\varphi$  față de raza verticală a cilindrilor.

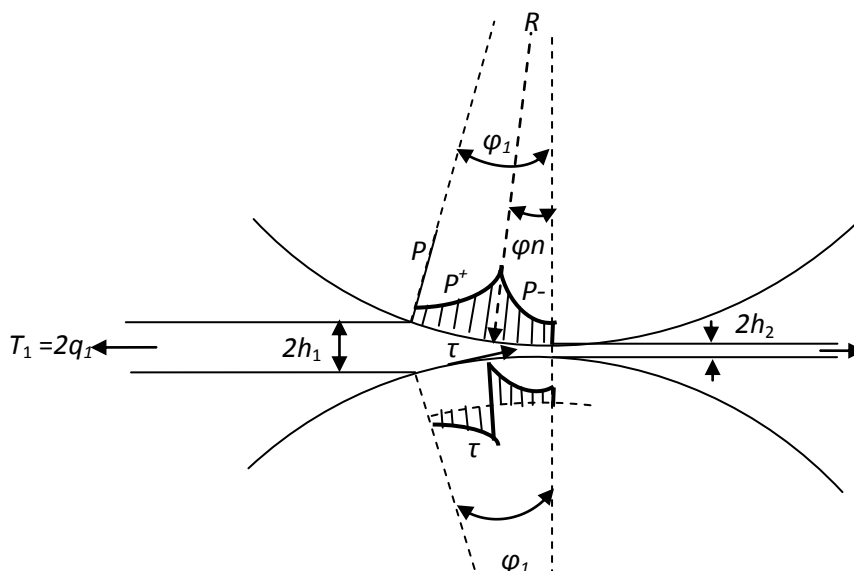


Fig. 1.3 Mărimile fundamentale și geometria procesului de laminare

Conform fig. 1.3, forțele specifice care acționează asupra elementului  $dx$  sunt: presiunea radială  $p$ ; tensiunea tangențială de frecare  $\tau$  dintre cilindru și laminat; tensiunile de tracțiune  $q + dq$  și  $q$ . Prin rezolvarea numerică a ecuațiilor procesului de laminare (1.1) se determină repartizarea solicitărilor mecanice specifice pe lungimea arcului de contact dintre laminat și cilindru. Aceste eforturi sunt: presiunile normale,  $p$ , și solicitările longitudinale,  $q$ , respectiv tangențiale,  $\tau$ . Prin integrarea acestor *mărimi locale* pe suprafața de contact se obțin *mărimile globale*: forța  $F$ , cuplul de laminare  $C$ , pentru tracțiuni în bandă  $T_1$  și  $T_2$  impuse (v. rel. (1.2)), dar și modulul de plasticitate  $m$ . Aceste rezultate sunt utile, în primul rând, pentru efectuarea calculelor tehnologice de optimizare a procesului de fabricație, iar pentru sistemul automat de reglare a grosimii, modelul metalurgic al procesului de laminare furnizează valorile inițiale ale parametrilor modelului de conducere on-line. Este vorba despre modulul de plasticitate,  $m$ , tracțiunile inițiale și limitările mărimilor de comandă

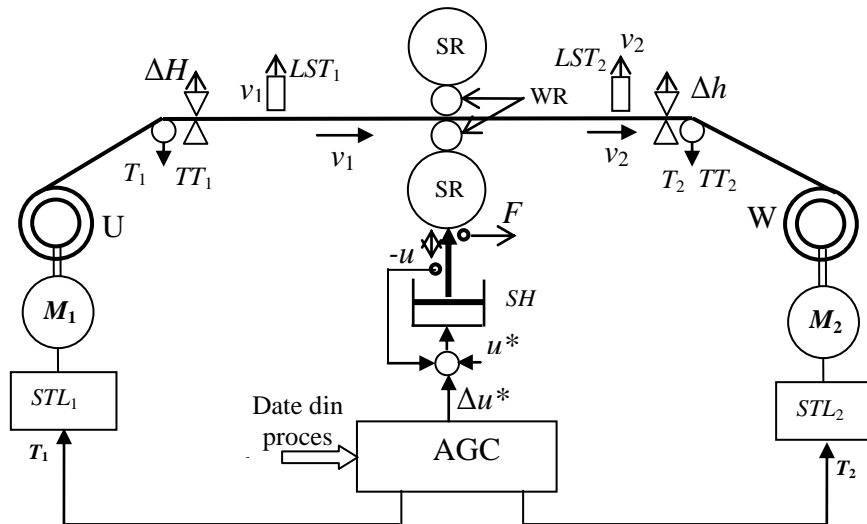
$$\frac{dp^*}{d\varphi} = \frac{1}{h^*} \sin\varphi \mp \tau^* \cos\varphi + q^* \frac{1}{\sigma_c} \frac{d\sigma_c}{d\varphi} \quad \frac{dq^*}{d\varphi} = -\frac{1}{h^*} \sin\varphi \mp \tau^* \cos\varphi - q^* \frac{1}{\sigma_c} \frac{d\sigma_c}{d\varphi} \quad (1.1)$$

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_n} p^+ R d\theta + \int_{\theta_n}^{\theta_2} p^- R d\theta ; \quad C = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \tau R^2 d\theta = R^2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \tau d\theta \quad (1.2)$$

## Capitolul 2 - Principiul sistemului AGC la laminorul cuarto reversibil

### 2.1. Introducere

În schema simplificată a laminorului cuarto (fig. 2.1) sunt evidențiate traductoarele și elementele de execuție care furnizează informațiile necesare pentru AGC. Instalația include: două traductoare pentru măsurarea abaterilor de grosime la intrarea ( $\Delta H$ ) și respectiv ieșirea materialului din caja de laminare ( $\Delta h$ ), traductoarele pentru măsurarea vitezei benzii (LST1 și LST2), traductoarele TT1 și TT2 pentru măsurarea tracțiunii în bandă, traductoarele pentru măsurarea forței de laminare, traductoarele pentru măsurarea deplasării  $u$  a ansamblului cilindrilor de presiune având ca EE servosistemul electrohidraulic), sistemele de acționare a motoarelor mecanismelor laminorului (caja, desfășurător și înfășurător de bandă).



**Fig. 2.1** Structura de control a laminorului cuarto reversibil: WR – cilindrii de lucru, SR – cilindrii suport, W – rulator, U – derulator, SH – servosistem hidraulic de poziționare a cilindrilor, AGC – sistem de control automat al grosimii benzii, LST<sub>1,2</sub> – traductor de viteză liniară a benzii, TT<sub>1,2</sub> – traductor de tracțiune.

Principalul obiectiv al acestui capitol este prezentarea principiului sistemului AGC propus în cadrul tezei, precum și a schemei generale care ilustrează structura acestui sistem.

Stabilirea principiului AGC și a schemei generale a avut la bază următoarele date preliminare:

- modelul matematic al procesului tehnologic;
- modelele matematice ale elementelor de execuție pentru comanda în poziție și comanda în tracțiune. Modelele elementelor de execuție se consideră incluse în modelul procesului condus;
- modelul matematic al principalei mărimi perturbatoare, care este variația aleatoare a grosimii benzii la intrarea în caajă. Această informație este esențială în stabilirea soluției de realizare a sistemului AGC.

**2.2. Modelul procesului de deformare plastică** a laminatului descrie dependența abaterii grosimii,  $\Delta h$ , de două categorii de mărimi:

- mărimi care descriu *proprietățile de material și proprietățile utilajului de laminare*:  $\Delta H$ ,  $\Delta\sigma$ ,  $M$ ,  $\Delta\mu$ , care reprezintă variația de grosime a benzii la intrarea în caajă, respectiv variația rezistenței de deformare, modulul de elasticitate al cajei și variația coeficientului de frecare a cilindrilor de lucru cu banda laminată. Toate aceste mărimi acționează ca perturbații, în raport cu obiectivul reglării automate, de minimizare a abaterii de grosime a benzii la ieșirea din caajă,  $\Delta h$ ;
- mărimi care reprezintă *comenzile sistemului AGC*: variația distanței dintre cilindrii de lucru -  $\Delta u^*$ , variațiile tracțiunii din secțiunile derulorului și rulatorului  $\Delta T_1^*$ , respectiv  $\Delta T_2^*$ .

Modelul generic al grosimii benzii la ieșirea din cajă este definit în relația:

$$h = h(H, u, T_1, T_2, \sigma, \mu, \dots) \quad (2.1)$$

Prin liniarizare, se poate scrie modelul în variații sub forma ecuației

$$\Delta h = S_H \Delta H + S_u \Delta u + S_{T_1} \Delta T_1 + S_{T_2} \Delta T_2 + S_\sigma \Delta \sigma + S_\mu \Delta \mu \quad (2.2)$$

în care  $S_u$ ,  $S_{T_1}$  și  $S_{T_2}$  sunt funcțiile de sensibilitate în raport cu *mărimile de comandă*, iar  $S_H$ ,  $S_\sigma$  și  $S_\mu$  sunt funcțiile de sensibilitate în raport cu *mărimile perturbatoare*.

Funcțiile de sensibilitate  $S_H$  și  $S_u$  depind de modulul de plasticitate al materialului,  $m$ , și de modulul de elasticitate al cajei,  $M$ , conform relațiilor:

$$S_u = \frac{\partial h}{\partial u}; S_{T_1} = \frac{\partial h}{\partial T_1}; S_{T_2} = \frac{\partial h}{\partial T_2} \quad (2.3)$$

În cea mai simplă formulare, efectul termenului  $S_H \Delta H$ , care este generat de variația grosimii la intrare, ar trebui compensat prin termenii  $S_u \Delta u$ ,  $S_{T_1} \Delta T_1$  și  $S_{T_2} \Delta T_2$ , corespunzători comenzilor date de AGC, pe când parametrii  $S_\sigma$  și  $S_\mu$  intervin în termenul perturbator  $\Delta w = S_\sigma \Delta \sigma + S_\mu \Delta \mu$ , care nu poate fi evaluat. Ecuația liniarizată a procesului, în cursul unei “tregeri”, este:

$$\Delta h = A \Delta H + B \Delta u + B_1 \Delta T_1 + B_2 \Delta T_2 + \Delta w; \quad (2.4)$$

Se consideră în continuare procesul de laminare cu mai multe treceri, în care se specifică prin indicele  $k$  numărul curent al “tregerii” din cursul laminării unei benzii. Abaterea grosimii la ieșire se notează prin  $\Delta h_k$  iar variația de grosime la intrare este variația grosimii la ieșire din trecerea anterioară:  $\Delta H_k = \Delta h_{k-1}$ . În aceste condiții, din ecuația (2.4), modelul procesului de laminare cu mai multe treceri, în care prin indicele  $k$  se specifică numărul curent al “tregerii” din cursul laminării unei benzii, devine:

$$\Delta h_k = A_k \Delta h_{k-1} + B_k \Delta u_k + B_{k1} \Delta T_{1k} + B_{k2} \Delta T_{2k} + \Delta w_k; \quad k = \overline{1, N} \quad (2.5)$$

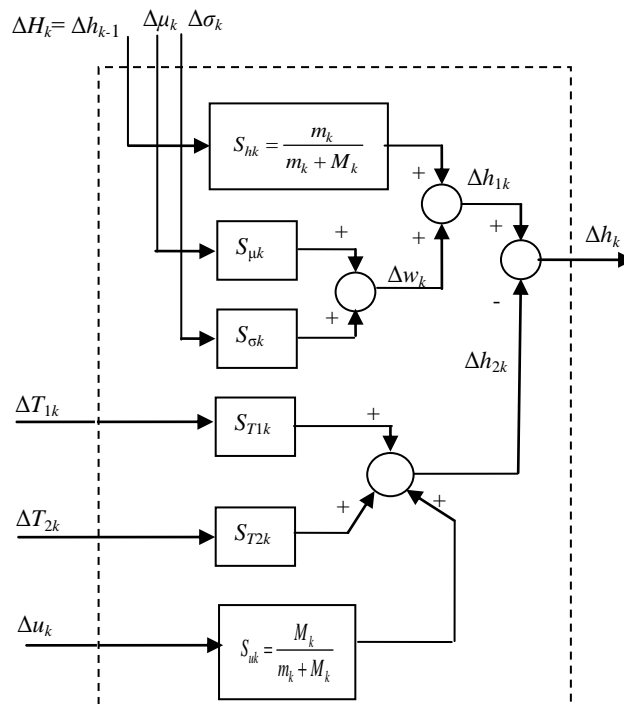


Fig. 2.2: Modelul matematic al procesului tehnologic comandat în poziție și în tracțiune

unde  $N$  este numărul total de treceri.

În raport cu grosimea benzii,  $h_k$ , procesul reglat se comporta ca un sistem dinamic cu parametri variabili, ca urmare a modificării modulului de plasticitate  $m$  și limitelor de curgere ale materialului  $\sigma_{ci}$ , în urma ecrusării materialului laminat. La nivelul unei treceri, modelul procesului tehnologic este un model liniar de regim staționar, având structura dată în fig. 2.2.



### 2.3 Modelul procesului condus

În accepțiunea din automatică, procesul condus include – în afară de procesul tehnologic propriu-zis – modelele traductoarelor și elementelor de execuție. Traductoarele sunt, practic, elemente fără inerție. Este foarte importantă amplasarea traductorului de grosime a benzii la intrarea în cajă. Între momentul măsurării grosimii benzii într-un punct dat și momentul trecerii prin cajă a punctului respectiv, există o întârziere care depinde de viteza de avans a benzii. Blocul de întârziere cu funcția de transfer  $z^{-d}$ , unde  $d$  este o mărime variabilă, joacă un rol important în algoritmul de conducere a procesului.

Modelele dinamice ale elementelor de execuție au o influență crucială asupra performanțelor sistemului AGC. În cazul comenzii în poziție a procesului, elementul de execuție este un servosistem hidraulic. Servosistemul are funcția de transfer  $H_{SH}(s)$  și primește referința aferentă punctului de funcționare de la trecerea  $k$ ,  $u_{0k}$ . La această referință se adaugă comanda  $u_c$ , generată de AGC, care produce la ieșirea servosistemului modificarea  $\Delta u_k$  a poziției cilindrilor de laminare, necesară compensării variației de grosime a benzii (v. fig. 2.3).

În mod similar, sistemele de acționare aferente derulorului și rulorului sunt concepute ca sisteme de reglare a tracțiunii, având funcțiile de transfer  $H_{T1}(s)$ , respectiv  $H_{T2}(s)$ . Aceste sisteme de reglare primesc referințele  $T_{01}$  și  $T_{02}$ , corespunzătoare punctului nominal de funcționare la

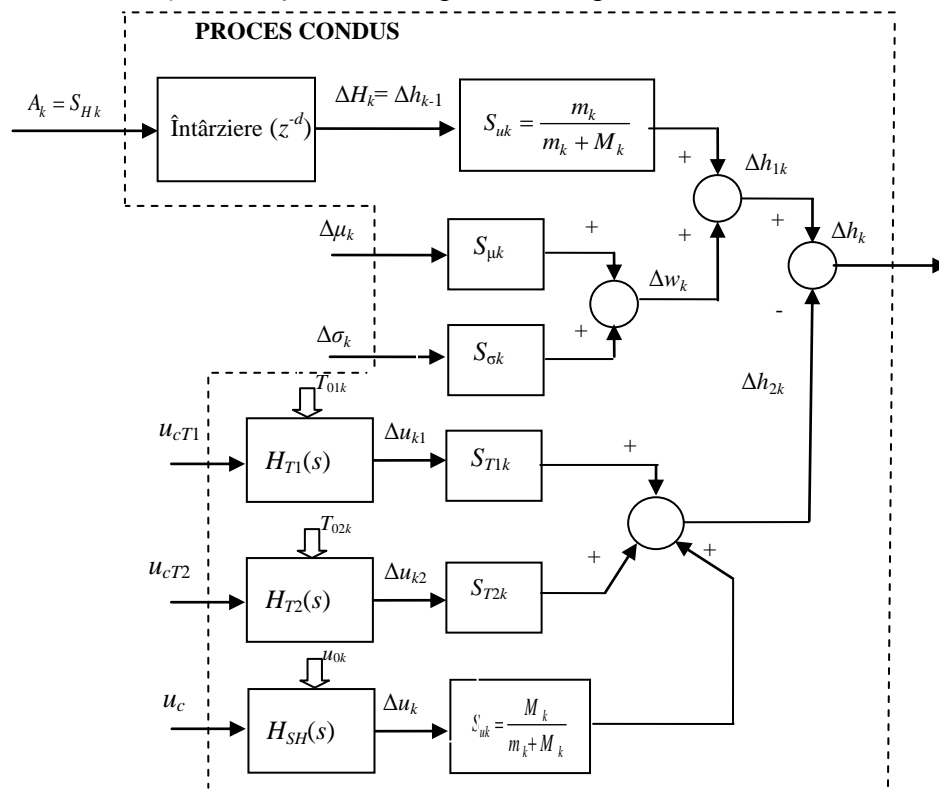


Fig. 2.3: Modelul matematic al procesului la comanda în poziție și în tracțiune

trecerea  $k$ . La aceste referințe se adaugă comenzile  $u_{cT1}$  și, respectiv,  $u_{cT2}$ , generate de AGC în vederea compensării variațiilor de grosime a benzii.

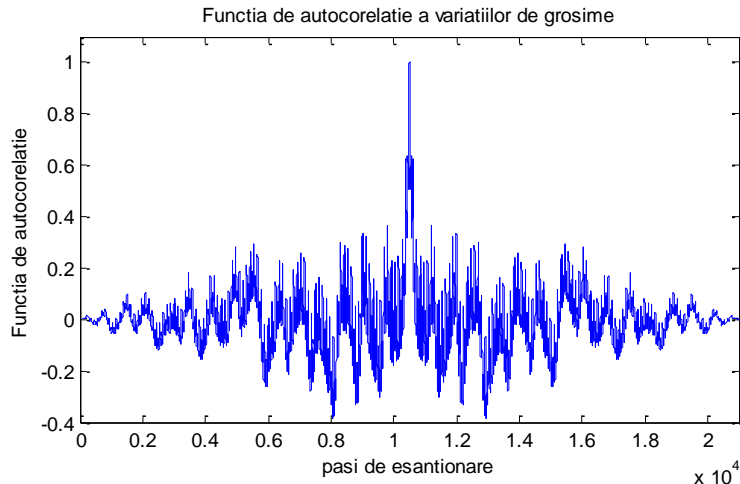
### 2.4 Modelul matematic al perturbației

Principala perturbație din sistem este măsurabilă și reprezintă variațiile  $\Delta H(i)$  ale grosimii benzii, măsurate în amonte de cajă. Seria de timp  $\Delta H(i)$ , utilizată în cele ce urmează, a provenit din două surse:

- **date dintr-un proces real.** Principalele caracteristici ale laminorului cuarto, care a furnizat datele experimentale din cadrul acestei lucrări ;

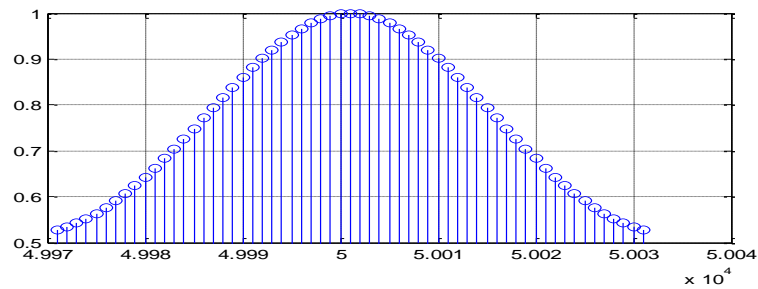
- **date sintetizate.** Acestea s-au ales astfel, încât să aibă proprietăți de înaltă frecvență cât mai apropiate de cele ale seriilor de timp din procesele reale.

În fig. 2.4 este prezentată funcția de autocorelație  $R_{HH}(k)$ , pentru un orizont foarte larg al

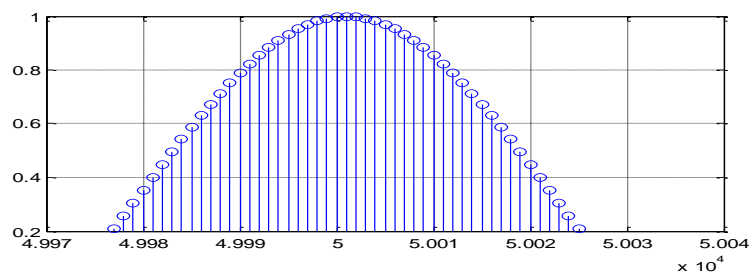


**Fig. 2.4.** Funcția de autocorelație a variațiilor de grosime pentru valori foarte mari ale întârzierii  $k$

întârzierii  $k$ . Se observă cu claritate existența unei componente pseudo-periodice, de joasă frecvență, existentă în datele de intrare. Deci, alături de variațiile „rapide” de grosime – care interesează în mod deosebit în cadrul comenzii AGC – există și variații „lente” (în sensul unei reprezentări pe axa longitudinală a benzii). Componentele care reflectă variațiile mai lente sunt, la rândul lor, componente de frecvență foarte joasă și componente de frecvență medie. Acestea din urmă provin – cel mai probabil – din excentricitatea cilindrilor de lucru.



