

Analiza comportării dinamice a servosistemului MHR-SV2

În tehnica studiului comportării dinamice a unui servosistem, o etapă importantă o constituie etapa de analiză, în urma căreia se va putea cunoaște modul cum parametrii constructivi și funcționali influențează parametrii caracteristici generalizați ai servosistemului precum și performanțele sale dinamice.

În funcție de performanțele dinamice care vor trebui optimizate, cunoscând din etapa de analiză coeficienții de influență, se va putea stabili relativ ușor parametrul constructiv sau funcțional preponderent precum și valoarea acestuia, care să asigure încadrarea comportării într-un domeniu de funcționare necesar. Etapa de analiză este deci indispensabilă trecerii la etapa de sinteză a servosistemului, de proiectare propriu-zisă.

Performanțele dinamice a servosistemelor sunt studiate, prin trasarea asistată a caracteristicilor indiciale și interpretarea comportării dinamice pe baza determinării erorii staționare, a factorului de amortizare, a frecvenței proprii, a frecvenței naturale, a suprareglajului, a timpului de răspuns, a timpului tranzitoriu, etc.

Pe baza modelului fizic existent în laborator, s-a elaborat un model matematic complet, al servosistemului format din: -servovalva tip Schneider *HVM 067* cu următoarele caracteristici tehnice: mometul de inerție al clapetei $I_k = 419 \times 10^{-6} [\text{daNcms}^2/\text{rad}]$; masa clapetei $m_k = 62 \times 10^{-6} [\text{daNs}^2/\text{cm}]$ (62g); lungimea de oscilație a clapetei $l = 26 [\text{mm}]$; masa sertărașului distribuitor $m_p = 23 \times 10^{-6} [\text{daNs}^2/\text{cm}]$ (23g); aria medie a sertărașului $A_m = 0.785 [\text{cm}^2]$; coeficientul de frecare vîscoasă de natură electrică $\Phi_k = 0.01 [\text{daNscm}/\text{rad}]$; coeficientul de frecare vîscoasă la translația sertărașului $h_p = 0.11 [\text{daNs}/\text{cmrad}]$; coeficientul de rigiditate la rotația clapetei $k_k = 40 [\text{daNcm}]$; coeficientul de rigiditate al arcurilor de capăt $k_p = 40 [\text{daN}/\text{cm}]$; coeficientul de inertanță hidraulică $L_h = 0.912 \times 10^{-6} [\text{daNs}^2/\text{cm}^5]$; coeficientul de droselizare $c_D = 0.78 [-]$; unghiul de curgere prin sertăraș $\phi = 69 [\text{grade}]$; căderea de presiune pe servovalvă $\Delta p_0 = 210 [\text{daN}/\text{cm}^2]$; gradientul cuplu-intensitate $k_m = 0.03 [\text{daNcm}/\text{A}]$; densitatea uleiului la $50^\circ \rho = 0.86 \times 10^{-6} [\text{daNs}^2/\text{cm}^4]$; lățimea ferestrei de curgere din corpul servovalvei $b = 3 [\text{mm}]$; și motorul hidraulic rotativ cu următoarele caracteristici tehnice: momentul de inerție redus la arborele motorului hidraulic rotativ $J_r = 0.049 [\text{daNcms}^2/\text{rad}]$; gradientul de pierderi de moment proporționale cu viteza unghiulară $b_m = 0.3 [\text{daNcms}/\text{rad}]$; coeficientul de frecare uscată $c_{fu} = 0.14 [-]$; capacitatea geometrică a motorului $q_m [\text{cm}^3]$; presiunea activă a pompei $p [\text{daN}/\text{cm}^2]$; presiunea pe calea de refulare $p_0 [\text{daN}/\text{cm}^2]$; momentul rezistent $M_r [\text{daNcm}]$; gradientul de pierderi de debit proporționale cu presiunea în motor $a_m = 0.3 [\text{cm}^5/\text{daNs}]$; E -modulul de elasticitate al uleiului $1.5 \times 10^{+4} [\text{daN}/\text{cm}^2]$; ω - viteza unghiulară variabilă a arborelui motorului hidraulic rotativ $[\text{rad}/\text{s}]$.

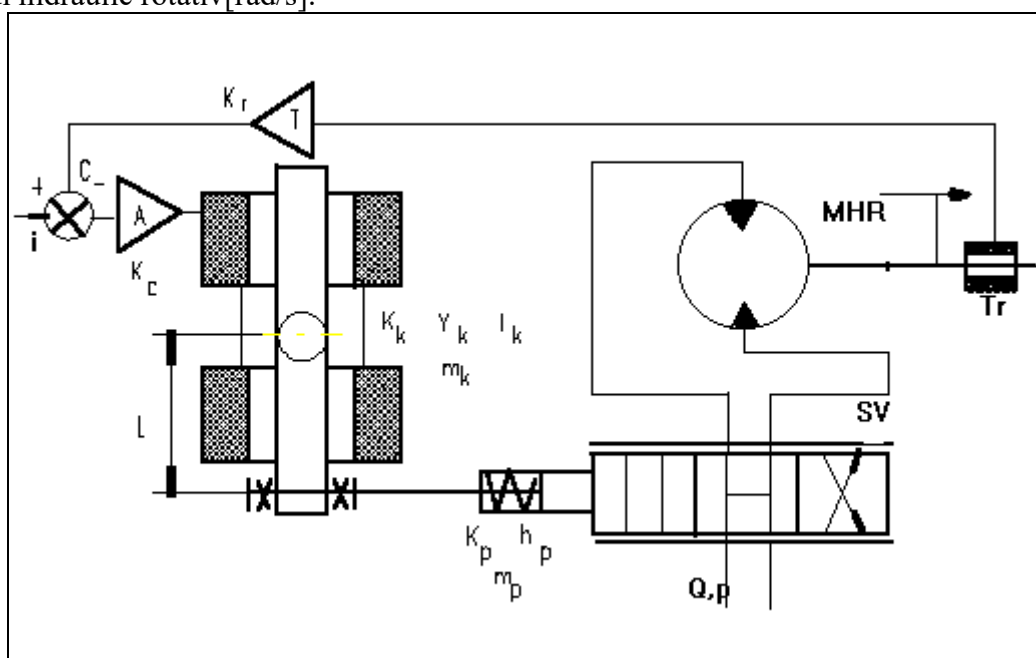


Fig.5.84 Schema de principiu a servoacționării electrohidraulice cu variație continuă rezistivă cu servovalvă și motor hidraulic rotativ

Schema simplificată a servosistemului este prezentată în fig.5.84.

Pe baza schemei din fig.5.84 se determină următorul model matematic simplificat:

$$\begin{aligned} (i - vk_r)k_m &= \left(\frac{I_k}{L} + m_p L\right) \frac{d^2 y}{dt^2} + \left(\frac{\varphi_k}{L} + h_p L\right) \frac{dy}{dt} + \left(\frac{k_k}{L} + k_p L\right) y - Lk_p y_0 - yLL_c \frac{dQ}{dt} + 4c^2_{db}(y - y_0)L \cos \varphi \Delta p \\ Q &= c_D 2b(y - y_0) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}; Q = A_1 \frac{d\theta}{dt} + a_m(p - p_0) + \frac{q_m}{2E} \frac{dp}{dt} \\ (J_r + J_m) \frac{d^2 \theta}{dt^2} + b_m \frac{d\theta}{dt} + c_{fu} \left| \frac{d\theta}{dt} \right| \frac{q_m}{2\pi} (p - p_0) + M_R &= \frac{q_m}{2\pi} (p - p_0) \end{aligned} \quad (5.103)$$

Modelul matematic, exprimat prin ecuații diferențiale de ordinul doi, neliniare și neomogene, poate fi rezolvat cu ajutorul unor programe de simulare a sistemelor dinamice continue, printre care se pot menționa SSC, LabView, MatLab-Simulink, Turbo Pascal sau Turbo C, C++, etc.

