

5

ANALIZA PRACTICĂ A COMPORTĂRII DINAMICE A ELEMENTELOR ȘI SERVOSISTEMELOR

În tehnica analizei comportării dinamice a elementelor și servosistemelor un rol important îl ocupă modelarea comportării dinamice. După determinarea modelelor matematice se poate aplica una dintre metodele de analiză deja prezentate în capitolul 3.

Modelarea matematică a elementelor este foarte importantă întrucât în etapa următoare, de modelare a întregului servosistem, se utilizează modelele elementelor componente determinate, sau modelele elementare, a căror funcții de transfer și caracteristici de frecvență au fost evidențiate în capitolul 4. Urmare a modelării matematice se trasează asistat caracteristicile indiciale, sau caracteristicile de frecvență și se compară cu caracteristicile diversilor producători de servocomponente sau cu propriile cercetări, în scopul ajustării modelelor matematice.

5.1. ANALIZA ELEMENTELOR COMPONENTE ALE SERVOSISTEMELOR

Analiza comportării dinamice a elementelor componente, presupune o modelare matematică exactă, validată de cercetarea experimentală a componentelor respective însoțită de compararea caracteristicilor și ajustarea modelului matematic, pînă la obținerea unei precizii de modelare de circa 10%. După determinarea unui model matematic cît mai exact, se trece la etapa propriu-zisă de analiză a comportării dinamice, cu stabilirea influenței preponderente a parametrilor constructivi-funcționali asupra parametrilor caracteristici generalizați precum și asupra performanțelor elementelor.

Analiza comportării dinamice a motorului pneumatic liniar

Pe baza schemei funcționale din fig.5.1, se determină următorul model matematic:

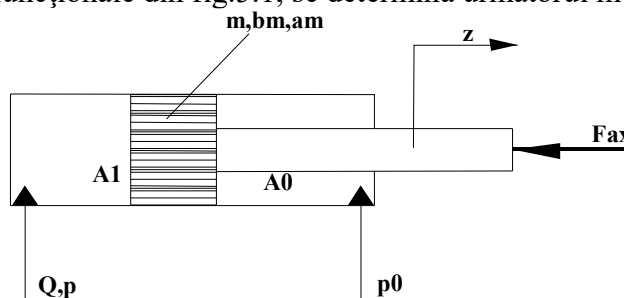


Fig.5.1 Schema funcțională a motorului pneumatic liniar

$$Q = A_1 \frac{dz}{dt} + a_m \Delta p + \frac{V}{\chi p} \cdot \frac{d\Delta p}{dt}$$

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + b_m \frac{dz}{dt} + F_{ax} = A_1 \cdot \Delta p$$

$$p \cdot V^{\chi} = ct$$
(5.1)

unde: Q este debitul de aer 20-100 cm³; A - aria activă a motorului 50-80 cm²; z - cursa activă cm; a_m -gradientul de pierderi de debit proporționale cu presiunea 0.2-0.7 cm⁵/daN; Δp -căderea de presiune 4-6 daN/cm²; ΔV -volumul comprimat din motor 500- 1000 cm³; m - masa redusă la tija motorului 0.1-0.6 daNs²/cm; b_m - gradientul de pierderi de forță proporționale cu viteza 0.8-1.8 daNs/cm; F_r - forța rezistentă 10-30 daN; χ - coeficientul adiabatic 1.4.

După derivarea ultimei expresii , se obține:

$$\text{---} = \text{---} \text{---} \quad (5.2)$$

După exprimarea căderii de presiune în motor și derivarea acesteia funcție de timp se obține:

$$\text{---} = \text{---} \text{---} + \text{---} \text{---} \quad (5.3)$$

Prin înlocuirea relației (5.3) în (5.2) și apoi în (5.1) se obține:

$$\begin{aligned} &= \text{---} + \text{---} \text{---} + \text{---} \text{---} + \\ &+ \text{---} + \text{---} \text{---} + \text{---} \text{---} \end{aligned} \quad (5.4)$$

După aplicarea transformatei directe Laplace, se determină funcția de transfer a motorului pneumatic liniar:

$$H(s) = \frac{z(s)}{Q(s)} = \frac{A_1}{s \left[\frac{V}{\chi p} \cdot m \cdot s^2 + \left(\frac{V}{\chi p} \cdot b_m + m \cdot a_m \right) s + (A_1^2 + a_m b_m) \right]} \quad (5.5)$$

Această funcție este de tip IT₂. Analiza performanțelor comportării dinamice a motorului pneumatic liniar presupune: determinarea preciziei, promptitudinii, stabilității, capacității de urmărire. Determinarea preciziei se poate efectua cu ajutorul caracteristicilor indiciale, analitic prin determinarea erorii staționare, sau cu ajutorul locului de transfer.

Analiza parametrilor caracteristici generalizați presupune determinarea factorului de amplificare, a constantei de timp, a pulsației naturale, a factorului de amortizare, a pulsației de tăiere, a pulsației critice, etc.

Factorul de amplificare de viteză se determină cu relația:

$$k = \lim_{s \rightarrow 0} H(s) = \frac{1}{A_1 + \frac{a_m b_m}{A_1}} \quad (5.6)$$

Constanta de timp se determină cu relația:

$$T = \frac{1}{k} = \frac{1}{\lim_{s \rightarrow 0} H(s)} \quad (5.7)$$

Pulsația naturală se determină cu relația:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{A_1^2 + a_m b_m}{\frac{V}{\chi p} \cdot m}} \quad (5.8)$$

Factorul de amortizare este:

$$\xi = \frac{\frac{V}{\chi p} \cdot b_m + m \cdot a_m}{2 \sqrt{\frac{V}{\chi p} \cdot m (A_1^2 + a_m b_m)}} \quad (5.9)$$

Pulsația de frîngere este:

$$\omega_t = \frac{\frac{V}{\chi p} \cdot b_m + m \cdot a_m}{\frac{V}{\chi p} \cdot m} = \frac{b_m}{m} + \frac{a_m}{\frac{V}{\chi p}} \quad (5.10)$$

Pulsația de tăiere determină lărgimea benzii de frecvență, în consecință determină creșterea domeniului de frecvență și implicit precizia și promptitudinea servomotorului pneumatic.

Analiza performanțelor cu ajutorul caracteristicilor indiciale presupune determinarea funcției indiciale totale a servomotorului pneumatic liniar:

$$v(s) = Q(s) \cdot H(s) - F(s) \cdot H_F(s) \quad (5.11)$$

$$H(s) = \frac{v(s)}{Q(s)} = \frac{A_1}{\frac{V}{\chi p} \cdot m \cdot s^2 + \left(\frac{V}{\chi p} \cdot b_m + m \cdot a_m\right)s + (A_1^2 + a_m b_m)} \quad (5.12)$$

$$H_F(s) = \frac{F_{ax}(s)}{Q(s)} = \frac{\frac{V}{\chi p} s + a_m}{\frac{V}{\chi p} \cdot m \cdot s^2 + \left(\frac{V}{\chi p} \cdot b_m + m \cdot a_m\right)s + (A_1^2 + a_m b_m)}$$

$$v(t) = L^{-1}\left[H(s) \cdot \frac{Q}{s}\right] - L^{-1}\left[H_F(s) \cdot \frac{F_{ax}}{s}\right] \quad (5.13)$$

După aplicarea transformatei inverse Laplace se determină funcția indicială de viteză. Cîteva din rezultatele simulării numerice sunt prezentate în continuare.

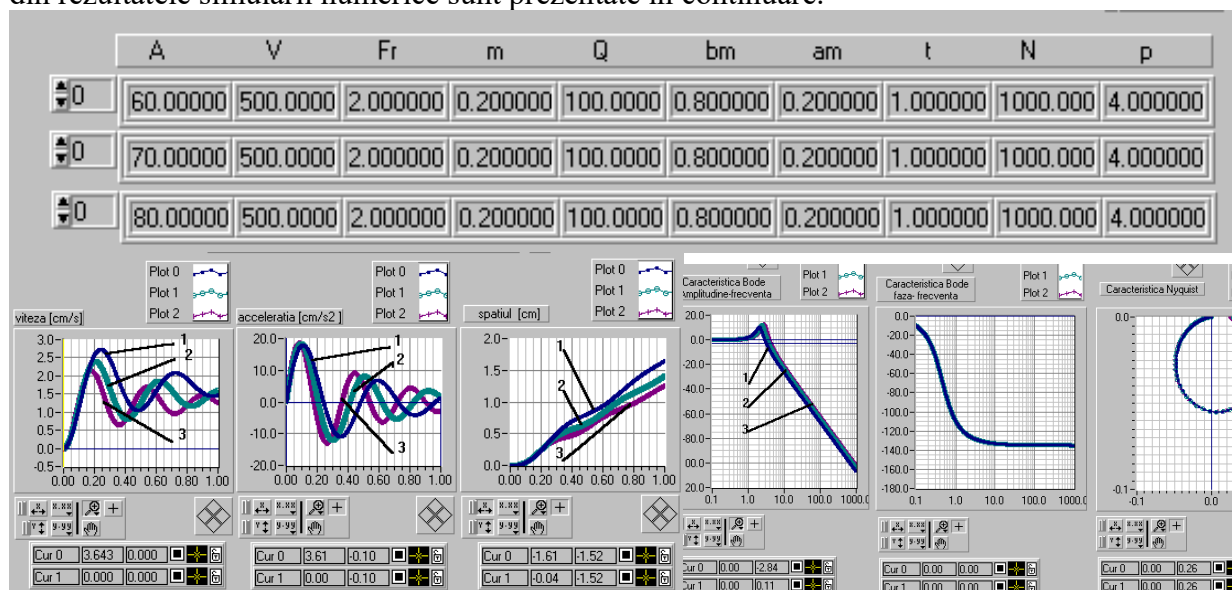


Fig.5.2 Influența creșterii ariei active A , asupra comportării dinamice

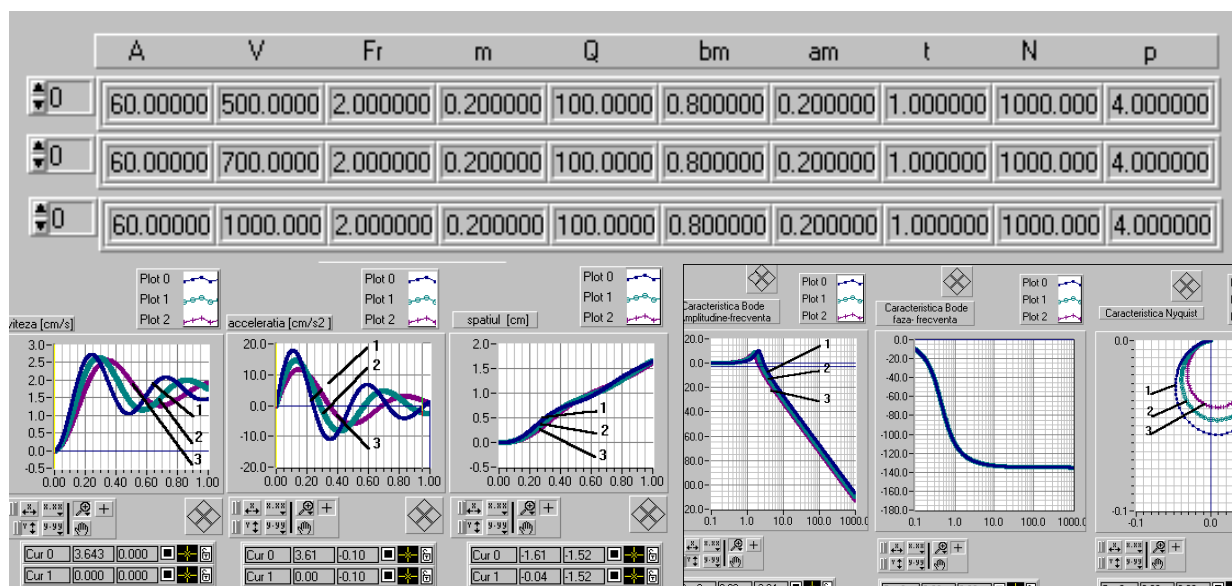
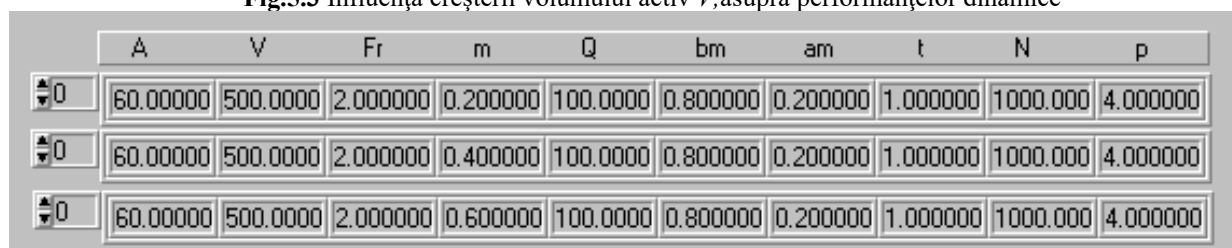


Fig.5.3 Influența creșterii volumului activ V , asupra performanțelor dinamice



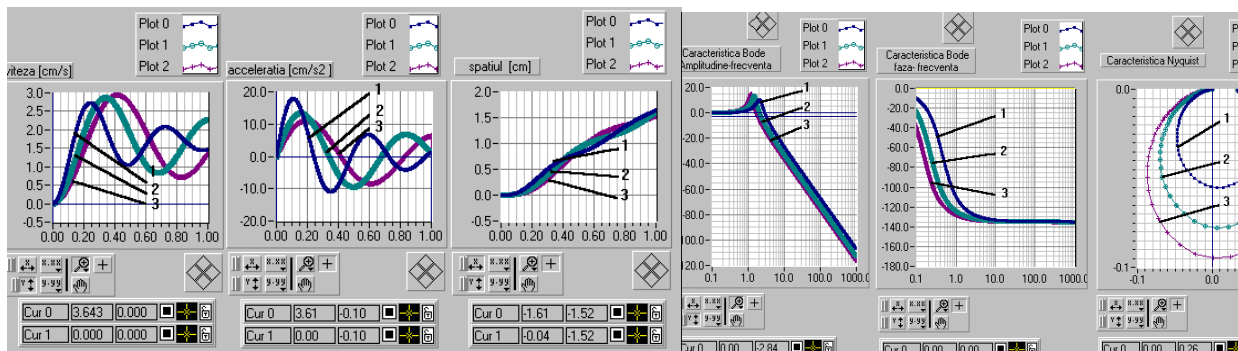


Fig.5.4 Influența creșterii masei m , asupra comportării dinamice

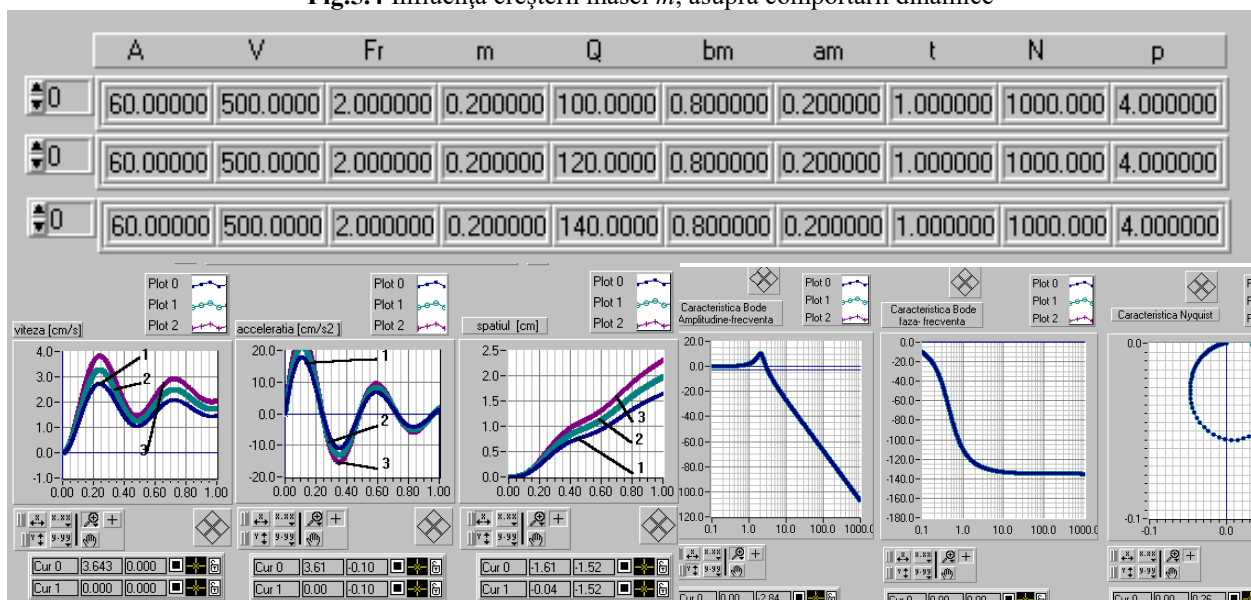


Fig.5.5 Influența creșterii debitului Q , asupra comportării dinamice

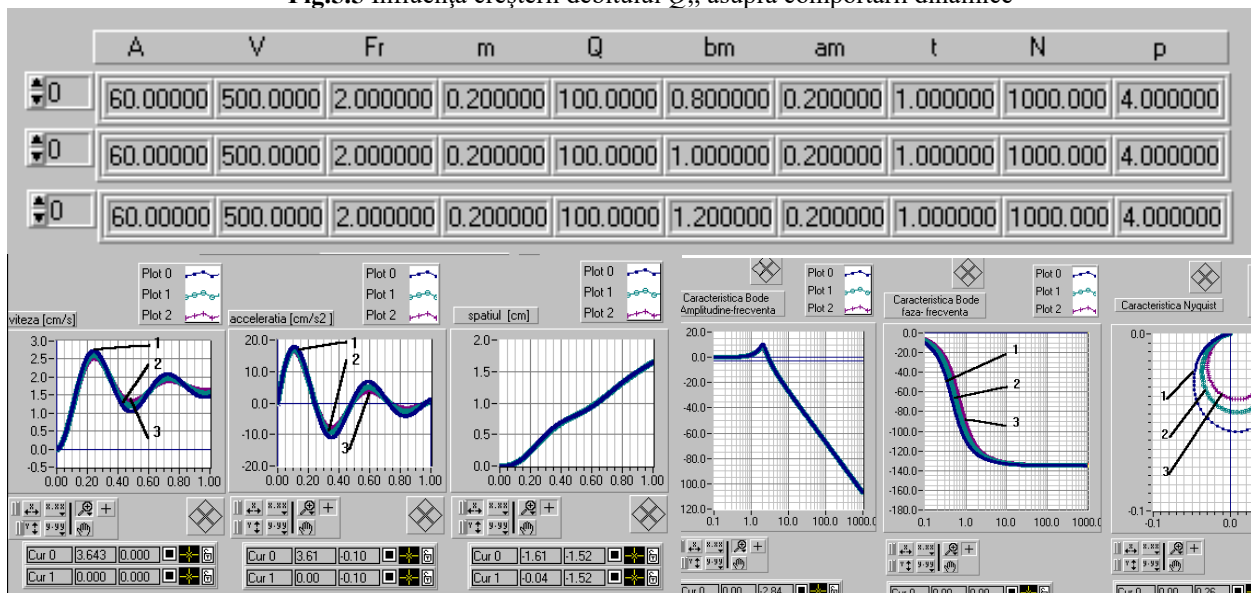
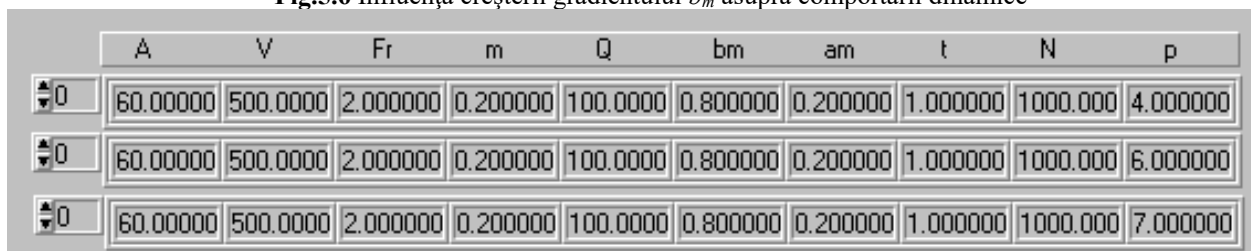