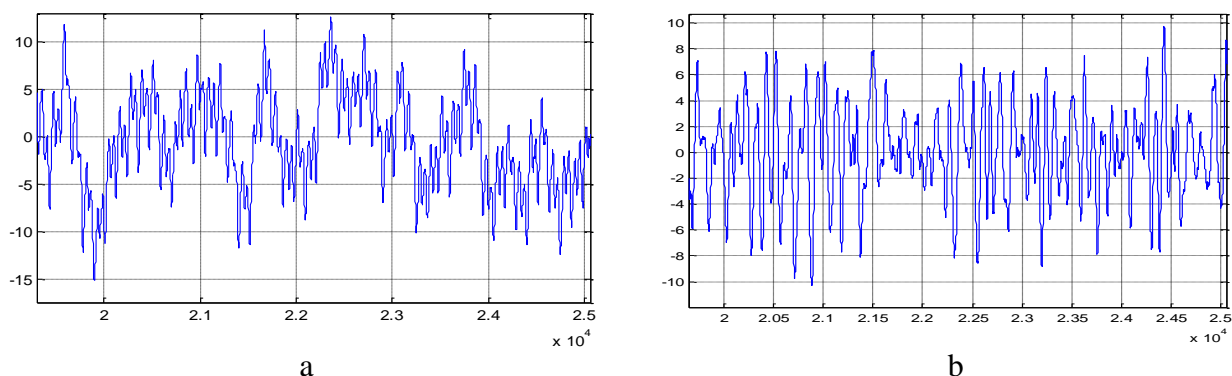
a



b

**Fig. 2.5.** Funcțiile de autocorelație din zona care reflectă proprietățile de înaltă frecvență la seria de timp  $\Delta H(k)$  extrasă din procesul real (a) și din datele sintetizate (b)

Zona care interesează în mod deosebit este cea din lobul central al funcției de autocorelație, care descrie variațiile cele mai rapide ale grosimii benzii. Funcțiile de autocorelație din zona centrală, care reflectă proprietățile de înaltă frecvență ale seriilor de timp  $\Delta H(k)$ , extrase din procesul real și din datele sintetizate, sunt date în fig. 2.5a, respectiv fig. 2.5b.



**Fig. 2.6.** Eșantioane din seria de timp  $\Delta H(k)$  extrase din procesul real (a) și din datele sintetizate (b)

În fig. 2.6a și b sunt ilustrate eșantioane ale variațiilor de grosime ale benzii laminată, din procesul real și din datele simulate. Se observă că variațiile își păstrează sensul în intervale de timp de ordinul zecilor de milisecunde (perioada de eșantionare este  $T_e = 2$  ms). Rezultă că, la comanda în poziție, timpul de răspuns al servosistemului hidraulic trebuie să fie, de asemenea, de ordinul câtorva zeci de milisecunde.

## 2.5. Structura propusă pentru sistemul AGC

Se utilizează modelul liniarizat al procesului tehnologic, (2.2), și se aplică cele 3 comenzi ale sistemului AGC (poziție și tracțiune). *Comanda generalizată* se obține prin ponderarea celor trei comenzi  $\Delta u$ ,  $\Delta T_1$  și, respectiv  $\Delta T_2$ .

Modulul de elasticitate al cajei poate fi măsurat destul de exact, la etalonarea cajei, astfel încât valoarea disponibilă,  $\hat{M}$ , poate fi utilizată în locul variabilei  $M$ . În schimb, modulul de plasticitate  $m$  al materialului nu este cunoscut decât cu aproximație grosieră. De asemenea, nu sunt cunoscute cu exactitate limitele de curgere pentru material la tracțiune înainte și după cajă. Utilizând estimări preliminare,  $\hat{m}$ ,  $\hat{\sigma}_{ci}$ ,  $i = 1, 2$ , ale acestor variabile, este necesar să se introducă în ecuația comenzii și amplificările ajustabile  $G$ ,  $G_1$  și  $G_2$ , rezultând structura sistemului AGC prezentată în fig. 2.7 ( $\alpha$ ,  $\beta$  și  $\gamma$  sunt factori care ponderează cele trei comenzi).

Aici sunt puse în evidență structura procesului condus și structura controllerului (sistemului AGC). În componența controllerului intră linia de întârziere LI, care compensează timpul mort din proces (dependent de viteza de înaintare a benzii), egal cu timpul de deplasare a materialului de la traductorul de grosime la cajă. Având în vedere eroarea traductorului vitezei de înaintare a benzii, valoarea abaterii de grosime, disponibilă în controller după registrul de deplasare LI, notată cu  $\Delta H_k$  în fig. 2.7, este o estimare a abaterii efective  $\Delta H_k$  a grosimii benzii la intrarea între cilindrii de lucru. Pe baza acestui semnal disponibil, la comanda în poziție trebuie asigurată deplasarea  $\Delta u_k$  a cilindrilor de lucru, în jurul punctului de funcționare caracterizat de distanța  $u_0$ , prin comanda servosistemului hidraulic cu funcția de transfer  $H_{SH}(s)$ . Efectul deplasării  $\Delta u_k$  a cilindrilor de lucru este variația  $\Delta h_{2k}$ , care tinde să compenseze variația  $\Delta h_{1k}$ .

La comanda în tracțiune, sistemul AGC comandă realizarea tracțiunilor  $\Delta T_1$  și  $\Delta T_2$  astfel încât modificarea grosimii  $\Delta h_{Tk}$  în focarul de deformare plastică să fie în sensul compensării variației  $\Delta h_{1k}$ . Tracțiunile  $\Delta T_i$ ,  $i=1, 2$ , se aplică în jurul punctelor statice caracterizate prin tracțiunile  $T_{0i}$  ( $i=1, 2$ ) constante. Elementele de execuție cu ajutorul cărora se obțin tracțiunile  $\Delta T_i$  (în secțiunile derulorului, respectiv rulorului) au funcțiile de transfer  $H_{T1}(s)$  și  $H_{T2}(s)$ .

În structura controllerului sunt prevăzute trei subsisteme care realizează o aproximare a inverselor funcțiilor de transfer ale elementelor de execuție menționate:  $\hat{H}_{SH}^{-1}(s)$ ,  $\hat{H}_{T1}^{-1}(s)$  și  $\hat{H}_{T2}^{-1}(s)$ . Scopul urmărit este ca ansamblul: **subsistem invers – element de execuție** să realizeze un transfer cât mai rapid al comenzilor date de sistemul AGC, către variațiile  $\Delta u_k$ ,  $\Delta u_{k1}$ ,  $\Delta u_{k2}$ . Principalul obiectiv al subsistemelor menționate este să asigure punerea în fază a variațiilor compensatoare  $\Delta h_{2k}$  și  $\Delta h_{Tk}$  cu variația care trebuie compensată,  $\Delta h_{1k}$ .

Întrucât principalele incertitudini din model se regăsesc în estimările modului de plasticitate ( $\hat{m}_k \neq m_k$ ) și limitelor de curgere  $\sigma_{c1}$  și  $\sigma_{c2}$  ale funcțiilor de sensibilitate  $S_{Ti}$ , amplificările  $G$ ,  $G_1$ ,  $G_2$  trebuie astfel alese, încât sa fie minimizat un criteriu de performanță  $I$  impus.

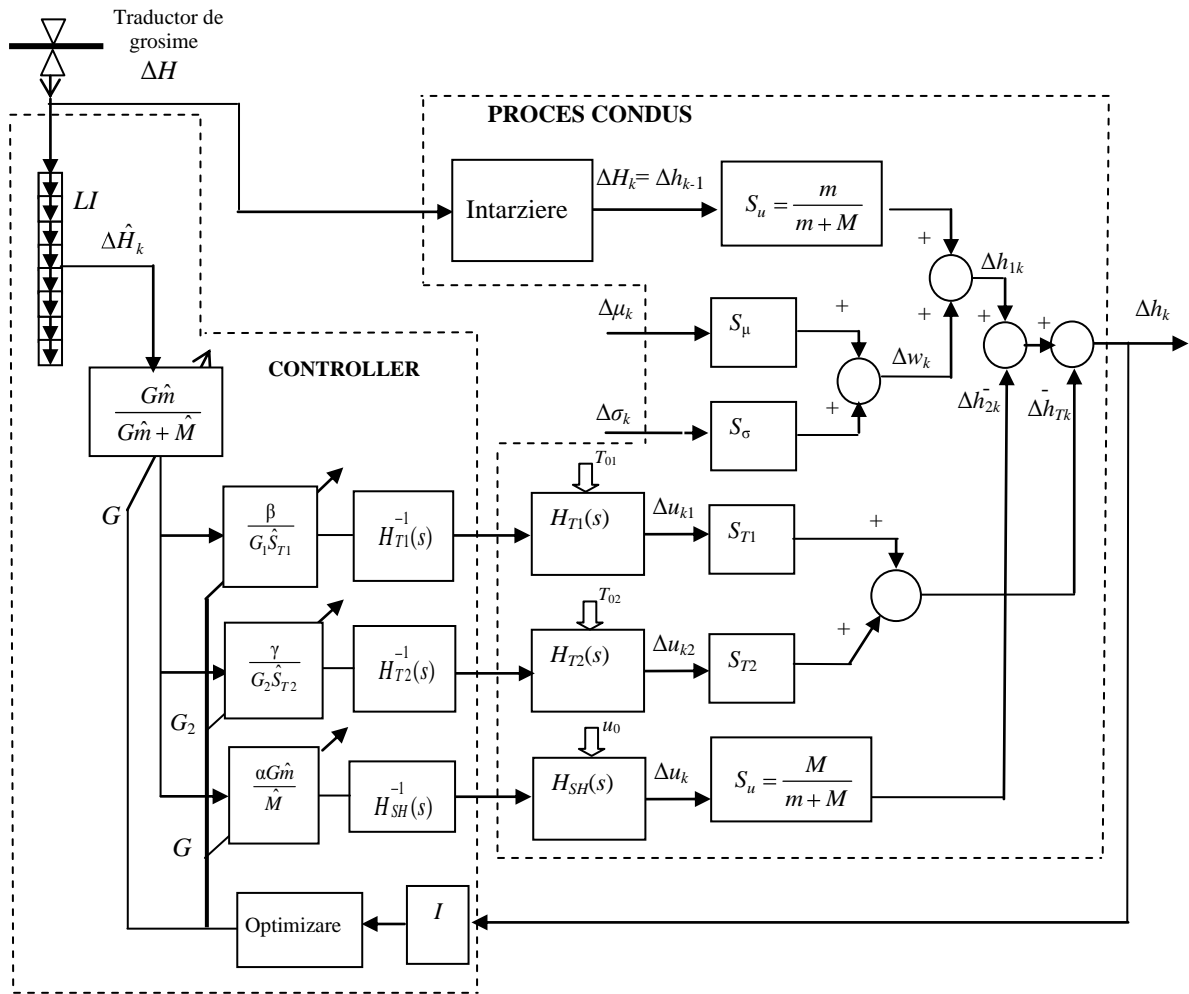


Fig. 2.7 Sistemul de reglare a grosimii prin comanda poziției cilindrilor și în tracțiune a benzii pe baza abaterilor de grosime măsurate  $\Delta H$

## 2.6 Concluzii

Analiza proprietăților statistice ale variațiilor de grosime la intrarea în cașă pune în evidență mai multe tipuri de variație, având proprietăți spectrale diferite: variații de bandă îngustă, medie și variații de bandă largă. Obiectivul cel mai important și dificil al AGC constă în compensarea variațiilor de bandă largă, care implică utilizarea unor elemente de execuție (servosistemele de poziție și de tracțiune) cu răspuns foarte rapid. Având în vedere limitările inerente privind timpii de răspuns ai acestor elemente (în special, la servosistemul hidraulic de poziție), soluția de principiu propusă pentru AGC include elemente de compensare a dinamicii elementelor de execuție, de tipul modelelor inverse la limită cauzale.

Principalele rezultate obținute în acest capitol sunt:

- stabilirea modelelor matematice ale procesului tehnologic și procesului condus în ansamblu, acesta din urmă incluzând servosistemul hidraulic de poziționare a cilindrilor de laminor și sistemele de reglare a tracțiunii în bandă;
- conceperea unei scheme generale de reglare a grosimii, prin comanda poziției cilindrilor și comanda în tracțiune a benzii,
- stabilirea a trei modalități de acordare a sistemului AGC: a) prin amplificările  $G$ ,  $G_1$ ,  $G_2$ , aferente comenzilor în poziție și tracțiune (soluția clasică), b) prin proiectarea elementelor de compensare de tipul modelelor inverse la limită cauzale ale elementelor de execuție și c) prin ajustarea liniei de întârziere LI.

## Capitolul 3 - Contribuții privind sinteza AGC utilizând comanda în poziție

### 3.1. Structura de control la comanda în poziție

În cele ce urmează se prezintă o structură originală de AGC, prezentată în fig. 3.1, pentru comanda în poziție a laminorului cuartu.

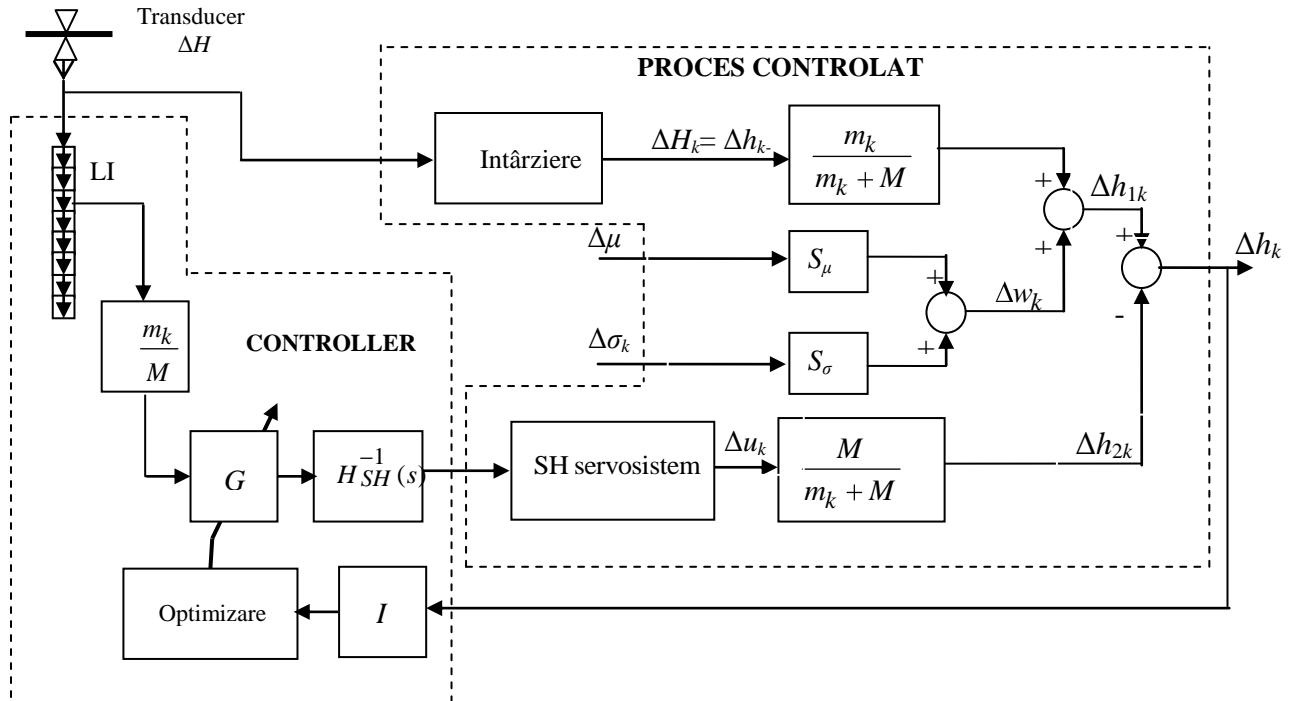


Fig. 3.1. Sistemul de reglare a grosimii prin comanda poziției cilindrilor pe baza abaterilor de grosime măsurate  $\Delta H$

În structura controllerului este prevăzut un subsistem care realizează o aproximare a inversei funcției de transfer a servosistemului hidraulic:  $H_{SH}^{-1}(s)$ . Scopul urmărit este ca ansamblul: subsistem invers – servosistem hidraulic să realizeze un transfer cât mai rapid al comenzii  $u_{1k}$ , dată de sistemul AGC, către variația  $\Delta u_k$  a distanței dintre cilindri.

Valorile mărimilor  $\Delta H_k$ ,  $m_k$  și  $M$ , cu care operează algoritmul AGC, se vor nota prin  $\Delta H_k$ ,  $m_k$ ,  $M$ .

Inversarea unui sistem dinamic este o operație necauzală, iar funcția de transfer  $H_{SH}^{-1}(s)$ , la limită cauzală, poate doar aproxima sistemul invers.

Admițând că abaterea standard a variațiilor de grosime la intrare este constantă, ajustarea amplificării  $G$  se face din condiția minimizării criteriului de performanță  $I(G)$ . În esență, se impune stabilirea în timp real a amplificării  $G$ , pentru care variațiile  $\Delta h_{2k}$ , obținute prin comanda în poziție a cilindrilor, compensează în mod optimal (în raport cu criteriul  $I$ ) variațiile  $\Delta h_{1k}$ .

Pentru realizarea compensării dinamicii servosistemului hidraulic de poziționare a cilindrilor de laminor s-au elaborat două soluții:

- printr-un **compensator parametric** de tip model invers la limită cauzal;
- printr-un **compensator neparametric**, realizat cu un filtru adaptiv;

Ambele soluții permit: *compensarea erorilor induse de dinamica ne-ideală a servosistemului și adaptarea comenzilor la schimbarea proprietatilor dinamice ale acestuia.*

### 3.2 Sinteza compensatorului anticipativ de tip model invers parametric la limita cauzal [ROMA 10a], [BIVO 10]

În cele ce urmează se consideră că servosistemul hidraulic are modelul matematic necunoscut și, în plus, acest model își modifica parametrii în timp. Această opțiune este justificată de constatările practice, care au arătat că proprietățile dinamice ale servosistemului se modifică în timp, în special cu sarcina (forța de laminare). În acest caz, identificarea servosistemului se realizează on-line, printr-un filtru adaptiv având modelul

$$y(i) = p^T(i)x(i) \quad (3.1)$$

în care  $i$  este pasul de eșantionare curent.

Atunci când se consideră că modelul matematic al servosistemului hidraulic este parametric, de forma unei funcții de transfer de ordinul 2 cu timp discret cu parametrii  $b_1(i), b_2(i), a_1(i)$  și  $a_2(i)$ , vectorul  $p(i)$  din (3.1) are forma

$$p(i) = [b_1(i) \ b_2(i) \ a_1(i) \ a_2(i)]^T \quad (3.2)$$

iar

$$x(i) = [u(i-1) \ u(i-2) \ -y(i-1) \ -y(i-2)]^T \quad (3.3)$$

este vectorul regresorilor, în care s-au notat prin  $u$  și  $y$  variabilele de intrare, respectiv de ieșire ale servosistemului.

Vectorul parametrilor se alege astfel încât să fie extremizat criteriul de performanță

$$I(i) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^i \lambda^{i-k} [y(k) - p^T(i)x(k)]^2 \quad (3.4)$$

în care  $\lambda$  este factorul de uitare, care se alege în domeniul 0.98...0.995. În condițiile când sistemul identificat este variant, este necesar ca ponderea erorilor în criteriul de performanță să scadă cu atât mai mult, cu cât erorile respective s-au produs într-un moment mai depărtat de momentul curent. Această funcție este realizată prin factorul  $\lambda^{i-k}$  din expresia criteriului de performanță.

Estimarea parametrilor se face cu algoritmul RLS, care presupune calculul recursiv al următoarelor mărimi [HAYK 95]:

- amplificarea de adaptare 
$$g(k) = \frac{\lambda^{-1} C_{xx}^{-1}(k-1)x(k)}{1 + \lambda^{-1} x^T(k) C_{xx}^{-1}(k-1)x(k)} \quad (3.5)$$

- eroarea apriorică 
$$e(k) = y(k) - p^T(k-1)x(k) \quad (3.6)$$

- parametrii 
$$p(k) = p(k-1) + g(k).e(k) \quad (3.7)$$

- inversa matricei de auto-corelație 
$$C_{xx}^{-1}(k) = C_{xx}^{-1}(k-1) - g(k).x^T(k)C_{xx}^{-1}(k-1) \quad (3.8)$$

Pentru realizarea efectivă a modelului invers s-a utilizat schema din fig. 3.2, a cărei funcție

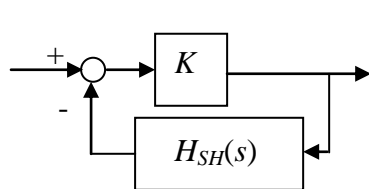


Fig . 3.2 Obținerea sistemului invers la limita cauzal

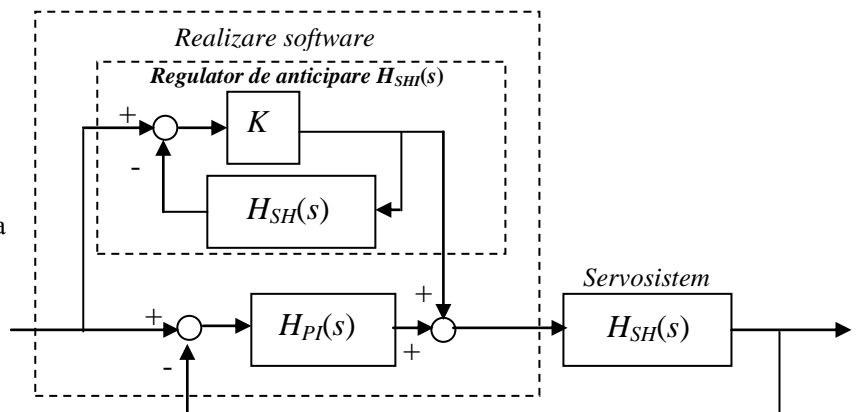


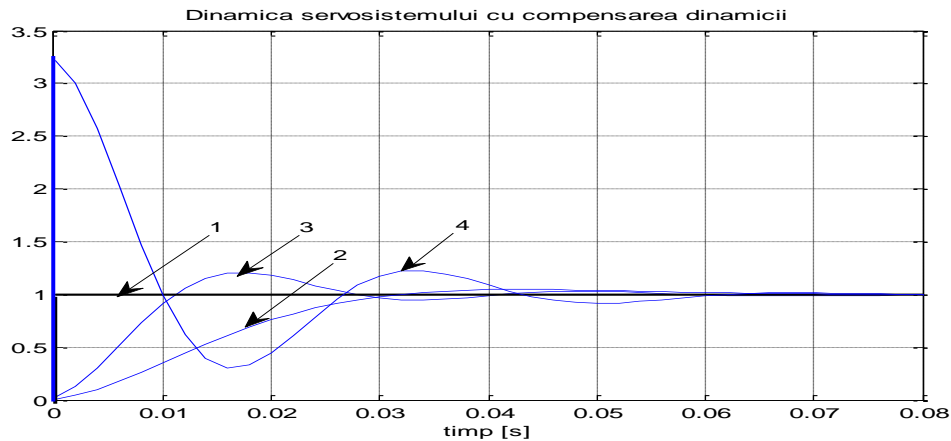
Fig . 3.3 Comanda cu regulator de anticipare a servosistemului hidraulic

de transfer,  $H_{SHI}(s)$ , aproximează modelul sistemului invers la limită causal:

$$H_{SHI}(s) = \frac{1}{1/K + H_{SH}(s)} \cong H_{SH}^{-1}(s) \quad (3.9)$$

Parametrul  $K$  determină eroarea de aproximare, deci domeniul de frecvență în care se realizează compensarea dinamicii servosistemului.