Analiza parametrilor și performanțelor comportării dinamice s-a efectuat pe baza analizei caracteristicilor indiciale de viteză, accelerație și spațiu unghiular, moment, putere, debit, presiune. Caracteristicile indiciale au fost determinate pe baza funcțiilor indiciale, ale căror relații au fost stabilite funcție de factorul de amortizare pentru fiecare componentă, respectiv servovalvă și motor hidraulic rotativ. Funcțiile indiciale de viteză unghiulară s-au determinat ținând cont de expresia funcției de transfer a motorului hidraulic rotativ, asimilat cu o funcție de tip PT₂:

$$H(s) = \frac{\omega(s)}{Q(s)} = \frac{a_0}{b_2 s^2 + b_1 s + b_0} \quad (5.104)$$

unde coeficienții funcției de transfer a motorului hidraulic rotativ au expresiile:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{q_m(1 - c_{fu})}{2\pi}; b_0 = \left(\frac{q_m}{2\pi}\right)^2 (1 - c_{fu}) + a_m b_m \\ b_1 &= (J_m + J_s) a_m + \frac{q_m}{2E} b_m; b_2 = (J_m + J_s) \frac{q_m}{2E} \end{aligned} \quad (5.105)$$

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

$$\xi = \frac{b_1}{2\sqrt{b_0 \cdot b_2}}; \omega_n = \sqrt{\frac{b_0}{b_2}} \quad (5.106)$$

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

Dacă factorul de amortizare este mai mare decât unu, atunci răspunsul este supraamortizat și expresia vitezei unghiulare a servosistemului cu motor hidraulic rotativ este:

$$\omega_1 = \frac{a_0}{b_0} \cdot Q_{curent} \cdot \left[1 + \left(\frac{b_2 \cdot e^{-b_1 \cdot t}}{b_1 - b_2} - \frac{b_1 \cdot e^{-b_2 \cdot t}}{b_1 - b_2} \right) \right] - \frac{M_f \cdot a_M \cdot [1 - e^{\frac{-b_0 \cdot t}{a_M \cdot (J_M + J_S)}}]}{b_0} \quad (5.107)$$

Dacă factorul de amortizare este unitar, atunci răspunsul este amortizat critic și expresia vitezei unghiulare a servosistemului cu motor hidraulic rotativ este:

$$\omega_2 = \frac{a_0}{b_0} \cdot Q_{curent} \cdot [1 - e^{-\omega_n \cdot t} \cdot (1 - \omega_n \cdot t)] - \frac{M_f \cdot a_M \cdot [1 - e^{\frac{-b_0 \cdot t}{a_M \cdot (J_M + J_S)}}]}{b_0} \quad (5.108)$$

Dacă factorul de amortizare este mai mic decât unu, atunci răspunsul este subamortizat și expresia vitezei unghiulare a motorului hidraulic rotativ este:

$$\omega = \frac{a_0}{b_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2}} \cdot Q_{curent} \cdot [1 - e^{-\omega_n \cdot \xi \cdot t} \cdot \sin[\omega_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \cdot t + \arctg \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi}]] - \frac{M_f \cdot a_M \cdot [1 - e^{\frac{-b_0 \cdot t}{a_M \cdot (J_M + J_S)}}]}{b_0} \quad (5.109)$$

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

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

$$\varepsilon_{curent} = \frac{\omega_{curent}}{pas} \quad (5.110)$$

Valoarea curență a spațiului unghiular va avea expresia:

$$\theta_{curent} = \frac{\omega_{curent} \cdot pas}{2} \quad (5.111)$$

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

$$M_{a_{curent}} = \frac{q_M}{2\pi} \cdot (p_{M_{curent}} - p_0) [\text{daN/cm}^2] \quad (5.112)$$

$$N_{curent} = p_{M_{curent}} \cdot Q_{M_{curent}} \cdot 0.1 [\text{W}] \quad (5.113)$$

În cadrul simulării numerice abordate, s-au realizat două programe proprii: unul sub nucleul LabView, iar altul sub nucleul MatLab-Simulink.

Analiza comportării dinamice pe baza funcțiilor de transfer și a transformatei inverse Laplace, s-a realizat printr-un program în MatLab-Simulink. Pe baza modelului matematic, și după aplicarea transformatei inverse Laplace, s-au obținut atât pentru motorul hidraulic rotativ cât și pentru servovalvă, funcții de transfer de tip proporțional cu inerție de ordinul doi (PT₂). Schema bloc de simulare în limbaj MatLab-Simulink este prezentată în fig.5.85.

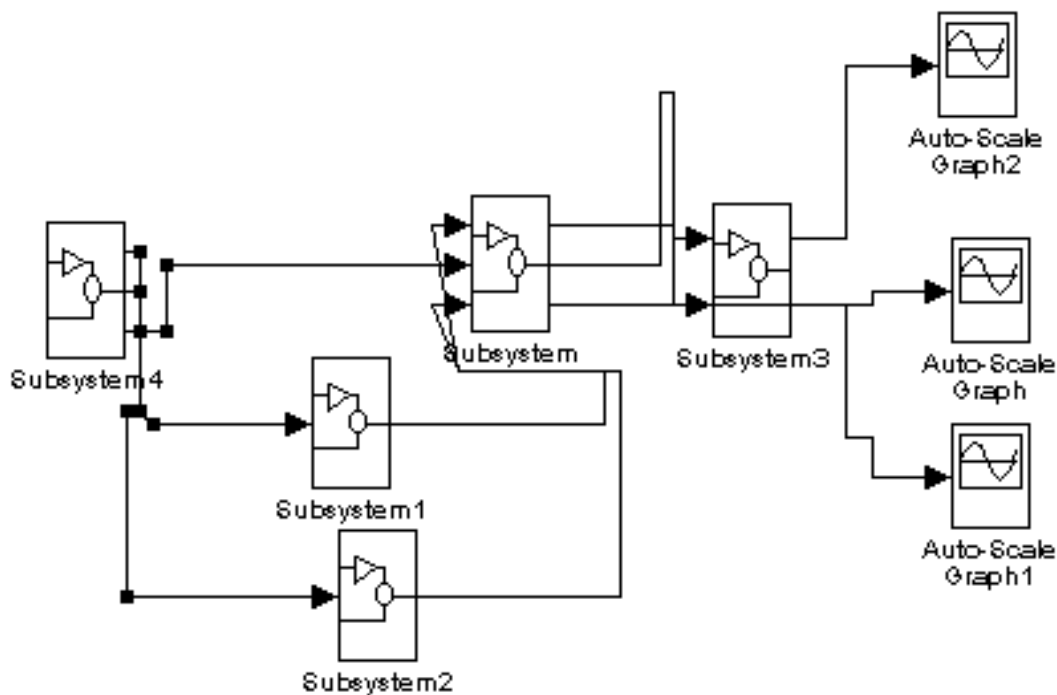


Fig.5.85 Schema bloc servosistem cu servovalvă și motor hidraulic rotativ

Rezultatele simulării în varianta fără corecție a servosistemului precum și cu unele corecții de anticipație, întârziere și proporționale cu inerție de ordinul unu și doi, sunt prezentate în continuare. Analizând caracteristicile indiciale se observă următoarele: -o corecție inerțială de ordinul unu reduce suprareglajul, timpul tranzitoriu, dar mărește timpul de răspuns, deci funcționarea sistemului va fi mai lentă; -corecția de anticipație mărește suprareglajul, reduce timpul de răspuns, mărește timpul tranzitoriu, asigurând o promptitudine bună, deci sistemul va fi rapid, precis, însă la limita de stabilitate; -corecția de tip inerțial de ordinul doi determină o întârziere mare a răspunsului, aceasta introducând și o componentă vibratorie de frecvență joasă, mărește timpul tranzitoriu, funcționarea sistemului este transferată către frecvențe joase, deci răspunsul va fi foarte lent, cu oscilații, dar funcționarea este stabilă.

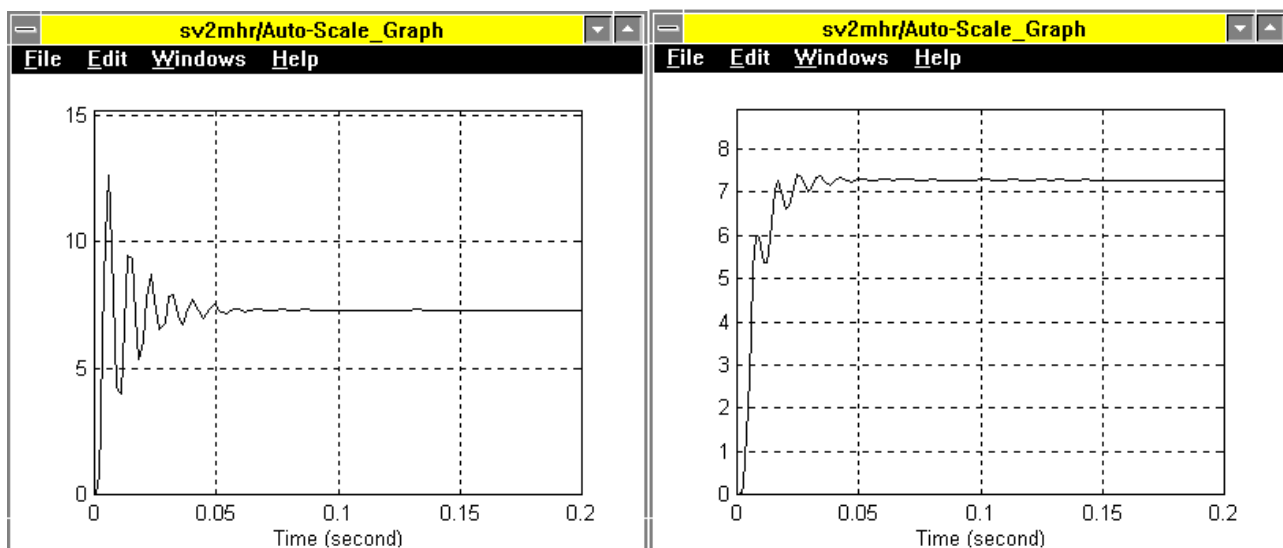


Fig.5.86 Caracteristici indiciale de turație a servosistemului MHR-SV2 fără corecție și cu corecție de tip PT_1 cu o constantă de inerție foarte mică 0.006s.