Fig.5.6 Influența creșterii gradientului b_m asupra comportării dinamice



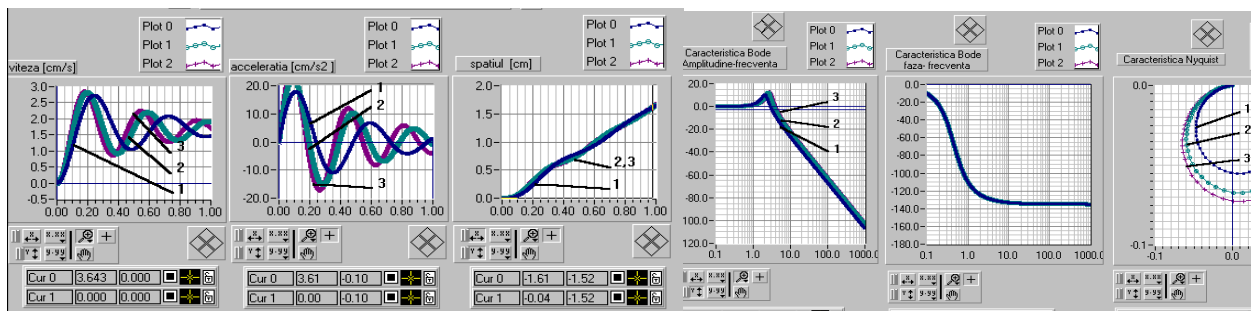


Fig.5.7 Influența creșterii presiunii active p , asupra comportării dinamice

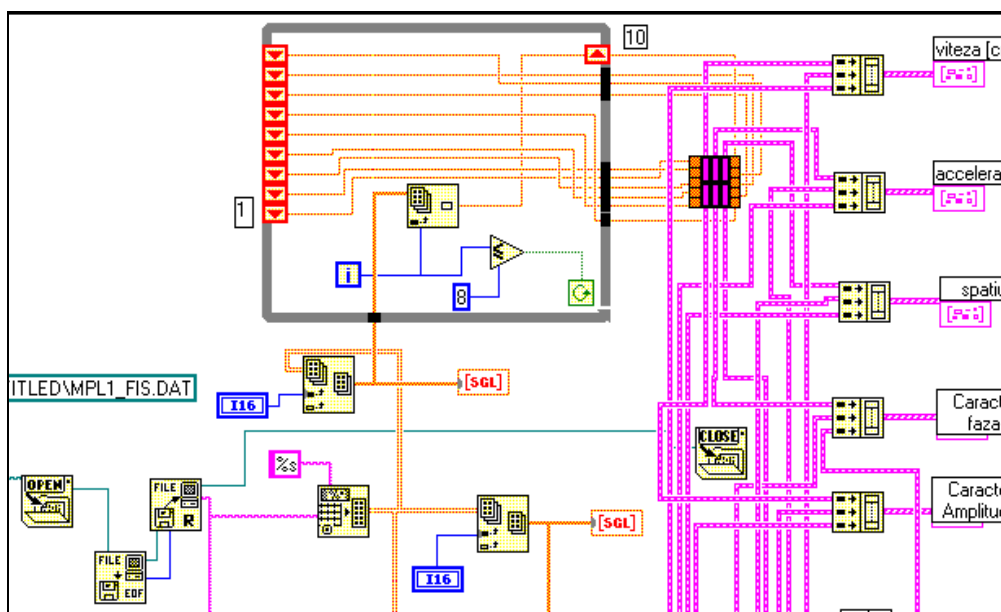


Fig.5.8 Schema bloc de simulare numerică comparativă cu ajutorul limbajului LabView

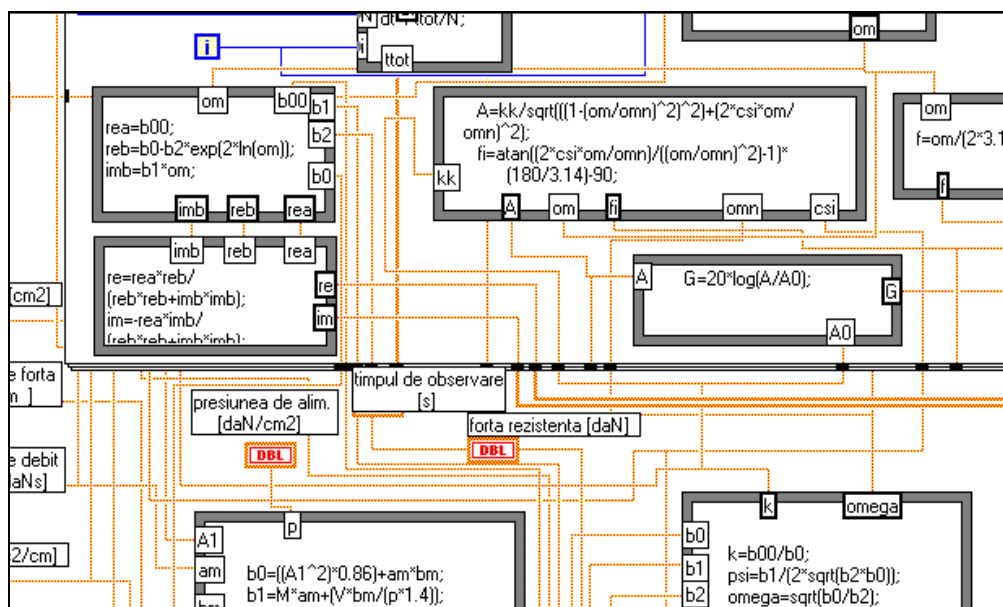


Fig.5.9 Schema bloc de simulare numerică a servomotorului pneumatic

Simularea numerică a fost realizată sub nucleul LabView și se bazează pe modelul matematic prezentat anterior. Simularea numerică s-a efectuat cu scopul de a determina modul prioritar în care parametrii constructivi- funcționali influențează parametrii și performanțele comportării dinamice. Schema bloc a programului cuprinde modelul pentru motorul pneumatic liniar și modelul pentru studiul comparativ al caracteristicilor. Caracteristicile trasate pentru analiza comportării dinamice cuprind: caracteristicile indiciale de viteză, accelerație și

spațiu, caracteristicile de frecvență Bode amplitudine- frecvență și fază- frecvență precum și caracteristicile Nyquist, amplitudine-fază.

Trasarea concomitentă a acestor caracteristici oferă și posibilitatea comparării zonelor de similitudine între caracteristici, pe lînga informațiile specifice care pot fi deduse din analiza acestora.

Schemele bloc ale programului sunt prezentate în fig.5.8 și 5.9, iar rezultatele cercetării asistate sunt prezentate în fig.5.2...5.7.

În scopul determinării modului prioritar în care parametrii constructivi- funcționali influențează parametrii și performanțele comportării dinamice, s-au utilizat coeficienții adimensionali, numiți coeficienți de influență, obținuți cu relația:

$$C_i = \frac{R_{PCD}}{R_{PCF}} \quad (5.14)$$

unde: R_{PCD} este raportul de variație al parametrului comportării dinamice; R_{PCF} - raportul de variație al parametrului constructiv- funcțional.

Rapoartele de variație ale parametrilor comportării dinamice precum și ale parametrilor constructivi- funcționali se determină cu relațiile adimensionale:

$$R_{PCD} = \frac{PCD_i - PCD_f}{PCD_i} \quad (5.15)$$

$$R_{PCF} = \frac{PCF_i - PCF_f}{PCF_i} \quad (5.16)$$

unde: PCD_i este valoarea inițială a parametrului comportării dinamice; PCD_f – valoarea finală a parametrului comportării dinamice; PCF_i – valoarea inițială a parametrului constructiv- funcțional; PCF_f – valoarea finală a parametrului constructiv- funcțional.

În urma analizei caracteristicilor trasate, și după determinarea coeficienților de influență s-au obținut rezultatele cuprinse în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1

		t_r	a_{max}	v_r	v_c
A	0.15	0.28 1.86	0.11 0.73	0.3 2.0	1.0 6.66
V	0.40	0.5 1.25	0.11 0.275	0.25 0.625	0.16 0.4
m	1.0	0.33 0.33	0.22 0.22	0.25 0.25	0.33 0.33
Q	0.2	0.33 1.65	0.17 0.85	0.0 0.0	0.0 0.0
b_m	0.25	0.0 0.0	0.16 0.64	0.1 0.4	0.05 0.2
p	0.5	0.12 0.24	0.22 0.44	0.45 0.9	0.33 0.66

Pe baza analizei tabelului 5.1, prin citirea pe orizontală și pe verticală a coeficienților de influență, se pot trage următoarele concluzii: -creșterea ariei A , determină prioritar creșterea frecvenței critice, creșterea volumului camerei motorului pneumatic V , determină prioritar creșterea timpului de răspuns t_r , creșterea masei reduse la tija motorului pneumatic m , determină prioritar creșterea timpului de răspuns t_r și a frecvenței critice v_c , creșterea debitului aerului de alimentare al motorului pneumatic Q , determină prioritar scăderea timpului de răspuns t_r și creșterea accelerației maxime a_{max} , creșterea gradientului pierderilor de forță proporționale cu viteza b_m , determină prioritar scăderea accelerației maxime, creșterea presiunii de alimentare p , determină prioritar creșterea frecvenței de rezonanță v_r .

Prin citirea pe verticală a tabelului 5.1 se poate determina modul prioritar în care un anumit parametru al comportării dinamice este influențat de parametrii constructivi-funcționali. Astfel, timpul de răspuns t_r este influențat preponderent de aria activă A și de debitul de aer Q (coeficienții de influență cei mai mari din coloana unu, 1.86 și respectiv 1.65), accelerația maximă este influențată preponderent de debitul de aer Q (0.85), de aria activă A (0.73), și de gradientul de pierderi de forță proporționale cu viteza b_m (0.64), frecvența de rezonanță ν_r este influențată prioritar de aria activă A (2.0) și de presiunea de alimentare p (0.9), frecvența critică ν_c este influențată prioritar de aria activă A (6.66).

Prin aplicarea metodologiei expuse și a programului evidențiat, se va putea optimiza comportarea dinamică a elementelor componente ale servosistemelor încă din faza de proiectare, asigurându-se totodată încadrarea performanțelor în cerințele temei de proiectare.

Cercetarea asistată a motoarelor hidraulice rotative

Analiza și sinteza servoelementelor este etapă prioritară în stabilirea influenței fiecărui element component, asupra comportării întregului servosistem. Se cunoaște faptul că frecvența critică a servosistemelor depinde în cea mai mare măsură de frecvența critică cea mai joasă a diverselor componente. În scopul creșterii frecvenței critice a servosistemelor cu influență asupra creșterii preciziei și rapidității, este necesar a se mări frecvența componentei care lucrează în domeniul cel mai redus de frecvență. De regulă aceste componente sunt componentele de mare putere, respectiv elementele de execuție. Programele de modelare și simulare asigură vizualizarea diverselor mărimi care caracterizează comportarea dinamică a elementelor și sistemelor, cum ar fi: frecvența naturală, frecvența proprie, frecvența critică, factorul de amortizare, factorul de amplificarea, etc.

Modelul comportării dinamice a motorului hidraulic rotativ a fost determinat scriind legea conservării masei și legea conservării impulsului. Acesta cuprinde ecuațiile: [15]

$$\begin{aligned} Q_m &= \frac{q_m}{2\pi} \omega_m + a_m(p_0 - p_1) + \frac{q_m}{2E} \frac{dp}{dt} \\ J_m \frac{d\omega_m}{dt} + b_m \omega_m + \text{sgn}(\omega_m) c_{fu} \frac{q_m}{2\pi} (p_0 - p_1) + M_r &= \frac{q_m}{2\pi} (p_0 - p_1) \end{aligned} \quad (5.17)$$

Pe baza relațiilor de mai sus, după aplicarea transformatei directe Laplace și eliminarea variabilelor intermediare, se obține funcția de transfer a motorului hidraulic rotativ sub forma:

$$H(s) = \frac{a_0}{b_2 s^2 + b_1 s + b_0} \quad (5.18)$$

Se poate aprecia că motorul hidraulic rotativ este o funcție de transfer de tip proporțională cu inerție de ordinul doi (PT₂), coeficienții funcției de transfer având expresiile:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{q_m}{2\pi} (1 - c_{fu}); b_2 = J_m \frac{q_m}{2E}; b_1 = J_m a_m + \frac{q_m}{2E} b_m; \\ b_0 &= \left(\frac{q_m}{2\pi}\right)^2 (1 - c_{fu}) + a_m b_m \end{aligned} \quad (5.19)$$

Funcție de factorul de amortizare ξ și de pulsația naturală:

$$\xi = \frac{b_1}{2\sqrt{b_2 b_0}}; \omega_n = \sqrt{\frac{b_0}{b_2}} \quad (5.20)$$

se determină expresia funcției indiciale a vitezei unghiulare a motorului hidraulic rotativ.

Astfel, dacă $\xi > 1$ viteza unghiulară se determină cu expresia:

$$\omega_1 = \frac{a_0}{b_0} \cdot \text{val.curnt.} Q \cdot \left[1 + \left(\frac{b_2 \cdot e^{-b_1 \cdot t}}{b_1 - b_2} - \frac{b_1 \cdot e^{-b_2 \cdot t}}{b_1 - b_2} \right) \right] - \frac{M_f \cdot a_m \cdot \left[1 - e^{\frac{-b_0 \cdot t}{a_m \cdot (J_m + J_s)}} \right]}{b_0} \quad (5.21)$$

dacă $\xi = 1$, viteza unghiulară se determină cu relația:

$$\omega_2 = \frac{a_0}{b_0} \cdot \text{val.curnt.Q} \cdot [1 - e^{-\omega_n \cdot t} \cdot (1 - \omega_n \cdot t)] - \frac{M_f \cdot a_M \cdot [1 - e^{\frac{-b_0 \cdot t}{a_M \cdot (J_M + J_S)}}]}{b_0} \quad (5.22)$$

dacă $\xi < 1$, viteza unghiulară se determină cu relația:

$$\omega = \frac{a_0}{b_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2}} \cdot \text{val.curnt.Q} \cdot [1 - e^{-\omega_n \cdot \xi \cdot t} \cdot \sin[\omega_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \cdot t + \arctg \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi}]] - \frac{M_f \cdot a_M \cdot [1 - e^{\frac{-b_0 \cdot t}{a_M \cdot (J_M + J_S)}}]}{b_0} \quad (5.23)$$

Ținând cont de modelul matematic prezentat, precum și de expresiile funcțiilor indiciale de viteză precum și de expresia funcției de transfer, au fost elaborate programele de simulare în LabView și MathCad, prin trasarea caracteristicilor indiciale, a caracteristicilor Bode și Nyquist, precum și simularea prin trasarea locului rădăcinilor. Caracteristicile indiciale, pentru diverse valori ale parametrilor constructivi sau funcționali, sunt prezentate în fig.5.10...5.13, iar schema bloc a programului în LabView este prezentat în fig.5.14.

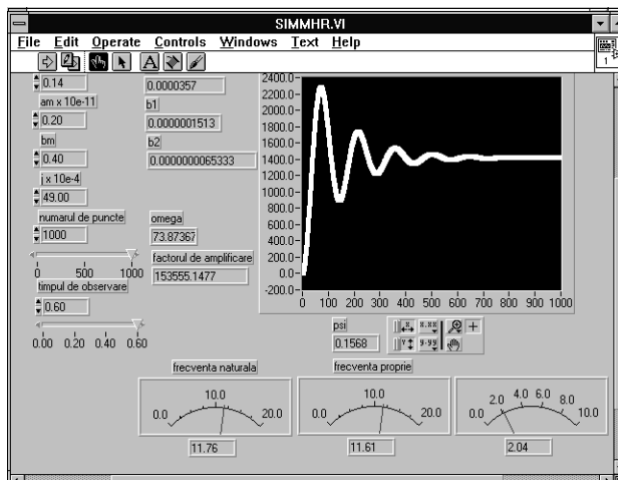


Fig.5.10 Caracteristica indicială de viteză unghiulară
 $J = 49 \times 10^{-4}$

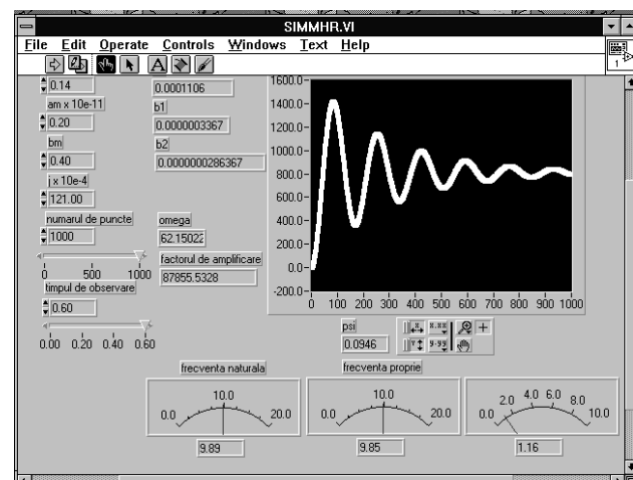


Fig.5.11 Caracteristica indicială de viteză unghiulară
 $J = 121 \times 10^{-4}$

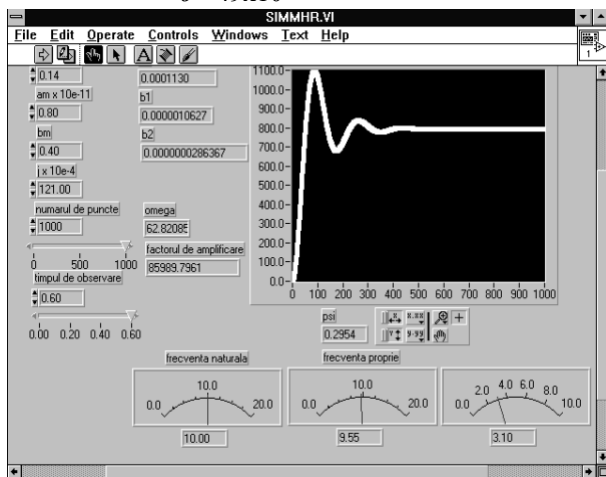


Fig.5.12 Caracteristica indicială de viteză unghiulară $b_m = 0.4$

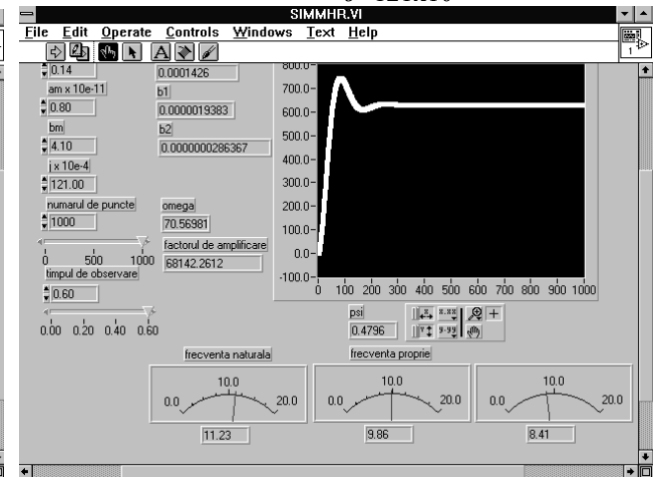


Fig.5.13 Caracteristica indicială de viteză unghiulară
 $b_m = 4.1$

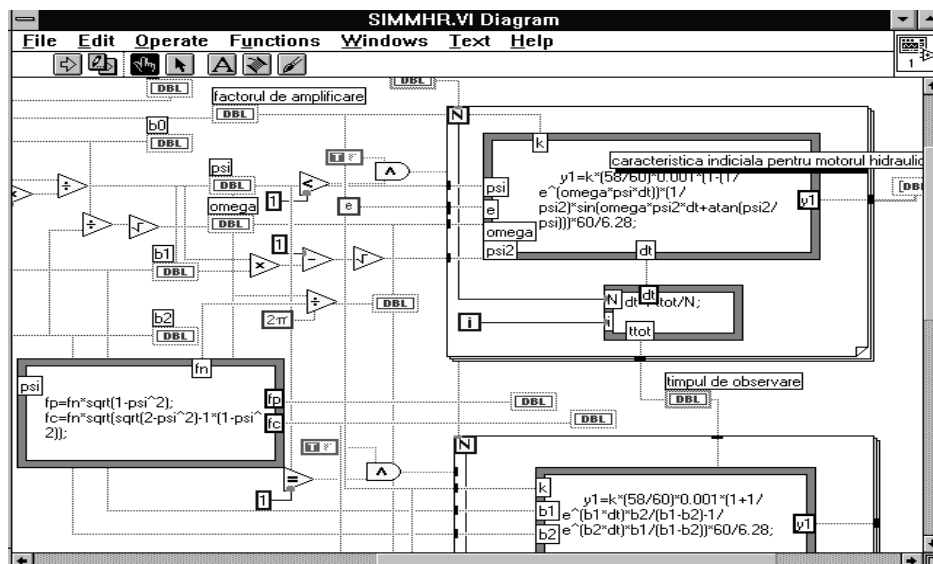


Fig.5.14 Schema bloc de simulare a motoarelor hidraulice rotative

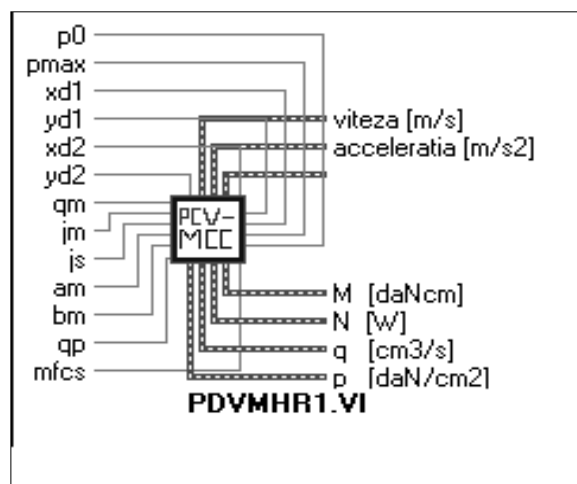


Fig.5.15 Icon-ul pentru programul de simulare a MHR

Icon-ul pentru programul de simulare realizat sub nucleul LabView este prezentat în fig.5.15.