În fig. 3.3, se utilizează subsistemul  $H_{SHI}(s)$  ca regulator de anticipare, alături de un regulator clasic, de tip PI. Răspunsul la semnal treaptă, este prezentat în fig. 3.4. Se observă



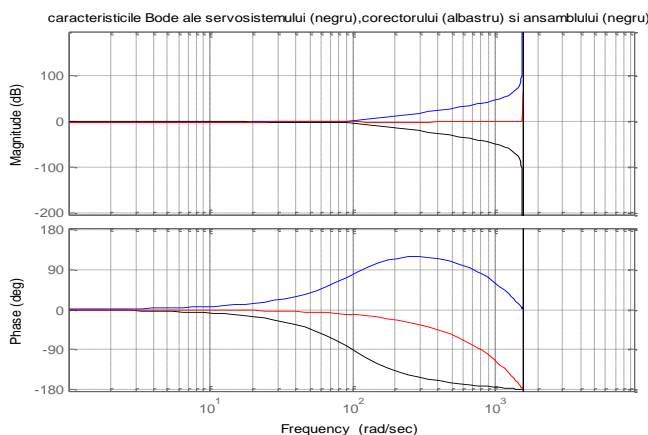
**Fig. 3.4** Răspunsul la semnal treapta al servosistemului cu regulator de anticipare: semnalul treapta (1); răspunsul servosistemului fără regulator de anticipare (2) și cu regulator de anticipare (3); comanda aplicată la intrarea servosistemului (4)

ameliorarea sensibilă a dinamicii servosistemului cu regulator de anticipare, față de situația când servosistemul lucrează fără compensator. Prin constanta  $K$  din structura regulatorului de anticipare (v. Fig. 3.3) se poate impune lărgimea domeniului de frecvență în care se face compensarea dinamicii servosistemului hidraulic. Cu cât această constantă este mai mare, cu atât compensarea se face într-un domeniu de frecvență mai larg, însă amplitudinea comenzii aplicate la intrarea servosistemului este mai mare. Prin urmare, valoarea constantei  $K$  este limitată de posibilitățile de implementare efectivă a comenzii anticipative, impuse de neliniaritățile de tip saturație și de nivelul de zgomot.

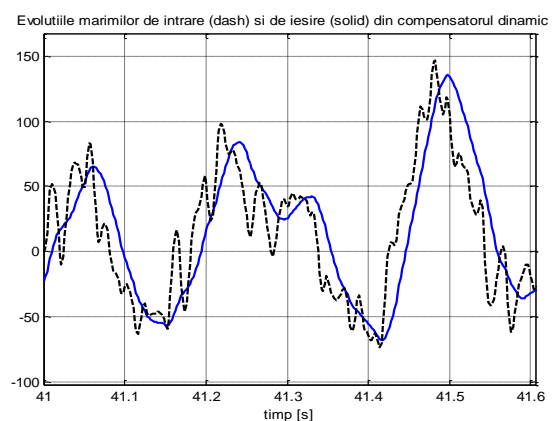
### 3.2.1. Rezultate numerice

Sistemul din fig. 3.1 a fost simulat numeric, utilizând o perioadă de esantionare  $T_s = 0.002s$ .

Caracteristicile Bode ale servosistemului hidraulic, compensatorului anticipativ de tip model invers și ansamblului servosistem-compensator sunt date în fig. 3.5. Se observă o compensare foarte bună a caracteristicilor de frecvență, obținută prin abordarea prezentată.



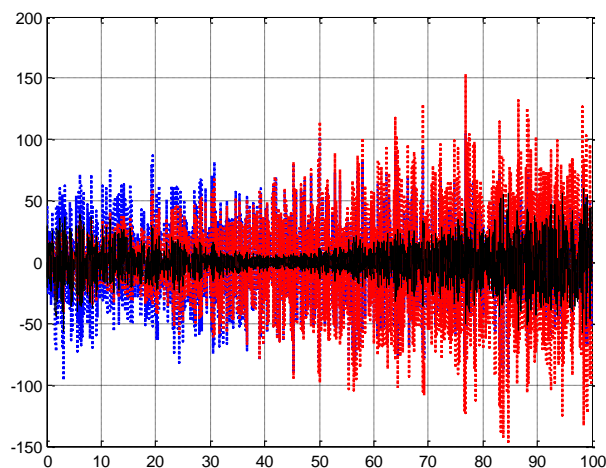
**Fig. 3.5** Caracteristicile Bode ale servosistemului (negru), compensatorului (albastru) și ansamblului (roșu)



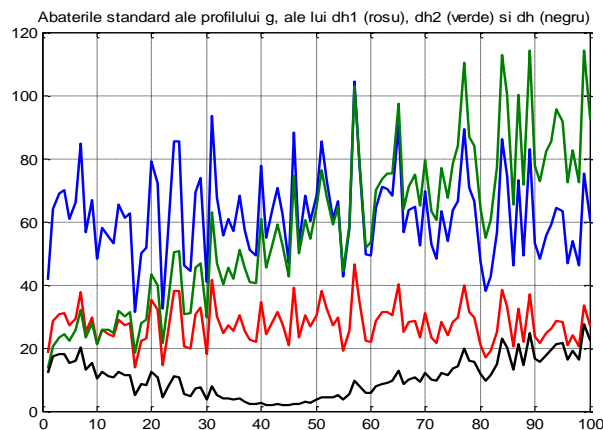
**Fig. 3.6** Evoluțiile marimilor de intrare (albastru) și de iesire (negru) din compensatorul dinamic

Reducerea sensibilă a varianței în zona de optimum este consecința ajustării fazei și a amplitudinii variabilei  $\Delta h_{2k}$ , în raport cu variabila  $\Delta h_{1k}$ . Ajustarea fazei se realizează prin compensatorul dinamic de tip sistem invers. Așa cum se observa din fig 3.6, sistemul invers introduce un avans de fază, pentru a compensa întârzierea introdusă de servosistemul hidraulic. Întrucât compensatorul dinamic are caracter derivativ la frecvențe înalte, ieșirea lui conține o componentă fluctuantă, care este cu atât mai pronunțată, cu cât lărgimea domeniului de frecvență în care se face compensarea dinamicii este mai mare (constanta  $K$  este mai mare).

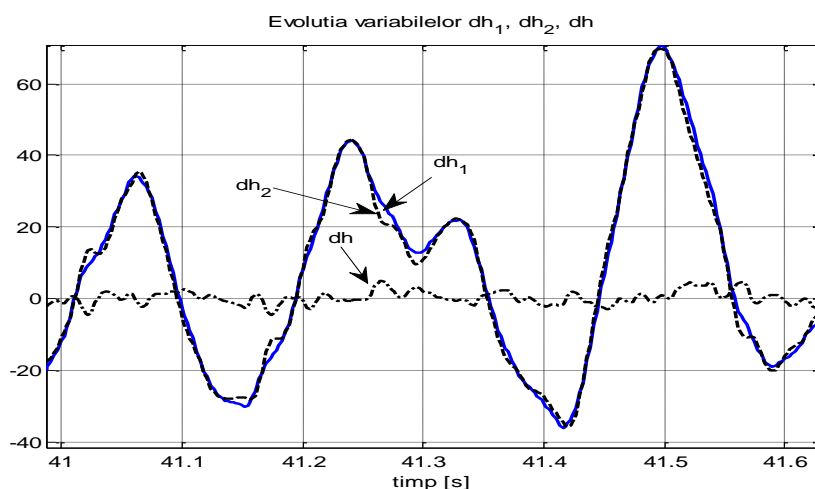
În cursul simulării sistemului, amplificarea  $G$  a avut o variație în rampă, astfel încât să atingă valoarea optima în cadrul intervalului de variație adoptat. În fig. 3.7 se prezintă evoluția abaterilor  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  și  $\Delta h$  la variația în rampă a amplificării  $G$ . În fig. 3.8 este prezentată evoluția



**Fig. 3.7** Abaterile  $\Delta h_1$  (albastru),  $\Delta h_2$  (roșu) și  $\Delta h$  (negru) la variația în rampă a amplificării  $G$



**Fig. 3.8** Variațiile abaterilor standard ale variabilelor  $g$  (albastru),  $\Delta h_1$  (roșu),  $\Delta h_2$  (verde) și  $\Delta h$  (negru), atunci când amplificarea  $G$  are o evoluție în rampă



**Fig. 3.9** Evoluția variabilelor  $dh_1$ ,  $dh_2$  și  $dh$

abaterilor standard ale variabilelor  $g \equiv \Delta H$ ,  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  și  $\Delta h$ , atunci când amplificarea  $G$  are o evoluție în rampă. Evoluția variabilelor  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  și  $\Delta h$  din fig. 3.9 a fost surprinsă în zona aferentă regimului optim de funcționare, când variabilele  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$  sunt excelent fazate, iar amplificarea  $G$  este adusă la o valoare la care abaterea  $\Delta h$  este foarte mică.

### 3.3. Sinteza compensatorului anticipativ neparametric de tip model invers la limita causal

O soluție de creștere a generalității în privința alegerii tipului de model al servosistemului, păstrând însă ipoteza liniarității, constă în adoptarea unui model neparametric. În acest sens, se utilizează un model intrare-ieșire de tip convoluție, definit prin funcția pondere  $h(t)$ , având forma generică prezentată în relația

$$y(t) = h(t) * x(t) \quad (3.9)$$



La utilizarea acestui model, este eliminată complet problema ordinului sistemului. În plus, considerând ecuația (3.9) ca o aproximare a modelului neliniar general de tip Volterra, există perspectiva includerii unor componente neliniare în model, prin adăugarea termenului de ordinul 2 al seriei Volterra [ALEX 11].

Se va considera că modelul servosistemului este neparametric, de tipul unei convoluții, fiind definit prin funcția pondere  $h(t)$ . Întrucât servosistemul se consideră variant, identificarea lui printr-un model de tip convoluție se poate face printr-o tehnică de filtrare adaptivă.

Fie  $h(\tau)$  funcția pondere a servosistemului, la un moment dat,  $t$ . Dacă semnalele sunt eșantionate cu perioada de eșantionare  $T_e$ , se consideră  $\tau = kT_e$  și  $t = iT_e$ .

Eșantioanele funcției pondere sunt:

$$h(0.T_e) \equiv h_0; h(1.T_e) \equiv h_1; h(2.T_e) \equiv h_2; \dots h(k.T_e) \equiv h_k; \dots h((n-1).T_e) \equiv h_{n-1} \quad (3.10)$$

și formează vectorul  $\mathbf{h}$ :

$$\mathbf{h} = [h_0 \ h_1 \ \dots \ h_k \ \dots \ h_{n-1}]^T \quad (3.11)$$

Deoarece funcția pondere s-a considerat la momentul  $t = iT_e$ , eșantioanele se vor nota cu  $h_k(i)$ , iar vectorul valorilor discrete ale funcției pondere este:

$$\mathbf{h}(i) = [h_0(i) \ h_1(i) \ \dots \ h_k(i) \ \dots \ h_{n-1}(i)]^T \quad (3.12)$$

Întrucât servosistemul se consideră variant, identificarea lui printr-un model de tip convoluție se poate face printr-o tehnică de filtrare adaptivă.

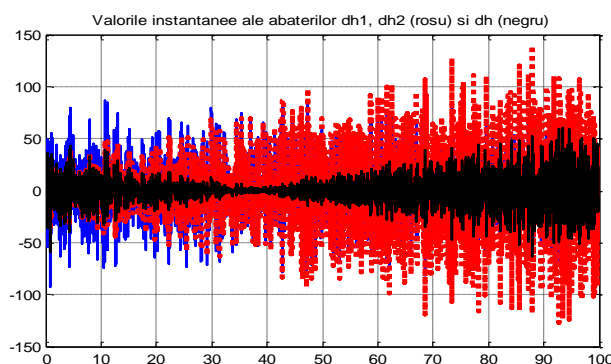
Vectorul parametrilor se alege astfel încât să fie extremizat criteriul de performanță  $I(i)$ , de forma (3.4). Identificarea se realizează cu algoritmul RLS.

Spre deosebire de abordarea anterioară, la utilizarea modelului neparametric, deducerea sistemului corector se poate face identificând modelul invers, fără a fi necesară cunoașterea modelului direct [ALEX 11].

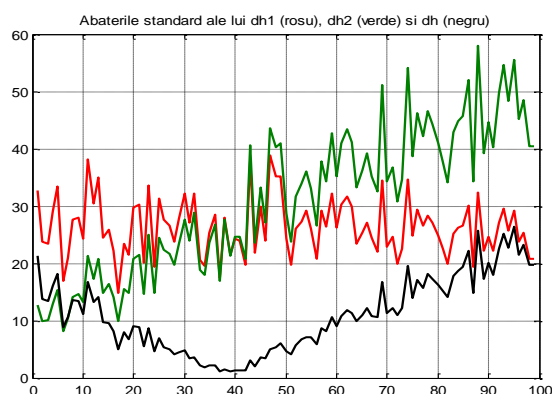
### 3.3.1. Rezultate numerice

În fig. 3.10 sunt prezentate evoluțiile abaterilor  $\Delta h_1$  (albastru),  $\Delta h_2$  (roșu) și  $\Delta h$  (negru), la o variație în rampă a amplificării  $G$ . Evoluțiile abaterilor standard ale variabilelor  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  și  $\Delta h$ , sunt prezentate în fig. 3.11. Toate aceste rezultate confirmă *calitatea foarte bună a fazării variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$ , cu ajutorul compensatorului dinamic bazat pe modele neparametrice.*

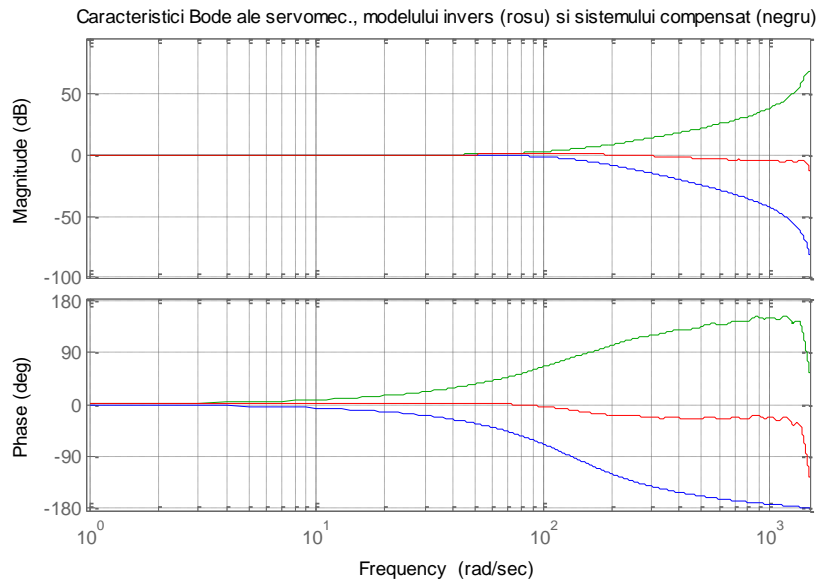
În fig. 3.12 sunt date caracteristicile Bode ale servosistemului, sistemului corector invers și ansamblului servosistem+corector. Se observă că procedura de filtrare adaptivă, prin care se deduce sistemul corector, realizează o corecție eficientă a caracteristicilor de amplificare și de fază ale servosistemului hidraulic.



**Fig. 3.10.** Valorile instantanee ale variabilelor  $\Delta h_1$  (albastru),  $\Delta h_2$  (roșu) și  $\Delta h$  (negru) la variația în rampă a amplificării  $G$



**Fig. 3.11.** Variațiile abaterilor standard ale variabilelor  $\Delta h_1$  (roșu),  $\Delta h_2$  (verde) și  $\Delta h$  (negru), atunci când amplificarea  $G$  are o evoluție în rampă



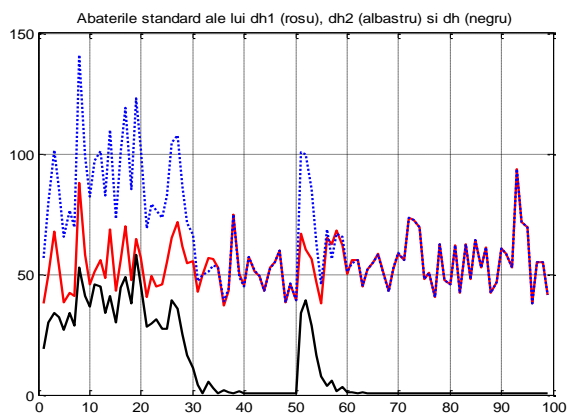
**Fig. 3.12.** Caracteristicile Bode ale servosistemului (albastru), sistemului corector invers (verde) și ansamblului servosistem+corector (roșu)

### 3.4. Stabilirea amplificării optime

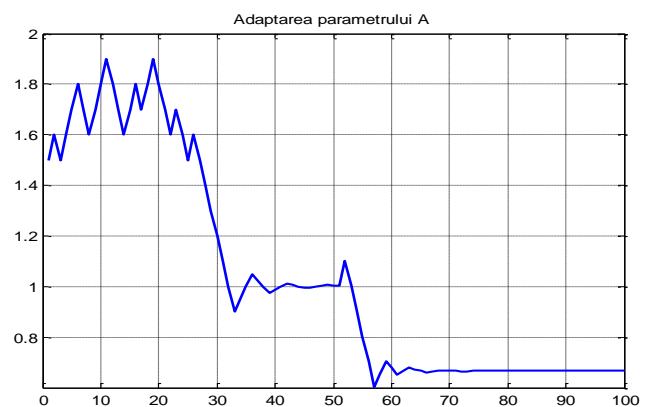
Procedura de optimizare constă în determinarea amplificării  $G$ , astfel încât *abaterea standard a mărimii  $\Delta h$  sa fie minimă (extremizarea criteriului de performanță)*.

S-a utilizat o *metodă de relaxare* pentru determinarea minimumului funcției criteriu. Metoda de relaxare adoptată funcționează cu pas constant, atât timp cât valoarea criteriului este mai mare decât un prag impus, după care se trece pe varianta standard, cu înjumătățirea pasului de căutare și inversarea sensului de căutare. Această procedură s-a aplicat pentru situația trecerii unei benzi prin cașă, într-o perioadă de timp egală cu 100 de secunde, pasul de căutare fiind de 1 secundă.

În fig. 3.13 sunt date evoluțiile abaterilor standard ale variabilelor  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  și  $\Delta h$  în cursul procesului de căutare. Se observă că valorile instantanee ale variabilei  $\Delta h$  sunt reduse într-o măsură considerabilă. La  $t = 50$  s, adică după 2500 pași de eșantionare, s-a modificat printr-o variație în treaptă de 300% modulul de plasticitate al materialului laminat. În fig. 3.14 este



**Fig. 3.13** Evoluția abaterilor standard ale variabilelor  $\Delta h_1$  (roșu),  $\Delta h_2$  (albastru) și  $\Delta h$  (negru) în cursul procesului de cautare



**Fig. 3.14** Evoluția amplificării  $G$  în cursul procesului de cautare

prezentată evoluția amplificării  $G$  în cursul procesului de căutare. Se observă adaptarea rapidă a parametrului  $G$  și stabilizarea lui la o nouă valoare, atunci când modulul de plasticitate al materialului s-a modificat.

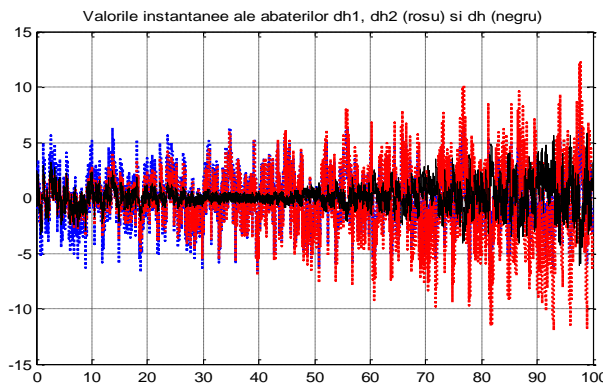
### 3.5. Rezultate obținute cu date de intrare reale

În secțiunile anterioare, semnalul de intrare din sistem, adică variațiile de grosime  $\Delta H_k(i)$  ale laminatului, au fost sintetizate prin filtrarea zgomotului alb, utilizând un filtru de formare astfel încât seria de timp obținută la ieșirea filtrului de formare să aibă proprietăți statistice similare celei de la o serie de timp dintr-un proces real.

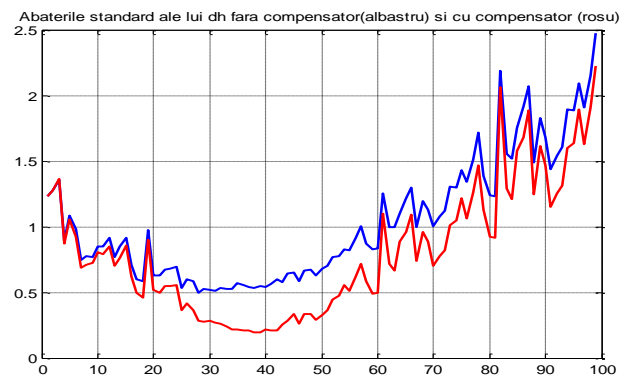
În cele ce urmează se va analiza funcționarea sistemului cu date reale, preluate din laminorul cuarto reversibil pentru benzi subțiri, conform celor prezentate în capitolul anterior. O importanță crucială o au componentele de înaltă frecvență din spectrul semnalului  $\Delta H(i)$ , cu alte cuvinte – variațiile aleatoare cele mai rapide din această serie de timp. Aceste variații trebuie să producă, prin intermediul ansamblului servosistem hidraulic-sistem compensator, o variație cu un defazaj cât mai redus a mărimii  $\Delta h_2$ , care să compenseze variația  $\Delta h_1$ . Deci, ansamblul servosistem hidraulic-sistem compensator trebuie să aibă o dinamică suficient de rapidă, încât să poată urmări, cu erori acceptabile, variațiile aleatoare cele mai rapide ale semnalului  $\Delta H(i)$ . Pentru un ansamblu servosistem - sistem compensator dat, având o anumită dinamică, eroarea de urmărire (deci, și abaterea standard  $\sigma_{\Delta h}$  a variației  $\Delta h$  de grosime) va fi cu atât mai mare, cu cât variațiile aleatoare din semnalul  $\Delta H(i)$  vor fi mai rapide.

