

CONTRIBUTIONS TO THE MODELING AND SIMULATION OF HYDRAULIC SERVOSYSTEMS FOR TRACTORS AND AGRICULTURAL MACHINERY

CONTRIBUȚII LA STUDIUL MODELĂRII ȘI SIMULĂRII SERVOMECHANISMELOR HIDRAULICE PENTRU TRACTOARE ȘI MAȘINI AGRICOLE

Ph.D. Stud. Eng. Anghel Stelian

- P. U. Bucharest – Faculty of Biotechnical Engineering Systems – Romania –
Tel: 0726342501; E-mail: stelica_anghel@yahoo.com (Str. Dorobanti Nr.2, bl. F 26, et. 1, ap. 5, Buzau)

Abstract: The purpose of this study is to achieve, in general, modeling and simulation of hydraulic servosystems, encountered in tractors and agricultural machinery. Due to their compact design and good controllability, position-controlled hydraulic servo drives are used in the automation of a great number of agricultural machines. The analysis starts from the functional model and then the simulation model is built using a specialized software. The paper demonstrates that the simulation software SimulationX can be effectively used to investigate complex problems of hydraulic drive structures in relation to the mechanical elements and the control loop in early development stages of new hydraulic systems. The graphically-interactive and object-oriented concept of SimulationX facilitates a friendly modeling and quick analysis of technical systems for the user.

Keywords: hydraulic servo drive, closed - loop system, simulation software, piston stroke, pump, control valve, relief valve

INTRODUCTION

The theoretical and experimental research of the elements of hydraulic systems represents the fundamental components of their analysis and synthesis realised in order to know the performances of static and dynamic quality. Experimental analysis is preponderant especially, when the system is known, and the theoretical (analytical) analysis for the case where the synthesis is done (system design).

The direct study of a system is more difficult to be carried out because of high cost or because it does not exist, but that is to be designed and carried out. For this reason the modeling is used. The model of a real system is also a system that presents analogies with the system modeled, on which basis conclusions on some properties of the real system can be drawn.

The description of the instructions for behavioral data generation, as well as a description model of a system, assume the existence and the use of a certain language. It may be a natural language, a mathematical language or a programming language, depending on which the model described may be called informal model, mathematical model (formal) or simulation model.

Possessing a number of advantages, numerical simulation has established itself in recent years, especially after elaboration and implementation of simulation languages, which allow rapid simulation of the operation of any system whose mathematical model for the operation in dynamic regime is known [1]. The paper presents the mathematical models of some major components of hydraulic systems [6].

Hydraulic motor model

In developing mathematical model for linear hydraulic model, it starts from the shape in fig.1, comprising the loading scheme and multivariable model of fig.2.

Rezumat: Scopul acestui studiu este de a realiza, in general, modelarea și simularea unor servomecanisme hidraulice, întâlnite la tractoare și mașini agricole. Datorită configurației lor compacte și bunei maniabilități, servomecanismele hidraulice cu controlul poziției sunt utilizate în automatizarea unui mare număr de mașini din agricultura. Analiza pleacă de la modelul funcțional și se construiește apoi modelul de simulare cu ajutorul unui program specializat. Studiul demonstrează că programul de simulare SimulationX poate fi utilizat efectiv pentru a investiga problemele complexe ale structurilor transmisiilor hidraulice în raport cu elementele mecanice și bucla de comandă în stagiile premergătoare de dezvoltare a unor noi sisteme hidraulice. Conceptul grafic-interactiv și orientare pe obiect al lui SimulationX facilitează utilizatorului o modelare accesibilă și o analiză rapidă a sistemelor tehnice.

Cuvinte cheie: servomecanism hidraulic, sistem buclă închisă, program de simulare, cursa pistonului, pompă, distribuitor, supapă de siguranță,

INTRODUCERE

Cercetarea teoretică și experimentală a elementelor sistemelor hidraulice reprezintă componentele fundamentale ale analizei și sintezei acestora realizată în scopul cunoașterii performanțelor de calitate statice și dinamice. Analiza experimentală este preponderantă în special atunci când sistemul este cunoscut, iar cea teoretică (analitică) pentru cazul când se face sinteza (proiectarea sistemului).