Caracteristicile Bode au fost trasate pentru diverse valori ale parametrilor constructivi functionali ca: momentul de inertie si capacitatea geometrica a motorului, factorul de frecare viscoasa, etc. Modelul matematic sub nucleul MathCad este prezentat în continuare.

$$\begin{aligned}
q &:= 40 \cdot 10^{-6} & c &:= 0.14 & j &:= 0.0049 & E &:= 15 \cdot 10^8 & am &:= 0.2 \cdot 10^{-11} & bm &:= 0.4 \cdot 10 & i &:= \sqrt{-1} \\
a &:= \frac{q}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - c) \cdot 10^6 & b0 &:= \left[\left(\frac{q}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot (1 - c) + am \cdot bm \right] \cdot 10^6 & b1 &:= \left(\frac{q}{2 \cdot E} \cdot bm + j \cdot am \right) \cdot 10^6 & b2 &:= \frac{q}{2 \cdot E} \cdot j \cdot 10^6 \\
a &= 5.475 & b0 &= 4.285 \cdot 10^{-5} & b1 &= 6.313 \cdot 10^{-8} & b2 &= 6.533 \cdot 10^{-11} \\
f(s) &:= \frac{a}{b0 + b1 \cdot s + b2 \cdot s^2} \\
N &:= 100 & n &:= 1..N \\
min &:= 0.1 & max &:= 6000 \\
rap &:= \ln \left(\frac{max}{min} \right) \\
\omega_n &:= min \cdot e^{\frac{n}{N} \cdot rap} & s_n &:= i \cdot \omega_n \\
\text{Amplitudinea} & A_n := |f(s_n)| & A_0 &:= f(0) & G_n &:= 20 \cdot \log \left(\frac{A_n}{A_0} \right) \\
\text{Faza} & \Phi(\theta) := \text{angle}(\text{Re}(\theta), \text{Im}(\theta)) - 360 \cdot \text{deg} \\
\theta_n &:= \Phi \left(f(s_n) \right) \cdot \frac{180}{\pi} & \text{Re}_n &:= A_n \cdot \cos(\theta_n) & \text{Im}_n &:= A_n \cdot \sin(\theta_n)
\end{aligned}$$

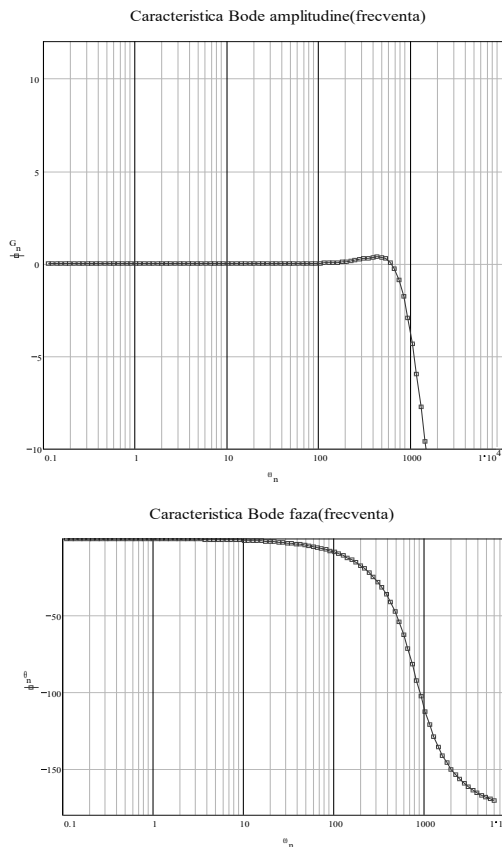


Fig.5.16 Caracteristicile Bode pentru valorile inițiale

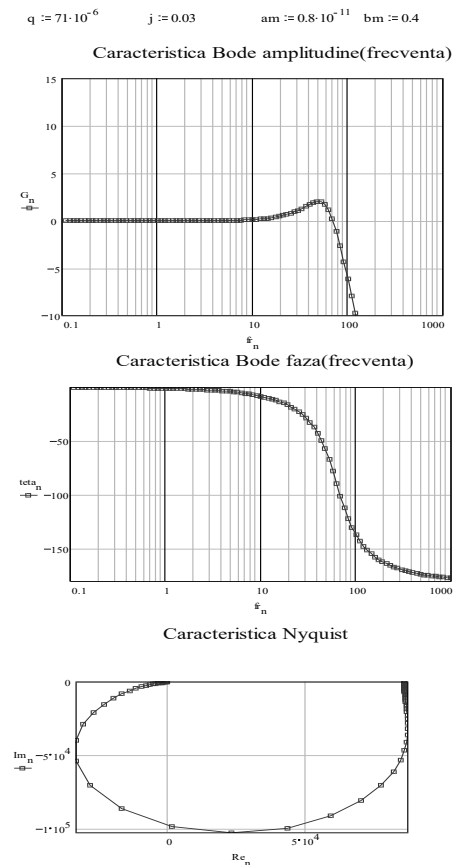


Fig.5.17 Caracteristicile Nyquist și Bode pentru valorile modificate ale parametrilor constructivi sau funcționali

Modelul matematic necesar trasării asistate a locului rădăcinilor, cu ajutorul unui program în MathCad este prezentat în continuare:

$$N := 100 \quad k := 1..N \quad c := 0.14 \\ q_k := (40 + 0.5 \cdot k) \cdot 10^{-6} \quad j_k := 0.0049 + k \cdot 0.00013 \quad E := 15 \cdot 10^8 \quad am := 0.2 \cdot 10^{-11} \quad bm := 0.4 \quad i := \sqrt{-1}$$

$$a_k := \frac{q_k}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - c) \cdot 10^6 \quad b0_k := \left[\left(\frac{q_k}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot (1 - c) + am \cdot bm \right] \cdot 10^6 \quad b1_k := \left(\frac{q_k}{2 \cdot E} \cdot bm + j_k \cdot am \right) \cdot 10^6 \quad b2_k := \frac{q_k}{2 \cdot E} \cdot j_k \cdot 10^6$$

$$p1_k := \frac{-b1_k + \sqrt{(b1_k)^2 - 4 \cdot b2_k \cdot b0_k}}{2 \cdot b2_k} \quad p2_k := \frac{-b1_k - \sqrt{(b1_k)^2 - 4 \cdot b2_k \cdot b0_k}}{2 \cdot b2_k}$$

$$Re1_k := \text{Re}(p1_k) \quad Re2_k := \text{Re}(p2_k) \quad Im1_k := \text{Im}(p1_k) \quad Im2_k := \text{Im}(p2_k)$$

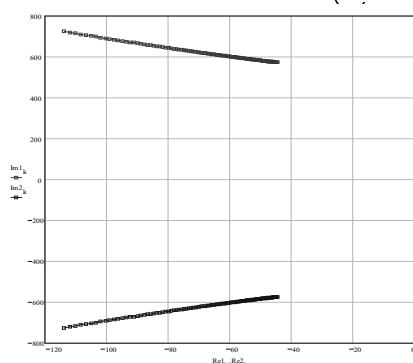


Fig.5.18 Locul rădăcinilor V -variabil

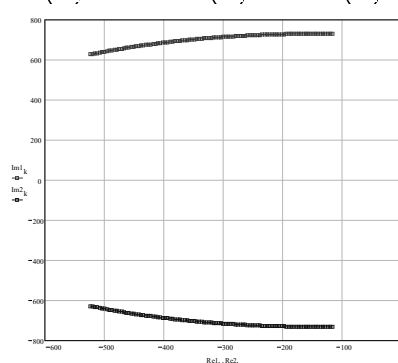


Fig.5.19 Locul rădăcinilor J_f -variabil

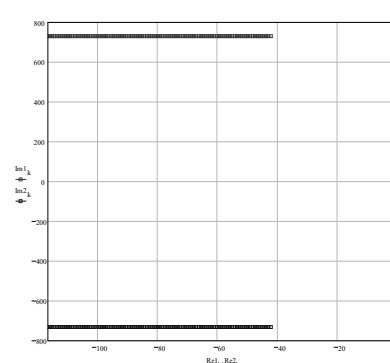


Fig.5.20 Locul rădăcinilor b_m -variabil

În urma analizei caracteristicilor indiciale fig.5.10...5.13, Bode și Nyquist fig.5.16...5.17 și a locului rădăcinilor fig.5.18...5.20, trasate asistat pentru diverse capacități volumice, pentru diverse momente de inerție reduse la arborele motorului hidraulic, precum și pentru diverse valori ale gradientilor de pierderi de moment proporționale cu viteza unghiulară și diverse valori ale gradientilor de pierderi de debit proporționale cu presiunea, se constată următoarele: -defazajul maxim între semnalul de intrare și ieșire, pentru un domeniu de variație al frecvenței între 0 și 1000Hz este de -180 de grade, deci motorul hidraulic rotativ, pentru parametrii funcționali constructivi abordați, se comportă ca un sistem inerțial de ordinul 2, influența oscilatorie a momentului de inerție fiind predominantă pentru valori scăzute ale gradientului de moment funcție de viteza unghiulară și a gradientului de debit funcție de presiune; -scăderea momentului de inerție redus la arborele motorului hidraulic determină creșterea frecvenței critice, a frecvenței proprii, a frecvenței naturale și a frecvenței de tăiere, determinând creșterea preciziei și a promptitudinii. Promptitudinea obținută la un motor hidraulic rotativ cu capacitatea volumică de 40cm³ și momentul de inerție redus la arborele motorului de 0.0049Kgm², pentru un gradient de pierderi de debit cu presiunea de 0.2x10⁻¹¹m⁵/Ns și un gradient de pierderi de moment cu viteza unghiulară de 4Nms/rad, este de 0.002s. Frecvența de tăiere este de 400Hz, iar frecvența critică de 900Hz, timpul tranzitoriu obținut este de 0.01s; -scăderea gradientului de pierderi de moment cu viteza unghiulară pînă la 0.4Nms/rad, determină scăderea frecvenței de tăiere la 100Hz, iar promptitudinea obținută este de 0.007s; în acest caz crește pericolul apariției rezonanței la 110Hz, prin creșterea amplitudinii vitezei de la 0.5dB la 10dB; -creșterea gradientului de pierderi de debit proporționale cu presiunea însoțită de scăderea gradientului de moment funcție de viteza unghiulară, determină o scădere a frecvenței de tăiere concomitent cu reducerea amplitudinii oscilațiilor de viteză, de la 10dB la 2dB; promptitudinea obținută în acest caz este de 0.006s, iar timpul tranzitoriu este de 0.015s; -scăderea gradientului de debit cu presiunea determină doar creșterea amplitudinii oscilației de viteză de la 2dB la 15dB fără a deplasa frecvența de tăiere către valori mai mari, aceasta rămînînd aproximativ egală cu 105Hz; -un răspuns aproape similar se obține pentru o capacitate mai mare, respectiv de 71cm³ și un moment de inerție de 0.0121Kgm², dar cu o pierdere de debit mult mai mare, respectiv de 0.2x10⁻¹¹ m⁵/Ns; precizia și promptitudinea sunt aproximativ aceleași; -creșterea momentului de inerție la 0.03Kgm² determină reducerea frecvenței de tăiere la 60Hz, a frecvenței critice la 90Hz

precum și a frecvenței proprii la 87Hz, ceea ce determină o scădere a promptitudinii la 0.011s; în acest caz s-a obținut un timp tranzitoriu de 0.1s; -pentru aceeași capacitate și același moment de inerție, prin creșterea pierderilor de debit, dependente de presiune, s-a obținut o scădere substanțială a amplitudinii oscilației de viteză de la 12dB la 2.5dB, frecvența de tăiere fiind în acest caz 50Hz, iar frecvența critică de 80Hz, ceea ce determină o promptitudine de 0.012s; timpul tranzitoriu în acest caz scade la 0.025s; -variația frecvenței proprii este mai pronunțată pentru un gradient de pierderi de moment proporțional cu viteza unghiulară, mai mic; cu creșterea acestuia, curba de variație a frecvenței proprii, cu capacitatea volumică și cu momentul de inerție, este mai aplatisată; - creșterea gradientului de moment cu viteza unghiulară, determină reducerea frecvenței proprii și creșterea frecvenței naturale; -creșterea capacității volumice determină și creșterea momentului de inerție redus la arborele motorului hidraulic rotativ ceea ce determină implicit reducerea promptitudinii și deci a preciziei, dar funcționarea este mai stabilă. Astfel, pentru o capacitate volumică a motorului de 71cm³ și un moment de inerție de 0.0121Kgm³, s-a obținut o frecvență de tăiere de 50Hz și o frecvență critică de 70Hz, ceea ce reprezintă o promptitudine maximă de 0.014s; -la un motor hidraulic rotativ cu capacitatea volumică de 90cm³ și un moment de inerție de 0.0175Kgm³, pentru un gradient de debit de 0.2x10⁻¹¹m⁵/Ns, s-a obținut o frecvență de tăiere de 80Hz și o frecvență critică de 120Hz ceea ce înseamnă că, cu acest motor se poate obține o promptitudine de 0.01s; micșorarea gradientului de pierderi de debit cu presiunea de la 0.8x10⁻¹¹ la 0.2x10⁻¹¹, la un motor hidraulic rotativ cu capacitatea de 71cm³, și un moment de inerție de 0.03Kgm², determină o creștere a amplitudinii oscilației la frecvențe joase. Astfel, amplitudinea oscilațiilor de viteză a crescut de la 1700rot/min la 2400rot/min, frecvența de tăiere și frecvența critică rămânând aproximativ acelea.

Cercetarea de față pune în evidență modalitatea de analiză dinamică a motoarelor hidraulice rotative atât prin analiza funcționării tranzitorii cât și permanente. Concluziile, ca urmare a analizei, vor putea fi utilizate de proiectanții de astfel de componente, în scopul optimizării performanțelor lor dinamice.

Cercetarea comportării dinamice a servovalvelor cu două etaje de amplificare

Servosistemele electrohidraulice cu variație continuă rezistivă sunt utilizate frecvent în sisteme de poziționare, sisteme care necesită promptitudine și precizie maximă. Optimizarea servosistemelor se realizează în urma analizei acestora. În cadrul analizei servosistemelor, de regulă, se abordează analiza comportării dinamice în regim tranzitoriu prin analiza caracteristicilor indiciale de spațiu, viteză și accelerație, precum și analiza comportării dinamice în regim permanent, în domeniul de frecvență, prin analiza caracteristicilor Nyquist, Bode, precum și prin analiza cu ajutorul metodei locului rădăcinilor.

În continuare se explicitează un model de analiză a comportării dinamice a servovalvelor utilizate frecvent în tehnica servoacționării electrohidraulice cu variație continuă rezistivă, în construcția roboților industriali. Analiza dinamică s-a efectuat cu ajutorul unor programe în LabView, MathCad, MatLab, Simulink, etc.

Funcția de transfer a servovalvei este asimilată cu o funcție proporțională cu inerție de ordinul doi, unde coeficienții au următoarele expresii:

$$a := \frac{4}{3} \cdot c_d \cdot b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_0} \cdot k_m \quad t = \left(\frac{k_k}{L} \right) \cdot k_p L + 2 \cdot c_d^2 \cdot b \cdot \cos(\Phi) \cdot \Delta p_0 L$$

$$b_1 := \left(\frac{\Phi_k}{L} + h_p \cdot L \right) - \frac{4}{3} \cdot c_d^2 \cdot b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_0} \cdot L \cdot h \cdot A_m \quad b_2 := \frac{I_k}{L} + m_p L \quad (5.24)$$

unde: I_k este momentul de inerție al clapetei, 419x10⁻⁶ daNcms²/rad; m_k - masa clapetei inclusiv tija 62x10⁻⁶ daNs²/cm; L - lungimea de oscilație, 2.6 cm; m_p - masa pilotului, 23x10⁻⁶ daNs²/cm; A_m -aria sertărașului, 0.785 cm²; Φ_k -coeficientul de frecare vîscoasă la rotația, 0.01daNscm/rad; h_p -coeficientul de frecare vîscoasă la translație, 0.2daNs/cmrad; k_k -coeficientul de rigiditate la rotația clapetei, 40 daNcm; L_h -coeficientul de inertanță hidraulică, 0.912x10⁻⁶ daNs²/cm⁵; c_d -coeficientul de droselizare, 0.78; Φ - unghiul de curgere prin sertărașul servovalvei, 50 deg; Δp_0 -căderea totală

de presiune pe servovalvă, 70 daN/cm²; k_m - gradientul cuplu-intensitate 0.03 daNcm/mA; ρ - densitatea uleiului la 50⁰ C, 0.86x10⁻⁶ daNs²/cm⁴; b - lățimea canalului de curgere prin corpul servovalvei 0.3 cm.

Pulsația naturală și factorul de amortizare se determină, funcție de coeficienții funcției de transfer, cu relațiile:

$$\psi := \frac{b_1}{2 \cdot \sqrt{b_2 \cdot b_0}} \quad \omega := \sqrt{\frac{b_0}{b_2}} \quad (5.25)$$

Funcție de valoarea factorului de amortizare, ψ , funcția indicială determinată pe baza coeficienților funcției de transfer de ordinul doi are una din expresiile următoare:

-dacă $\xi < 1$

$$y_{1i} := k \cdot \text{in} \cdot \left(1 - e^{-\omega \psi t_i} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \psi^2}} \cdot \sin \left(\omega \sqrt{1 - \psi^2} \cdot t_i + \arctan \left(\frac{\sqrt{1 - \psi^2}}{\psi} \right) \right) \right) \cdot 60 \quad \left(\frac{1}{\text{min}} \right) \quad (5.26)$$

-dacă $\xi = 1$

$$y_{2i} := k \cdot \text{in} \cdot \left(1 + e^{-b_1 t_i} \cdot \frac{b_2}{b_1 - b_2} - e^{-b_2 t_i} \cdot \frac{b_1}{b_1 - b_2} \right) \cdot 60 \quad (5.27)$$

-dacă $\xi > 1$

$$y_{3i} := k \cdot \text{in} \cdot \left[1 - e^{-\omega t_i} \cdot \left(1 - \omega \cdot t_i \right) \right] \cdot 60 \quad (5.28)$$

Pe baza acestor relații, s-a elaborat programul de simulare în LabView, care poate fi urmărit în fig.5.21...fig.5.22. Rezultatele simulării, caracteristicile indiciale de viteză, spațiu și accelerație ale servovalvei, cuplate la un motor hidraulic liniar, sunt prezentate în fig.5.23...fig.5.25. Programul asigură și urmărirea frecvenței naturale, a frecvenței proprii și a frecvenței critice a servovalvei, cunoscând faptul că, domeniul frecvenței de lucru influențează preponderent precizia și promptitudinea servosistemelor electrohidraulice cu reglare continuă rezistivă.