În fig. 3.15 sunt date evoluțiile valorilor instantanee ale variabilelor  $\Delta h_1$  (albastru),  $\Delta h_2$  (roșu) și  $\Delta h$  (negru) la variația în rampă a amplificării  $G$ .

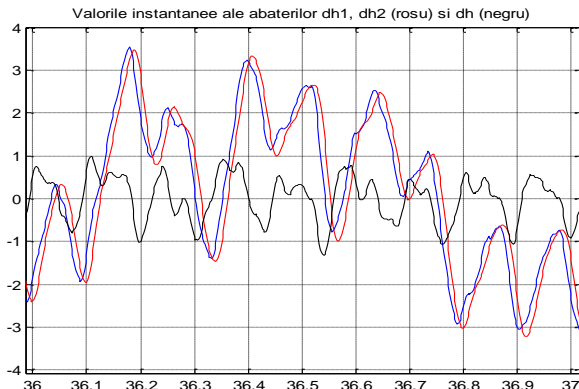
Evoluțiile criteriului de performanță cu și fără compensator sunt prezentate în fig. 3.16. Explicația reducerii performanțelor sistemului fără compensator rezultă din fig. 3.17.a și b, unde sunt prezentate mărimile  $dh_1$ ,  $dh_2$  și  $dh$ , în cele două situații. Se observă că defazajul variabilei  $dh_2(i)$ , în raport cu  $dh_1(i)$ , conduce la creșterea sensibilă a diferenței  $dh(i) = dh_2(i) - dh_1(i)$ .



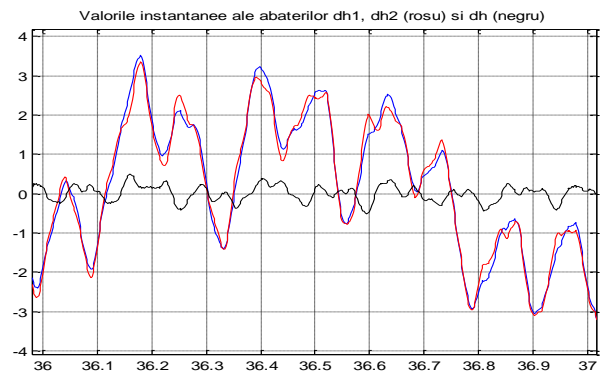
**Fig. 3.15** Valorile instantanee ale variabilelor  $\Delta h_1$  (albastru),  $\Delta h_2$  (roșu) și  $\Delta h$  (negru)



**Fig. 3.16** Evoluțiile criteriului de performanță cu și fără compensator (roșu, respectiv albastru)



a



b

**Fig. 3.17** Valorile instantanee ale variabilelor  $dh_1$  (albastru),  $dh_2$  (roșu) și  $dh$  (negru), fără compensator (a) și cu compensator (b)

### 3.6 Concluzii

Structura de AGC propusă, destinată comenzii în poziție a unui laminor cuarto, oferă posibilitatea adaptării algoritmului de control la modificările curente ale modulului de plasticitate al laminatului, realizând două funcțiuni importante:

- compensarea erorilor induse de dinamica neideală a servosistemului de poziționare a cilindrilor de laminare. Aceasta compensare se realizează printr-un model invers la limita cauzal;
- ajustarea amplificării controllerului, astfel încât criteriul de performanță să fie extremizat.

Principalele trăsături ale sistemului propus sunt:

- compensarea se face în regim adaptiv, deoarece se consideră că servosistemul este variant;
- compensatorul poate fi realizat în două abordări: utilizând modele parametrice și modele neparametrice;
- la utilizarea modelelor parametrice se identifică recursiv, în timp real, modelul de ordinul 2 al servosistemului și – pe această bază – se deduce modelul invers la limită cauzal al sistemului;
- modelul parametric permite fixarea lărgimii domeniului de frecvență în care se face compensarea dinamicii servosistemului hidraulic, astfel încât să existe posibilitatea de implementare efectivă a comenzii anticipative, ținând cont de limitările de tip saturație existente în sistemul fizic și de nivelul de zgomot admisibil în sistem;
- la utilizarea modelului neparametric se identifică direct, în timp real, modelul invers al servosistemului, utilizând un filtru adaptiv;
- modelul neparametric nu necesită cunoașterea a priori a ordinului modelului servosistemului hidraulic. El este definit printr-un număr redus de parametri, astfel încât se asigură o viteză ridicată de convergență a filtrului adaptiv. În principiu, compensatorul neparametric poate realiza inversarea modelului într-o bandă de frecvențe dată, astfel încât să fie evitate limitările de tip saturație, existente în sistemul fizic, și să fie limitat nivelul zgomotului în sistem;
- testarea prin simulare numerică a ambelor abordări de sinteză a compensatoarelor dinamice a confirmat viabilitatea acestora;
- testarea prin simulare numerică a sistemului de control AGC cu date de intrare din procesul real de laminare a constituit o *validare preliminară* a viabilității soluțiilor propuse.

## Capitolul 4 - Sinteza AGC utilizând comanda în tracțiune

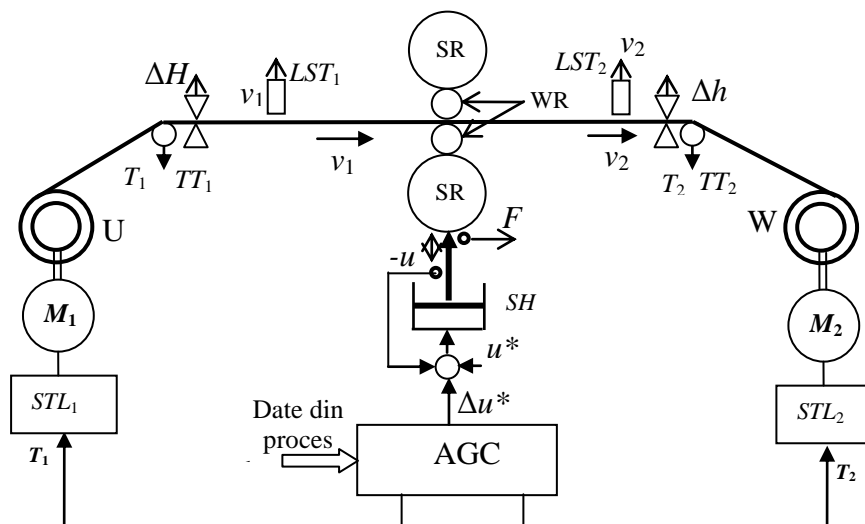
### 4.1 Introducere

La comanda în tracțiune, reducerea abaterilor de grosime la ieșirea cajei,  $\Delta h$ , se realizează prin ajustarea tracțiunii în bandă, utilizând sistemul de comandă al ruloșului și/sau deruloșului. Prin forța de laminare dezvoltată de către acțiunea principală a cilindrilor de lucru, poziționați cu ajutorul servosistemului hidraulic SH, *materialul situat între cilindri este adus în regim de deformare plastică*. Corecția abaterilor de grosime este posibilă datorită faptului că materialul dintre cilindri este deja în starea de deformare plastică, iar prin intermediul tracțiunii în bandă, în secțiunile din aval și/sau amonte de cajă, se poate realiza o reducere a grosimii benzii *în focarul de deformare plastică*. Deci, deformarea plastică prin tracțiune are loc numai în focarul de laminare, porțiunile benzii din fața și spatele cajei suferind numai deformații elastice. Intensitatea deformării plastice depinde de modulul de plasticitate  $m$  al materialului, care nu este cunoscut și, în plus, se modifică în succesiunea de „trecri” a laminatului prin cajă.

### 4.2 Structura de control analizată

Schema bloc simplificată a sistemului de acțiune și conducere a laminorului cuartu reversibil este dată în fig 4.1. Comanda în tracțiune se realizează prin variațiile aplicate referințelor  $T_1$  și  $T_2$  ale buclelor de reglare a tracțiunii la ruloș și/sau deruloș. Ajustarea tracțiunii în secțiunile deruloș-cajă și cajă-ruloș se realizează prin comanda motoarelor  $M_{1,2}$ , utilizând bucle de reglare a vitezei și a tracțiunii, în conformitate cu soluțiile care vor fi detaliate în cele ce urmează. Aceste soluții includ calculul în timp real al razelor de rulare-derulare, precum și corecția referințelor de cuplu datorită variației acestor raze, cu implicații asupra constantelor de timp electromecanice și componentelor dinamice ale cuplului.

În general, sistemul AGC generează comenzile  $\Delta u^*$ ,  $T_1$  și  $T_2$ , în scopul optimizării criteriului de calitate  $I = \sigma_{\Delta h} / \sigma_{\Delta H}$ . Aceste comenzi sunt referințe ale unor sisteme de urmărire, care realizează controlul tracțiunilor  $T_{1,2}$  și al distanței  $u$  dintre cilindrii de lucru. Sistemele de reglare a tracțiunii sunt puternic variate, ca urmare a modificării diametrului ruloșului/deruloșului și a modificării cu temperatura a rezistențelor înfășurării motoarelor electrice de acțiune. Ca și în cazul comenzii în poziție, comanda în tracțiune trebuie să ofere



**Fig. 4.1** Structura de control a laminorului cuartu reversibil: WR – cilindrii de lucru, SR – cilindrii suport, W – ruloș, U – deruloș, SH – servosistem hidraulic de poziționare a cilindrilor, AGC – sistem de control automat al grosimii benzii,  $LST_{1,2}$  – traductor de viteză liniară a benzii,  $TT_{1,2}$  – traductor de tracțiune.

posibilitatea adaptării algoritmului de control la modificările curente ale modulului de plasticitate al laminatului și limitelor de curgere la tracțiune ale materialului. Analiza care este conținută în

acest capitol are ca scop evaluarea măsurii în care dinamica ne-ideală a sistemelor de reglare a tracțiunii, care sunt pilotate de AGC, poate afecta criteriul de calitate adoptat.

### 4.3 Structura buclelor de reglare și modelul acestora

Problematika asigurării performanțelor sistemelor de reglare a tracțiunii în bandă este generată, în primul rând, de variația foarte importantă a parametrilor mecanici, ca urmare a modificării diametrului de înfășurare/desfășurare, indiferent de natura sistemului electric de acționare. La analiza sistemelor de reglare a tracțiunii în bandă s-a considerat situația cea mai dezavantajoasă, din punctul de vedere al dinamicii acționării electrice propriuzise: cazul acționării clasice cu motor de c.c. cu convertor static, comandat prin tensiunea pe indus, până la viteza unghiulară nominală, iar după viteza nominală - prin diminuarea fluxului.

Momentul de inerție total la arborele motorului este

$$J_{tot}(t) = J_{mot} + \frac{J_v(t)}{i_{tr}^2}; \quad (4.1)$$

unde  $J_v(t)$  este momentul de inerție variabil, care determină cuplul dinamic generat prin modificarea diametrului de înfășurare al rulorului/derulorului. Expresia variabilei  $J_v(t)$  este

$$J_v(t) = \rho L_t \frac{\rho}{2} [R^4(t) - R_{min}^4] \quad (4.2)$$

unde  $R(t)$  este raza rulorului/derulorului la momentul curent  $t$ .

Constanta de timp electromecanică este :

$$T_0(t) = \frac{R \cdot J_{tot}(t)}{K\Phi^2} \quad (4.3)$$

iar constanta de timp electrică este

$$T_A = \frac{L_a}{R} \quad (4.4)$$

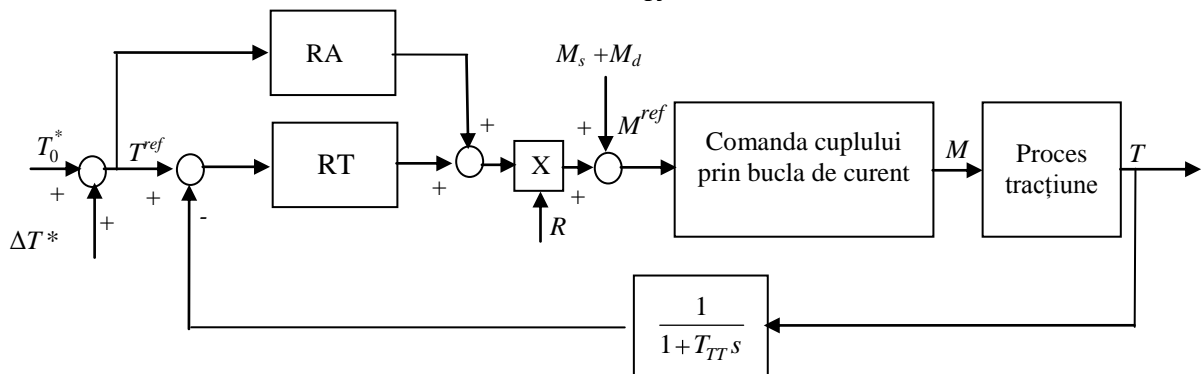


Fig. 4.2 Structura buclei de reglare a tracțiunii

Se observă că sistemul este puternic variant, ca urmare a modificării momentului de inerție și, deci, a constantei de timp electromecanice.

Structura de comandă a tracțiunii în circuit deschis, prin intermediul buclei de curent, are două dezavantaje importante :

- cuplurile static și dinamic,  $M_s$  și  $M_d$ , acționează ca niște perturbații. Ele se pot estima în timp real, însă erorile de estimare (care nu sunt neglijabile) pot afecta precizia de realizare a tracțiunii impuse;
- bucla de curent, realizată prin intermediul convertorului static aferent rulorului/derulorului, este puternic variantă;

Cele două dezavantaje impun utilizarea unei bucle de reglare a tracțiunii, conform schemei de principiu din fig 4.2.

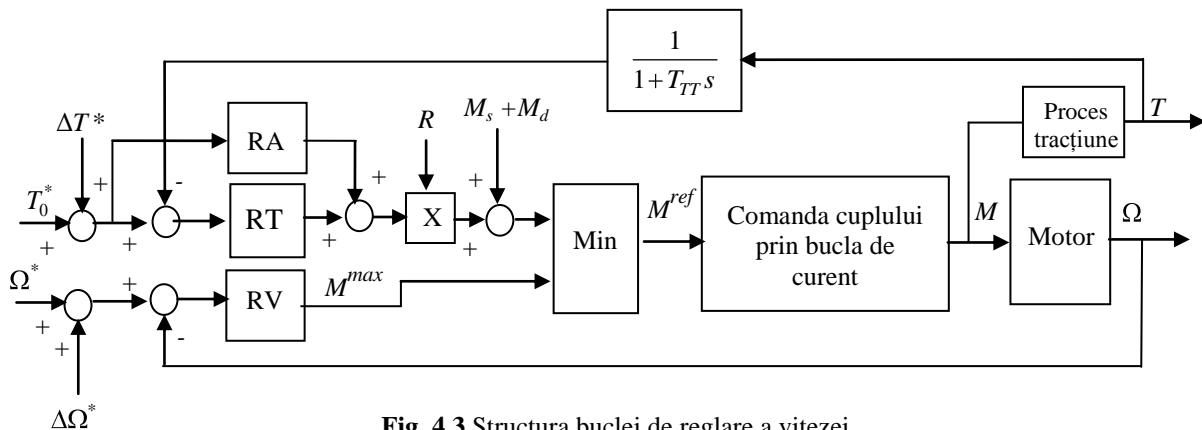


Fig. 4.3 Structura buclei de reglare a vitezei

Comanda vitezei rulorului/derulorului se realizează cu ajutorul schemei din fig. 4.3. Această schemă include sistemul de reglare a tracțiunii din fig. 4.2 și o buclă de viteză unghiulară, având o referința  $\Omega^* + \Delta\Omega^*$ , unde  $\Omega^*$  este viteza unghiulară ce corespunde vitezei liniare a benzii, iar  $\Delta\Omega^*$  este o creștere suplimentară impusă referinței. Prin urmare, referința de viteză unghiulară este mai mare (cu  $\Delta\Omega^*$ ) față de necesitățile realizării vitezei liniare de înaintare a benzii. Întrucât  $\Omega^* + \Delta\Omega^* > \Omega$ , regulatorul RV primește un semnal de eroare important și se află în saturatie (mărimea de comandă este impusă la limita superioară,  $M^{max}$ ).

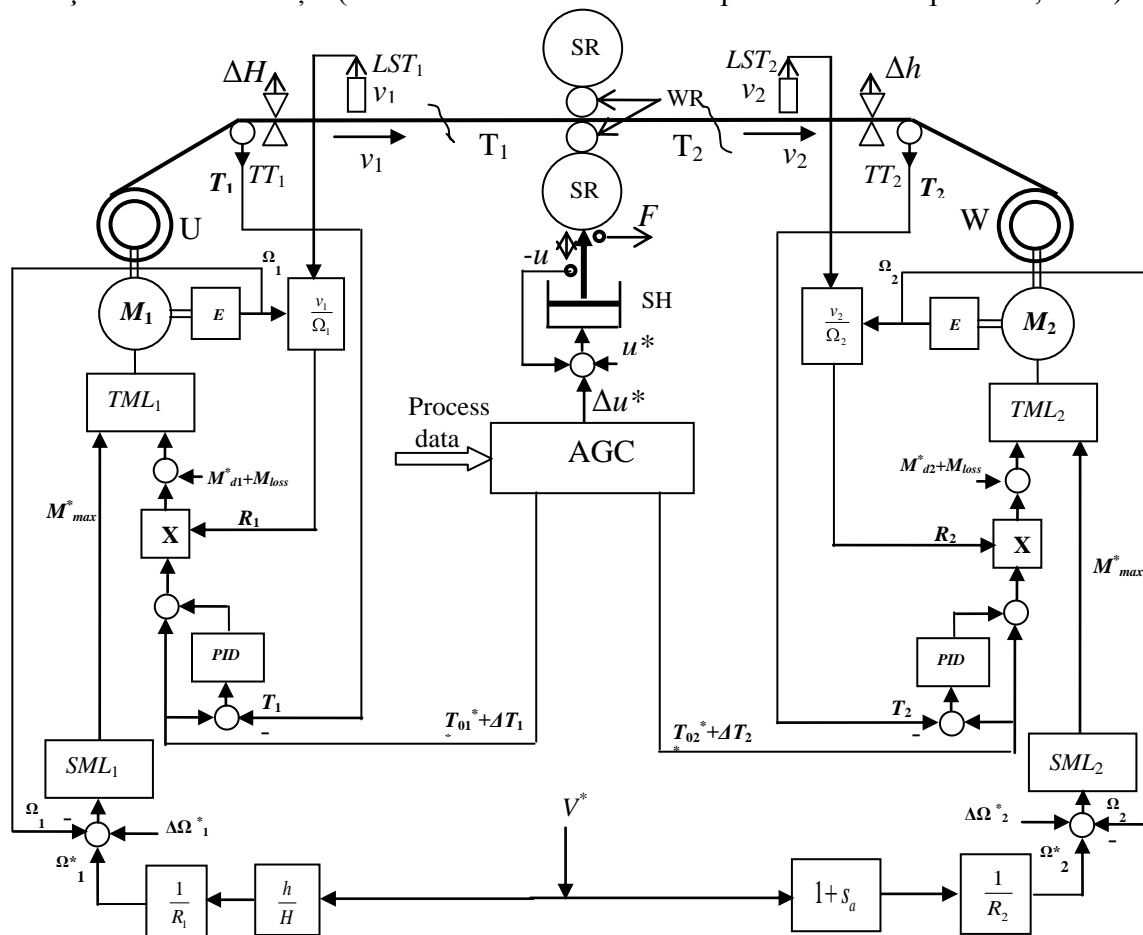


Fig.4.4 Structura de ansamblu a sistemului de conducere a laminorului cuartu

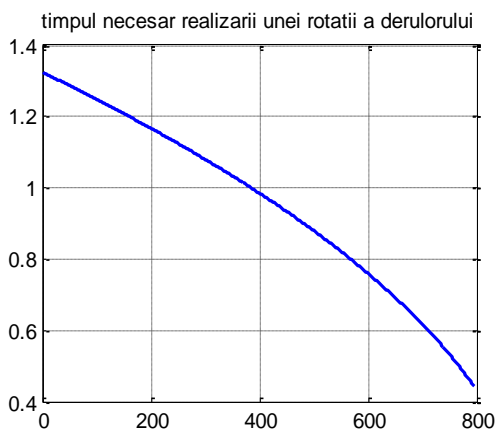
Comenzile date de cele două regulatoare din schemă (regulatorul de tracțiune și de viteză) se transmit la blocul care selectează minimumul dintre aceste comenzi. La funcționarea normală a sistemului, valoarea minimă este întotdeauna cea dată de regulatorul de tracțiune, deci sistemul din fig. 4.3 funcționează ca un sistem de reglare a tracțiunii. În cazul unei situații de avarie, generată de ruperea benzii laminate, turația tinde să crească mult. În acest caz, viteza unghiulară  $\Omega$  se apropie de referința  $\Omega^* + \Delta\Omega^*$  și regulatorul de viteză iese din saturatie. Comanda acestuia

scade sub valoarea comenzii regulatorului de tracțiune și sistemul lucrează ca o buclă de stabilizare a turației la o valoare mai mare decât cea anterioară, însă – totuși – tolerabilă (supracreșterea turației este impusă prin  $\Delta\Omega^*$ ).