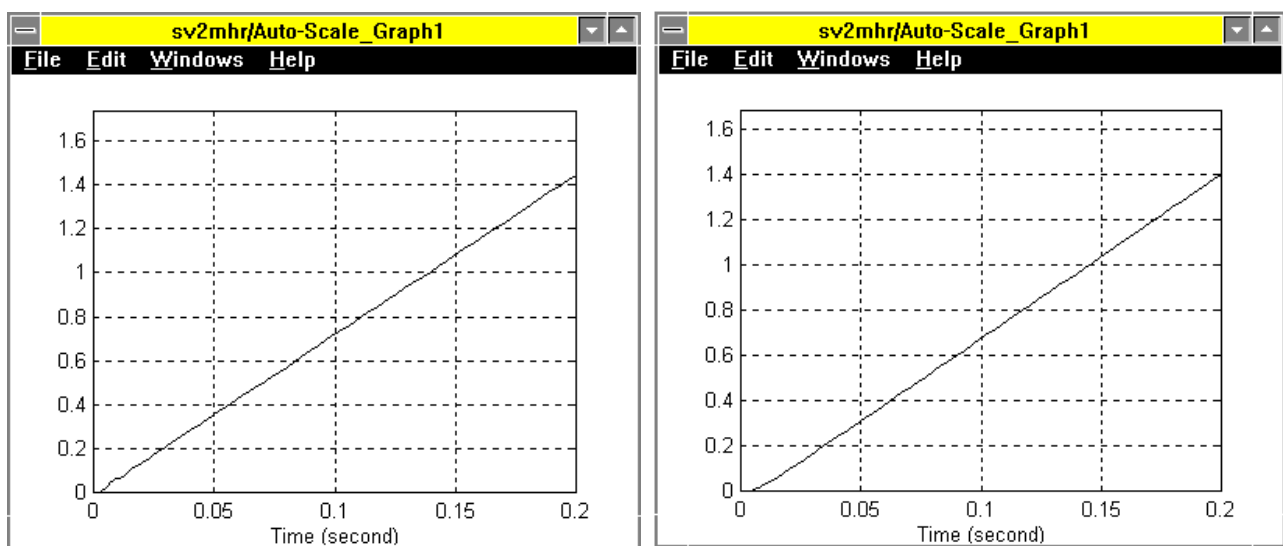


Fig.5.87 Caracteristici indiciale de spațiu unghiular a servosistemului MHR-SV2 fără corecție și cu corecție de tip PT_1

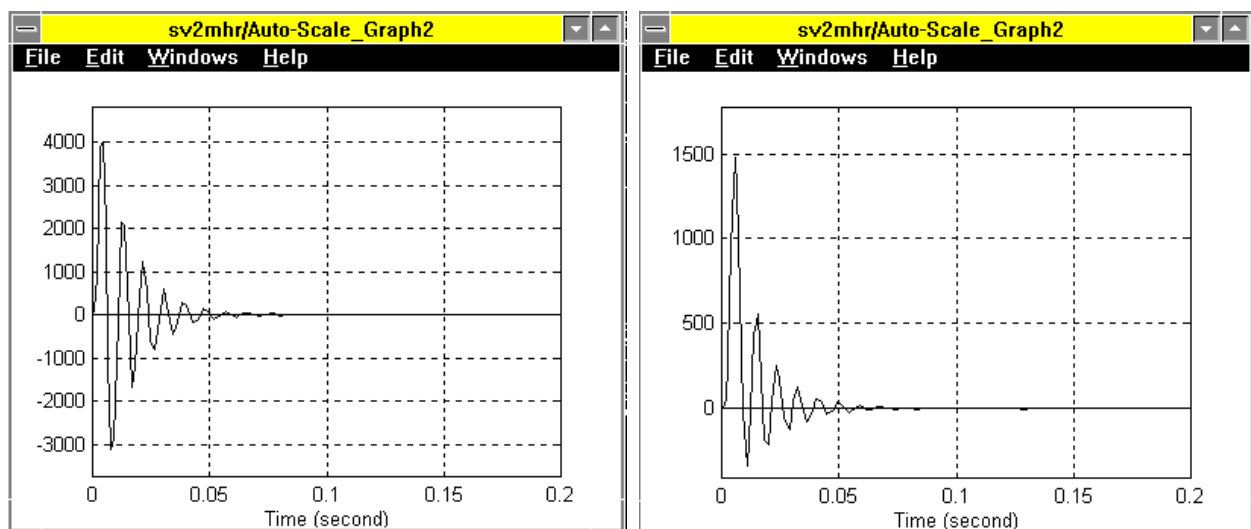


Fig.5.88 Caracteristicile indiciale de accelerație unghiulară pentru servosistemul MHR-SV2 fără corecție și cu corecție inerțială de ordinul 1.

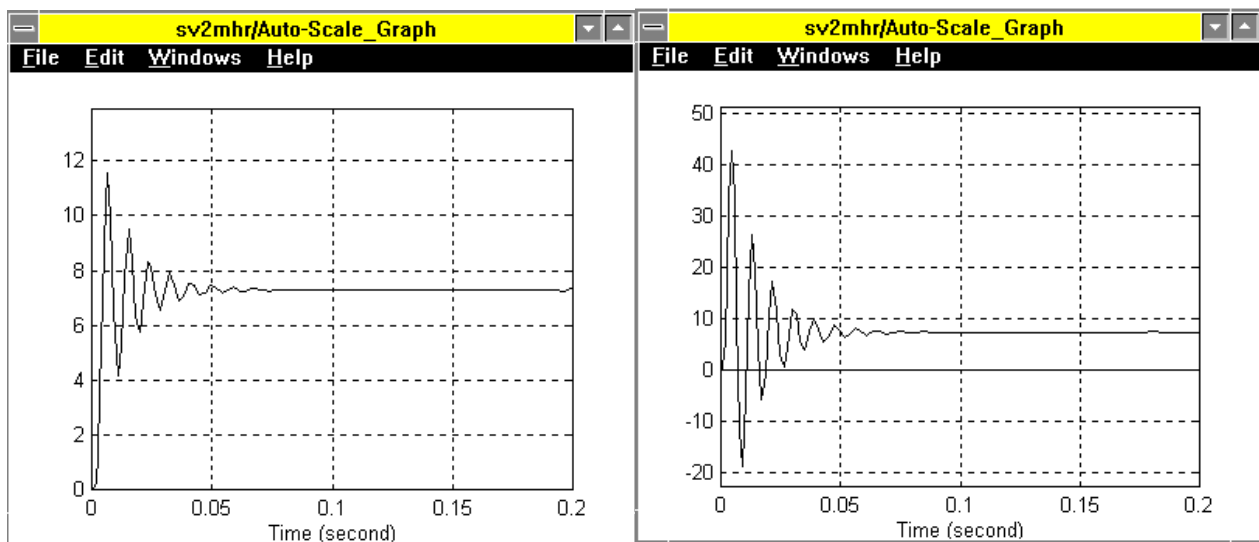


Fig.5.89 Caracteristicile indiciale de turație pentru servosistemul MHR-SV2 cu corecție de întârziere, $T_d=0.0001$ și $T_i=0.001$, și corecție de anticipație $T_d=0.01$ și $T_i=0.001$.

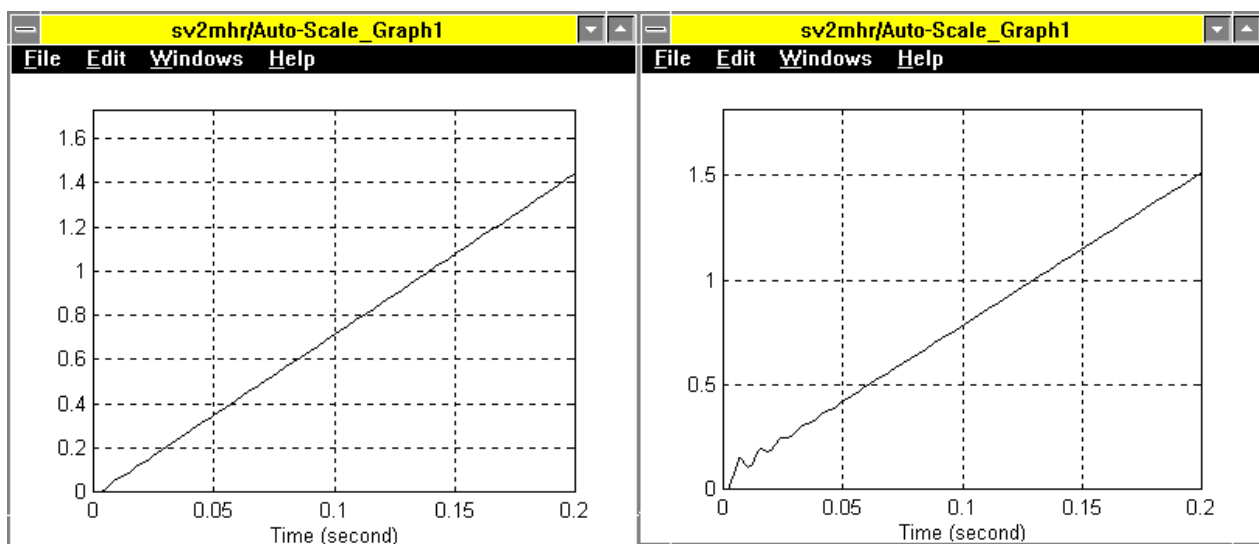


Fig.5.90 Caracteristicile indiciale de spațiu unghiular pentru servosistemul MHR-SV2 cu corecție de întârziere și cu corecție de anticipație.