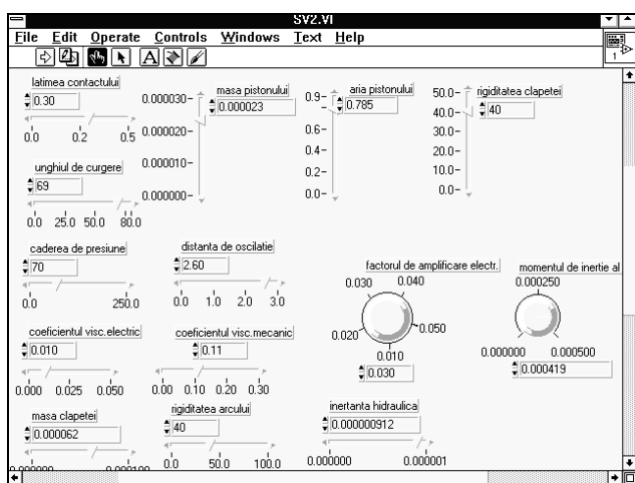


Fig.5.21 Panelul frontal cu datele de intrare

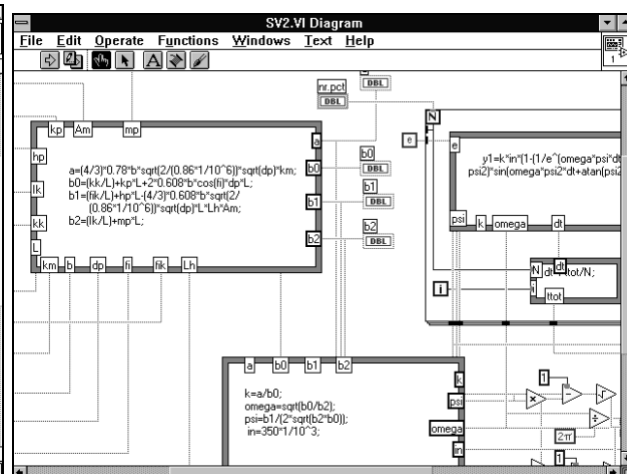


Fig.5.22 Schema bloc a programului de simulare

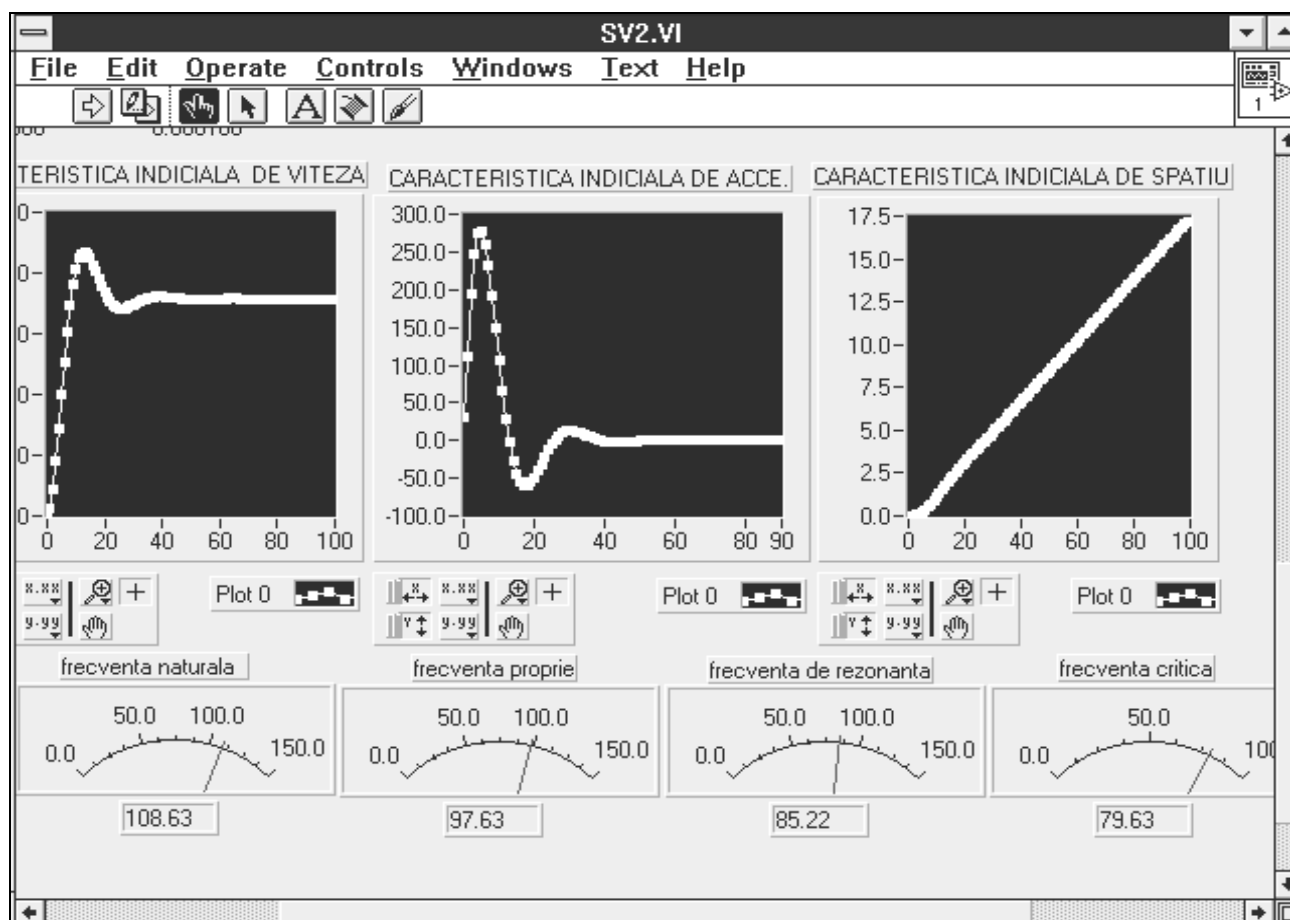


Fig.5.23 Caracteristicile indiciale de poziție, viteză, accelerație și aparatura virtuală pentru controlul frecvențelor

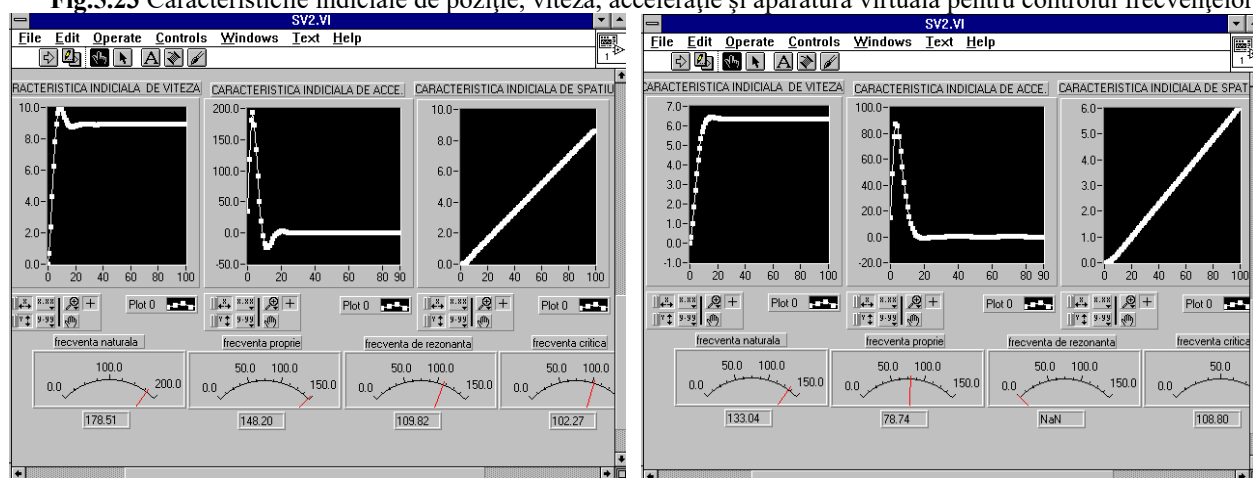


Fig.5.24 Caracteristici ind. de viteză, acc. și spațiu Fig.5.25 Caracteristici ind. de viteză, acc. și spațiu

Pentru analiza în domeniul frecvenței s-a elaborat un program în MathCad cu ajutorul căruia s-au trasat caracteristicile Bode și Nyquist, pentru diferite valori ale parametrilor constructivi, funcționali.

Modelul matematic care a stat la baza elaborării programului este:

$$\begin{aligned}
N &:= 1000 & n &:= 1..N \\
\min &:= 0.1 & \max &:= 10000 & \text{rap} &:= \ln\left(\frac{\max}{\min}\right) & f(s) &:= \frac{a}{b_0 + b_1 \cdot s + b_2 \cdot s^2} \\
f_n &:= \min \cdot e^{\frac{n}{N} \cdot \text{rap}} & s_n &:= i \cdot f_n \cdot 2 \cdot \pi \\
\text{Amplitudinea} & A_n := |f(s_n)| & A_0 &:= f(0) & G_n &:= 20 \cdot \log\left(\frac{A_n}{A_0}\right) \\
\text{Faza} & \Phi(\theta) := \text{angle}(\text{Re}(\theta), \text{Im}(\theta)) - 360 \cdot \text{deg} \\
\text{teta}_n &:= \Phi(f(s_n)) \cdot \frac{180}{\pi} & \theta_n &:= \Phi(f(s_n)) & \text{Re}_n &:= A_n \cdot \cos(\theta_n) & \text{Im}_n &:= A_n \cdot \sin(\theta_n)
\end{aligned} \tag{5.29}$$

Pentru următoarele valori ale parametrilor constructivi- funcționali, s-au obținut caracteristicile Bode amplitudine-frecvență, fază-frecvență și caracteristica Nyquist, fig.5.26...fig.5.28.

$$\begin{aligned}
I_k &:= 419 \cdot 10^{-6} & m_k &:= 62 \cdot 10^{-6} & L &:= 2.6 & m_p &:= 23 \cdot 10^{-6} & A_m &:= 0.785 & \Phi_k &:= 0.01 & h_p &:= 0.11 & k_k &:= 40 \\
k_p &:= 50 & L_h &:= 0.912 \cdot 10^{-6} & c_d &:= 0.78 & \Phi &:= 69 & \Delta p_0 &:= 210 & k_m &:= 0.03 & \rho &:= 0.86 \cdot 10^{-6} & b &:= 0.3
\end{aligned}$$

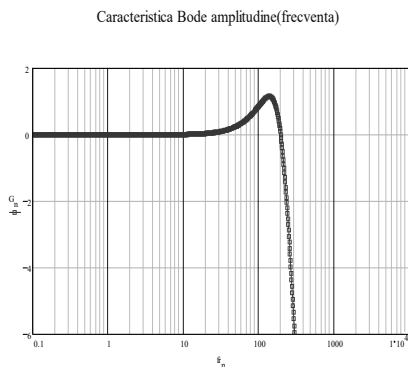


Fig.5.26 Caracteristica Bode $A(\gamma)$

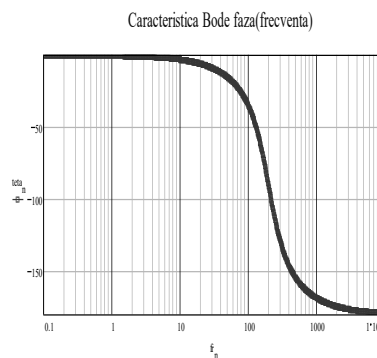


Fig.5.27 Caracteristica Bode $\phi(\gamma)$

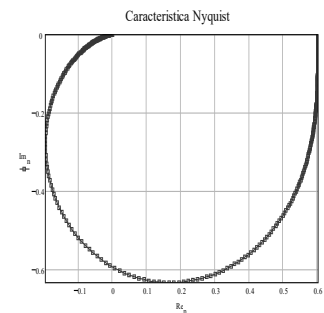


Fig.5.28 Caracteristica Nyquist

În scopul analizei comportării dinamice au fost trasate aceste caracteristici și pentru alte valori ale parametrilor constructivi-funcționali. S-au obținut caracteristicile Bode amplitudine-frecvență, fază-frecvență și caracteristica Nyquist prezentate în fig.5.29...5.31.

$$\begin{aligned}
I_k &:= 419 \cdot 10^{-6} & m_k &:= 62 \cdot 10^{-6} & L &:= 3.6 & m_p &:= 23 \cdot 10^{-6} & A_m &:= 0.785 & \Phi_k &:= 0.01 & h_p &:= 0.11 & k_k &:= 40 \\
k_p &:= 80 & L_h &:= 0.912 \cdot 10^{-6} & c_d &:= 0.78 & \Phi &:= 69 & \Delta p_0 &:= 10 & k_m &:= 0.03 & \rho &:= 0.86 \cdot 10^{-6} & b &:= 0.3
\end{aligned}$$

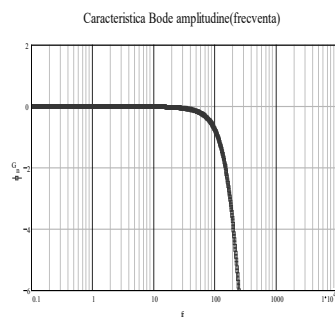


Fig.5.29 Caracteristica Bode $A(\gamma)$

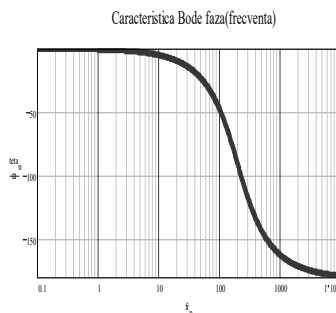


Fig.5.30 Caracteristica Bode $\phi(\gamma)$

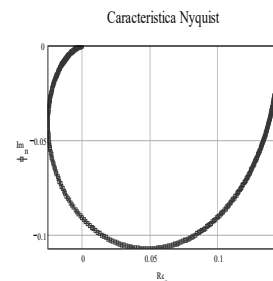


Fig.5.31 Caracteristica Nayquist

Analiza comportării dinamice a servovalvei a fost completată prin trasarea asistată a locului rădăcinilor pentru variația între anumite limite a diversilor parametrii constructivi- funcționali.

Modelul matematic care a stat la baza realizării programului în MathCad este:

$$a_k := \frac{4}{3} \cdot cd \cdot b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_0} \cdot km \quad b_{0_k} := \left(\frac{kk}{L} \right) + kp_k \cdot L + 2 \cdot cd^2 \cdot b \cdot \cos(\Phi) \cdot \Delta p_0 \cdot L$$

$$b_{1_k} := \left(\frac{\Phi k}{L} + hp \cdot L \right) - \frac{4}{3} \cdot cd^2 \cdot b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_0} \cdot L \cdot Lh \cdot Am \quad b_{2_k} := \frac{lk}{L} + mp \cdot L$$

$$p_{1_k} := \frac{-b_{1_k} + \sqrt{(b_{1_k})^2 - 4 \cdot b_{2_k} \cdot b_{0_k}}}{2 \cdot b_{2_k}} \quad p_{2_k} := \frac{-b_{1_k} - \sqrt{(b_{1_k})^2 - 4 \cdot b_{2_k} \cdot b_{0_k}}}{2 \cdot b_{2_k}}$$

$$Re1_k := Re(p_{1_k}) \quad Re2_k := Re(p_{2_k}) \quad Im1_k := Im(p_{1_k}) \quad Im2_k := Im(p_{2_k}) \quad (5.30)$$

Astfel, au fost obținute locurile rădăcinilor, în planul poli-zero-uri, pentru variația în limitele prezentate, a următorilor parametrii constructivi- funcționali: $k_p=20+kx0.1$ (fig.5.32), $\Delta p_0=10+kx0.4$ (fig.5.33), $b_k=0.1+0.001xk$ (fig.5.34), $\Phi=68+0.005xk$ (fig.5.35), $h_p=0.01+0.001xk$ (fig.5.36), $L_k=2+0.01xk$ (fig.5.37), $m_{pk}=5+0.03xk$ (fig.5.38).

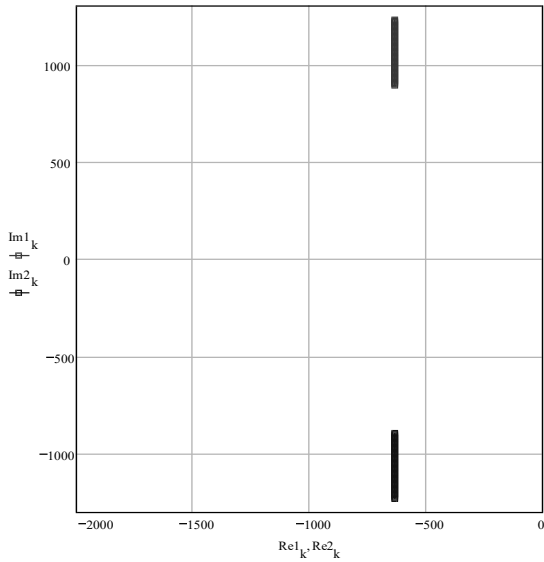


Fig.5.32 Locul rădăcinilor pentru variația rigidității k_p

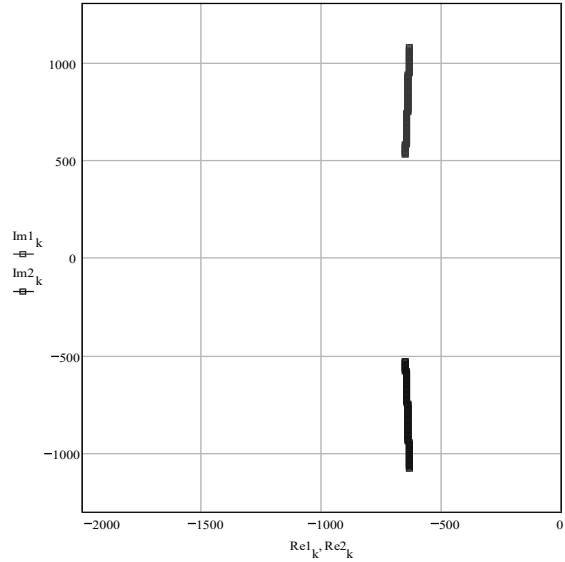


Fig.5.33 Locul rădăcinilor pentru variația căderii totale de presiune Δp_0

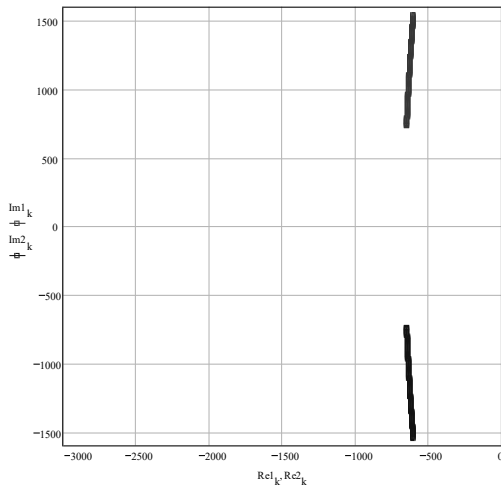


Fig.5.34 Locul rădăcinilor pentru variația lățimii canalului de curgere b_k

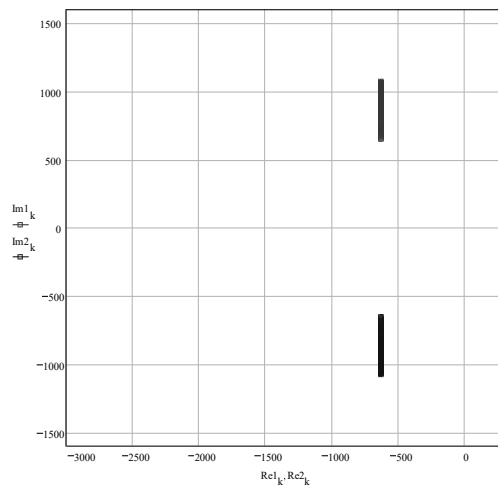


Fig.5.35 Locul rădăcinilor pentru variația unghiului de curgere Φ

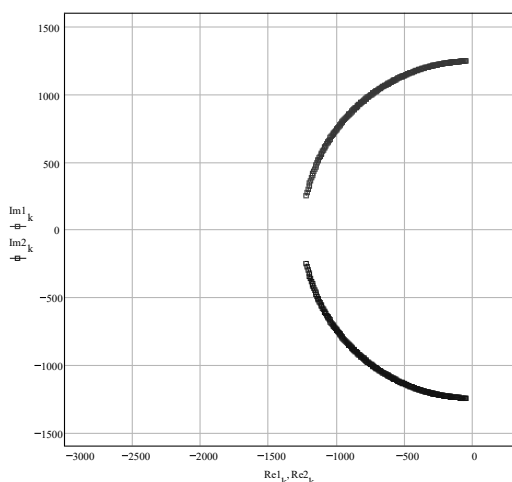


Fig.5.36 Locul rădăcinilor pentru variația coeficientului de frecare vâscoasă la translație h_p