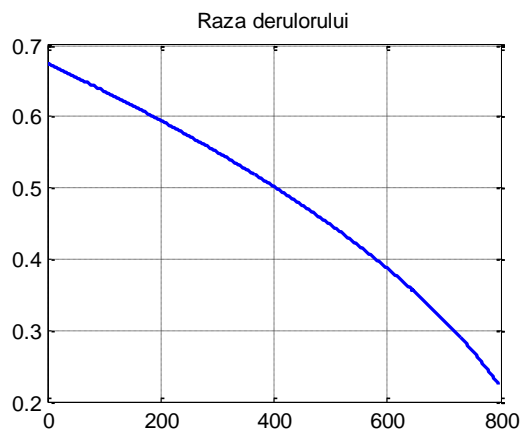
Schema de ansamblu a sistemului de conducere a laminorului cuarto, incluzând comenzile în poziție și în tracțiune, este dată în fig. 4.4. Aici s-au notat prin *TML* bucla de reglare a tracțiunii și prin *SML* – bucla de reglare a vitezei. Referința  $\Omega^*$  pentru bucla de tracțiune din aval este stabilită în funcție de valoarea măsurată a vitezei benzii după cajă, ținând cont de raza de înfășurare  $R_2$  și de coeficientul  $1+S_a$ , unde  $S_a$  este coeficientul de alunecare a benzii. Pentru bucla de tracțiune din amonte, referința se stabilește prin raportul  $h/H$  și prin raza derulorului  $R_2$ . În schema din fig. 4.4, cele două bucle de tracțiune s-au considerat cu regulatoare de anticipare (RA din fig. 4.3) având funcții de transfer unitare.

#### 4.4. Simularea numerică a sistemului de reglare a tracțiunii în bandă

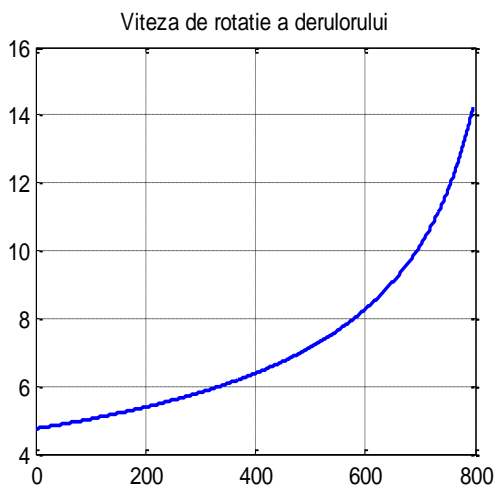
**Calculul parametrilor fizici ai procesului în cursul derulării acestuia.** Rezultatele care se obțin sunt: timpul necesar realizării unei rotații a derulorului, în [s] (fig. 4.5.a), raza derulorului, în [m] (fig. 4.5.b), viteza de rotație a derulorului, în [rad/s] (fig. 4.5.c), cuplul la arborele derulorului, în [Nm] (fig. 4.5.d), momentul de inerție total la arborele motorului, în [Kgm<sup>2</sup>] (fig. 4.5.e), constanta de timp electromecanică, în [s] (fig. 4.5.f), mărimea  $K\Phi$ , în [Nm/A], (fig. 4.5.g). În reprezentările din fig. 4.5, timpul din abscisă este dat în [s].



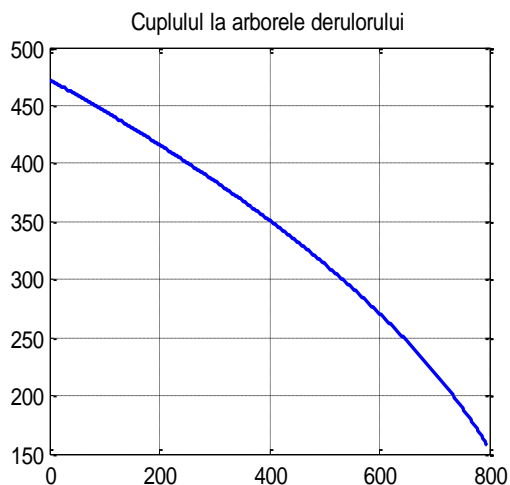
a



b

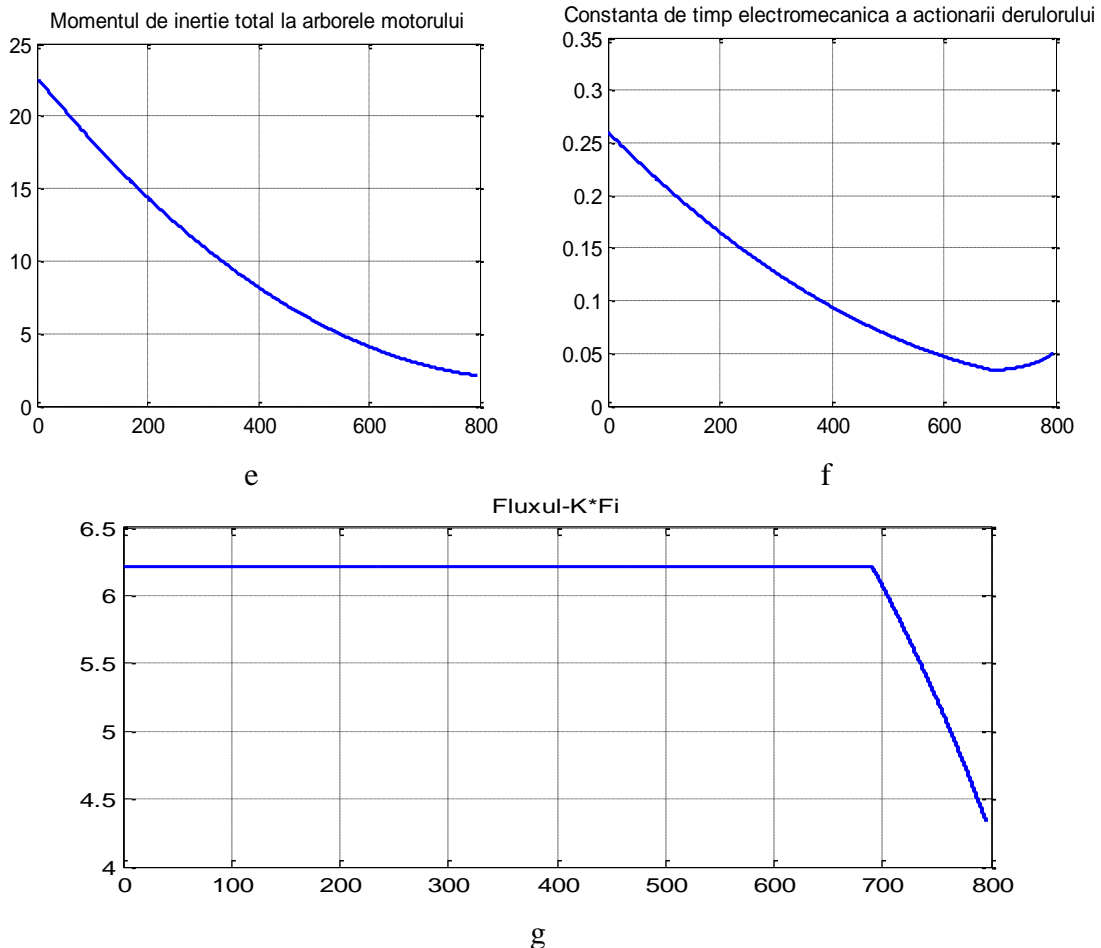


c



d





**Fig. 4.5** Evoluția parametrilor fizici ai procesului în cursul derulării benzii

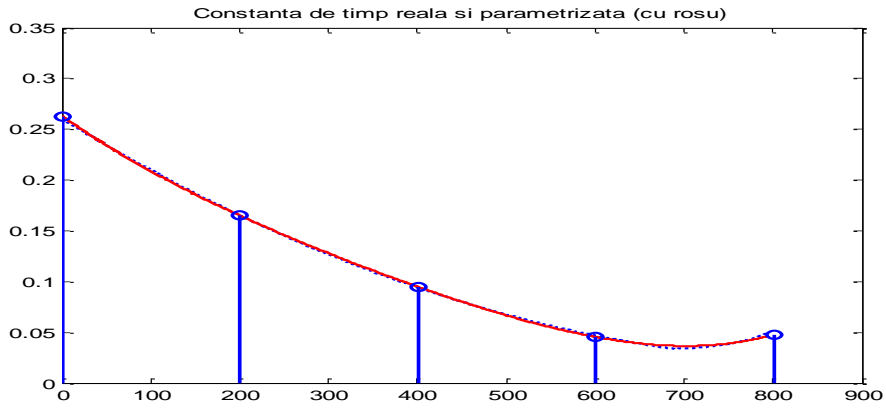
Se observă că în ultima parte a procesului de laminare, când raza derulorului s-a redus mult, creșterea accentuată a turației motorului se face prin diminuarea fluxului. Toate variabilele prezentate au evoluții normale, în conformitate cu interpretarea fizică a procesului. Rezultatul cel mai important constă în evidențierea variației mari a constantei de timp electromecanice a acționării, în cursul procesului de laminare (v. fig 4.5.f): de la 261 ms la 33,6 ms;

***Parametrizarea variabilelor procesului, care sunt necesare în algoritmul de conducere.***

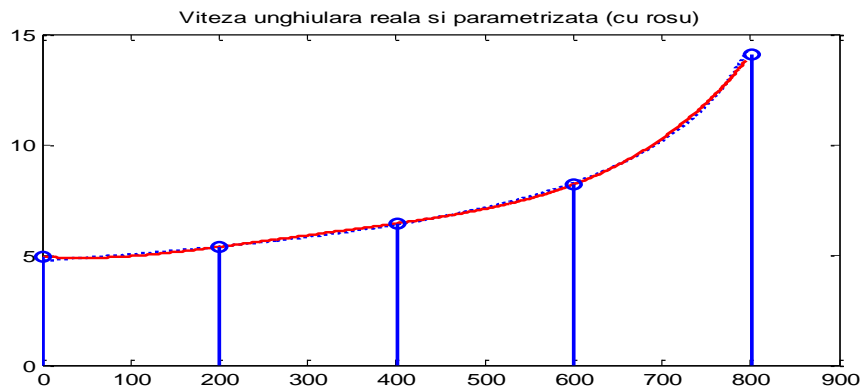
Așa cum s-a prezentat în secțiunea anterioară, există doi parametri variabili în proces, care intervin în cadrul algoritmului de conducere: constanta de timp electromecanică,  $T_0(t)$  și raza  $R(t)$  a derulorului. Pentru selectarea modelelor variabilelor  $T_0(t)$  și  $R(t)$ , este util să se parametrizeze și viteza unghiulară  $\Omega(t)$ . Toate cele 3 funcții au fost approximate prin regresii polinomiale de forma:

$$v(t) = \sum_{i=0}^n p_i t^i \quad (4.5)$$

unde  $v(t)$  este notația generică pentru variabila parametrizată,  $t$  este timpul curent, iar  $p_i; i = \overline{1, n}$  sunt parametrii regresiei, deduși cu funcția Matlab *polyfit*. Pentru constanta de timp electromecanică și viteza unghiulară s-au adoptat polinoame de gradul 4, iar pentru raza derulorului – polinom de gradul 2. Deoarece sistemul este variant, se pune problema ajustării parametrilor algoritmului de comandă. S-a considerat că este rațional ca această ajustare să se facă de câteva ori în decursul procesului de laminare (în decursul unei treceri). În această idee, au fost puse în evidență câte 5 valori discrete ale variabilelor  $T_0(t)$ ,  $\Omega(t)$  și  $R(t)$ , la intervale de timp egale, pentru a se verifica dacă este posibil ca dinamica procesului să fie reflectată satisfăcător de aceste valori discrete.

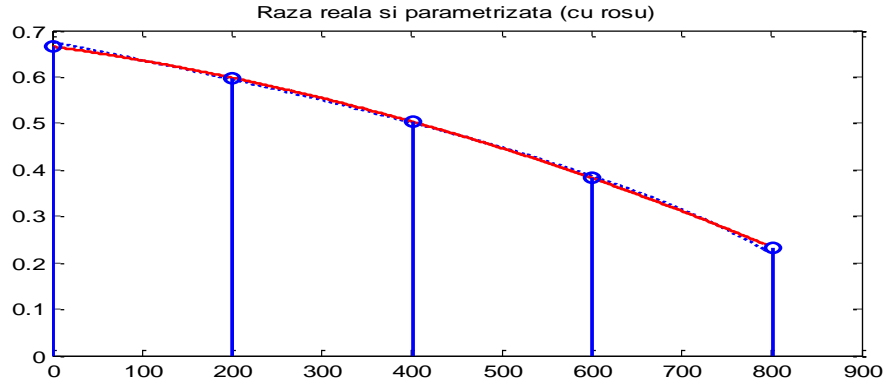


a



b

c



**Fig. 4.6** Evoluțiile constantei de timp electromecanice (a), vitezei unghiulare (b) și razei derulorului (c): valorile calculate (punctat), parametrizate (roșu), valorile discrete considerate (albastru)

În fig. 4.6 sunt prezentate evoluțiile constantei de timp electromecanice (a), vitezei unghiulare (b) și razei derulorului (c). Valorile calculate sunt marcate punctat, iar cele deduse din parametrizări sunt cu roșu. S-au marcat și cele cinci valori discrete considerate. Pentru constanta de timp electromecanică s-au selectat 4 valori discrete semnificative,  $T_{0cd}(i)$ ,  $i = 1, 2, 3, 4$ , deoarece, la viteze mari,  $T_0$  nu se modifică sensibil (v. fig. 4.6a).

**Calculul reguletoarelor buclelor de curent și de tracțiune.** Funcția de transfer pentru circuitul deschis al buclei de curent este:

$$H_{cl}(s) = \frac{T_0}{R} \cdot \frac{s}{T_A T_0 s^2 + T_0 s + 1} K_r e^{-T_\mu s} \frac{1}{1 + T_{II} s} H_{RI}(s) \approx \frac{T_0}{R} \cdot \frac{s}{T_A T_0 s^2 + T_0 s + 1} \cdot \frac{1}{1 + T_\Sigma s} H_{RI}(s) \quad (4.6)$$

unde  $T_\Sigma = T_\mu + T_{II}$ .

Adoptând un regulator PI pentru bucla de curent, cu funcția de transfer

$$H_{RI}(s) = K_{PI} \frac{T_{II}s + 1}{T_{II}s} \quad (4.7)$$

se observă că, în modelul circuitului deschis al buclei de curent, factorul integrator „s” de la numitorul funcției de transfer (4.7) se simplifică cu factorul derivator „s” de la numărătorul funcției de transfer (4.6). Pentru a nu exista dificultăți numerice în simulare, legate de această situație, funcția de transfer a circuitului deschis al buclei de curent s-a pus sub forma

$$H_{cl}(s) = \frac{T_0}{R} \cdot \frac{1}{T_A T_0 s^2 + T_0 s + 1} \cdot \frac{1}{1 + T_{\Sigma} s} K_{PI} \frac{T_{II}s + 1}{T_{II}} \quad (4.8)$$

unde parametrii regulatorului PI sunt  $K_{PI}$  și  $T_{II}$ .

Caracteristicile Bode ale buclei de curent, pentru cele 4 valori discrete  $T_{0cd}(i)$ ,  $i = 1, 2, 3, 4$  ale constantei de timp electromecanice sunt date în fig. 4.7. Se observă caracterul variant al buclei de curent. Principalul efect al modificării constantei de timp electromecanice constă în variația sensibilă a amplificării statice, cu consecințe asupra erorii staționare a buclei de curent (v. fig. 4.8).

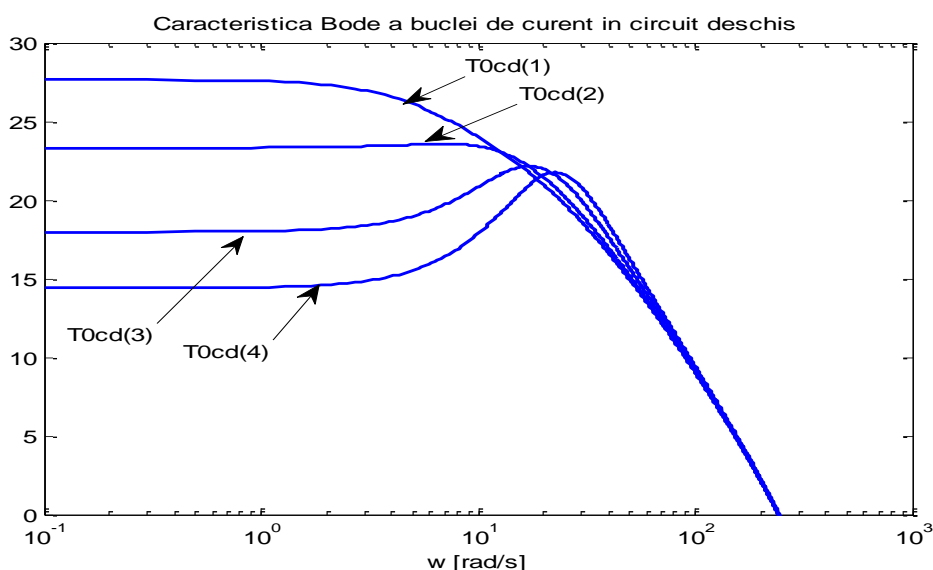


Fig. 4.7 Caracteristicile Bode ale buclei de curent în circuit deschis

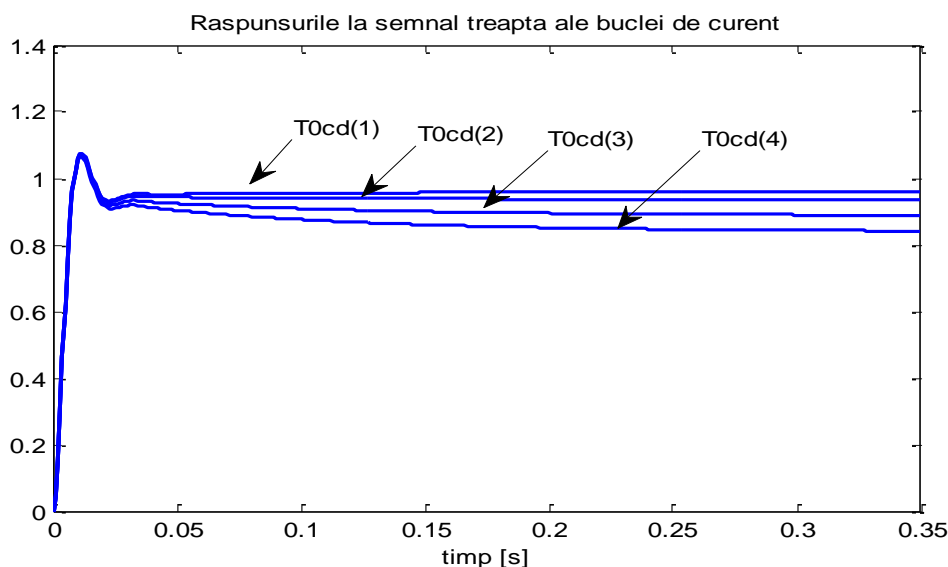
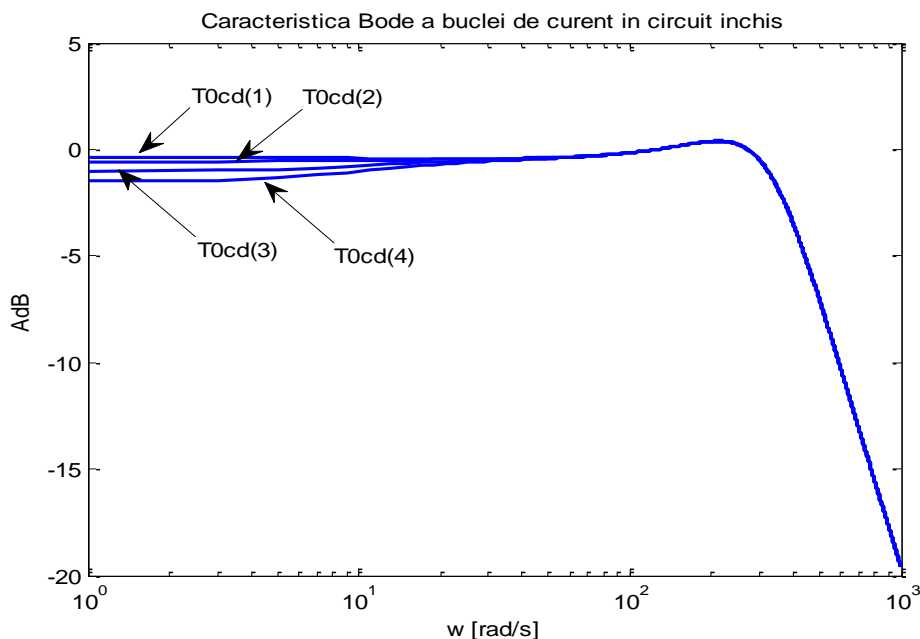


Fig. 4.8 Răspunsurile la semnal treaptă ale buclei de curent

Întreaga buclă de curent este inclusă în cadrul sistemului de reglare a tracțiunii. Din acest motiv interesează caracteristica Bode a buclei de curent în circuit închis, care este prezentată în fig. 4.9. Se constată reducerea semnificativă a sensibilității sistemului în buclă închisă, la variațiile constante de timp electromecanice. Într-adevăr, o variație de 13 dB a amplificării



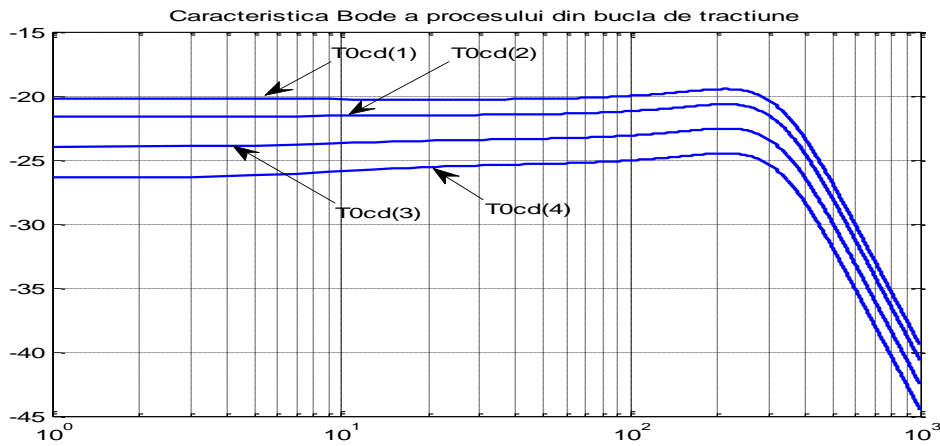
**Fig. 4.9** Caracteristicile Bode ale buclei de curent în circuit închis

statice a circuitului deschis al buclei de curent este redusă la o variație de 1.2 dB a amplificării statice a buclei închise de curent.