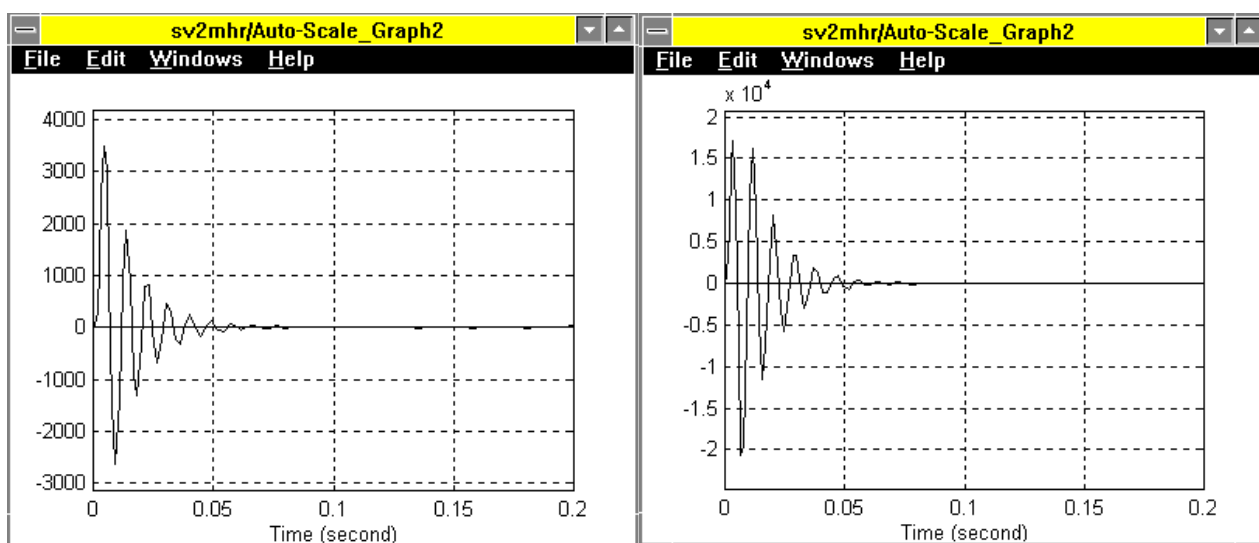


Fig.5.91 Caracteristicile indiciale de accelerație unghiulară a servosistemului MHR-SV2 cu corecție de întârziere și cu corecție de anticipație

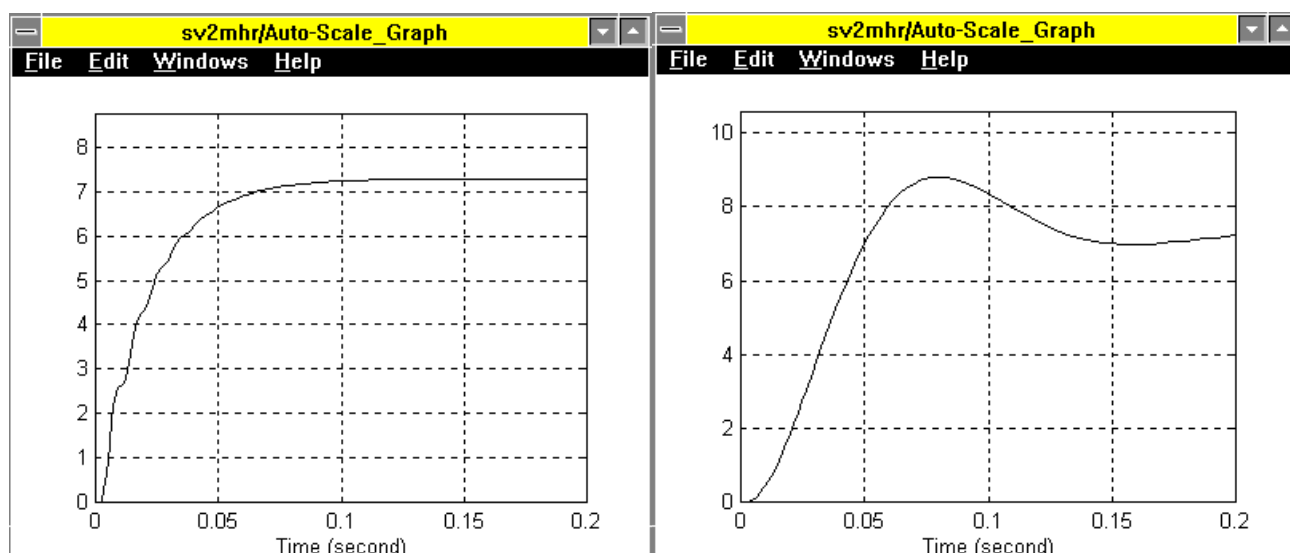


Fig.5.92 Caracteristicile indiciale de turatie pentru servosistemul MHR-SV2 cu corecție de tip PT_1 ($T_i=0.02$) și cu corecție de tip PT_2 ($T_{i2}=0.0005, T_{i1}=0.02$)

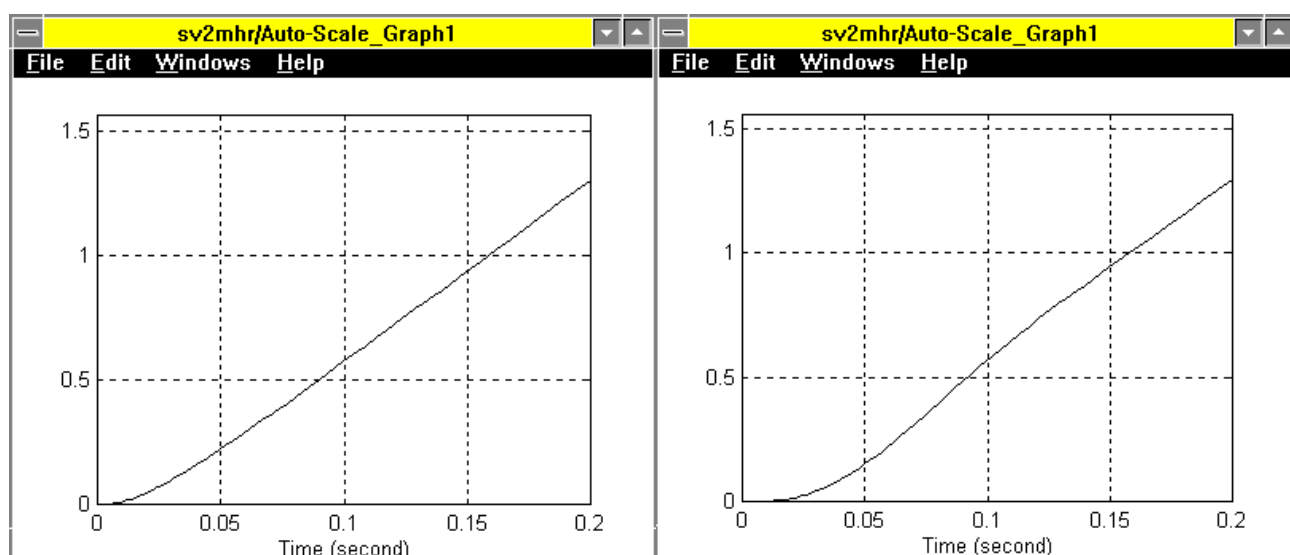


Fig.5.93 Caracteristicile indiciale de spațiu unghiular pentru servosistemul MHR-SV2 cu corecție de tip PT_1 și PT_2 .