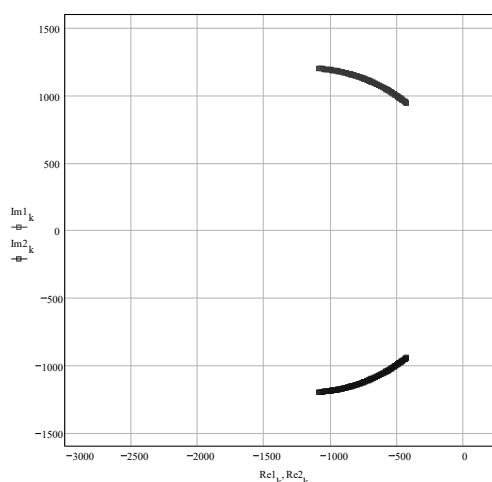


Fig.5.37 Locul rădăcinilor pentru variația lungimii de oscilație L_k

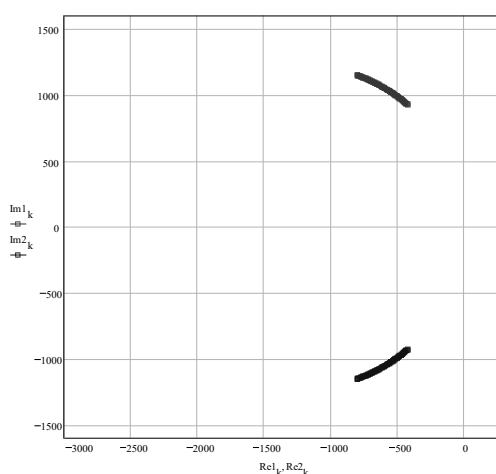


Fig.5.38 Locul rădăcinilor pentru variația masei sertărașului m_{pk}

Ca urmare a analizei caracteristicilor indiciale, a caracteristicilor Bode și Nyquist, precum și a locului rădăcinilor la servovalva cu un etaj de amplificare, cu un debit de 25 l/min la alimentarea cu un curent de 300 mA, se pot trage următoarele concluzii: -servovalvele de acest tip, se pot asimila cu elemente de întârziere de ordinul doi, cu doi poli complexi-conjugați; -frecvența proprie, frecvența critică, cresc cu creșterea rigidității arcurilor de echilibrare a sertărașului, frecvența critică crește de la 127.38Hz la o rigiditate $k_p=20\text{daN/cm}$, la 191.08Hz la o rigiditate a arcurilor de 80daN/cm, timpul de răspuns crește de la 0.003s la 0.005s; creșterea rigidității arcurilor determină însă scăderea mării de ieșire, în cazul cercetat, de la 16 l/min la 10 l/min; -pentru un coeficient de frecare vâscoasă de 0.11daNs/radcm și o rigiditate a arcurilor de 50daN/cm, s-a obținut o promptitudine de 0.003s, un timp tranzitoriu de 0.0075s la un debit de 13 l/min; în acest caz frecvența de tăiere în jurul căreia poate apare rezonanța este de 150Hz; -creșterea presiunii determinată de sarcină, de la 40daN/cm² la 240daN/cm², provoacă scăderea debitului de la 13.5 l/min la 4.5 l/min, creșterea timpului de răspuns de la 0.003s la 0.004s, timpul tranzitoriu scăzând de la 0.0075s la 0.006s; servovalva în acest caz funcționează cu o marjă de stabilitate mai mare; frecvența proprie crește de la 79.61Hz la 191.08Hz, iar frecvența de tăiere scade de la 103.5Hz la 95.5Hz; -creșterea lungimii clapetei motorului de cuplu de la 26mm la 36mm, pentru o rigiditate a arcurilor de 80daN/cm și o presiune determinată de sarcină de 240daN/cm², determină scăderea mării de ieșire de la 4.5 l/min la 3.5 l/min, timpul tranzitoriu scăzând de la 0.006s la 0.003s; creșterea lungimii clapetei de la 20mm la 40mm, determină creșterea frecvenței proprii de la 143.31Hz la 207Hz și a frecvenței de frângere de la 63.69Hz la 191Hz, frecvența naturală crescând de la 111Hz la 222Hz; -creșterea lățimii ferestrei dreptunghiulare din corpul servovalvei de la 3mm la 8mm, determină creșterea frecvenței proprii de la 111.46Hz la 246.81Hz, însoțită de scăderea

frecvenței de frângere de la 103.5Hz la 95.5Hz; creșterea unghiului de curgere prin sertărașul distribuitor de la 68 grade la 70.5 grade determină creșterea frecvenței proprii de la 103.5Hz la 191.08Hz, frecvența de frângere rămânând aproximativ constantă la valoarea de 103.5Hz; -creșterea factorului de frecare vîscoasă la translația sertărașului pilot de la 0.01daNs/cmrad la 0.21daNs/cmrad, determină scăderea frecvenței proprii de la 207Hz la 47.77Hz și creșterea frecvenței de frîngere de la 10Hz la 207Hz, frecvența naturală rămînând aproximativ aceeași de 207Hz; -prin creșterea masei sertărașului pilot de la 25g la 300g, scade frecvența proprie de la 199Hz la 127Hz, scade frecvența de tăiere de la 127.5Hz la 63.6Hz, scade frecvența naturală de la 175Hz la 145Hz.

Ca urmare a cercetării asistate a comportării dinamice a servovalvelor cu două etaje de amplificare, au rezultat concluzii importante, care vor putea fi utilizate în proiectarea unor astfel de componente. În plus, programele elaborate, asigură premisele optimizării rapide, încă din faza de proiectare, a comportării dinamice, a componentelor din cadrul servosistemelor electrohidraulice.

Cercetarea comportării dinamice a servomotoarelor de curent continuu

În fig.5.39 este prezentat schematic un servomotor de curent continuu cu excitație independentă în stator.

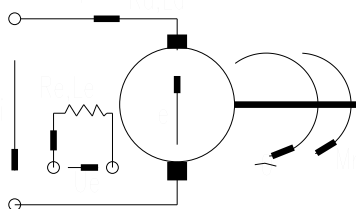


Fig.5.39 Schema de funcționare a unui servomotor de curent continuu cu excitație independentă în stator

Pe baza schemei de mai sus, se determină următorul model matematic:

$$\begin{aligned} U_i - e &= R_a i_a + L_a \frac{di_a}{dt} \\ e &= k_e \frac{d\theta}{dt} \\ k_m i_a &= J_r \frac{d^2\theta}{dt^2} + M_r \end{aligned} \quad (5.31)$$

unde: U_i este tensiunea de alimentare; e -tensiunea contraelectromotoare; R_a -rezistența din circuitul rotor; L_a -inductivitatea din circuitul rotor; i_a -intensitatea din circuitul rotor; k_e -gradientul tensiune-viteză unghiulară; θ -poziția unghiulară a arborelui de ieșire; k_m -gradientul moment-intensitate; J_r -momentul de inerție redus la arborele motorului; M_r -momentul rezistent.

După aplicarea transformatei Laplace, pentru condiții inițiale nule, se obține:

$$U_i(s) = k_e s \Theta(s) + R_a \frac{J_r}{k_m} s^2 \Theta(s) + L_a \frac{J_r}{k_m} s^3 \Theta(s) + R_a \frac{M_r}{k_m} \quad (5.32)$$

Pe baza relației (5.32) se determină funcția de transfer a servomotorului electric de curent continuu.

$$H(s) = \frac{k_m}{s(L_a J_r s^2 + R_a J_r s + k_e k_m)} \quad (5.33)$$

iar pentru analiza de viteză:

$$H_v(s) = \frac{k_m}{L_a J_r s^2 + R_a J_r s + k_e k_m} \quad (5.34)$$

unde:

$$J_r = J_m + \frac{J_s}{r^2} \quad (5.35)$$

și reprezintă momentul de inerție redus la arborele motorului, iar J_m și respectiv J_s sunt momentele de inerție ale motorului și ale sarcinii, în cazul în care între sarcină și servomotor nu există decît un singur raport de demultiplicare $1/r$.

Din relația (5.35) se deduce că, în servoacționarea manipuletoarelor și a roboților industriali, atunci când sarcina este mare, este strict necesară, în scopul îmbunătățirii comportării dinamice, prin reducerea momentului de inerție redus la arborele motorului electric, utilizarea reductoarelor armonice (cu raport de reducere foarte mare de ordinul 100-200), însă cu efect asupra măririi timpului de răspuns, a reducerii preciziei, a reducerii domeniului de frecvență, etc.

Analiza comportării dinamice a servomotorului de curent continuu constă în: -analiza parametrilor caracteristici generalizați și a performanțelor caracteristice.

Analiza parametrilor caracteristici generalizați ai servomotorului de curent continuu cuprinde determinarea factorilor de amplificare k_p , k_v , a constantelor de timp T_p, T_v , a pulsației naturale ω_n , a pulsației proprii ω_p , a pulsației de rezonanță ω_r , a factorului de amortizare ξ , a suprareglajului σ , a timpului tranzitoriu t_t , etc.

Factorul de amplificare k_p și k_v pentru poziție și viteză, se determină cu relațiile:

$$\begin{aligned} k_p &= \lim_{s \rightarrow 0} H(s) \rightarrow \infty \\ k_v &= \lim_{s \rightarrow 0} H_v(s) = \frac{1}{k_e} \end{aligned} \quad (5.36)$$

Constanta de timp de poziție și respectiv de viteză T_p și T_v , se determină cu relațiile:

$$\begin{aligned} T_p &= \frac{1}{k_p} \rightarrow 0 \\ T_v &= \lim_{s \rightarrow 0} H_v(s) = \frac{1}{k_v} = k_e \end{aligned} \quad (5.37)$$

Pulsația naturală se determină cu relația:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_e k_m}{L_a J_r}} \quad (5.38)$$

Factorul de amortizare se determină cu relația:

$$\xi = \frac{R_a J_r}{2 \sqrt{L_a J_r k_e k_m}} \quad (5.39)$$

Pulsația proprie se determină cu relația:

$$\omega_p = \frac{\sqrt{2 L_a k_e k_m - R_a^2 J_r}}{L_a \sqrt{2 J_r}} \quad (5.40)$$

Pulsația de rezonanță se determină cu relația:

$$\begin{aligned} \omega_r &= \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \\ \text{unde: } x &= 1.91 \text{ pentru } \xi = 0.3 \\ x &= 1.94 \text{ pentru } \xi = 0.5 \\ x &= 1.98 \text{ pentru } \xi = 0.6 \\ x &= 2.0004 \text{ pentru } \xi = 0.7 \end{aligned} \quad (5.41)$$

Suprareglajul se determină cu relația:

$$\sigma = e^{-\frac{\pi}{\sqrt{2} \sqrt{\frac{2 L_a k_e k_m}{R_a^2 J_r} - 1}}} \quad (5.42)$$

Timpul tranzitoriu se determină cu relația:

$$t_t = \frac{9.56 L_a}{R_a} \quad (5.43)$$

Din analiza parametrilor caracteristici generalizați rezultă că pulsația naturală de funcționare a servomotorului de curent continuu depinde de gradientul tensiune-turație, k_e , de gradientul cuplu-intensitate k_m , precum și de momentul de inerție redus la arborele motorului J_r , de inductivitatea L_a a circuitului rotorului.

Astfel:

$$\omega_n \uparrow \rightarrow k_e \uparrow, k_m \uparrow, L_a \downarrow, J_r \downarrow \quad (5.44)$$

Prin creșterea pulsației naturale, se obține o creștere a promptitudinii, preciziei și o apropiere a funcționării servomotorului de limita de stabilitate.

Creșterea factorului de amortizare, care este principalul factor în obținerea unei funcționări stabile, se obține prin creșterea rezistenței R_a din circuitul rotoric, sau prin introducerea unor amortizoare vîscoase direct pe arborele servomotorului, astfel:

$$\xi \uparrow \rightarrow R_a \uparrow, J_r \uparrow, L_a \downarrow, k_e \downarrow, k_m \downarrow \quad (5.45)$$

Creșterea factorului de amortizare determină creșterea marjei de stabilitate, concomitent cu scăderea pulsației proprii și reducerea promptitudinii și a preciziei.

Analiza performanțelor caracteristice ale servomotorului presupune determinarea: preciziei; -promptitudinii; -stabilității; -capacității de urmărire.

Determinarea preciziei servomotorului de curent continuu se poate realiza: -cu ajutorul caracteristicii indiciale a răspunsului; -analitic, prin determinarea erorii staționare, utilizând funcția de transfer a servomotorului; -cu ajutorul caracteristicii Nyquist și a caracteristicii indiciale, etc.

Determinarea preciziei cu ajutorul caracteristicii indiciale

Cu ajutorul modelului matematic, care exprimă cât mai fidel comportarea dinamică a servomotorului, se determină expresia vitezei unghiulare în planul Laplace, funcție de tensiunea de comandă și de momentul rezistent:

$$\omega(s) = \frac{k_m}{L_a J_r s^2 + R_a J_r s + k_e k_m} U_i(s) - \frac{R_a}{L_a J_r s^2 + R_a J_r s + k_e k_m} M_r(s) \quad (5.46)$$

sau sinteti, cu relația în planul Laplace:

$$\omega(s) = H_v(s) U_i(s) - H_M(s) M_r(s) \quad (5.47)$$

Coeficienții funcției de transfer $H_v(s)$, vor fi:

$$a_0 = k_m; b_0 = k_e k_m; b_1 = R_a J_r; b_2 = L_a J_r. \quad (5.48)$$

pentru funcția de transfer $H_m(s)$, modificându-se doar coeficientul liber de la numărător, respectiv $a_{00} = R_a$.

Funcție de valoarea factorului de amortizare ξ , se va utiliza una din expresiile de mai jos a vitezei unghiulare a arborelui servomotorului de curent continuu.

Astfel, dacă $\xi > 1$, funcția de transfer are două rădăcini reale și diferite și deci un răspuns neoscilant, expresia funcției indiciale fiind:

$$\omega(t) = \left(\frac{a_0}{b_0} U_i - \frac{R_a}{b_0} M_r \right) \left[1 + e^{-b_1 t} \frac{b_2}{b_1 - b_2} - e^{-b_2 t} \frac{b_1}{b_1 - b_2} \right] \quad (5.49)$$

unde: U_i și respectiv M_r sunt considerate mărimi de intrare de tip treaptă, pentru un anumit interval de timp definit ca fiind pasul de integrare, urmând ca după determinarea vitezei unghiulare într-un punct de funcționare, să se determine prin derivare grafică, accelerația și prin integrare grafică, spațiul, urmând ca pe baza acestor noi elemente să se determine noua valoare a trepte de tensiune U_i și de moment rezistent M_r , calculul reluându-se pentru toate punctele, numărul lor fiind determinat de raportul dintre intervalul de observare impus de cercetător și pasul de integrare.

Pentru o precizie cât mai bună a trasării caracteristicilor indiciale de viteză, accelerație și spațiu se alege un pas de integrare cât mai mic.

Dacă $\xi = 1$, ecuația caracteristică a funcției de transfer are două rădăcini reale și confundate și funcția indicială de viteză unghiulară se determină cu relația:

$$\omega(t) = \left(\frac{a_0}{b_0} U_i - \frac{a_{00}}{b_0} M_r \right) [1 - e^{-\omega_n t} (1 - \omega_n t)] \quad (5.50)$$

unde: ω_n este pulsația naturală a servomotorului; t - pasul de timp, sau pasul de integrare.

Dacă $\xi < 1$, ecuația caracteristică a funcției de transfer are două rădăcini complex conjugate, deci se obține un răspuns oscilant, iar funcția indicială a vitezei unghiulare a servomotorului se determină cu relația:

$$\omega(t) = \left(\frac{a_0}{b_0} U_i - \frac{a_{00}}{b_0} M_r \right) \frac{1}{\sqrt{1 - \xi^2}} [1 - e^{-\omega_n t \xi} \sin(\omega_n t \sqrt{1 - \xi^2} + \arctg \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi})] \quad (5.51)$$

După reprezentarea grafică, prin puncte, a funcției indiciale a vitezei unghiulare a servomotorului de curent continuu, se determină eroarea staționară cu ajutorul relației:

$$\varepsilon_{st} = |\omega(t_i) - k_v U_i| \quad (5.52)$$

unde: $\omega(t_i)$ este viteza unghiulară determinată la timpul tranzitoriu; k_v - factorul de amplificare de viteză; U_i - mărimea de intrare; $k_v U_i$ - mărimea de ieșire.

Determinarea preciziei cu ajutorul funcției de transfer

Se utilizează relația de calcul a erorii staționare determinate cu ajutorul funcției de transfer:

$$\varepsilon_{st} = \lim_{t \rightarrow \infty} \varepsilon(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \varepsilon(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1 + H_d(s)} U_i(s) \quad (5.53)$$

unde: $H_d(s)$ -este funcția de transfer în circuit deschis a elementului modelat;

$U_i(s)$ -este mărimea de intrare exprimată în planul Laplace;

Dacă considerăm mărimea de intrare de tip treaptă, relația precedentă devine:

$$\varepsilon_{st} = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1 + H_d(s)} \frac{U_i}{s} = k_e U_i \quad (5.54)$$

Determinarea preciziei cu ajutorul caracteristicii indiciale și a locului de transfer

Din caracteristica indicială se determină prin calculul raportului între numărul de oscilații și timp, frecvența cu care oscilează răspunsul după încadrarea sa în marja de +/-5%. Se determină apoi pulsația răspunsului și se localizează pe locul de transfer, punctul de pulsație calculată ω_t (vezi fig.5.40). Eroarea staționară va fi determinată cu relația :

$$\varepsilon_{st} = U_i |k_v - |H_v(j\omega_t)|| \quad (5.55)$$

unde: k_v este factorul de amplificare de viteză; $|H_v(j\omega_t)|$ - amplitudinea răspunsului la pulsația calculată.

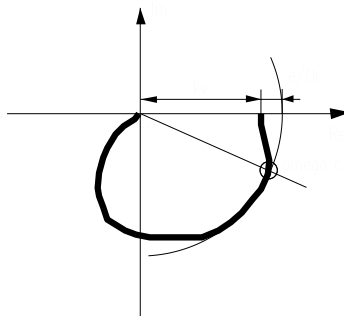


Fig.5.40 Caracteristica Nyquist și localizarea punctului de pulsație cunoscută

Determinarea promptitudinii servomotorului de curent continuu

Determinarea promptitudinii servomotorului presupune determinarea vitezei de răspuns la o intrare programatoare de un anumit tip. Determinarea promptitudinii se poate efectua: -cu ajutorul caracteristicilor indiciale; -cu ajutorul locului de transfer; -cu ajutorul planului poli-zero; analitic, prin determinarea constantei totale de timp, etc.

Determinarea promptitudinii cu ajutorul caracteristicilor indiciale

Promptitudinea servomotorului depinde de timpul de creștere t_c . Determinarea acestuia presupune determinarea punctului de intersecție dintre dreapta orizontală corespunzătoare valorii mărimii de ieșire staționare și caracteristica indicială.

Determinarea promptitudinii cu ajutorul locului de transfer

Se poate aprecia că un servomotor este foarte prompt și mărimea de ieșire este stabilă dacă este rezolvat compromisul optim precizie-stabilitate. Acest compromis optim precizie-stabilitate este obținut pentru o margine de fază M_ϕ cuprinsă între:

$$25^\circ < M_\phi < 45^\circ \quad (5.56)$$

Servomotorul va fi mai prompt dacă marginea de fază se va situa către limita valorii inferioare ($M_\phi=25$), dar va funcționa mai aproape de limita de stabilitate.

Marginea de fază este determinată de poziția unghiulară a punctului de intersecție a locului de transfer cu cercul cu raza egală cu unitatea. Acesta se exprimă analitic astfel:

$$M_\phi = 180^\circ - \Phi_{(|H_d(j\omega)|=1)} \quad (5.57)$$

Marginea de câștig și marginea de fază pot fi urmărite în fig.5.41...5.42.