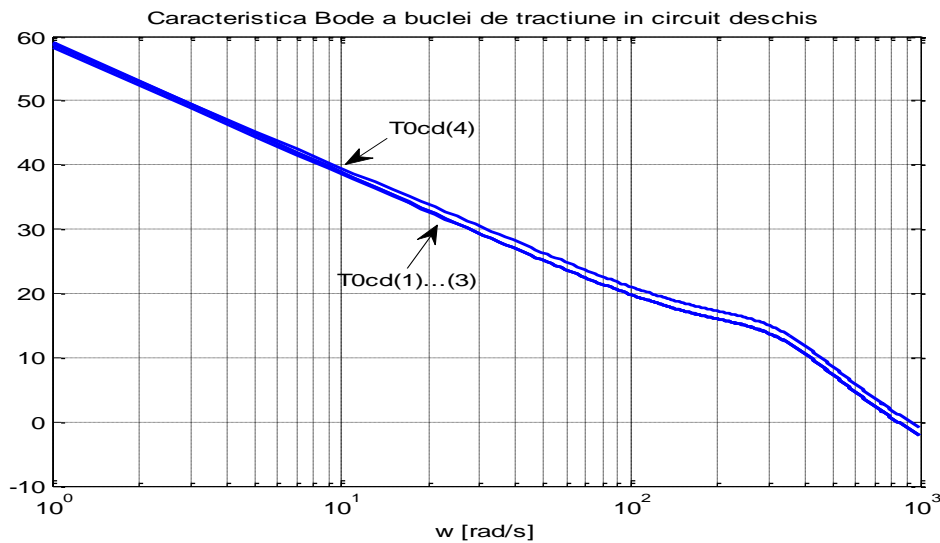
Procesul condus al buclei de tracțiune include bucla de curent înseriată cu un bloc definit prin mărimile  $K\Phi$  și raza  $R$ . Funcția de transfer a procesului este

$$H_{pT}(s) = H_{oI}(s) \frac{1}{R} K\Phi \frac{1}{1 + T_{TT}s} \quad (4.9)$$

unde  $H_{oI}(s)$  este funcția de transfer a buclei de curent, iar  $T_{TT}$  – constanta de timp a traductorului de tracțiune. Pentru parametrul  $T_{TT}$  s-au presupus două ipoteze: că are valoare neglijabilă, în raport cu celelalte constante de timp din proces, respectiv că are o valoare comparabilă cu constanta de timp  $T_{\mu}$ . Mărimile  $R$  și  $K\Phi$  sunt funcții de timp, așa cum s-a ilustrat în fig. 4.5.b, respective 4.5.g. Chiar dacă parametrii funcției de transfer  $H_{oI}(s)$  se modifică puțin în timp, procesul buclei de tracțiune este totuși variant, datorită modificării în timp a mărimilor  $R$  și  $K\Phi$ . Acest fapt este reflectat de caracteristica Bode a procesului, dată în fig. 4.10. Pentru diminuarea acestui dezavantaj, s-a adoptat o soluție de compensare a efectului variației diametrului de înfășurare, având în vedere faptul că mărimea  $R(t)$  se estimează în timp real și se cunosc valorile discrete corespunzătoare celor 4 domenii în care se face ajustarea parametrilor legii de comandă. În funcția de transfer a regulatorului de tracțiune s-a introdus factorul  $R(t)$  pentru compensarea variației diametrului de înfășurare. Nu s-a impus și compensarea variației parametrului  $K\Phi$ , deoarece el se modifică doar în zona 4 (la viteze de rotație mari), iar variația lui este moderată. În aceste condiții, caracteristicile Bode ale circuitului deschis al buclei de tracțiune, în cazul utilizării unui regulator PID, sunt date în fig. 4.11. Se observă că procedura menționată realizează o bună compensare a variațiilor parametrilor procesului, iar modificarea caracteristicii Bode în zona 4 (cu constanta de timp electromecanică  $T_{0cd}(4)$ ) nu este importantă.

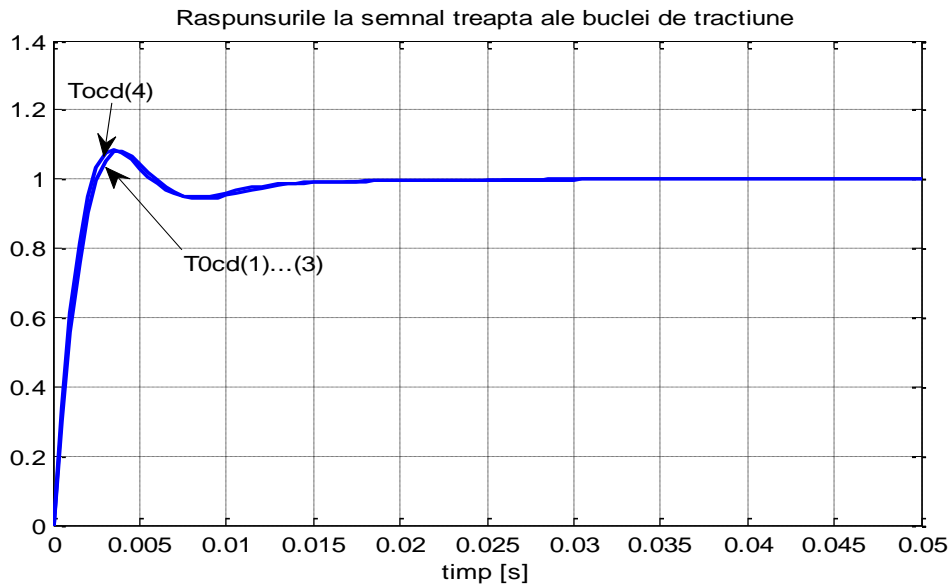


**Fig. 4.10** Caracteristicile Bode ale procesului buclei de tracțiune

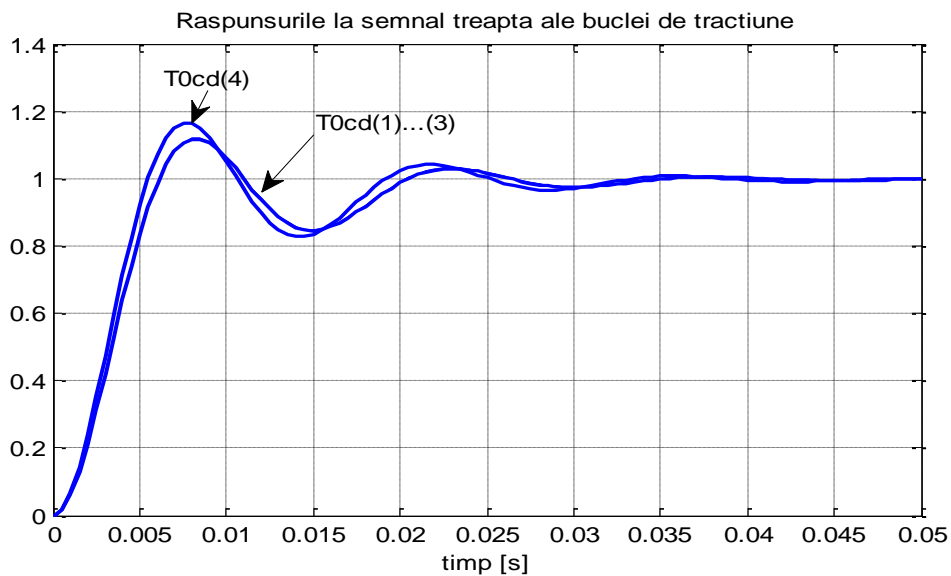


**Fig. 4.11** Caracteristicile Bode ale circuitului deschis al buclei de tracțiune

Răspunsul la semnal treaptă al buclei de tracțiune este prezentat în fig. 4.12. Rezultatele prezentate s-au obținut în ipoteza că parametrul  $T_{TT}$  are valoare neglijabilă. Dacă se admite că acest parametru nu este neglijabil, ci are o valoare comparabilă cu alte constante de timp mici din sistem, atunci parametrii regulatorului PID trebuie reajustați. În fig. 4.13 se prezintă răspunsul la semnal treaptă al sistemului de reglare a tracțiunii, în ipoteza că parametrul  $T_{TT}$  nu are valoare neglijabilă. Se remarcă valoarea redusă a timpului de răspuns, precum și faptul că este compensat în mod eficient caracterul variant al procesului.



**Fig. 4.12** Răspunsul la semnal treaptă al buclei de tracțiune, în ipoteza că parametrul  $T_{TT}$  are o valoare neglijabilă



**Fig. 4.13** Răspunsul la semnal treaptă al buclei de tracțiune, în ipoteza că parametrul  $T_{TT}$  nu are o valoare neglijabilă

#### 4.5 Concluzii

Comanda în tracțiune este sensibil mai rapidă decât comanda în poziție, ceea ce reprezintă un mare avantaj pentru sistemul AGC.

Cu toate că schema sistemului de comandă este mai complicată, iar procesul este puternic variant, prin structura sistemului de reglare automată a tracțiunii și prin soluția de compensare a caracterului variant al procesului, bazată pe calculul în timp real a diametrului de înfășurare, se pot asigura performanțe care nu depind sensibil de modificările parametrilor procesului. Rezultatele obținute prin simulare numerică au condus la timpi de creștere de 3 – 6 ms și la timpi de răspuns de 10 – 20 ms, în condițiile echipării sistemului de reglare a tracțiunii cu mașini de c.c. Evident, aceste performanțe pot fi mai bune în cazul când acționarea ruloanelor și deruloanelor se face prin mașini asincrone comandate în sistemul DTC (Direct Torque Control).

Pe baza celor menționate, se poate estima că, în cazul controlului în tracțiune, nu este obligatorie compensarea dinamicii prin sistem invers adaptiv la limită cauzal, de tipul celui prezentat în capitolul anterior.

## Capitolul 5 - Controlul fazei comenzii sistemului AGC

### 5.1 Introducere

În capitolul 2 s-a evidențiat importanța pe care o are punerea în fază a efectului acțiunii de comandă, cu perturbația care trebuie compensată. În principiu, comanda AGC trebuie să asigure două condiții:

- variația de grosime, ca urmare a efectului comenzii AGC, trebuie să aibă aceeași *formă de variație* cu cea a grosimii materialului dintre cilindri,  $\Delta H$ . Prin acțiunea filtrului compensator cu funcția de transfer  $H_{SH}^{-1}(s)$ , se corectează caracteristicile de amplificare și de fază ale canalului aferent comenzii de compensare, astfel încât această comandă să aibă aceeași formă și aceeași fază, în raport cu variațiile de grosime (ca o consecință a corectării caracteristicilor de amplificare și de fază). Deci, un aspect esențial al efectului comenzii de compensare este punerea în fază a efectului comenzii AGC cu perturbația  $\Delta H$ ;
- ajustarea amplificării AGC trebuie să aducă amplitudinea variației de grosime produsă de comanda AGC, la o valoare cât mai apropiată de amplitudinea variației perturbatoare  $\Delta H$ .

Pentru realizarea operației de punere în fază a acțiunii de compensare a comenzii AGC cu variația  $\Delta H$  a grosimii materialului dintre cilindri, un rol important îl poate juca și linia de întârziere  $LI$ . Principala funcție a acesteia este compensarea timpului de transport,  $t_t$ , al benzii, de la poziția traductorului de grosime la cilindrii de lucru. În același timp,  $LI$  poate furniza **în avans** comanda AGC, astfel încât să se compenseze efectul „întârzierii” produse de elementele de execuție, în special la comanda în poziție. Acțiunea de **comandă în avans** se realizează prin selectarea unei ieșiri din  $LI$ , la care corespunde o întârziere mai redusă,  $t_r$ , decât timpul de transport  $t_t$ . Diferența  $t_a = t_t - t_r$  este timpul de anticipare realizat prin  $LI$ , care poate fi utilizat ca o corecție importantă, în sensul punerii în fază a acțiunii de compensare a comenzii AGC, cu variația grosimii materialului dintre cilindri. Spre deosebire de efectul filtrului compensator cu funcția de transfer  $H_{SH}^{-1}(s)$ , care corectează **ambele caracteristici**, de amplificare și de fază, ale căii aferente comenzii AGC, efectul de anticipare realizat prin linia  $LI$  poate corecta doar caracteristica de fază.

În acest capitol se prezintă rezultate privind acțiunea de corecție a fazei comenzii AGC, prin funcția de anticipare realizată de linia  $LI$ . Pentru punerea în evidență a efectului acestei funcții de anticipare, se presupune că sistemul AGC nu este prevăzut cu filtru compensator de tip model invers la limită cauzal. Pe baza concluziilor obținute cu linia de întârziere  $LI$ , se va stabili modalitatea de utilizare simultană a compensatoarelor de tip model invers la limită cauzal și a funcției de anticipare a liniei  $LI$ .

Stabilirea timpului de anticipare  $t_a$ , necesar fazării efectului comenzii AGC cu variația de grosime  $\Delta H$ , s-a realizat prin două abordări:

- utilizând o relație de regresie, care exprimă rezultatele obținute prin simulare numerică, în condițiile unor elemente de execuție cu diferite proprietăți dinamice;
- utilizând modele analitice bazate pe caracteristica timpului de propagare de grup a elementului de execuție.

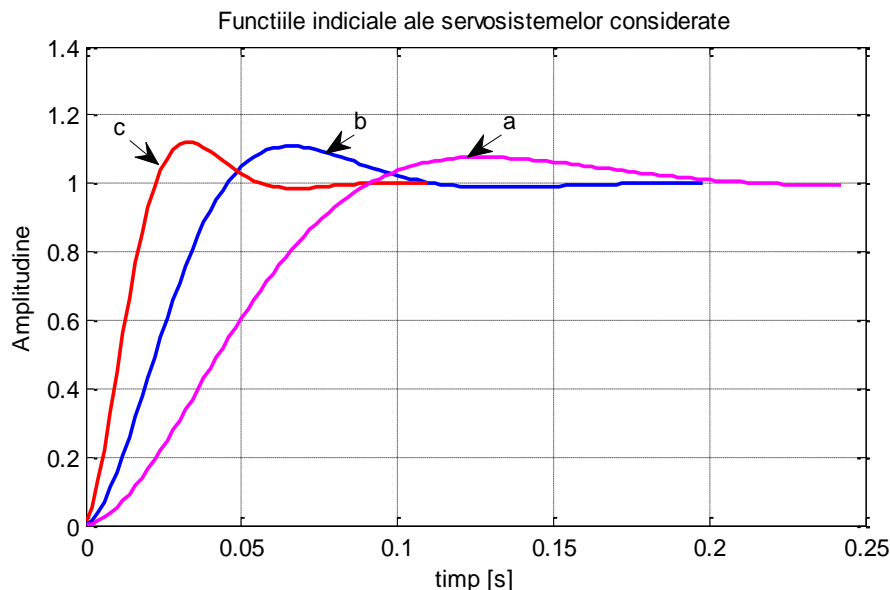
În cele ce urmează s-a considerat situația când compensarea caracteristicii de fază este cea mai importantă, și anume: cazul când elementul de execuție este servosistemul hidraulic de poziționare a cilindrilor de lucru.

Programele de simulare a sistemului de reglare a grosimii, dezvoltate în acest capitol, utilizează date reale privind profilul de grosime  $\Delta H(k)$ , preluate din mediul industrial, de la laminorul cuarto reversibil.

### 5.2. Proprietățile dinamice ale servosistemului SH

În cele ce urmează, se definesc și se utilizează, în regim de simulare numerică, 3 tipuri de servosisteme, care diferă prin durata regimului tranzitoriu, după cum urmează:

- servosistem cu proprietăți dinamice modeste, în raport cu performanțele cerute în aplicația analizată;
- servosistem cu performanțe dinamice ridicate;
- servosistem cu performanțe dinamice foarte bune, nu foarte departe de cele care se obțin la bucla de reglare a tracțiunii.



**Fig. 5.1.** Răspunsurile indiciale ale servosistemelor: lent (a), rapid (b), foarte rapid (c)

Funcțiile indiciale ale celor 3 servosisteme, deduse cu programul din Anexa 5.1, sunt date în fig. 5.1. În condițiile când suprareglările sunt comparabile, valorile duratelor regimului tranzitoriu pentru cele 3 servosisteme sunt de 165 ms, 90 ms și, respectiv, 48 ms (timpii de creștere corespunzători sunt: 90 ms, 45 ms și 20 ms).

### 5.3. Validarea preliminară a algoritmului AGC fără compensator dinamic

Validarea preliminară, prin simulare numerică, s-a realizat în următoarele condiții: s-a considerat că modulul de plasticitate  $m$  și modulul de elasticitate  $M$  sunt cunoscuți iar parametrul de adaptare  $A$  se consideră unitar. Indicatorul de performanță este de forma:

$$I = \frac{\sigma(\Delta h^e)}{\sigma(\Delta H)} \quad (5.1)$$

unde  $\sigma(\Delta h^e)$  este abaterea standard a grosimii măsurată în aval, iar  $\sigma(\Delta H)$  este abaterea standard a grosimii din amonte (considerată constantă).

În aceste condiții, se analizează influența pe care o are defazajul introdus de servosistemul hidraulic asupra valorii criteriului de performanță (5.1), iar minimizarea acestui indicator de performanță se face *strict prin fazarea variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$* . În plus, se consideră situația când fazarea se face *utilizând funcția de anticipare a liniei de întârziere LI*.

Scopul urmărit este de a determina valoarea optimă a întârzierii pe care trebuie să o realizeze *LI*, pentru cele 3 variante ale servosistemului *SH*.

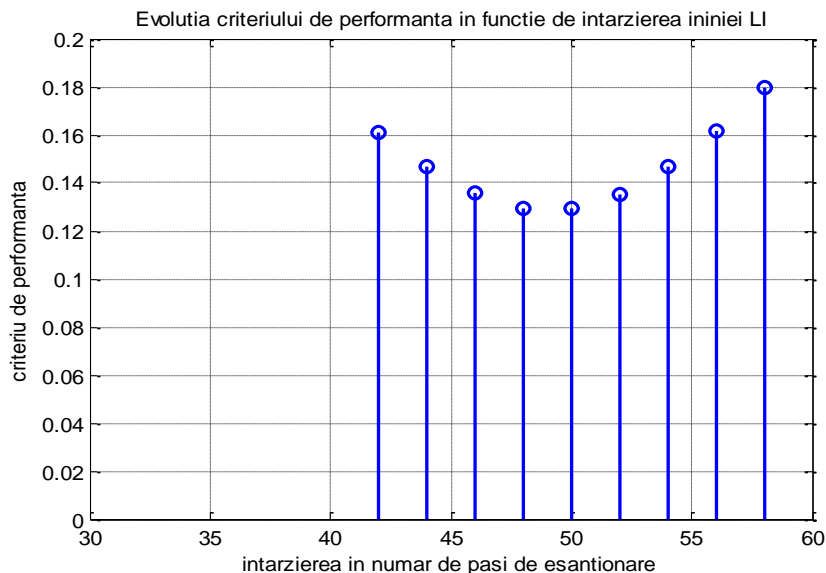
Fie  $v$  - viteza benzii la intrarea în cajă și  $D$  distanța dintre traductorul de grosime amonte și cajă (firește, aceeași distanță este între cajă și traductorul aval). Întârzierea corespunzătoare parcurgerii distanței de la traductorul amonte la cajă, evaluată în număr de pași de eșantionare, este  $k_{int1} = D/(vT_e)$ .

#### a) Cazul servosistemului cu dinamică lentă

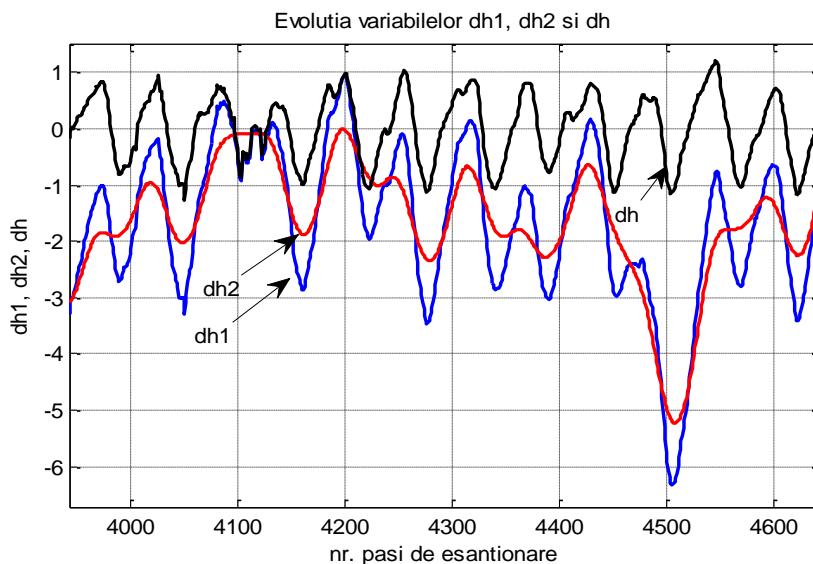
În fig. 5.2 este dată evoluția criteriului de performanță în funcție de întârzierea dată de linia *LI*. Se remarcă faptul că valoarea optimă a întârzierii în *LI* se obține pentru 50 eșantioane, ceea ce corespunde la 100 ms. Transferul în avans al semnalului de la traductor la regulatorul AGC produce compensarea parțială a defazajului produs de dinamica servosistemului. Rezultatul obținut este ilustrat în fig. 5.3, unde sunt date evoluțiile mărimilor  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  și  $\Delta h$ , în situația



întârzierii optime realizate de  $LI$ . Se observă că variabilele  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$  sunt bine fazate, însă mărimea  $\Delta h_2(t)$  este filtrată puternic de dinamica servomotorului, astfel încât nu poate urmări în mod satisfăcător variația  $\Delta h_1(t)$ . Funcția de anticipare a liniei  $LI$  compensează satisfăcător distorsiunile de fază introduse de servosistemul  $SH$ , însă distorsiunile de amplificare se resimt în filtrarea importantă a variabilei  $\Delta h_2$ . Pentru compensarea acestor distorsiuni, există două soluții: fie se ajustează parametrul de adaptare  $A$  al sistemului  $AGC$  („compensarea” în acest caz este parțială și precară, fiindcă nu se realizează riguros corecția caracteristicii de amplificare), fie se introduce filtrul compensator cu funcția de transfer  $H_{SH}^{-1}(s)$ , care aduce – alături de diminuarea distorsiunilor de amplificare – și o ameliorare a caracteristicii de fază, astfel încât efectul anticipativ pe care trebuie să-l realizeze linia  $LI$  ar putea fi mult mai redus.