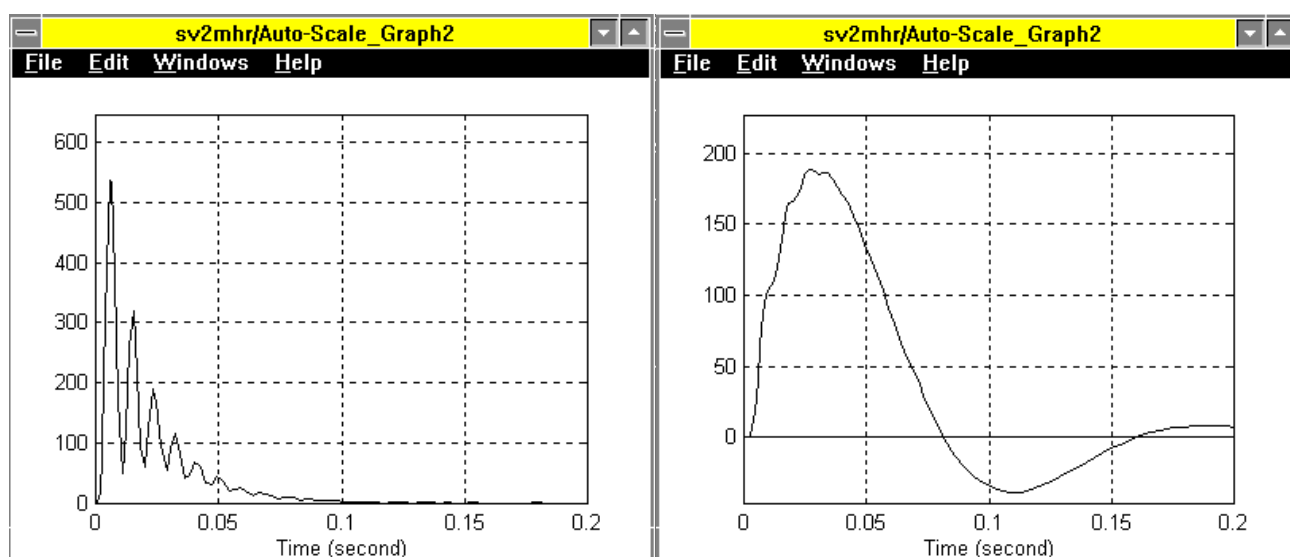


Fig.5.94 Caracteristicile indiciale de accelerație unghiulară a servosistemului MHR-SV2 cu corecție de tip PT_1 și PT_2 .

În acest subcapitol se efectuează o amplă analiză a modului în care parametrii constructivi și funcționali ai servosistemului, influențează comportarea dinamică. Programul realizat în LabView cuprinde influența parametrilor constructivi asupra comportării dinamice în ansamblu a servosistemului. În cadrul cercetării asistate s-au modificat următorii parametrii constructivi, funcționali: -distanța de oscilație a clapetei servovalvei l de la 26mm la 20mm și apoi la 15mm (fig.5.96); unghiul de curgere prin rezistența hidraulică ϕ de la 69° la 73° și 74° (fig.5.97); momentul de inerție redus la arborele motor J_r de la $0.049 \text{ daNs}^2/\text{rad}$, la 0.025 și 0.010 (fig.5.98); lățimea b a contactului hidraulic de la 3mm la 2.5mm și 1.5mm (fig.5.99); capacitatea geometrică a motorului q_m de la 50 cm^3 la 40 cm^3 și apoi la 30 cm^3 (fig.5.100); gradientul de pierderi de debit proporționale cu presiunea în motor a_m de la $0.3 \text{ cm}^5/\text{sdaN}$ la 0.5 și apoi la $0.6 \text{ cm}^5/\text{sdaN}$ (fig.5.95).

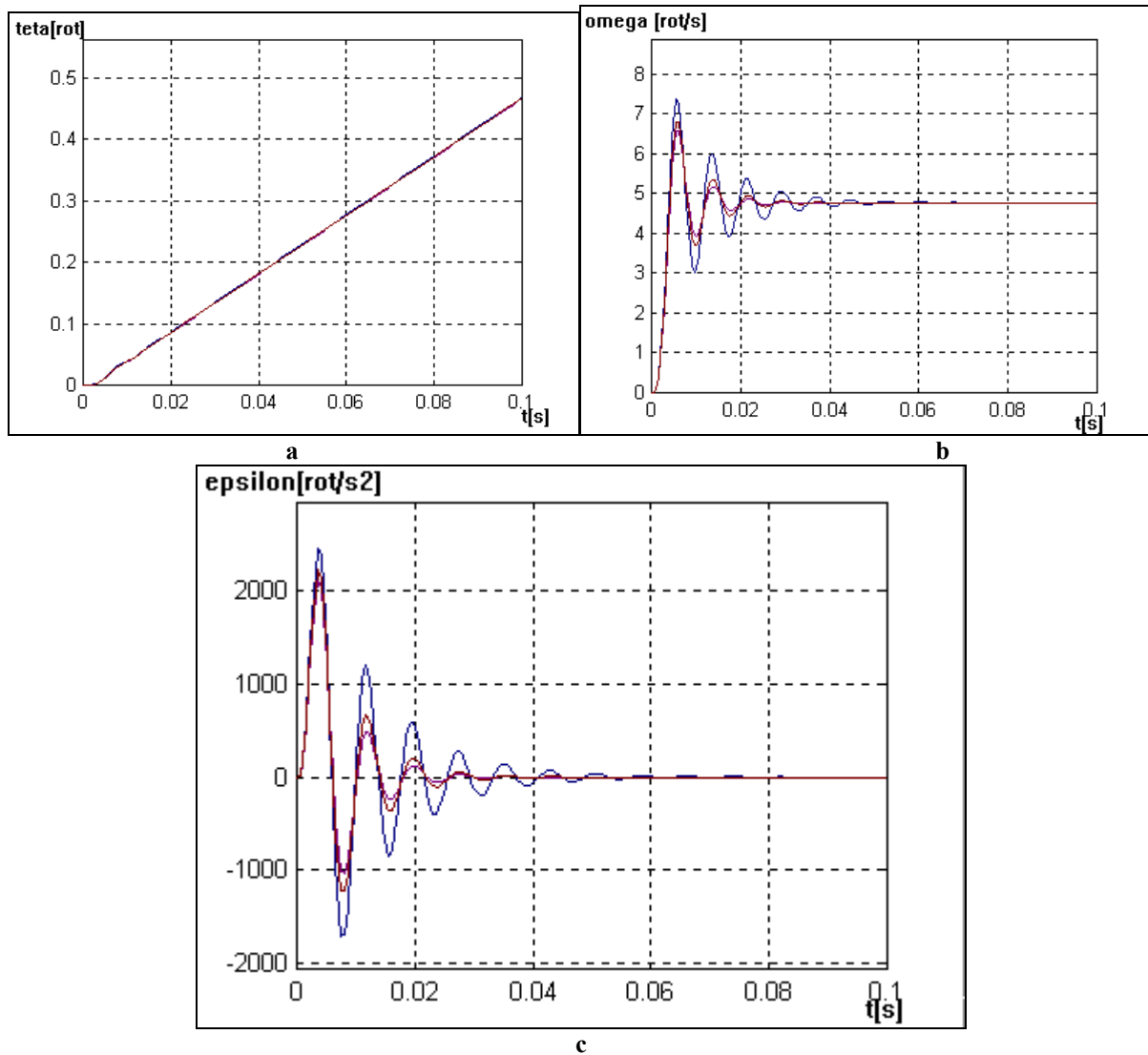


Fig.5.95 Caracteristici indiciale de turație, accelerație și spațiu unghiular obținute prin modificarea gradientului a_m

Se observă că prin mărirea gradientului de pierderi de debit proporționale cu presiunea în motor, se obține o creștere a factorului de amortizare de viteză și accelerație, se reduce timpul tranzitoriu și suprareglajul, frecvența proprie rămânând aproximativ constantă. Sistemul va lucra la fel de prompt, de precis, timpul de răspuns fiind aproximativ același, dar timpul tranzitoriu va fi mult diminuat, va crește precizia la capăt de cursă, sistemul va fi mai stabil și mai precis.