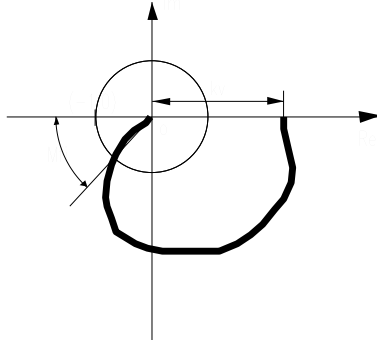


Fig.5.41 Marginea de fază la un servomotor, model dinamic PT₂

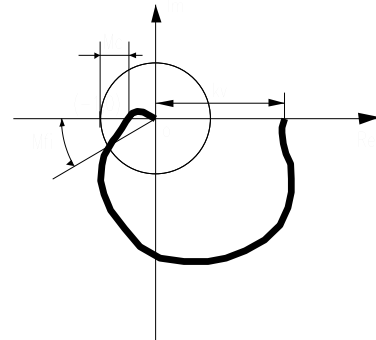


Fig.5.42 Marginea de fază și marginea de câștig la un servomotor, model dinamic PT₃

În fig.5.41 este reprezentat locul de transfer pentru viteza unghiulară a arborelui servomotorului de curent continuu, iar în fig.5.42 este reprezentat locul de transfer al servomotorului modelat dinamic cu un element inerțial suplimentar.

Marginea de câștig se determină cu relația:

$$M_c = 1 - |H_v(j\omega_\pi)| \quad (5.58)$$

unde: $|H_v(j\omega)|$ este amplitudinea răspunsului atunci când faza este π radiani.

Pentru obținerea unei bune precizii, promptitudinii și stabilități marginea de câștig trebuie să fie cuprinsă între:

$$0.2 < M_c < 0.3 \quad (5.59)$$

Determinarea promptitudinii cu ajutorul planului poli-zerouri

Promptitudinea unui servoelement este mai mare cu cât pulsația naturală, pulsația proprie este mai mare și domeniul benzii de frecvență în care lucrează servomotorul este de asemenea mai mare.

Lărgimea benzii de frecvență este determinată de poziția pulsației de frîngere a caracteristicii Bode $A(\nu)$. Pulsația de frîngere este determinată de partea reală a rădăcinilor complex-conjugate ale ecuației caracteristice. În cazul servomotorului de curent continuu pulsația de frîngere se determină cu relația:

$$\omega_t = \frac{R_a}{2L_a} \quad (5.60)$$

Deci pulsația de frîngere va depinde în modul următor de parametrii constructivi ai servomotorului:

$$\omega_t \uparrow \Rightarrow R_a \uparrow, L_a \downarrow \quad (5.61)$$

Planul poli-zerouri a funcției de transfer a servomotorului de curent continuu este reprezentată în fig.5.43, în varianta în care ecuația caracteristică are două rădăcini complex-conjugate, iar în fig.5.44 când ecuația are două rădăcini reale și diferite. Caracteristicile Bode $A(\nu)$ pentru fiecare din aceste cazuri sunt reprezentate în figurile 5.45...5.46.

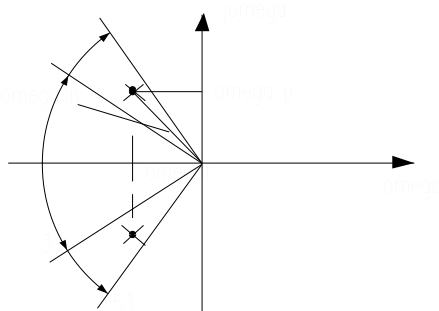


Fig.5.43 Planul poli-zerouri pentru poli complex-conjugați

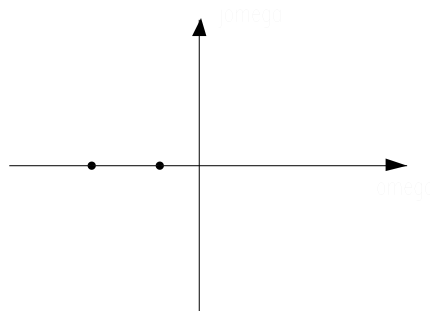


Fig.5.44 Planul poli-zerouri pentru poli reali

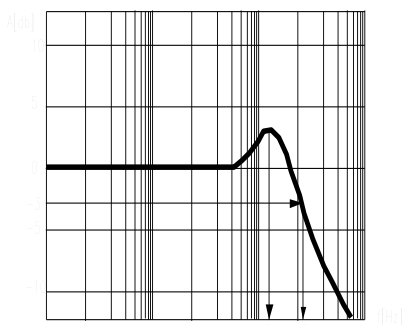


Fig.5.45 Caracteristica Bode $A(f)$ pentru cazul unui răspuns oscilant $\xi < 1$

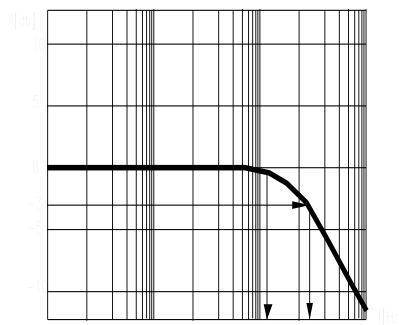


Fig.5.46 Caracteristica Bode $A(f)$ pentru cazul unui răspuns amortizat $\xi \geq 1$

unde: f_i este frecvența de frîngere; f_c - frecvența critică. Domeniul de precizie-promptitudine-stabilitate este descris cu ajutorul planului poli-zerouri prin spațiul unghiular delimitat de unghiul de 37° și 53° , ceea ce corespunde unui factor de amortizare cuprins între 0.6 și 0.8.

Promptitudinea este maximă dacă polii complex-conjugați se vor găsi la limita unghiulară de 53° , deci la limita inferioară a factorului de amortizare, respectiv 0.6.

Determinarea analitică a promptitudinii

Promptitudinea se poate determina analitic prin calculul constantei de timp totale.

Promptitudinea va fi maximă dacă constanta de timp va fi minimă.

$$T = \frac{1}{\lim_{s \rightarrow 0} H_v(s)} \quad (5.62)$$

Determinarea stabilității comportării dinamice a servomotorului

Comportarea stabilă a servomotorului presupune ca în funcționarea sa, perioada tranzitorie să fie limitată în timp, respectiv oscilațiile răspunsului în timp real, să fie limitate de o curbă exponențială descendentă. Stabilitatea se poate determina: -cu ajutorul caracteristicilor indiciale; -cu ajutorul locului de transfer Nyquist; -cu ajutorul criteriilor algebrice Ruth-Hurwitz, Mihailov; -cu ajutorul planului poli-zerouri, etc.

Determinarea stabilității cu ajutorul caracteristicii indiciale

Se poate afirma că un element este mai stabil cu cît numărul oscilațiilor răspunsului în perioada tranzitorie este mai mic. De regulă, un răspuns foarte stabil este și foarte amortizat, iar cu creșterea amortizării crește timpul de răspuns, deci promptitudinea scade, scade de asemenea și precizia. O bună precizie și o bună stabilitate se obține pentru un răspuns care cuprinde o semioscilație și jumătate. Caracteristica indicială se determină pe baza relațiilor (5.49)...(5.51), funcție de valoarea factorului de amortizare ξ .

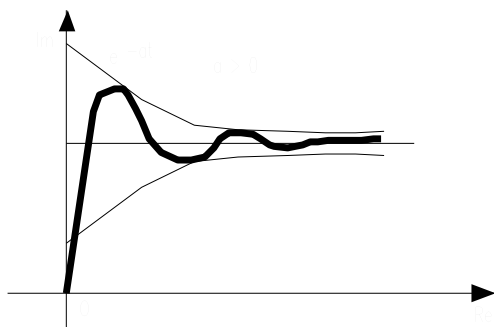


Fig.5.47 Răspuns stabil

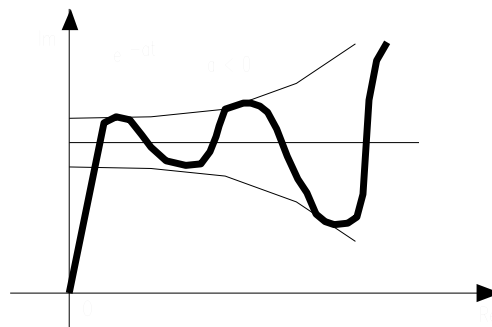


Fig.5.48 Răspuns instabil

Determinarea stabilității cu ajutorul locului de transfer

Pe baza criteriului de stabilitate Nyquist, funcționarea este stabilă dacă locul de transfer, pentru funcția de transfer în circuit deschis, ocolește prin dreapta, punctul de coordonate $(-1,0)$. Acesta rezultă din faptul că dacă modulul funcției de transfer $H_d(s)$ are valoarea -1 , eroarea staționară devine infinită (deci funcționare instabilă) conform relației:

$$\varepsilon_{st} = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1 + H_d(s)} i(s)$$

unde: $i(s)$ este mărimea de intrare; $H_d(s)$ - funcția de transfer în circuit deschis.

Locurile de transfer, pentru analiza de poziție și viteză sunt reprezentate în fig.5.49 și 5.50.

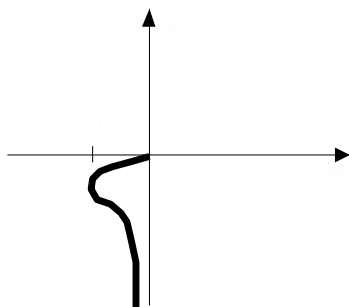


Fig.5.49 Sistem de tip IT_2 stabil conform criteriului Nyquist

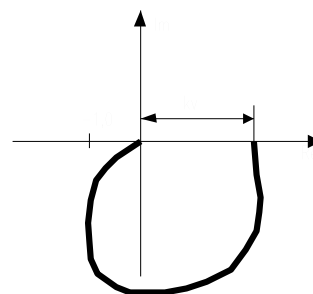


Fig.5.50 Sistem stabil de tip PT_2 conform criteriului Nyquist

Determinarea stabilității cu ajutorul criteriilor algebrice

Condiția de funcționare stabilă a oricărui element este, conform criteriului de stabilitate Ruth-Hurwitz, ca coeficienții ecuației caracteristice, ai funcției de transfer să fie strict pozitivi, iar minorii de ordinul i să fie pozitivi. Dezavantajul criteriilor algebrice constă în faptul că nu oferă informații referitoare la gradul de stabilitate precum și asupra limitei de stabilitate. Criteriile algebrice nu vor putea fi utilizate în scopul optimizării funcționării în regim dinamic a elementelor și sistemelor, ci numai în scopul verificării stabilității.

Determinarea stabilității cu ajutorul planului poli-zeroouri

Servomotorul va funcționa stabil dacă polii complex-conjugați (cei care de fapt definesc funcționarea oscilantă a răspunsului), se vor situa în spațiul unghiular cuprins între 37° și 53° .

Pentru o foarte bună precizie și promptitudine, polii complex-conjugați trebuie să fie dispuși la limita unghiulară de 53° (vezi fig.5.43).

Determinarea capacității de urmărire a servomotorului

Capacitatea de urmărire reprezintă capacitatea servomotorului de curent continuu de a răspunde la un semnal de intrare dintr-un domeniu de frecvență, cuprins între 0 și frecvența critică ν_c .

Cu cât domeniul de frecvență este mai mare cu atât servomotorul este mai prompt și mai precis, dar mai apropiat de limita de stabilitate. Domeniul de frecvență crește dacă, frecvența de tăiere, determinată de partea reală a polilor complex-conjugați, crește. Pulația de tăiere, în cazul servomotorului de curent continuu este definită de relația (5.60). Caracteristicile Bode $A(\nu)$ pentru diverse valori ale parametrilor constructivi-funcționali sunt prezentate în fig.5.51 și 5.52.

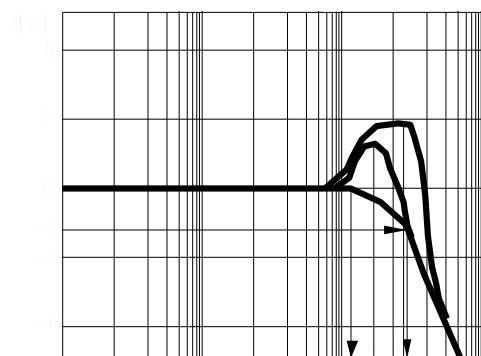


Fig.5.51 Caracteristica Bode $A(\gamma)$ pentru diverse valori ale factorului de amortizare ξ

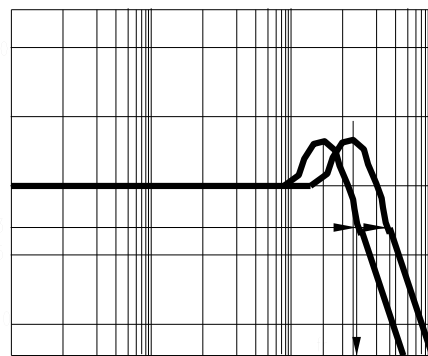


Fig.5.52 Caracteristica Bode $A(\gamma)$ cu bandă de frecvență mărită prin deplasarea frecvenței de tăiere

Pentru valori ale factorului de amortizare mai mici ca 0.6, frecvența de rezonanță, pentru un răspuns oscilant, tinde să se deplaseze către dreapta față de poziția frecvenței de tăiere. Pentru modificarea bandei de frecvență, în care poate lucra elementul, se modifică poziția frecvenței de tăiere (vezi fig.5.52). Icon-urile, pentru instrumentele virtuale realizate, sunt prezentate în fig.5.53...5.54. Prin aplicarea unor corecții de întârziere, anticipație sau combinații ale acestora, se pot obține diverse răspunsuri, după cum se poate observa din fig.5.55...5.57. Simularea a fost realizată cu ajutorul Matlab- Simulink și a LabView.

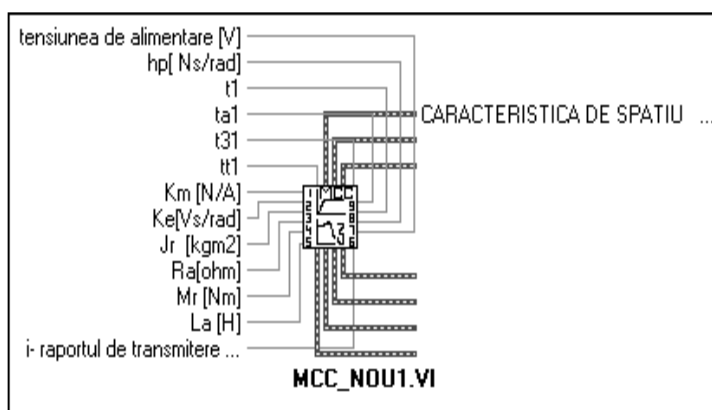


Fig.5.53 Icon-ul pentru simularea comportării dinamice a MCC

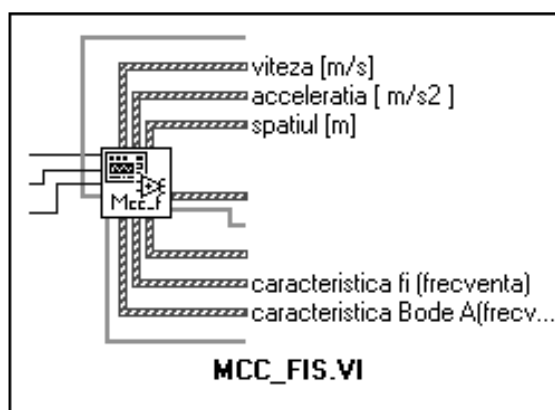


Fig.5.54 Icon-ul pentru simularea comparativă a comportării dinamice a MCC

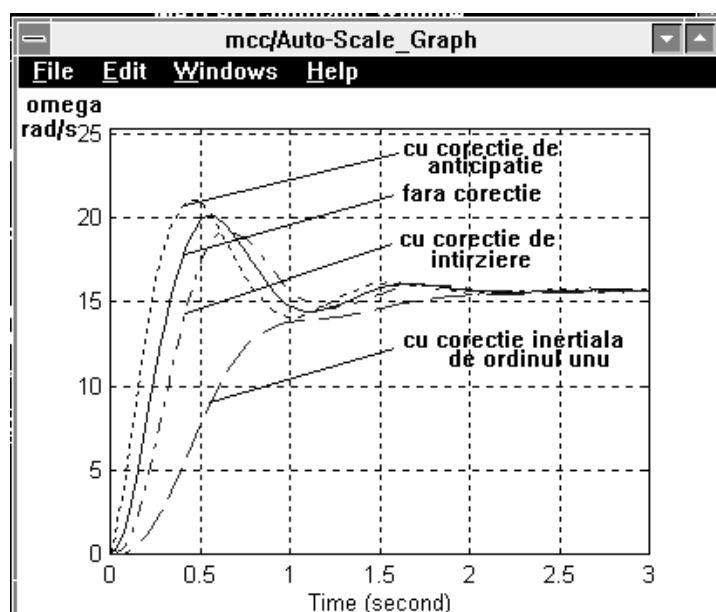


Fig.5.55 Caracteristicile indiciile de viteză unghiulară a MCC pentru diverse tipuri de corecții

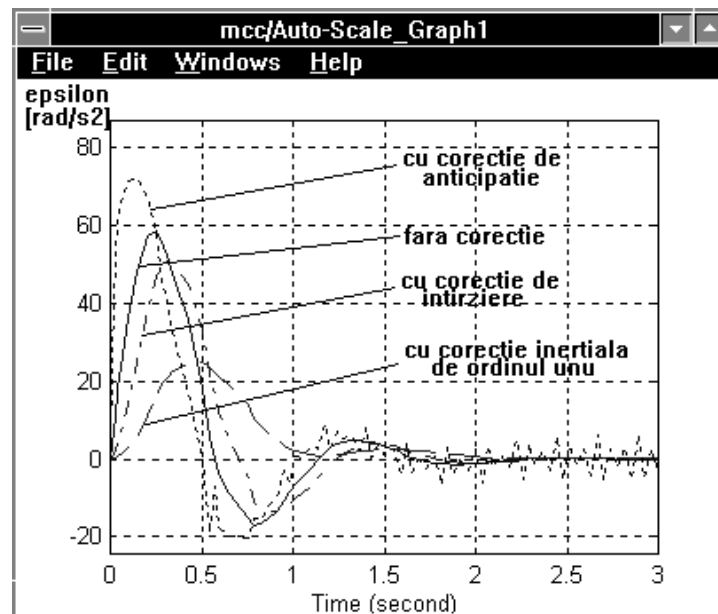


Fig.5.56 Caracteristicile indiciale de accelerație unghiulară a MCC pentru diverse tipuri de corecții

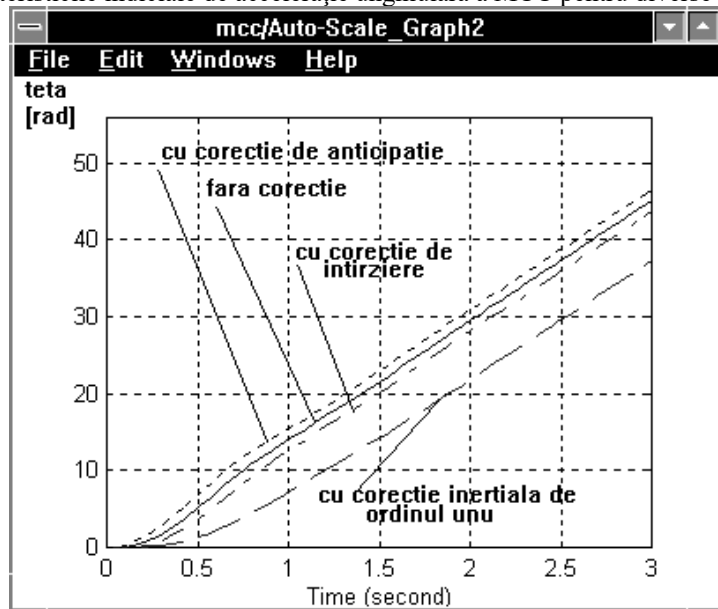


Fig.5.57 Caracteristicile indiciale de poziție unghiulară a MCC pentru diverse tipuri de corecții