**Fig. 5.2.** Evoluția criteriului de performanță în funcție de întârzierea liniei  $LI$  (cazul servosistemului cu dinamică lentă)



**Fig. 5.3.** Evoluția variabilelor  $\Delta h_1$  (albastru),  $\Delta h_2$  (roșu) și  $\Delta h$  (negru)

### b) Cazul servosistemului cu dinamică rapidă

În fig. 5.4 sunt date evoluțiile mărimilor  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  și  $\Delta h$ , în situația întârzierii optime. Se observă că variabilele  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$  sunt fazate bine, iar mărimea  $\Delta h_2(t)$  este filtrată slab de dinamica servomotorului, astfel încât poate urmări suficient de bine variația  $\Delta h_1(t)$ . Este de așteptat ca, în acest caz, efectul distorsiunilor de frecvență, introduse de caracteristica de amplificare, să fie diminuat prin ajustarea parametrului de adaptare  $A$ , iar prezența filtrului compensator cu funcția de transfer  $H_{SH}^{-1}(s)$  să nu fie obligatorie.

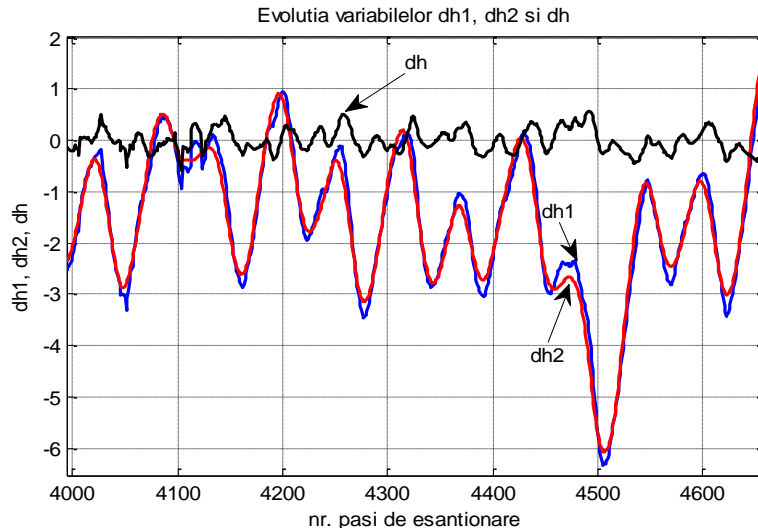


Fig.5.4. Evoluția variabilelor  $\Delta h_1$  (albastru),  $\Delta h_2$  (roșu) și  $\Delta h$  (negru)

### c) Cazul servosistemului cu dinamică foarte rapidă

Din figura 5.5, unde sunt date evoluțiile mărimilor  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  și  $\Delta h$  în situația întârzierii optime, se constată că variabilele  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$  sunt fazate foarte bine, iar mărimea  $\Delta h_2(t)$  este filtrată atât de slab de dinamica servomotorului, încât ea practic coincide cu variația  $\Delta h_1(t)$ . Este evident că, în acest caz, nu este necesară o corecție de amplificare prin parametrul de adaptare  $A$  sau prin filtrul compensator. Această situație, când dinamica elementului de execuție din bucla AGC este foarte rapidă, corespunde comenzii în tracțiune. Aici este necesar ca linia  $LI$  să realizeze o mică anticipare, în raport cu întârzierea dată de transportul benzii între traductor și cajă, pentru a se realiza fazarea variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$ . Evident, filtrul compensator nu este necesar în acest caz; mai mult, el poate fi dăunător, prin componentele de zgomot pe care le-ar putea introduce.

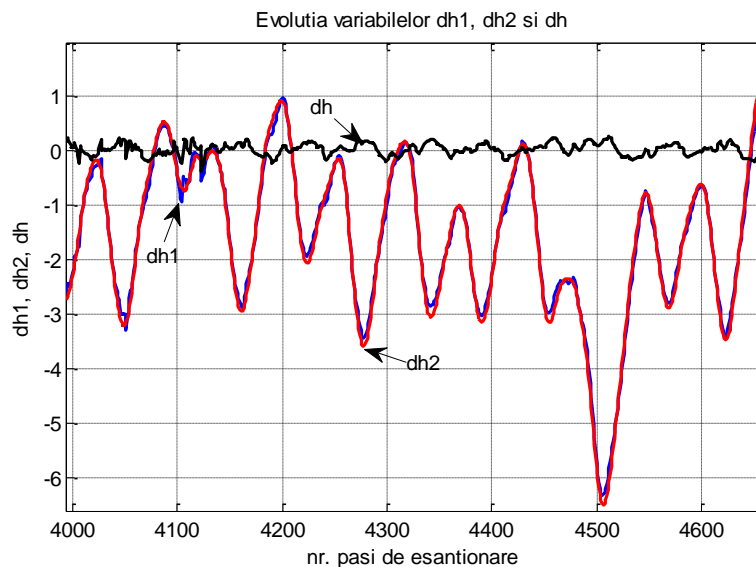
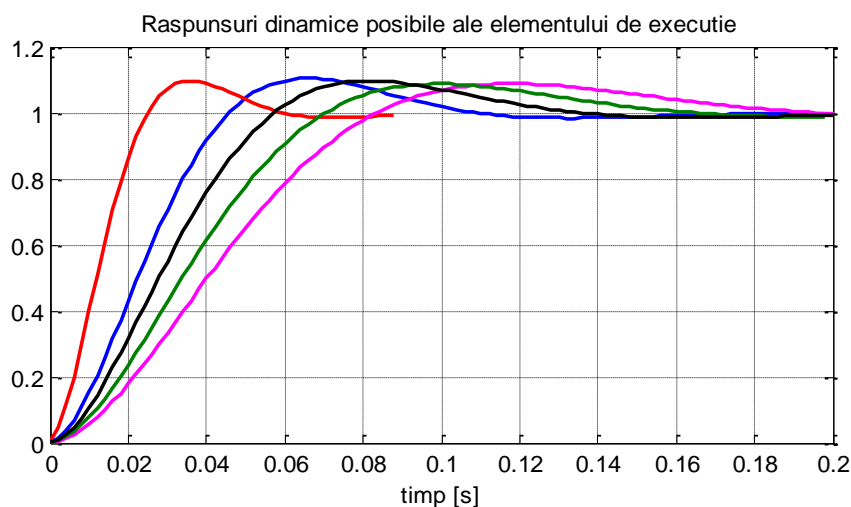


Fig. 5.5. Evoluția variabilelor  $\Delta h_1$  (albastru),  $\Delta h_2$  (roșu) și  $\Delta h$  (negru)

Pentru inițializarea valorii întârzierii în linia  $LI$ , s-a considerat că elementul de execuție al buclei AGC este acordat astfel, încât să aibă un răspuns indicial cu suprareglare de circa 10%. S-

au considerat mai multe variante de proprietăți dinamice, așa cum se prezintă în fig. 5.6. Pentru toate aceste variante s-a determinat, prin simulare numerică, poziția celei din linia de întârziere cu timp discret  $LI$ , din care trebuie să se extragă semnalul spre regulatorul AGC, astfel încât să se obțină minimumul criteriului de optim (cea mai bună fazare a variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$ ).



**Fig. 5.6.** Regimurile dinamice ale elementului de execuție, considerate la stabilirea întârzierii preliminare în linia LI

O problemă foarte importantă se referă la dependența valorii optime a lungimii efective a liniei de întârziere, de viteza de laminare și de dinamica elementului de execuție. Cu alte cuvinte, trebuie stabilită legătura dintre lungimea efectivă *optimă* a liniei de întârziere  $LI$ , pe de o parte, și viteza la laminare și dinamica servosistemului (exprimată prin durata timpului de creștere), pe de altă parte.

S-a stabilit că variabila  $d = k_{int1} - k_{opt}$ , care reprezintă anticiparea necesară pentru compensarea „întârzierii” produse de elementul de execuție, nu depinde de viteza de laminare, ci doar de proprietățile dinamice ale elementului de execuție.

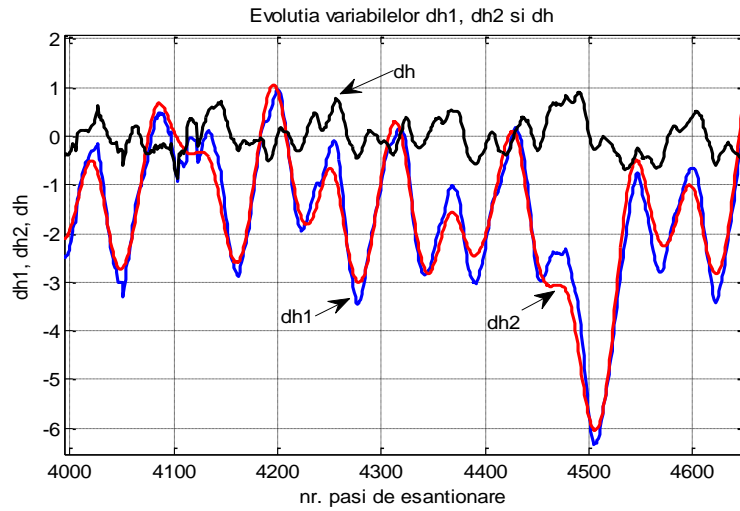
Rezultă că este necesar să se stabilească o legătură între mărimea  $d = k_{int1} - k_{opt}$  și timpul de creștere din răspunsul indicial al servosistemului,  $t_c$  (în situația când suprareglarea este în jur de 10%).

Pe baza datelor obținute prin simulare numerică, utilizând servosisteme cu răspunsuri indiciale de forma celor din fig. 5.6, s-a obținut o dependență  $d(t_c)$ , sub formă grafică. Această dependență a fost parametrizată utilizând funcția Matlab *polyfit*, rezultând relația:

$$d = 0.4321 \cdot 10^{-3} t_c^2 - 0.17295 t_c + 2.6049 \quad (5.2)$$

#### 5.4. Evaluarea efectului filtrului compensator

S-a considerat un sistem AGC care lucrează cu un servosistem hidraulic lent, asigurând fazarea prin linia  $LI$ . Rezultatele obținute sunt ilustrate în fig. 5.3. Față de această situație de referință s-a utilizat, în plus, filtrul compensator având funcția de transfer  $H_{SH}(z)$ , identificată on-line. Pe baza sistemului având caracteristicile de amplificare și de defazaj compensate, s-a stabilit noua comandă de fazare a AGC, prin linia  $LI$ . Noile rezultate obținute sunt ilustrate în fig. 5.7. Se observă o ameliorare sensibilă a performanței, ca urmare a îmbunătățirii dinamicii servosistemului corectat (compensării caracteristicii de amplificare).



**Fig. 5.7.** Evoluția variabilelor  $\Delta h_1$  (albastru),  $\Delta h_2$  (roșu) și  $\Delta h$  (negru) (servosistem cu dinamică lentă cu compensator dinamic)

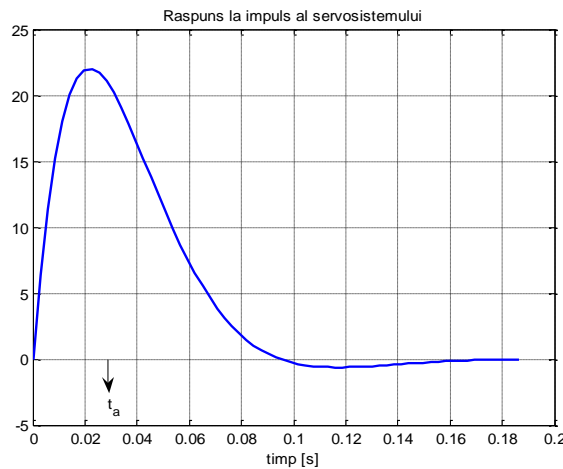
### 5.5 Calculul analitic al anticipării realizate de linia de întârziere

În secțiunile anterioare s-a arătat că anticiparea pe care trebuie să o realizeze linia  $LI$  este

$$d = k_{int1} - k_{opt} \quad (5.3)$$

unde  $k_{int1}$  este întârzierea produsă de transportul benzii de la traductorul de grosime la cajă, iar  $k_{opt}$  este lungimea optimă a liniei de întârziere. În cele ce urmează se prezintă două posibilități de calcul al acestei anticipări, care – în expresia timpului continuu – va fi notată cu  $t_a$  (la implementarea numerică,  $d = \text{Intreg}(t_a / T_e)$ ).

Fie răspunsul la impuls al servosistemului hidraulic, dat în fig. 5.8, atunci când



**Fig. 5.8** Forma generică a răspunsului la impuls al servosistemului hidraulic

regulatorul buclei de urmărire este acordat astfel încât suprareglarea să nu depășească 10%. O soluție pentru compensarea „întârzierii” produse de servosistem este de a admite o anticipare  $t_a$ , egală cu abscisa centrului de greutate al răspunsului la impuls,  $h(t)$ :

$$t_a = \frac{m_h}{A_h} \quad (5.4)$$

în care

$$A_h = \int_0^{\infty} h(t) dt ; \quad m_h = \int_0^{\infty} th(t) dt \quad (5.5)$$

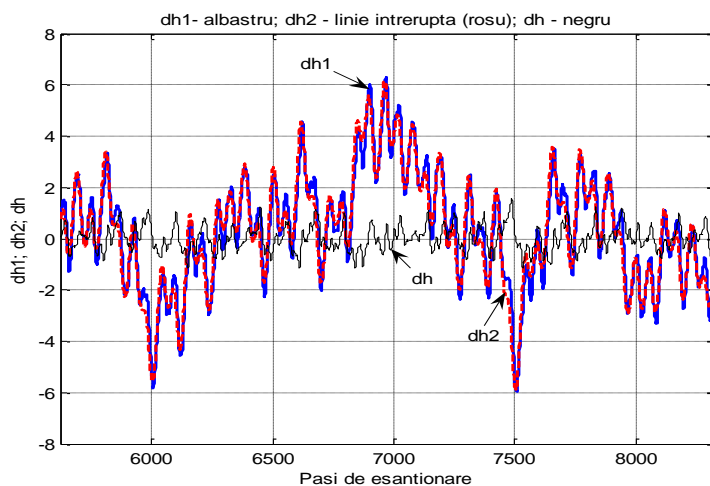
Timpul  $t_a$  poate fi calculat și pe baza caracteristicilor de frecvență ale servosistemului, utilizând caracteristica timpului de propagare de grup a acestuia:

$$\tau_g(\omega) = -\frac{d\varphi(\omega)}{d\omega} \quad (5.6)$$

unde  $\varphi(\omega)$  este caracteristica de fază. În Anexa 5.6 din teză este demonstrată următoarea expresie, care furnizează legătura dintre abscisa centrului de greutate,  $t_a$ , și caracteristica timpului de propagare de grup:

$$t_a = -\left(\frac{d\varphi(\omega)}{d\omega}\right)_{\omega=0} = \tau_g(0) \quad (5.7)$$

Pentru validarea metodei de fazare, prin anticiparea cu timpul  $t_a$  la ieșirea liniei de întârziere  $LI$ , s-a considerat că sistemul de reglare a grosimii prin comanda în poziție funcționează cu un servosistem hidraulic lent, având o durată a regimului dinamic de 162 ms și o suprareglare de 8%. Rezultatele sunt prezentate în fig. 5.9. Se observă o foarte bună fazare a variabilelor  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$ . Diferența dintre acestea nu este foarte mică, deoarece servosistemul



**Fig. 5.9.** Evoluția variabilelor  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  și  $\Delta h$  la utilizarea fazării prin funcția de anticipare a liniei  $LI$

introduce distorsiuni de amplificare și de fază, iar sistemul de anticipare, realizat prin linia de întârziere  $LI$ , compensează doar caracteristica de fază. Distorsiunile introduse de caracteristica de amplificare a servosistemului au efect vizibil în evoluția diferenței  $\Delta h = \Delta h_1 - \Delta h_2$ .

Față de metoda anterioară, bazată relația (5.2) (metodă valabilă atunci când suprareglarea din răspunsul indicial al servosistemului este de circa 10%), deducerea anticipării cu relația (5.4) sau cu relația (5.7) se poate face în situații când suprareglarea variază în limite foarte largi.

Utilizarea filtrului compensator de tip model invers la limită cauzal se utilizează împreună cu efectul de anticipare al liniei  $LI$  numai în cazul comenzii în poziție cu servosistem lent. La comanda în poziție cu servosistem rapid sau foarte rapid și la comanda în tracțiune, regulatorului buclei AGC comandă procesul prin lungimea liniei de întârziere  $LI$  și prin amplificarea  $G$ .

### 5.6. Validări industriale ale sistemului de reglare a grosimii benzilor

Rezolvarea problemei validării industriale a rezultatelor cercetărilor privind eficiența unor structuri propuse în cadrul tezei a fost condiționată de două cerințe:

- accesul la un laminor de benzi subțiri de tip cuarț, pentru a realiza testări industriale privind sistemul de automatizare, în **condițiile operării normale a ciclului de producție**;
- existența echipamentelor de automatizare adecvate soluțiilor de automatizare investigate.

Primele validări industriale s-au realizat cu ocazia modernizării laminorului societății GALFINBAND S.A., care a început prin adaptarea instalațiilor și utilajelor existente, la cerințele unui sistem automat de urmărire și conducere a procesului de laminare a benzilor din oțel înguste și subțiri.

La elaborarea algoritmilor de conducere și implementarea acestora pe un echipament de calcul de proces s-au utilizat două grade de libertate pentru ajustarea comenzii sistemului AGC: *corecția de fază prin linia de întârziere  $LI$  și amplificarea  $G$  din canalul de comandă*. Pe această bază, algoritmul de conducere implementat a asigurat:

- îmbunătățirea majoră a calității benzilor din oțel laminate, în special prin uniformizarea grosimii acestora, în condițiile laminării de benzi foarte subțiri (sub 0.1 mm), cu o toleranță de  $\pm 3\mu\text{m}$  (standardul DIN fiind de  $\pm 6\mu\text{m}$ );
- posibilitatea modificării constantelor algoritmilor de reglare în timp real (timpul de eșantionare pentru sistemul de AGC de 10 ms, iar pentru servomecanismul hidraulic de poziție a cilindrilor de 2 ms).

În cadrul unui contract din anul 2004 cu firma Technosteel SA din Iași, s-a realizat modernizarea unui laminor cuarto-reversibil, similar cu cel de la Galfinband SA. În cadrul acestui proiect, în care autorul tezei a condus lucrările privind conducerea automată a laminorului, s-a implementat soluția AGC verificată la Galfinband SA.

În plus, începând din anul 2008, autorul tezei a fost directorul proiectului finanțat de ANCS și intitulat „*Tehnologie și Sistem Informatic și de automatizare pentru managementul și conducerea procesului de fabricație a benzilor laminate la rece*”, din cadrul programului INOVARE 2008.

### 5.7. Concluzii

Structura simplificată a regulatorului buclei AGC, constă în eliminarea filtrelor de tip model invers la limită cauzal. În aceste condiții, funcțiunile de bază a regulatorului AGC constau în:

- fazarea variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$  exclusiv prin linia de întârziere  $LI$ .
- ajustarea amplificării  $A$ , în vederea extremizării indicatorului de performanță;  
Au fost stabilite două metode de calcul a lungimii optimale a liniei de întârziere  $LI$ :
- prin simulare numerică, având ca scop stabilirea prin regresie a unei relații care să furnizeze valoarea anticipării, în condițiile unor EE cu diferite proprietăți dinamice;
- mărimea anticipării se consideră egală cu abscisa „centrului de greutate” al răspunsului la impuls al servosistemului hidraulic. Sunt propuse două metode de calcul al anticipării, bazate pe rezultatul identificării:
  - a) utilizarea relației directe de calcul al abscisei „centrului de greutate” și
  - b) utilizarea valorii timpului de propagare de grup, la pulsația  $\omega = 0$ .

Față de prima metodă, valabilă atunci când supareglarea din răspunsul indicial al servosistemului este de circa 10%, deducerea anticipării cu cea de a doua metodă se poate face în situații când supareglarea variază în limite foarte largi.

La comanda în poziție cu servosistem hidraulic rapid sau foarte rapid și la comanda în tracțiune, este recomandabil ca regulatorului buclei AGC să nu conțină compensator de tip model invers. În acest caz, AGC comandă procesul prin lungimea liniei de întârziere  $LI$  și prin amplificarea  $G$ .

La comanda în poziție cu servosistem hidraulic rapid, regulatorului buclei AGC trebuie să conțină un compensator de tip model invers, iar deducerea lungimii optimale a liniei de întârziere  $LI$  se face ținând cont de proprietățile dinamice ale ansamblului compensator+servosistem.

## Capitolul 6 - Concluzii

### 6.1 Concluzii generale

Analiza stadiului actual al cunoașterii în domeniul conducerii automate a proceselor de laminare la rece, efectuată în primul capitol al tezei, a relevat marea varietate a metodologiilor de automată (tehnică de control robust și adaptiv, control predictiv, metode de inteligență artificială etc.), utilizate în ultimul timp pentru asigurarea cerințelor tot mai ridicate impuse calității produselor finite. Pentru instalațiile de laminare la rece de tip tandem, o abordare foarte recentă este cea care formulează un criteriu pătratic de optimizare pentru sistemul neliniar condus, iar algoritmul de control are la bază tehnica ecuațiilor Riccati dependente de stare (SDRE).