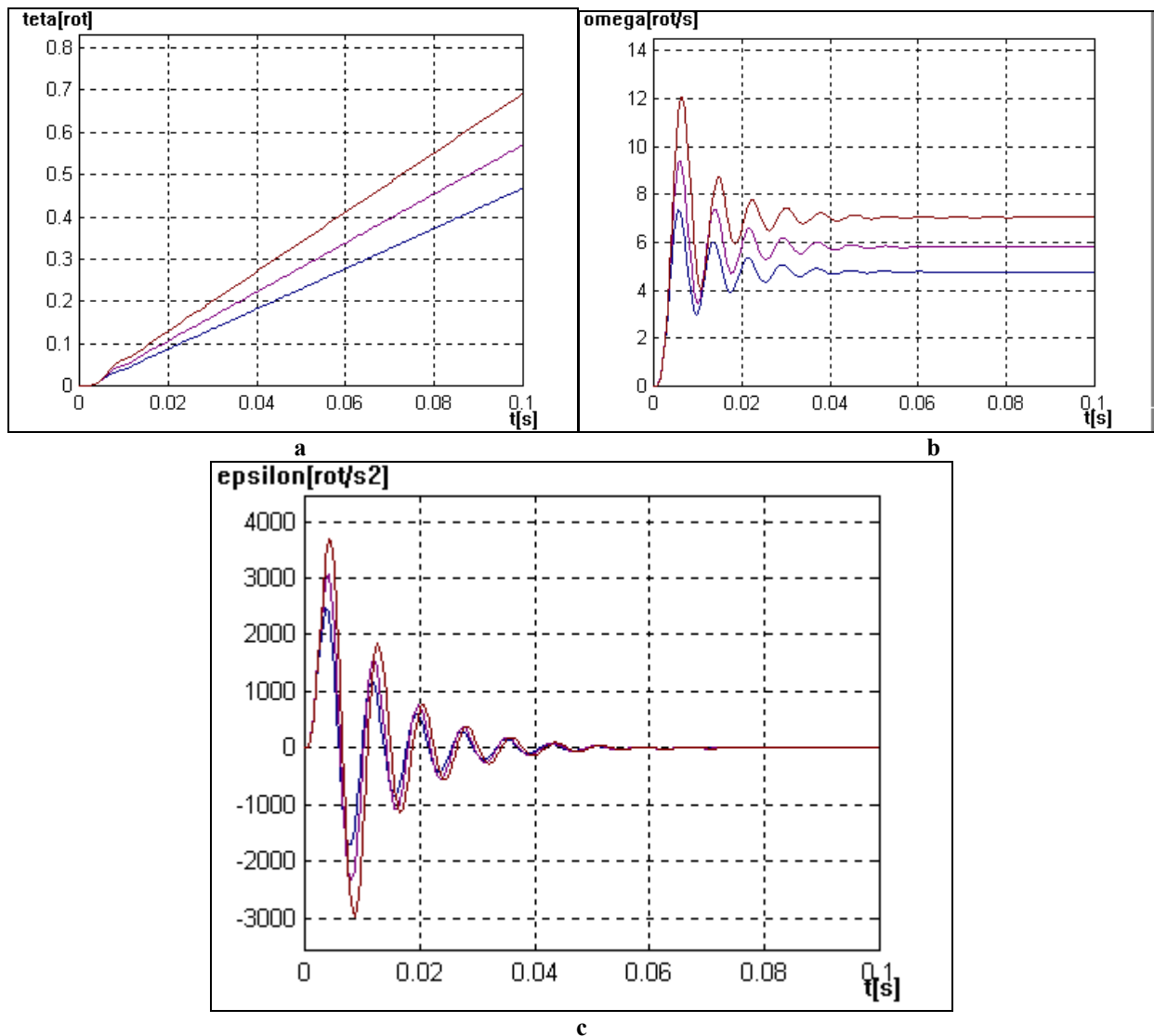
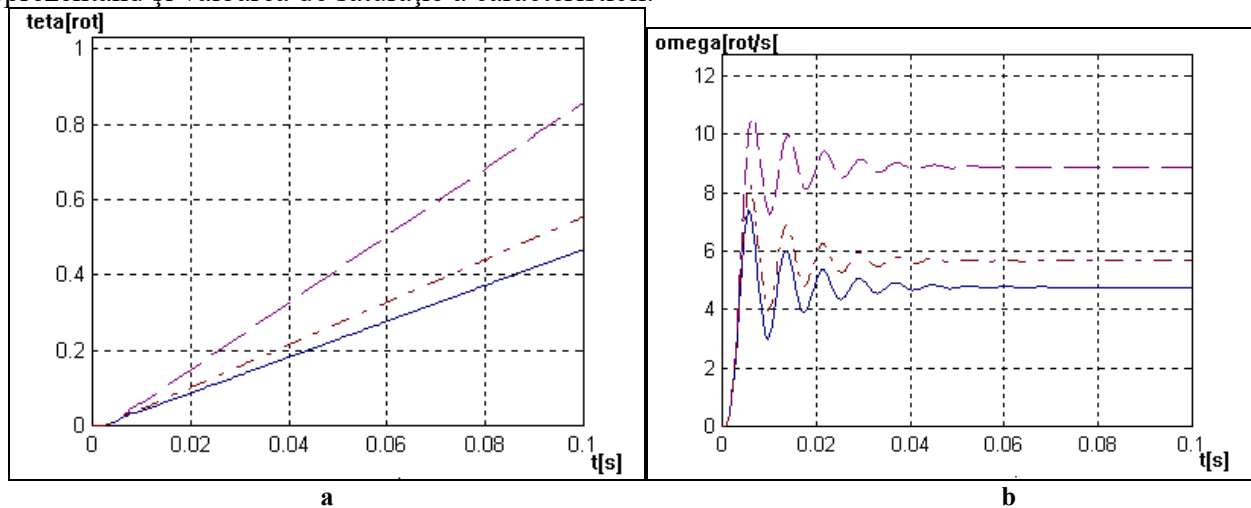


Fig.5.96 Caracteristici indiciale de turație, accelerație și spațiu unghiular obținute în urma modificării lungimii de oscilație a clapetei l

Se constată că prin micșorarea distanței de oscilație s-a mărit spațiul, viteza, accelerația, deci a crescut promptitudinea servosistemului, crescând totodată și suprareglajul și timpul tranzitoriu.

Prin creșterea unghiului de curgere ϕ prin servovalvă de la 69° la 74° , s-a obținut o creștere a accelerației, vitezei, și deci a promptitudinii și preciziei servosistemului, valoarea $\phi=74^\circ$, reprezentând și valoarea de saturație a caracteristicii.



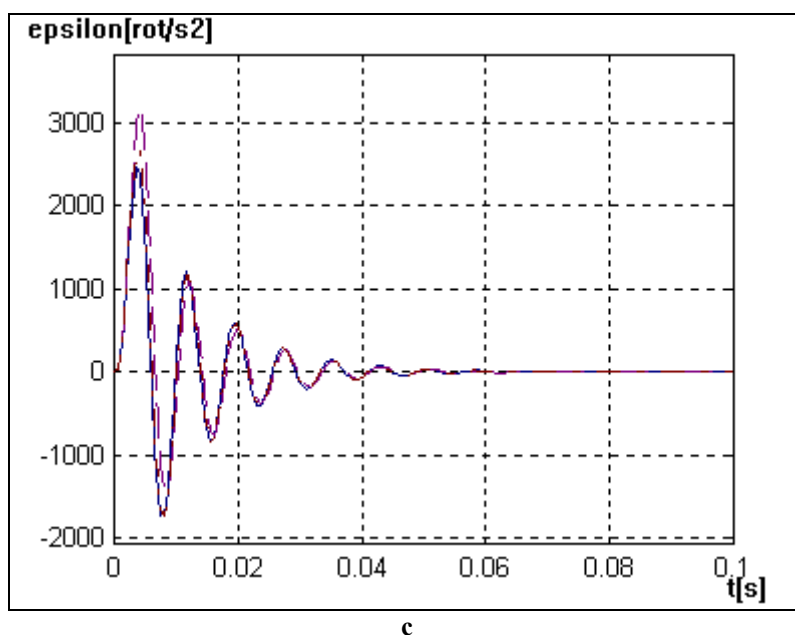


Fig.5.97 Caracteristicile indiciale de turație, accelerație și spațiu unghiular obținute în urma modificării unghiului de curgere prin sertărașul servovalvei ϕ

Prin scăderea momentului de inerție redus la arborele motorului J_r s-a obținut o creștere a promptitudinii și a preciziei (timp de răspuns mai mic), o creștere a amortizării, etc.