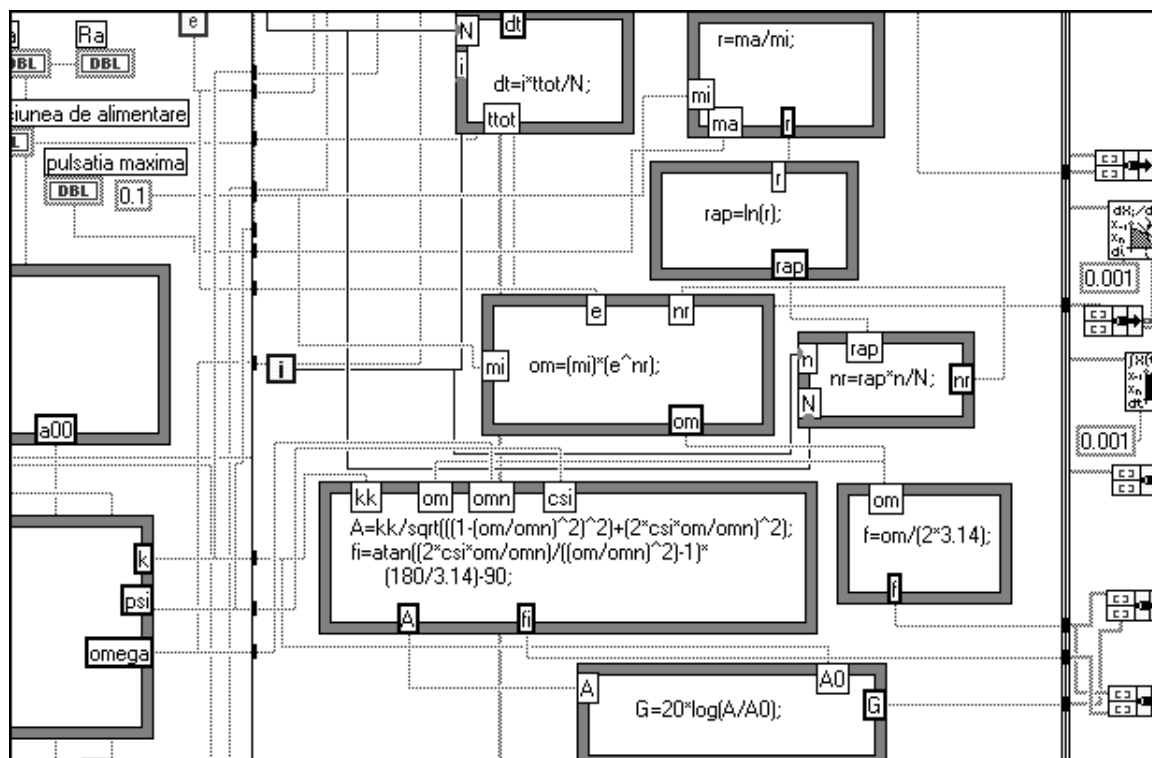


Fig.5.58 Schema bloc de simulare a comportării dinamice a MCC cu ajutorul limbajului LabView

5.2. ANALIZA PRACTICĂ A SERVO SISTEMELOR UTILIZATE ÎN CONSTRUCȚIA

ROBOTILOR ȘI A SISTEMELOR FLEXIBILE DE FABRICAȚIE

Printre metodele de analiză a servosistemelor se cunosc: -metode analitice; -metode grafo-analitice; -metode care folosesc limbaje de simulare; -metode care folosesc cercetarea asistată însoțită de cercetarea fenomenologică. În general analiza servosistemelor este îngreunată de existența multor elemente neliniare, a necunoașterii evoluției lor temporale, a multitudinii componentelor și a influenței, de cele mai multe ori, aleatoare a fiecăreia asupra comportării dinamice în ansamblu a servosistemului. Fără limbaje de simulare sau cercetare asistată nu este posibilă analiza servosistemelor. În acest scop, lucrarea de față vine în sprijinul cercetătorilor din domeniu cu un vast pachet propriu de programe de simulare numerică asistată, realizate sub nucleul LabView, MathCad, Matlab- Simulink, etc. Limbajul de simulare a sistemelor dinamice continue SSC este greu de aplicat pentru servosisteme întrucât acestea au un număr mare de blocuri funcționale, iar depistarea erorilor este astfel mult îngreunată. De regulă, în tehnica de analiză numerică asistată, se fac unele aproximări, care să simplifice modelul matematic și deci să reducă numărul de blocuri, aproximări care însă depărtează simularea comportării dinamice a servosistemului de comportarea reală.

Elementele componente ale servosistemelor pot fi reprezentate sub formă de dipol sau de multipol. Reprezentarea multipolară este mult mai aproape de funcționarea reală, însă îngreunează modelul matematic întrucât toate determinările se vor efectua pe model multivariabil, matricial-vectorial. Reprezentarea multipolară asigură despărțirea canalului de transmitere a informației de mișcare, de canalul de transmitere a informației de efort și deasemenea pune în evidență și eventualele intercondiționări între cele două canale informaționale.

Cercetarea comportării mecanismului de orientare la manipuloarele de forjare

Cercetarea asistată a comportării dinamice a modului de orientare la manipuloarele de forjare de 20 kN, cu acționare electrohidraulică, cu pompă cu debit reglabil și regulator automat de putere, presupune realizarea modelului matematic și a metodologiei de cercetare asistată, în vederea optimizării parametrilor funcționali. Manipuloarele de forjare de 20kN cu acționare Diesel

hidraulică sunt destinate manipulării în sectorul de forje din întreprinderile constructoare de mașini din țară.

Sistemul hidraulic este compus dintr-o pompă cu debit reglabil, cu regulator de putere înglobat (fig.5.59), un distribuitor și un motor hidraulic rotativ, care acționează mecanismul de rotire al cleștelui manipulatorului. În fig.5.61 este prezentat cleștele, arborele de rotire al cleștelui, modulul de orientare (roll) și cilindrul hidraulic de strângere-desfacere al cleștelui.

Dispozitivul de rotire al cleștelui constă dintr-un motor hidraulic montat pe semicarcasa superioară a cleștelui, care este cuplat la un arbore sprijinit pe doi rulmenți, pe care se află pinionul de antrenare.

Rezultatele cercetării asistate ale comportării dinamice a modulului de orientare, de la manipolatoarele de forjare, sunt puse în evidență pe baza unui program de calcul elaborat sub nucleul LabView. Rezultatele obținute, ca urmare a cercetării asistate efectuate pe un model real de modul de orientare, pot servi și ca metodică generalizată de cercetare asistată a unor module similare din construcția manipuloarelor și a roboților industriali.

Cunoscând elementele constructive ale modulului de orientare (vezi fig.5.61) au fost determinate momentele de inerție axiale reale, reduse la arborele motorului hidraulic rotativ.

Notațiile utilizate și valorile concrete ale parametrilor sunt: capacitatea geometrică a MHR, $q_m = 600.0$ [cm³/rot]; coeficientul de frecare uscată, $c_{fp} = 1.4$ [-]; momentul de inerție redus al motorului $j_m = 207.0$ [daN.cm.s²/rad]; momentul de inerție redus al sarcinii $j_s = 118.8$ [daN.cm.s²/rad]; gradientul de pierderi de debit proporționale cu presiunea $a_m = 0.55$ [cm⁵/daN.s]; gradientul de pierderi de moment proporționale cu viteza unghiulară $b_m = 0.4$ [daN.cm.s/rad]; modulul de elasticitate al uleiului $E = 16000$ [daN/cm²]; intervalul de timp $t_{max} = 1.0$ [s]; pasul de integrare $pas = 0.02$ [s]; presiunea de refulare a motorului $p_0 = 3.0$ [daN/cm²]; presiunea supapei maxime $p_{max} = 160.0$ [daN/cm²]; momentul de frecare fără sarcina $m_{ffs} = 1658$ [daN.cm]; momentul de frecare cu sarcina $m_{fcs} = 11811$ [daN.cm]; coordonata x_{d1} a caracteristicii pompei $x_{d1} = 360.0$ [daN/cm²]; coordonata y_{d1} a caracteristicii pompei $y_{d1} = 700.0$ [cm³/s]; coordonata x_{d2} a caracteristicii pompei $x_{d2} = 240.0$ [daN/cm²]; coordonata y_{d2} a caracteristicii pompei $y_{d2} = 1100.0$ [cm³/s]; capacitatea geometrică a pompei $q_p = 31.0$ [cm³/rot]; turația motorului electric $n_{me} = 1800.0$ [rot/min].

Întrucât modulul de rotație al cleștelui, utilizează o pompă tip F216, cu debit variabil, cu regulator de putere înglobat tip R1100M, pe baza datelor de intrare de mai sus, referitoare la cele două drepte, prin care s-a aproximat caracteristica $Q-p$, se determină abscisa punctului de inflexiune, B (fig.5.60) presiunea fiind notată cu p_p .

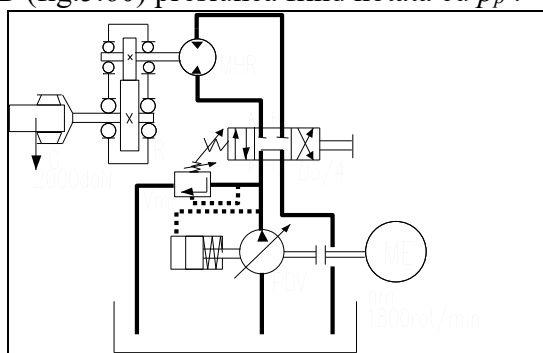


Fig.5.59 Schema hidraulică de acționare a mecanismului de orientare (roll)

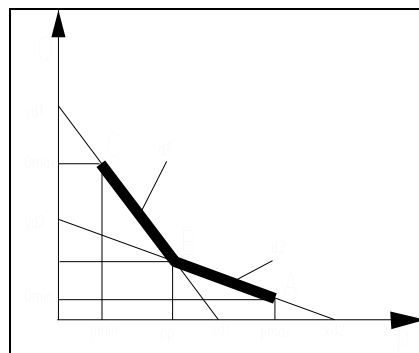


Fig.5.60 Caracteristica $Q-p$ a servopompei

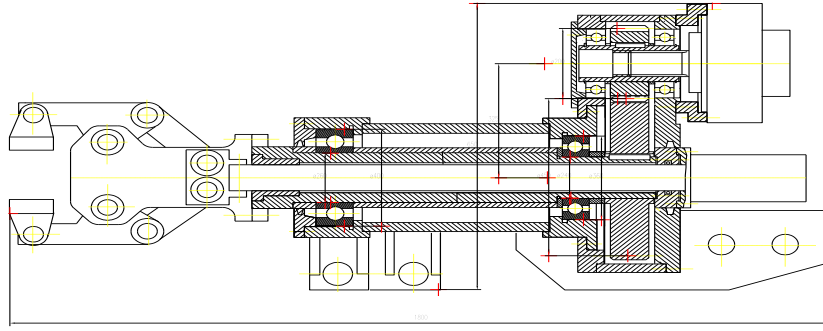


Fig.5.61 Soluția constructivă de principiu a modului de orientare

$$p_p = \frac{x_{d1} \cdot y_{d1} \cdot x_{d2} - x_{d1} \cdot x_{d2} \cdot y_{d2}}{y_{d1} \cdot x_{d2} - x_{d1} \cdot y_{d2}} \quad (5.62)$$

În scopul determinării presiunii de la care începe mișcarea, se calculează presiunea minimă, pornind de la relația care exprimă variația momentului cinetic la nivelul arborelui motorului hidraulic rotativ:

$$J \cdot \frac{d\omega_M}{dt} + b_M \cdot \omega_M + M_f = (p - p_0) \cdot \frac{q_M}{2\pi} \cdot (1 - c_{fp}) \quad (5.63)$$

Întrucât la pornire, accelerația și viteza unghiulară sunt nule, se obține:

$$M_f = (p - p_0) \cdot \frac{q_M}{2\pi} \cdot (1 - c_{fp}) \quad (5.64)$$

În aceste condiții, presiunea minimă corespunzătoare pornirii mecanismului de orientare, va avea expresia:

$$p_{\min} = \frac{M_f \cdot 2\pi}{q_M \cdot (1 - c_{fp})} + p_0 \quad (5.65)$$

Dacă presiunea minimă este mai mică decât presiunea valvei maxime, prin program se stabilește mărirea presiunii valvei maxime pînă la valoarea minimă a presiunii minime de amorsare a mișcării. Se calculează în continuare debitul de lucru maxim, corespunzător presiunii minime de mișcare. În acest scop se compară presiunea minimă cu presiunea punctului de inflexiune de pe caracteristica pompei, pentru a determina dacă punctul respectiv se găsește pe dreapta 1 sau pe dreapta 2.

Dacă punctul se găsește pe dreapta 2 ($p_{\min} > p_p$), atunci $Q_{\max}$ se calculează cu relația:

$$q_{\max} = \frac{y_{d2} \cdot x_{d2} - y_{d2} \cdot p_{\min}}{x_{d2}} \quad (5.66)$$

dacă punctul se află pe dreapta 1 ($p_{\min} < p_p$), $Q_{\max}$ se calculează cu relația:

$$q_{\max} = \frac{y_{d1} \cdot x_{d1} - y_{d1} \cdot p_{\min}}{x_{d1}} \quad (5.67)$$

Se calculează apoi debitul maxim optenabil al pompei:

$$q_{\max p} = \frac{n_{ME} \cdot q_p}{60} [cm^3/s] \quad (5.68)$$

și se compară cu debitul maxim corespunzător presiunii minime.

Dacă $q_{\max}$ este mai mare decât debitul pompei atunci prin program se face atribuirea:

$$q_{\max} := q_{\max p}$$

În continuare se calculează debitul minim de funcționare, debit corespunzător presiunii valvei maxime $p_{\max}$, determinînd mai întîi poziția punctului de funcționare pe caracteristica $Q-p$.

Dacă punctul de funcționare se află pe dreapta 2, atunci debitul minim se determină cu relația:

$$q_{\min} = \frac{y_{d2} \cdot x_{d2} - y_{d2} \cdot p_{\max}}{x_{d2}} \quad (5.69)$$

iar dacă se află pe dreapta 1, se determină cu relația:

$$q_{\min} = \frac{y_{d1} \cdot x_{d1} - y_{d1} \cdot p_{\max}}{x_{d1}} \quad (5.70)$$

Se calculează în continuare accelerația unghiulară maximă $eps_{\max}$, viteza unghiulară maximă $om_{\max}$ și viteza unghiulară minimă $om_{\min}$. În acest scop se scrie relația de echilibru a debitului la nivelul motorului hidraulic rotativ:

$$Q = \frac{q_M}{2\pi} \cdot \omega_M + a_M \cdot (p - p_0) + \frac{q_M}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (5.71)$$

Dacă se neglijează compresibilitatea uleiului, debitul maxim va avea expresia:

$$Q_{\max} = \frac{q_m}{2\pi} \cdot \omega_{\max} + a_M \cdot (p_{\min} - p_0) \quad (5.72)$$

Din relația (5.72) se determină viteza unghiulară maximă:

$$\omega_{\max} = [Q_{\max} - a_M \cdot (p_{\min} - p_0)] \cdot \frac{2\pi}{q_M} \quad (5.73)$$

Analog se determină viteza unghiulară minimă:

$$\omega_{\min} = [Q_{\min} - a_M \cdot (p_{\max} - p_0)] \cdot \frac{2\pi}{q_M} \quad (5.74)$$

Accelerația maximă se determină din relația care exprimă conservarea momentului cinetic la nivelul arborelui motorului hidraulic rotativ:

$$(J_M + J_S) \cdot \varepsilon + b_M \cdot \omega_M + M_f = \frac{q_M}{2\pi} \cdot (p_M - p_0) \cdot (1 - c_{fp}) \quad (5.75)$$

Accelerația maximă va avea expresia:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{q_M \cdot (p_{\max} - p_0) \cdot (1 - c_{fp})}{2\pi \cdot (J_M + J_S)} - \frac{(b_M \cdot \omega_{\min} + M_f)}{J_M + J_S} \quad (5.76)$$

Primul punct de funcționare calculat va fi punctul de pornire, deci cînd valoarea curentă a presiunii este egală cu presiunea minimă de mișcare $p_m = p_{\min}$.

Deci, se consideră valoarea curentă a presiunii:

$$val.curenta \ p_m = p_{\min}$$

Se reia iterativ, calculul debitului corespunzător punctului curent de funcționare, stabilindu-se mai întâi, poziția acestui punct pe caracteristica $Q-p$ față de punctul p_p .

Dacă punctul de funcționare se află pe dreapta 2, debitul curent de funcționare se determină cu relația:

$$val.curnt.q = \frac{y_{d2} \cdot x_{d2} - y_{d2} \cdot val.curnt.p_M}{x_{d2}} \quad (5.77)$$

iar dacă se află pe dreapta 1, debitul curent de funcționare se determină cu relația:

$$val.curnt.q = \frac{y_{d1} \cdot x_{d1} - y_{d1} \cdot val.curnt.p_M}{x_{d1}} \quad (5.78)$$

Pe baza ecuațiilor de echilibru de debit și de conservare a momentului cinetic al motorului hidraulic rotativ, se determină funcția de transfer a motorului hidraulic rotativ:

$$H(s) = \frac{\omega(s)}{Q(s)} = \frac{a_0}{b_2 s^2 + b_1 s + b_0} \quad (5.79)$$

unde coeficienții funcției de transfer au expresiile:

$$a_0 = \frac{q_M \cdot (1 - c_{fp})}{2\pi}; b_0 = \left(\frac{q_M}{2\pi}\right)^2 \cdot (1 - c_{fp}) + a_M \cdot b_M \quad (5.80)$$

$$b_1 = (J_M + J_S) \cdot a_M + \frac{q_M}{2 \cdot E} \cdot b_M; b_2 = (J_M + J_S) \cdot \frac{q_M}{2 \cdot E}$$

iar parametrii funcției de transfer, factorul de amortizare și pulsația naturală au expresiile:

$$\xi = \frac{b_1}{2\sqrt{b_0 \cdot b_2}}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{b_0}{b_2}}$$
(5.81)

Pentru fiecare punct de funcționare se determină factorul de amortizare ξ și se compară cu valoarea 1, în vederea stabilirii alurii caracteristicii indiciale a vitezei unghiulare ω .

Dacă factorul de amortizare este mai mare decât 1, atunci răspunsul este supracritic și expresia vitezei unghiulare a motorului hidraulic rotativ este:

$$\omega_1 = \frac{a_0}{b_0} \cdot \text{val.curnt} \cdot Q \cdot \left[1 + \left(\frac{b_2 \cdot e^{-b_1 \cdot t}}{b_1 - b_2} - \frac{b_1 \cdot e^{-b_2 \cdot t}}{b_1 - b_2} \right) \right] - \frac{M_f \cdot a_M \cdot [1 - e^{\frac{-b_0 \cdot t}{a_M \cdot (J_M + J_S)}}]}{b_0} . \quad (5.82)$$

Dacă factorul de amortizare este unitar, răspunsul este critic amortizat și expresia vitezei unghiulare a motorului hidraulic rotativ este:

$$\omega_2 = \frac{a_0}{b_0} \cdot \text{val.curnt} \cdot Q \cdot [1 - e^{-\omega_n \cdot t} \cdot (1 - \omega_n \cdot t)] - \frac{M_f \cdot a_M \cdot [1 - e^{\frac{-b_0 \cdot t}{a_M \cdot (J_M + J_S)}}]}{b_0} . \quad (5.83)$$

Dacă factorul de amortizare este mai mic decât 1, răspunsul este subcritic amortizat și expresia vitezei unghiulare a motorului hidraulic rotativ este:

$$\omega = \frac{a_0}{b_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2}} \cdot \text{val.curnt} \cdot Q \cdot [1 - e^{-\omega_n \cdot \xi \cdot t} \cdot \sin[\omega_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \cdot t + \arctg \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi}]] -$$

$$- \frac{M_f \cdot a_M \cdot [1 - e^{\frac{-b_0 \cdot t}{a_M \cdot (J_M + J_S)}}]}{b_0} . \quad (5.84)$$

Pe baza relațiilor precedente, cunoscând valorile curente ale debitului, se calculează valoarea curentă a vitezei unghiulare a primului punct.

Cunoscând viteza unghiulară, se determină valoarea curentă a accelerației unghiulare:

$$\text{val.curnt} \cdot \varepsilon = \frac{\text{val.curnt} \cdot \omega}{pas} \quad (5.85)$$

Valoarea curentă a spațiului unghiular, va avea expresia:

$$\text{val.curnt} \cdot \theta = \frac{\text{val.curnt} \cdot \omega \cdot pas}{2} \quad (5.86)$$

Dacă presiunea curentă este mai mică decât presiunea minimă, atunci se face atribuirea:

$$p_m := p_{min}$$

Se calculează în continuare debitul punctului curent de funcționare, stabilind mai întâi poziția punctului curent de funcționare, pe caracteristica $Q-p$ a pompei.

Dacă punctul este pe dreapta 2, debitul curent se calculează cu relația (5.77), iar dacă punctul de funcționare se afla pe dreapta 1, debitul curent se calculează cu relația (5.78).

Se compară din nou valoarea calculată, care reprezintă debitul în punctul curent de funcționare, cu limitele maxime admise, impunându-se acestea, în cazul în care sunt depășite.