Teza de doctorat s-a orientat asupra laminării la rece a benzilor subțiri și foarte subțiri, prin procese discontinue, în cadrul laminoarelor de tip cuarto. Această opțiune este determinată de faptul că procesul menționat este utilizat cu predilecție pentru obținerea de produse de mic tonaj, însă de înaltă calitate, obținute cu aportul esențial al sistemelor de conducere automată.

O analiză preliminară în problematica abordată a vizat stabilirea proprietăților statistice ale variațiilor de grosime la intrarea în caja de laminare. Utilizând date preluate dintr-un proces real, au fost puse în evidență mai multe tipuri de variație, având proprietăți spectrale diferite: variații de bandă îngustă, de bandă medie și variații de bandă largă. Obiectivul cel mai important și dificil al sistemului AGC investigat constă în compensarea variațiilor rapide (de bandă largă), care implică utilizarea unor elemente de execuție (servosistemele de poziție și de tracțiune) cu răspuns foarte rapid.

Modelul matematic al procesului condus este format din modelul procesului tehnologic propriu-zis, în care s-au utilizat ecuațiile liniarizate de deformare plastică, la care s-au adăugat fie modelul dinamic al servosistemului hidraulic de poziționare a cilindrilor de laminor, fie modelul sistemului de reglare a tracțiunii în bandă, fie ambele modele menționate, în funcție de natura sistemului AGC.

În cadrul tezei a fost concepută o schemă generală de reglare a grosimii, prin comanda poziției cilindrilor și prin comanda în tracțiune a benzii, fiind stabilite mai multe modalități de acordare a sistemului AGC:

- prin amplificările aferente comenzilor în poziție și tracțiune (soluția clasică),
- prin introducerea unor elemente de compensare de tipul unor modele inverse la limită cauzale ale elementelor de execuție,
- printr-o operație de corecție de fază, utilizând linia de întârziere LI,
- prin utilizarea combinată a mijloacelor menționate.

În cadrul comenzii în poziție, compensarea erorilor induse de dinamica neideală a servosistemului de poziționare a cilindrilor de laminare se realizează printr-un model invers la limita cauzal al servosistemului. S-a admis că servosistemul este variant și, în consecință, compensarea se face în regim adaptiv, utilizând două tipuri de modele identificate în timp real:

- modele parametrice într-o structură care permite fixarea lărgimii domeniului de frecvență în care se face compensarea dinamicii servosistemului hidraulic, astfel încât să se țină cont de limitările de tip saturație existente în sistemul fizic și de nivelul de zgomot admisibil în sistem;
- modele neparametrice, prin care se identifică direct modelul invers al servosistemului, utilizând un filtru adaptiv. Avantajul modelului neparametric este că nu necesită cunoașterea a priori a ordinului modelului servosistemului hidraulic. În plus, filtrul adaptiv (compensatorul neparametric) poate realiza inversarea modelului într-o bandă de frecvențe dată, astfel încât să fie evitate limitările de tip saturație, existente în sistemul fizic, și să fie limitat nivelul zgomotului în sistem.

La comanda în tracțiune, elementul de execuție este sensibil mai rapid decât la comanda în poziție. Chiar dacă procesul este puternic variant, prin structura sistemului de reglare automată a tracțiunii și printr-o procedură de compensare a principalului factor care determină caracterul variant al procesului reglat, se pot asigura performanțe care nu depind sensibil de modificările parametrilor procesului. Rezultatele obținute prin simulare numerică au condus la timpi de

creștere de 3 – 6 ms și la timpi de răspuns de 10 – 20 ms, în condițiile unei echipări modeste a sistemului de reglare a tracțiunii (cu mașini de c.c). Este evident faptul că, în cazul controlului în tracțiune, nu este obligatorie compensarea dinamicii prin sistem invers adaptiv la limită cauzal, de tipul celui prezentat la comanda în poziție.

O soluție relativ simplă și cu potențial ridicat de aplicare constă în fazarea variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$ , prin linia de întârziere  $LI$ . În acest caz, semnalul de ieșire din aceasta linie se obține cu o anticipare, egală cu „întârzierea” introdusă de dinamica elementului de execuție. Această anticipare trebuie să compenseze distorsiunea de fază produsă de servosistemul hidraulic, astfel încât variabilele  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$  să fie practic în fază.

În cazul comenzii în poziție, atunci când dinamica servosistemului hidraulic este lentă, cu timp de răspuns de peste 100 ms, linia de întârziere  $LI$ , care include și timpul de anticipare optimal, realizează o fazare corectă a variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$ , însă dinamica servosistemului face ca variabila  $\Delta h_2$  să nu poată urmări suficient de prompt variabila  $\Delta h_1$ , datorită faptului că linia de întârziere  $LI$  compensează doar caracteristica de fază. Distorsiunile introduse de caracteristica de amplificare a servosistemului rămân necompensate și sunt importante, având un efect sensibil în evoluția diferenței  $\Delta h$ . În acest caz este necesară utilizarea simultană a unui filtru compensator de tip model invers la limită cauzal și a unei linii de întârziere cu anticipare optimală, evaluată în raport cu ansamblul servosistem+compensator. După compensarea ambelor caracteristici de frecvență (de amplificare și de fază) de către modelul invers la limită cauzal, se realizează o corecție de fază suplimentară (o fazare a variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$ ) prin intermediul liniei de întârziere, aceasta incluzând și funcția de anticipare. În cazul servosistemelor rapide, cu timp de răspuns sub 100 ms (timp de creștere în răspunsul indicial de circa 50 ms sau mai mic – în situația unei suprareglări de circa 10%), nu sunt necesare compensatoarele dinamice, întrucât fazarea corectă a variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$  se poate realiza din linia de întârziere  $LI$ , iar distorsiunile introduse în evoluția mărimii  $\Delta h_2$  de caracteristica de amplificare a servosistemului sunt neglijabile. Această concluzie este valabilă, în special, pentru comanda în tracțiune, unde elementul de execuție este foarte rapid. Calculul timpului de anticipare se face pe baza identificării în timp real a răspunsului la impuls al servosistemului hidraulic, utilizând metodele stabilite în capitolul 5 al tezei.

O atenție deosebită s-a acordat verificării industriale a unor soluții propuse în cadrul acestei lucrări. Sistemul de conducere bazat pe utilizarea a două grade de libertate (corecția de fază prin linia de întârziere  $LI$  și ajustarea amplificării  $G$  din canalul de comandă) s-a realizat în cadrul a două laminoare: cel din cadrul SC Galfinband SA Galați (în condițiile unor echipamente de automatizare de generație mai veche) și în cadrul SC Technosteel SA din Iasi, unde s-a utilizat echipament de automatizare de ultimă generație. Rezultatele obținute în condițiile operării normale a ciclului de producție ilustrează eficiența comenzilor sistemului AGC implementat.

## 6.2 Contribuții

Contribuțiile originale – în opinia autorului – se regăsesc în capitolele 2, 3, 4 și 5, și pot fi considerate următoarele:

1. conceperea unei structuri generale a sistemului AGC, utilizând comanda poziției cilindrilor și comanda în tracțiune a benzii. În cadrul acestei structuri sunt utilizate mai multe mijloace de acordare a sistemului AGC, după cum urmează:
  - prin amplificările  $G$ ,  $G_1$ ,  $G_2$ , aferente comenzilor în poziție și tracțiune,
  - prin proiectarea elementelor de compensare de tipul modelelor inverse la limită cauzale ale elementelor de execuție,
  - printr-o operație de corecție de fază, utilizând o anticipare implementată cu linia de întârziere  $LI$ ,
  - prin utilizarea combinată a mijloacelor menționate;
2. stabilirea proprietăților statistice ale variațiilor de grosime la intrarea în cajă, pe baza datelor măsurate la un laminor cuarto, precum și stabilirea modelelor matematice ale procesului tehnologic și procesului condus în ansamblu;



3. stabilirea unei soluții pentru realizarea unui compensator parametric adaptiv, de tip model invers la limită causal, pentru comanda în poziție. Compensatorul dinamic permite fixarea lărgimii domeniului de frecvență în care se face compensarea dinamicii servosistemului hidraulic, astfel încât să existe posibilitatea de implementare efectivă a comenzii anticipative, ținând cont de limitările de tip saturație existente în sistemul fizic și de nivelul de zgomot admisibil în sistem;
4. conceperea unui compensator dinamic bazat pe un model neparametric, prin care se identifică direct, în timp real, modelul invers al servosistemului, utilizând un filtru adaptiv. Modelul neparametric nu necesită cunoașterea a priori a ordinului modelului servosistemului hidraulic, fiind definit printr-un număr redus de parametri, astfel încât se asigură o viteză ridicată de convergență a filtrului adaptiv. În principiu, compensatorul neparametric poate realiza inversarea modelului într-o bandă de frecvențe dată, pentru a fi evitate limitările de tip saturație și pentru reducerea nivelului de zgomot din sistem;
5. testarea prin simulare numerică a sistemelor de control AGC propuse, bazate pe compensatoare dinamice parametric și neparametric, pentru comanda în poziție a unui laminar cuarto. Simulările realizate au utilizat date de intrare dintr-un proces real de laminare și au constituit o *validare preliminară* a viabilității soluțiilor propuse;
6. elaborarea unei structuri de reglare care permite desensibilizarea sistemului și compensarea principalului factor variant al procesului reglat, în cazul sistemului de reglare automată a tracțiunii. Această structură asigură performanțe dinamice ridicate și sensibilitate redusă la modificările parametrilor procesului. În aceste condiții, nu este obligatorie compensarea dinamicii prin sistem invers adaptiv la limită causal, de tipul celui utilizat la reglarea în poziție;
7. conceperea unei structuri simplificate a regulatorului buclei AGC, în care fazarea variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$  se face exclusiv prin linia de întârziere  $LI$ , inclusă în regulator. Semnalul de ieșire din aceasta linie se obține cu o anticipare, egală cu „întârzierea” introdusă de dinamica elementului de execuție. Această anticipare trebuie să compenseze distorsiunea de fază introdusă de elementele de execuție (servosistemul hidraulic, respectiv sistemul de reglare a tracțiunii în bandă), astfel încât variabilele  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$  să fie practic în fază;
8. stabilirea unei structuri mixte a regulatorului buclei AGC, incluzând un compensator dinamic și o linie de întârziere optimală. Această structură este oportună la comanda în poziție, în cazul unor servosisteme lente, cu timp de răspuns de peste 100 ms. Linia de întârziere optimală  $LI$  poate realiza o fazare corectă a variabilelor  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$ , însă distorsiunile introduse de caracteristica de amplificarea servosistemului sunt importante și au efect semnificativ în evoluția diferenței  $\Delta h$ . În aceste condiții, structura mixtă realizează mai întâi o corecție a caracteristicilor de amplificarea și de fază cu un compensator dinamic de tip model invers, după care se realizează o ajustare optimală a fazării variabilele  $\Delta h_1$  și  $\Delta h_2$ , utilizând linia de întârziere optimală  $LI$ ;
9. stabilirea lungimii optimale a liniei de întârziere  $LI$  pe baza unei ecuații (ecuația (5.2)) de regresie, stabilită prin investigarea sistemului în condițiile unor elemente de execuție cu diferite proprietăți dinamice;
10. calculul lungimii optimale a liniei de întârziere pe baza abscisei „centrului de greutate” al răspunsului la impuls al servosistemului hidraulic. Sunt propuse două metode de calcul al anticipării, bazate pe rezultatul identificării elementului de execuție din cadrul buclei AGC :
  - utilizarea relației directe de calcul al abscisei „centrului de greutate” și
  - utilizarea valorii timpului de propagare de grup, la pulsația  $\omega = 0$ ;
11. validarea industrială a unui sistem de reglare a grosimii benzii, bazat pe utilizarea a două grade de libertate: corecția de fază prin linia de întârziere  $LI$  și amplificarea  $G$  din canalul de comandă. Validarea s-a realizat la două laminoare cuarto reversibile, din cadrul a două firme diferite, din care la una din acestea s-a utilizat echipament de automatizare de ultimă generație.

### 6.3 Diseminarea rezultatelor

#### Publicații menționate pe site-ul ISI Web of Knowledge (All Databases)

1. **Roman, N;** Ceanga, E; Bivol, I, Caraman S. *Adaptive Automatic Gauge Control of a Cold Strip Rolling Process Advances în Electrical and Computer Engineering* Volume: **10** Issue: **1, 2010** Pages: **7-17** Factor de impact : 0.688
2. Bivol I; Caraman S; Ceanga E, Ionita, B, Luca, L., **Roman, N.** *Process for adjusting thickness of cold-rolled thin strips uses some advanced active compensation systems, starting from measured values of rolling effort, of deviations of strip thickness as related to imposed value and of strip speed.* **Patent Number(s):** RO125827-A2 International Patent Classification: B21B-037/16; B21B-037/48; B21B-037/54, Assignee: GALFINBAND SA , 2010
3. Aiordăchioaie D., Ceangă,E., Mihalcea,R.I., **Roman, N.** Pre-processing of acoustic signals by neural networks for fault detection and diagnosis of rolling mill Proceedings of the 5th International Conference on Artificial Neural Networks; Cambridge, IEE, Stevenage, United Kingdom July 1997 **Book Series:** IEE CONFERENCE PUBLICATIONS **Issue:** 440 **Pages:** 251-256 (**ISI Proceedings**)

Alte 5 lucrări au fost publicate în reviste sau în volumele unor manifestări științifice internaționale sau naționale:

1. **Roman, N.,** Caraman, S., Barbu, M., Bivol, I. Ceanga, E *Phase error compensation in automatic gauge control*, Proceedings CSCS-18, 18 th International Conference on Control Systems and Computer Science, May, 24-27, 2011, Bucharest, Romania, pp. 483-488, Editura Politehnica Press, ISSN 2066-4451.
2. **Roman,N.,** Bivol,I., Ceanga, E., Caraman, C., Barbu, M. *Adaptive filtering in automatic gauge control of strip rolling process*, Lucrarile editiei a IV-a a Conferintei Nationale Zilele Academiei de Stiinte Tehnice din Romania, Iași, 19-20 Noiembrie 2009, Vol.1, pp. 41-46.
3. **Roman, N.,** Alexiu, M. G. Caraman, S. Barbu, M. Bivol, I. Ceanga, E.: *Adaptive Filter Used as a Dynamic Compensator in Automatic Gauge Control of Strip Rolling Processes* The Annals of „Dunarea de Jos” University of Galati, Vol. 33, No. 2, 2010 pp. 12-19
4. Gogu, A., **Roman, N.** Alexiu, M., Aiordăchioaie, D. “*On thresholding for signal denoising with wavelets*”, Proceedings of ISEEE 2008 – International Symposium on Electrical and Electronics Engineering, Galați, 2008, p. 24-29;
5. **Roman,N.,** I. Bogdan, Dorel Aiordachioaie, Emil Ceanga, Ion Bivol – *Force prediction in cold rolling mills by polynomial methods*, The Annals of “DUNĂREA DE JOS” University of Galati, fascicle III ISSN 1221-454X, years 2007, ELECTROTECHNICS, ELECTRONICS, AUTOMATIC CONTROL, INFORMATICS.

## BIBLIOGRAFIE SELECTIVA

- [AIOR 97] Aiordăchioaie, D. Ceangă, E., Mihalcea, R.I., **Roman, N.** *Pre-processing of acoustic signals by neural networks for fault detection and diagnosis of rolling mill* Proceedings of the 5th International Conference on Artificial Neural Networks; Cambridge, IEE, Stevenage, United Kingdom July 1997
- [ALEX 11] Alexiu, M.G. *Contribuții privind filtrarea adaptivă în conducerea automată*. Teză de doctorat, Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați, 2011.
- [BIVO 00] Bivol, I. *Sisteme de modernizare a actionarilor electrice*, Ed. Academica, Galati, 2000
- [BIVO 10] Bivol I; Caraman S; Ceanga E, Ionita, B, Luca, L., **Roman, N.** *Process for adjusting thickness of cold-rolled thin strips uses some advanced active compensation systems, starting from measured values of rolling effort, of deviations of strip thickness as related to imposed value and of strip speed*. **Patent Number(s)**: RO125827-A2 International Patent Classification: B21B-037/16; B21B-037/48; B21B-037/54, Assignee: GALFINBAND SA , 2010
- [CEAN 01] Ceanga, E., Nichita, C., Protin, L., Cutululis, N.A. *Théory de la commande des systèmes*, Ed. Tehnica, Bucuresti, 2001
- [CHAN 09] Chang, I, and Chung, S.J *Exponential Stability Region Estimates for the State-Dependent Riccati Equation Controllers*, Proceedings of the Joint 48th IEEE Conference on Decision and Control and 28th Chinese Control Conference Shanghai, P.R. China, December 16-18, pp. 1974-1979, 2009
- [CIME 08] Cimen, T. *State-Dependent Riccati Equation (SDRE) Control: A Survey*. Proceedings of the 17<sup>th</sup> World Congress IFAC, Seoul, Korea, July 6-11, pp 3761-3775, 2008
- [DUMI 05] Dumitrache, I. *Ingineria reglariei automate*, Ed. POLITEHNICA Press, Bucuresti, 2005
- [FURL 08] Furlan, R., Cuzzola, F., Parisini, T. *Friction compensation in the interstand looper of hot mills: a sliding mode control approach*. Control Engineering Practice, 16, 2008, pp. 214-224.
- [GOGU 08]. Gogu, A., **Roman, N.** Alexiu, M., Aiordăchioaie, D. “*On thresholding for signal denoising with wavelets*”, Proceedings of ISEEE 2008 – International Symposium on Electrical and Electronics Engineering, Galați, 2008, p. 24-29;
- [JANA 05] Janabi-Sharifi, F. *A neuro-fuzzy system for looper tension control in rolling mills*. Control engineering practice, Vol. 13, No.1, pp. 1-13, 2005.
- [LIU 03] Liu, J. *Design and Analysis of Intelligent Fuzzy Tension Controllers for Rolling Mills*, PhD Thesis University of Waterloo, 2003.
- [MARC 08] Marcu, T., Koppen-Seliger, B., Stucher, R. *Design of fault detection for a hydraulic looper using dynamic neural networks*, Control Engineering Practice, 16, 2008, pp. 192-213.
- [MARI 00] Marin, C. *Structuri și legi de reglare automata*, Editura Universaria, Craiova, 2000
- [PARK 08] Park, J.K. and Hwang, I.C. *New Tension control at the head of strip in hot strip finishing mill*, Journal of Materials Proceeding Technology, 206, 2008, pp. 69-77.

- [PARK 09] Park, J.K. and Hwang, I.C. *Tension control in hot strip process using adaptive receding horizon control*. Journal of Materials Processing Technology, 209, 2009, pp. 426-434.
- [PITT 08a] Pittner and J., Simaan, *Optimum Feedback Controller Design for Tandem Cold Metal Rolling*, Proceedings of the 17<sup>th</sup> World Congress IFAC, Seoul, Korea, July 6-11, pp 988-993. 2008
- [PITT 08b] Pittner and J., Simaan, *Control of a Continuous Tandem Cold Metal Rolling Process*. Control Engineering Practice, Vol. 16, pp. 1379-1390, 2008.
- [PITT 08c] Pittner and J., Simaan, *Optimal Control of Continuous Tandem Cold Metal Rolling*, Proceedings of the American Control Conference, Seattle, June 11-13, pp. 2834 – 2839, 2008.
- [PITT 11] Pittner and J., Simaan, M.A. *Tandem Cold Metal Rolling Mill Control. Using Practical Advanced Methods*, Springer-Verlag London, 2011
- [RAFT 07] Raftery, A.E., Karny, M., Andrysek, J. and Ettler, P *Online Prediction under Model Uncertainty Via Dynamic Model Averaging: Application to Cold Rolling Mill*, Storming Media, Report A976874, 14 Dec. 2007
- [ROBE 06] Roberts, W, *Cold Rolling of Steel*, John Wiley & Sons Ltd, 2006
- [ROMA 07] **Roman, N.**, Bogdan, I., Aiordachioaie, D., Ceanga, E., Bivol, I. – *Force prediction in cold rolling mills by polynomial methods*, The Annals of “Dunărea de Jos” University of Galati, fascicle III ISSN 1221-454X, years 2007, pp. 114-120.
- [ROMA 09] **Roman, N.**, Bivol, I., Ceanga, E., Caraman, C., Barbu, M. *Adaptive filtering in automatic gauge control of strip rolling process*, Lucrarile editiei a IV-a a Conferintei Nationale Zilele Academiei de Stiinte Tehnice din Romania, 19-20 Noiembrie 2009, Vol.1, Pp. 41-46.
- [ROMA 10a] **Roman, N.**; Ceanga, E; Bivol, I, Caraman S. *Adaptive Automatic Gauge Control of a Cold Strip Rolling Process*. Advances in Electrical and Computer Engineering Volume: **10** Issue: **1**, **2010** Pages: **7-17**
- [ROMA 10b] **Roman, N.**, Alexiu, M. G. Caraman, S. Barbu, M. Bivol, I. Ceanga, E.: *Adaptive Filter Used as a Dynamic Compensator in Automatic Gauge Control of Strip Rolling Processes* The Annals of „Dunarea de Jos” University of Galati, Vol. 33, No. 2, 2010 pp. 12-19
- [ROMA 11] **Roman, N.**, Caraman, S., Barbu, M., Bivol, I., Ceanga E. *Phase Error Compensation in Automatic Gauge Control of Strip Rolling Processes* , CSCS18 - THE 18th International Conference on Control Systems and Computer Science, May 24th - May 27th, 2011, Bucharest, Romania, Site: <http://cscs18.ncit.pub.ro>
- [STEI 10] Steinfeldt, B.A. and Tsiotras, P. *A State-Dependent Riccati Equation Approach to Atmospheric Entry Guidance AIAA Guidance*, Proceedings of the Navigation and Control Conference, 2-5 August, Toronto, Canada, 2010
- [STOI 92] Stoicescu, L., Gavrilesco, I., Boazu, D. *Algoritm și program pentru modelarea laminării la rece*, Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați, 1992
- [ZARA 08] Zarate, L.E. and Bittencout, F.R. *Representation and Control of the Cold Rolling Process through Artificial Neural Networks via Sensitivity Factors*. Journal of materials processing technology, 197, pp. 344-362, 2008