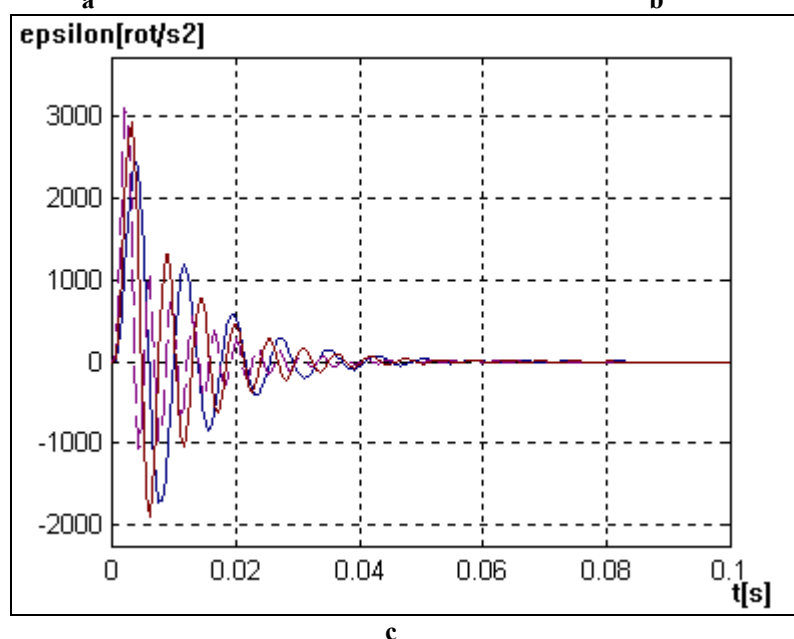
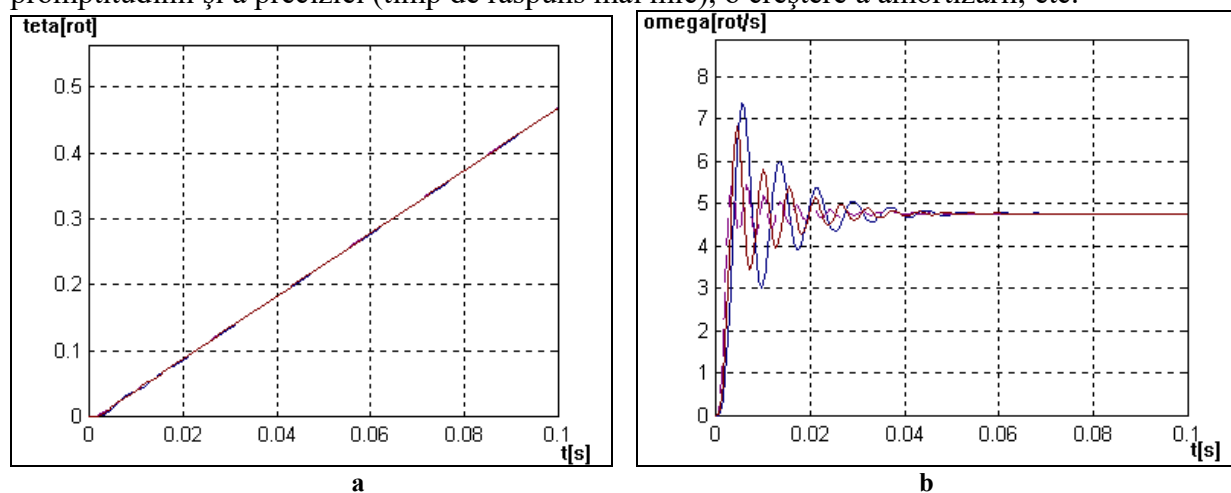


Fig.5.98 Caracteristici indiciale de turație, accelerație și spațiu unghiular obținute prin modificarea lui J_r

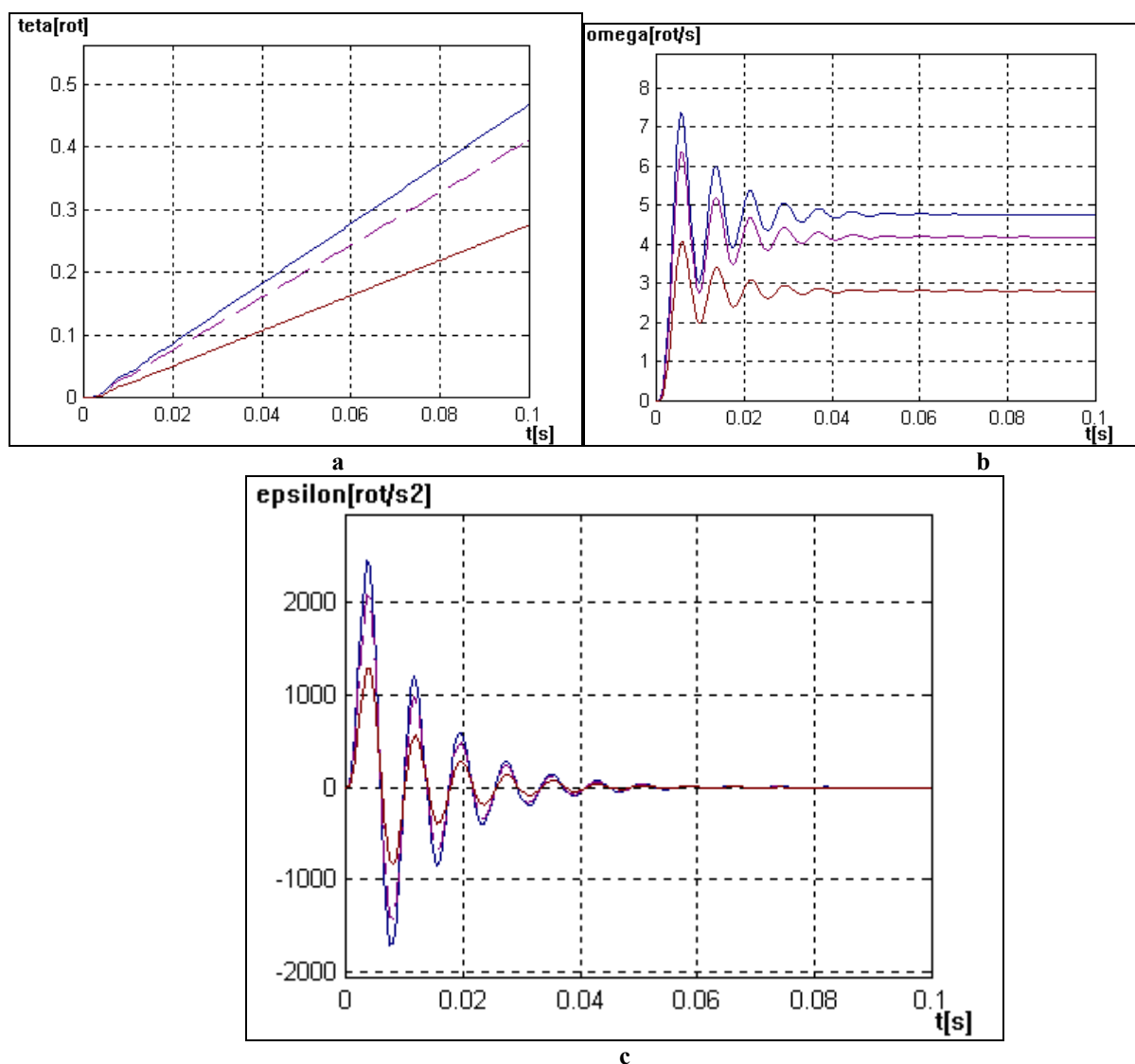
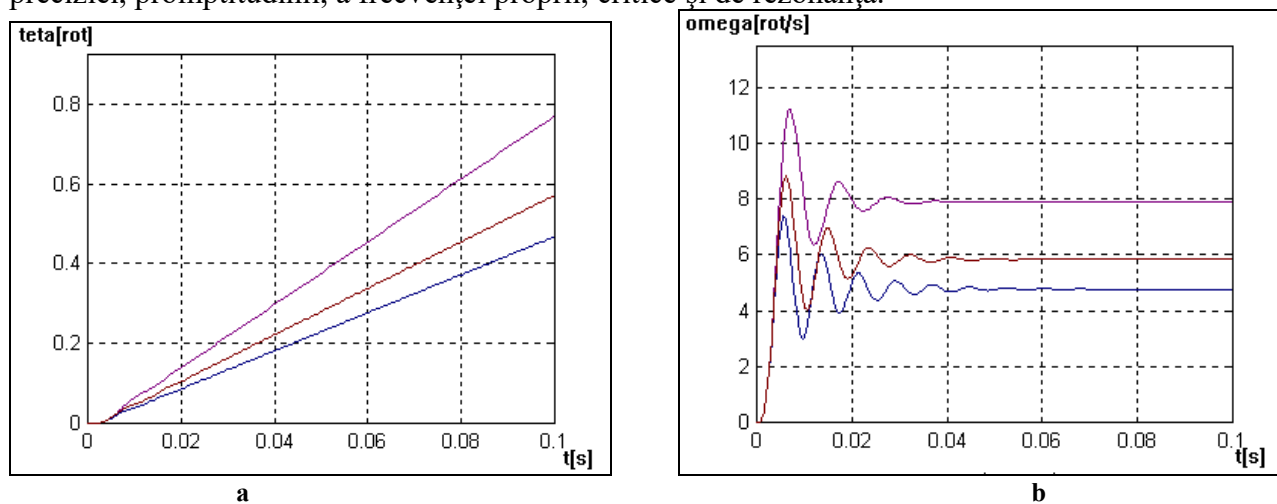


Fig.5.99 Caracteristici indiciale de turație, accelerație și spațiu unghiular obținute prin modificarea lui b

Prin scăderea lățimii contactului de curgere prin corpul servovalvei b , s-a obținut o reducere a valorii mărimii staționare, concomitent cu creșterea amortizării și reducerea timpului tranzitoriu, obținându-se o funcționare mai stabilă, dar mult mai lentă.

Prin scăderea capacității geometrice a motorului hidraulic rotativ q_m s-a obținut o creștere a preciziei, promptitudinii, a frecvenței proprii, critice și de rezonanță.