Pe baza valorilor curente ale presiunii și ale debitului, se calculează valoarea curentă a momentului activ și a puterii active:

$$\text{val.curnt} \cdot M_a = \frac{q_M}{2\pi} \cdot (\text{val.curnt} \cdot p_M - p_0) \text{ [daN/cm}^2\text{]} \quad (5.87)$$

$$\text{val.curnt} \cdot N = \text{val.curnt} \cdot p_M \cdot \text{val.curnt} \cdot Q_M \cdot 0.1 \text{ [W]}. \quad (5.88)$$

Calculul se reia iterativ pentru toate punctele. Numărul de puncte se determină prin aproximarea printr-un număr întreg a raportului t_{max}/pas , unde t_{max} și pas sunt timpul maxim de cercetare și respectiv pasul de iterație, valori stabilite ca date de intrare de către cercetător.

Pentru celelalte puncte, accelerația unghiulară și spațiul unghiular, se determină ținând cont de valorile curente și anterioare ale accelerației și vitezei unghiulare, utilizând relațiile:

$$val.curnt.\varepsilon = \frac{val.curnt.\omega - val.anter.\omega}{pas} \quad (5.89)$$

$$val.curnt.\theta = val.anter.\theta + val.curnt.\omega \cdot pas \quad (5.90)$$

Pe baza calculului coordonatelor tuturor punctelor s-au determinat caracteristicile indiciale de viteză unghiulară, accelerație unghiulară, spațiu unghiular, presiune, debit, moment și putere.

Caracteristicile indiciale mai sus menționate pot fi urmărite în fig.5.62...5.67.

În scopul cercetării comportării dinamice, au fost modificați o serie de parametri (gradientul de pierderi de debit, presiunea valvei maxime, capacitatea motorului, momentul de inerție al sarcinii, momentul de frecare, puterea servopompei, etc.).

Printre cazurile studiate au fost și cele caracterizate de: -micșorarea gradientului de debit și mărirea presiunii valvei maxime; -micșorarea gradientului de debit și mărirea excesivă a presiunii valvei maxime; -micșorarea gradientului de debit și reducerea presiunii valvei maxime aproape de limita minimă de funcționare; -mărirea gradientului de debit și reducerea presiunii valvei maxime până la limita minimă de funcționare. Studiind comparativ caracteristicile indiciale pentru aceste cazuri, precum și pentru variația celorlalți parametri constructivi sau funcționali cuprinși în tabelul 5.2, s-au constatat următoarele: caracteristica indicială de putere rămâne constantă pentru toate cazurile, comportarea dinamică fiind optimă când se lucrează aproape de limita presiunii minime de funcționare, iar pierderile între camerele MHR sunt maxime, însă această variantă nu este avantajoasă din punct de vedere energetic; -cu creșterea presiunii prereglate a valvei maxime, crește disponibilitatea sistemului la o comportare dinamică ce tinde către instabilitate, cu reducerea presiunii valvei maxime scade pericolul instabilității, chiar dacă gradientul de pierderi de debit proporționale cu presiunea este foarte scăzut, datorită reducerii oscilațiilor de presiune, prin descărcarea lor prin valva maximală; creșterea gradientului de pierderi a_m determină o scădere a promptitudinii, a preciziei, o atenuare a variației de moment și putere la pornire; - creșterea momentului de frecare m_{fcs} determină o diminuare a vitezei staționare, o reducere a promptitudinii și a preciziei, o creștere a amplitudinii oscilațiilor de accelerație, un salt pronunțat de moment la pornire; - modificarea caracteristicii servopompei, în sensul reducerii puterii, determină scăderea vitezei, creșterea frecvenței oscilațiilor de viteză, scăderea preciziei și a promptitudinii, reducerea saltului de presiune, debit, moment și putere la pornire. Deci factorii preponderenți între parametrii studiați sunt presiunea prereglată a valvei maxime și gradientul de pierderi de debit proporționale cu presiunea în motor, a căror valori trebuie să fie respectiv foarte apropiată de valoarea presiunii minime de funcționare și aproape de valoarea care determină un factor de amortizare de 0.6.

Din analiza efectuată, rezultă și faptul că aceste tipuri de module de orientare, dotate cu pompe cu debit variabil, cu regulator de putere înglobat, tip F216-R1100M și motoare tip R3A.0060, pot funcționa în linii de forjare, timpii de rotire la 45°, 90°, fiind compatibili cu frecvența de lucru a ciocanelor pneumatice sau a preselor mecanice sau hidraulice.

Cu ajutorul metodologiei expuse și a programului aferent, se poate optimiza, atît schema hidraulică a modulului de orientare, cît și comportarea în sine a servosistemului, prin alegerea optimă a parametrilor de funcționare. În tabelul 5.2 sunt prezentate sintetic diversele valori ale parametrilor constructivi și funcționali utilizați pentru simularea comportării dinamice a servosistemului analizat, iar în fig.5.62...5.67 sunt prezentate caracteristicile indiciale comparative.

Tabelul 5.2

Fisierul de date pentru simularea funcționării servosistemului pdv-mhr

Q_m	j_m	j_s	a_m	b_m	Q_p	m_{fcs}	p_0	p_{max}	x_{d1}	y_{d1}	x_{d2}	y_{d2}
250	0,0002	388,8	0,21	0,35	125	204	1,9	200	200	545	280	360
350	0,0002	388,8	0,21	0,35	125	204	1,9	200	200	545	280	360
450	0,0002	388,8	0,21	0,35	125	204	1,9	200	200	545	280	360
250	0,0003	388,8	0,21	0,35	125	204	1,9	200	200	545	280	360
250	0,0004	388,8	0,21	0,35	125	204	1,9	200	200	545	280	360

250	0,0002	400	0,21	0,35	125	204	1,9	200	200	545	280	360
250	0,0002	450	0,21	0,35	125	204	1,9	200	200	545	280	360
250	0,0002	388,8	0,4	0,35	125	204	1,9	200	200	545	280	360
250	0,0002	388,8	0,5	0,35	125	204	1,9	200	200	545	280	360
250	0,0003	388,8	0,21	0,5	125	204	1,9	200	200	545	280	360
250	0,0004	388,8	0,21	0,6	125	204	1,9	200	200	545	280	360
250	0,0002	388,8	0,21	0,35	200	204	1,9	200	200	545	280	360
250	0,0002	388,8	0,21	0,35	250	204	1,9	200	200	545	280	360
350	0,0002	388,8	0,21	0,35	125	306	1,9	200	200	545	280	360
450	0,0002	388,8	0,21	0,35	125	408	1,9	200	200	545	280	360
250	0,0003	388,8	0,21	0,35	125	204	3,8	200	200	545	280	360
250	0,0004	388,8	0,21	0,35	125	204	5,7	200	200	545	280	360
250	0,0002	388,8	0,21	0,35	125	204	1,9	220	200	545	280	360
250	0,0002	388,8	0,21	0,35	125	204	1,9	250	200	545	280	36
350	0,0002	388,8	0,21	0,35	125	204	1,9	200	170	425	255	288
450	0,0002	388,8	0,21	0,35	125	204	1,9	200	140	412	255	238

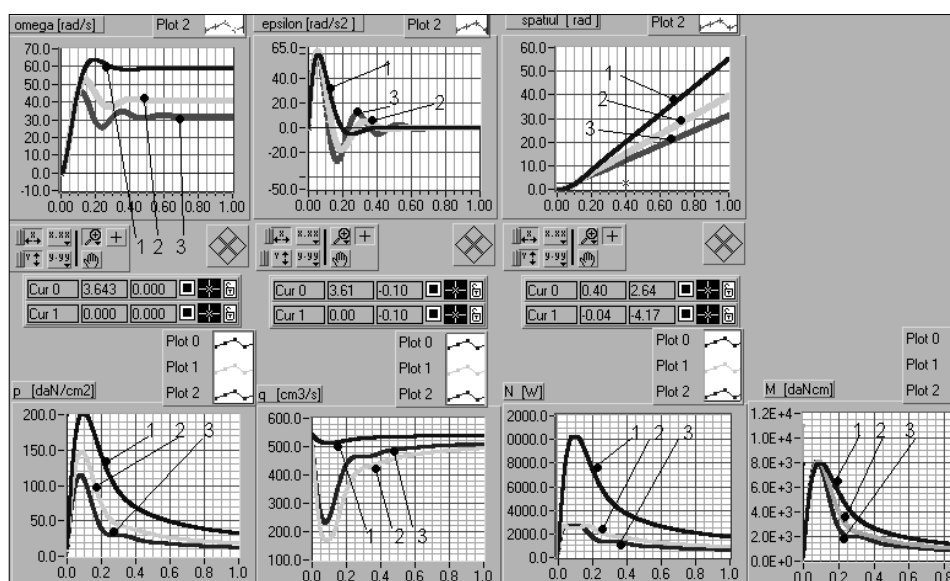


Fig.5.62 Caracteristicile indiciale de viteză, accelerație, spațiu, presiune, debit, putere și moment - q_m variabil

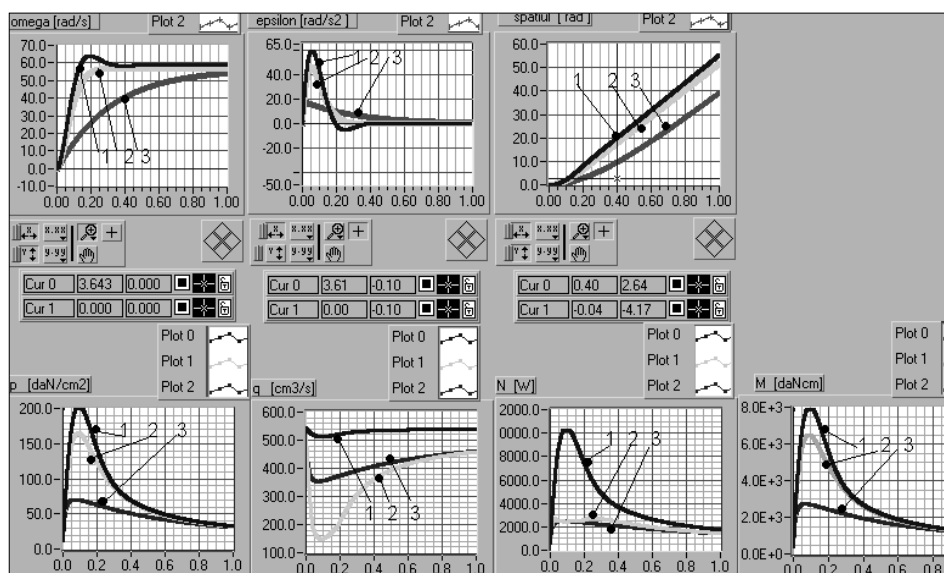


Fig.5.63 Caracteristicile indiciale de viteză, accelerație, spațiu, presiune, debit, putere și moment - a_m variabil
Fig.5.64 Caracteristicile indiciale de viteză, accelerație, spațiu, presiune, debit, putere și moment - m_{fcs} variabil

Fig.5.65 Carac... m variabil

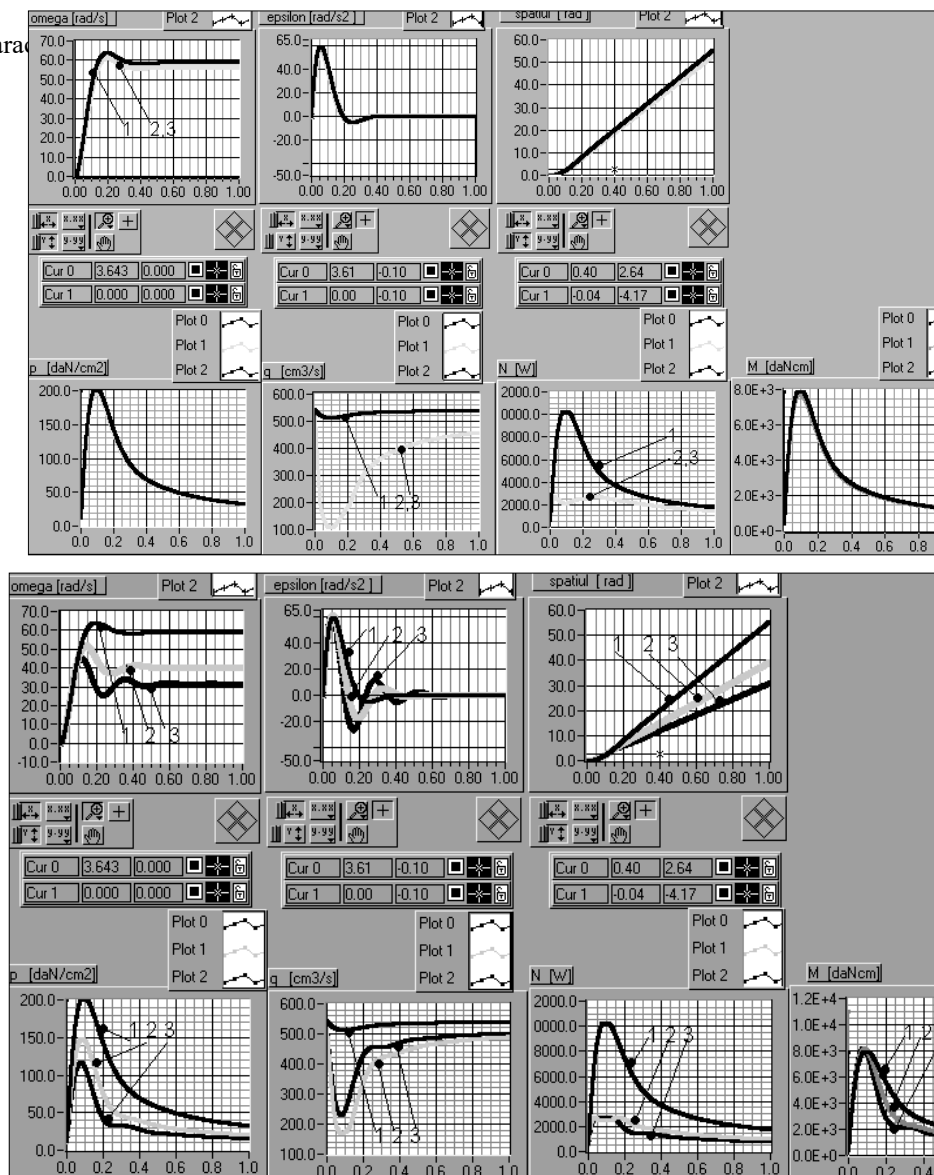


Fig.5.66 Caracteristicile indiciale de viteză, accelerație, spațiu, presiune, debit, putere și moment - x_{d1}, x_{d2}, y_{d2} variabil

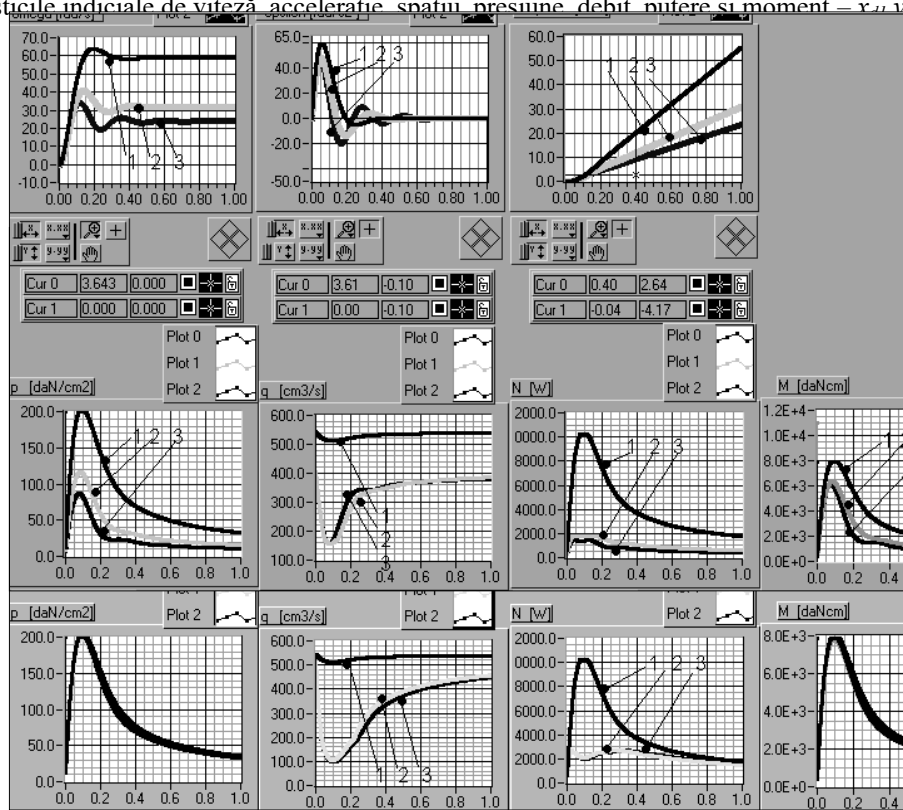


Fig.5.67 Caracteristicile indiciale de viteză, accelerație, spațiu, presiune, debit, putere și moment - j_s variabil

Analiza comportării dinamice a servosistemului cu motor de curent continuu

Analiza comportării dinamice a servosistemului cu motor de curent continuu, ca de altfel analiza tuturor servosistemelor, cuprinde: -analiza parametrilor caracteristici generalizați; -analiza performanțelor caracteristice.

În scopul analizei este necesară cunoașterea funcțiilor de transfer ale servosistemului în circuit deschis și închis. Dacă considerăm un model simplificat, în care funcția de transfer a amplificatorului și traductorului este de tip proporțional, iar funcția de transfer de viteză pentru servomotor, reductor și sarcină este de tip integrator cu inerție de ordinul doi, pentru funcțiile de transfer în circuit deschis și închis, se obțin următoarele relații:

$$H_d(s) = H_1(s)H_2(s)H_3(s) = k_a \frac{k^{SM}}{T_{i2}^{SM}s^2 + T_{i1}^{SM}s + 1} k_r = k_a k_r \frac{k_m}{L_a J_r s^2 + R_a J_r s + k_e k_m} \quad (5.91)$$

$$H_{iv}(s) = \frac{H_1 H_2}{1 + H_d} = \frac{k_a k_m}{L_a J_r s^2 + R_a J_r s + k_e k_m + k_a k_m k_r} \quad (5.92)$$

schema bloc simplificată fiind reprezentată în fig.5.69.

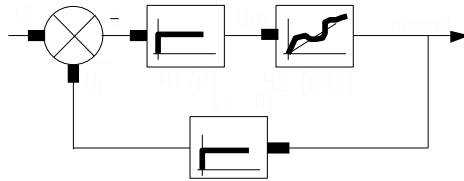


Fig.5.69 Schema bloc a servosistemului cu motor de curent continuu

Analiza parametrilor caracteristici generalizați cuprinde studiul aceluiași parametrii ca în cazul analizei elementelor componente ale servosistemului. Factorul de amplificare în circuit deschis, în circuit închis precum și factorul total de amplificare, constanta de timp a servosistemului pentru analiza de viteze, se determină cu relațiile:

$$k_{dv} = \lim_{s \rightarrow 0} H_{dv}(s) = \frac{k_a k_r}{k_e}; k_{iv} = \lim_{s \rightarrow 0} H_{iv}(s) = \frac{k_a}{k_e + k_a k_r} \quad (5.93)$$

$$k_T = \frac{k_{dv}}{k_{iv}} = \frac{k_r (k_e + k_a k_r)}{k_a}; T = \frac{1}{k_T} = \frac{k_a}{k_r (k_e + k_a k_r)}$$

Se constată că promptitudinea servosistemului crește dacă T scade, deci cînd:

$$T \downarrow \Rightarrow k_r \uparrow, k_e \uparrow \quad (5.94)$$

Pulsația naturală se determină cu relația:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_m (k_e + k_a k_r)}{L_a J_r}} \quad (5.95)$$

$$\omega_n \uparrow \Rightarrow k_m \uparrow, k_e \uparrow, k_r \uparrow, k_a \uparrow, L_a \downarrow, J_r \downarrow \quad (5.96)$$

Factorul de amortizare se determină cu relația:

$$\xi = \frac{R_a J_r}{2 \sqrt{L_a J_r (k_e k_m + k_a k_m k_r)}} \quad (5.97)$$

$$\xi \downarrow \Rightarrow R_a \downarrow, J_r \downarrow, L_a \uparrow, k_e \uparrow, k_m \uparrow, k_r \uparrow \quad (5.98)$$

Analiza performanțelor se efectuează identic ca în cazul analizei elementelor componente ale servosistemului. În continuare este prezentată analiza unui servosistem cu MCC utilizat frecvent în construcția modulelor de rotație la bază a RI.