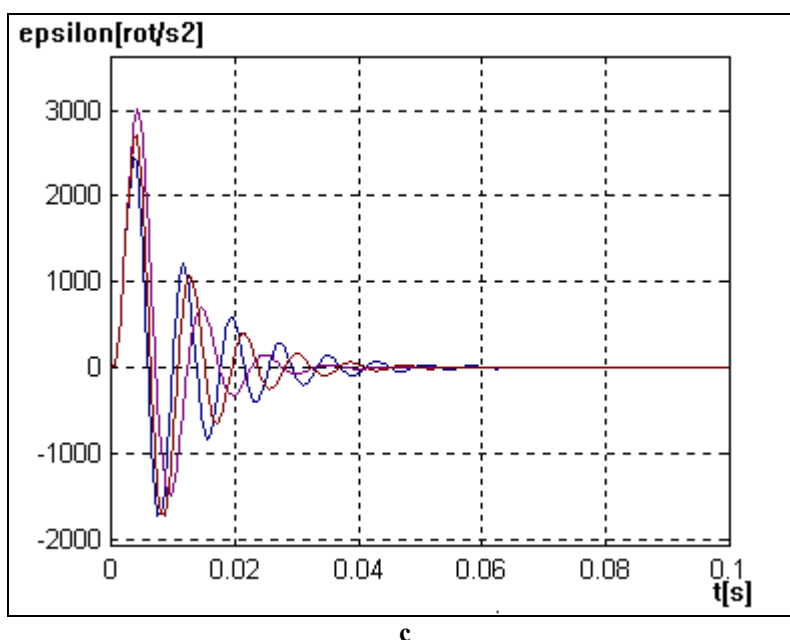


Fig.5.100 Caracteristici indiciale de turație, accelerație și spațiu unghiular obținute prin modificarea lui q_m

În cadrul acestui subcapitol, pe baza caracteristicilor indiciale de viteză, accelerație și spațiu unghiular, s-au determinat performanțele comportării dinamice.

Pentru determinarea influenței preponderente a unor parametrii, s-a introdus calculul coeficienților de influență, determinați cu relația:

$$c_i = \frac{R_{prd}}{R_{pcf}}$$

Tabel 5.4

Fisier	tr	tt	σ_1	σ_3	ξ	vp
sv-mhr-1-ref.	0.002	0.042	3.2	1.2	0.625	125
sv-mhr-2-l	0.002	0.042	5.5	2.5	0.545	125
sv-mhr-3- ϕ	0.003	0.05	2.4	1.8	0.25	125
sv-mhr-4- J_m	0.001	0.04	2.3	1.5	0.347	300
sv-mhr-5-b	0.002	0.04	1.3	1	0.23	125
sv-mhr-6- q_m	0.003	0.03	4	0.8	0.8	85
sv-mhr-7- a_m	0.004	0.02	2.2	0.4	0.818	100

Tabel 5.5

	Ctr	Ctt	C ξ	Cvp
1-2 -l	0	0	0.128	0
0.423	0	0	0.302	0
1-3- ϕ	0.5	0.19	0.6	0
0.0579	8.652	3.289	10.362	0
1-4- J_m	0.5	0.0476	0.4448	1.4
0.795	0.628	0.0598	0.559	1.76
1-5-b	0	0.047	0.632	0
0.5	0	0.095	1.264	0
1-6- q_m	0.5	0.2857	0.28	0.32
0.4	1.25	0.714	0.7	0.8
1-7- a_m	1	0.523	0.3	0.2
1	1	0.523	0.3	0.2

Datele ca urmare a analizei caracteristicilor indiciale sunt prezentate în tabelul 5.4., iar datele cu coeficienții de influență calculați, în tabelul 5.5. Analizând tabelul 5.5 cu rezultate simulării, se pot preciza unele concluzii privind atât performanțele dinamice ale servosistemului,

precum și influența prioritară a unor parametrii constructivi- funcționali asupra parametrilor caracteristici generalizați.

Prin citirea valorilor coeficienților de influență din tabelul 5.5, pe fiecare coloană, se poate determina modul prioritar în care parametrii constructivi-funcționali studiați, influențează comportarea dinamică a servosistemului.

Astfel: -promptitudinea, care este determinată de valoarea timpului de răspuns, este influențată prioritar de ϕ , q_m și de p_0 , M_r , J_r ; -stabilitatea este determinată de mărimea factorului de amortizare și este influențată prioritar de ϕ , b , și de k_c , I_k , a_m , b_m , M_r ; -timpul tranzitoriu este influențat prioritar de ϕ , q_m , a_m , și de p_0 , J_r , M_r , k_r , k_c ; -decrementul logaritmic este influențat prioritar de p_0 , M_r , b_m , a_m , q_m ; -valoarea staționară a mărimii de ieșire este influențată prioritar de p_0 , J_r , M_r , b_m , a_m , k_c , k_r , q_m .

Din analiza tabelului 5.5 prin citirea coeficienților de influență pe orizontală se poate deduce modul în care fiecare parametru constructiv-funcțional influențează comportarea dinamică a servosistemului (prin citirea coeficientului de influență maxim), astfel: k_r - influențează prioritar timpul tranzitoriu; k_c - influențează prioritar timpul tranzitoriu; I_k - influențează prioritar timpul tranzitoriu și timpul de creștere; q_m - influențează prioritar timpul de creștere, deci promptitudinea servosistemului; p_0 - influențează prioritar amplitudinea maximă a răspunsului, suprareglajul și valoarea staționară a răspunsului; a_m - influențează prioritar timpul de răspuns și timpul tranzitoriu; J_r - influențează prioritar amplitudinea maximă a răspunsului, valoarea staționară și suprareglajul, precum și timpul de creștere, frecvența proprie; M_r - influențează prioritar timpul tranzitoriu și timpul de creștere; l - influențează prioritar factorul de amortizare; ϕ - influențează prioritar factorul de amortizare și timpul de creștere; b - influențează prioritar factorul de amortizare.

Pe baza acestor concluzii se va putea trece la etapa de sinteză, alegându-se valorile optime ale parametrilor constructivi-funcționali, funcție de regimul dinamic impus prin tema de proiectare, reducându-se astfel la maxim timpul de cercetare și încercare pe model experimental. Metodologia elaborată se poate generaliza și aplica în analiza oricărui element sau sistem mecanic, electric sau fluidic. Cîteva din instrumentele virtuale utilizate sunt prezentate în continuare:

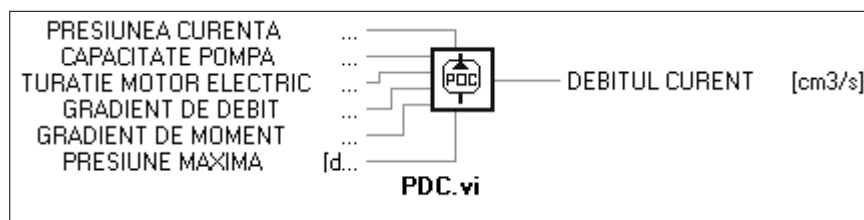


Fig.5. 101 Instrument virtual pentru pompa de capacitate constantă

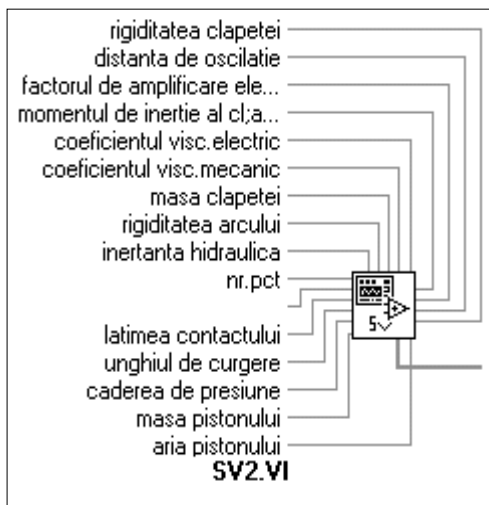


Fig.5.102 Instrumentul virtual pentru servovalvă

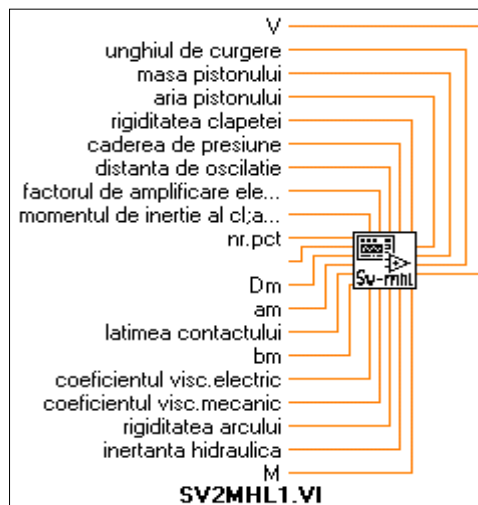


Fig.5.103 Instrumentul virtual pentru servovalvă și motor hidraulic liniar