Studierea directă a unui sistem real este mai dificilă de realizat din cauza costului ridicat sau pe motiv că acesta nu există, că urmează a fi proiectat și realizat. Pentru acest motiv, se recurge la modelare. Modelul unui sistem real este la rândul lui un sistem ce prezintă analogii cu sistemul modelat, pe baza cărora se pot trage concluzii asupra unor proprietăți ale sistemului real.

Descrierea instrucțiunilor de generare a datelor comportamentale, precum și descrierea modelului unui sistem, presupun existența și utilizarea unui anume limbaj. Acesta poate fi un limbaj natural, limbaj matematic sau un limbaj de programare, în funcție de care modelul descris poate fi denumit model neformal, model matematic (formal) sau model de simulare.

Posedând o serie de avantaje, simularea numerică s-a impus în ultimii ani, mai ales după elaborarea și implementarea limbajelor de simulare, care permit simularea rapidă a funcționării oricărui sistem la care este cunoscut modelul matematic de funcționare în regim dinamic [1]. În cele ce urmează sunt prezentate modelele matematice ale unor componente importante ale sistemelor hidraulice [6].

Modelul motorului hidraulic

In elaborarea modelului matematic pentru motorul hidraulic liniar, se pornește de la schița din fig.1, cuprinzând schema de încărcare și modelul multivariabil din fig.2.

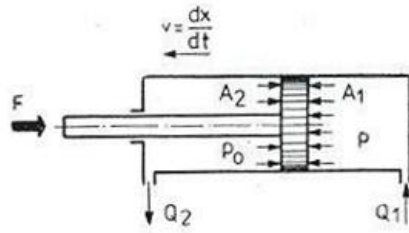


Fig. 1. - The loading diagram

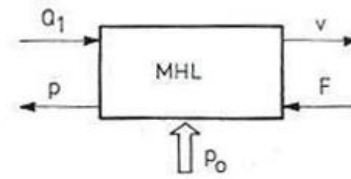


Fig. 2. - Linear hydraulic motor model

In figures above, it is noted: F - strength force in [N]; A_1 and A_2 - active areas of the piston [m^2]; Q_1, Q_2 - input flow rates, or output flow rate [m^3/s]; p and p_0 - the input instantaneous pressures, respectively output ones [N/m^2]; M - the mass (reduced to piston rod) [kg].

Starting from the equation of rates and moments the mathematical model of linear motor operating in dynamic stage is written (without Q_2 's equation) in the form:

$$Q_1 = \frac{dx}{dt} \cdot A_1 + a_M(p - p_0) + \frac{V_0 + x \cdot A_2}{E} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (1)$$

$$M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + b_M \cdot \frac{dx}{dt} + c_{fp} \cdot \frac{x}{|x|} \cdot (A_1 \cdot p - A_2 \cdot p_0) + F = p \cdot A_1 - p_0 \cdot A_2 \quad (2)$$

Where a_M is the linearised coefficient of the loss of flow to the piston, proportional to the pressure [$(m^3/s)/N/m^2$]; V_0 - the initial volume of liquid in engine chamber under the pressure p [m^3]; b_M - the linearised coefficient of losses of forces proportional to speed [$N/(m/s)$]; c_{fp} - coefficient of dry friction (adimensional).

To avoid the nonlinearity originating from the product of two variables, namely the factor $\frac{V_0 + x \cdot A_2}{p} \cdot \frac{dp}{dt}$, the following replacement is made:

$$\frac{V_0 + x \cdot A_2}{E} \approx \frac{V_0 + \frac{L}{2} \cdot A_2}{E} = \frac{V'_0}{E} \quad (3)$$

where L is the piston stroke.

In view of the new notations, substituting then $dx/dt=V$ and by applying transformed Laplace, in null initial conditions, the relationship (1) and (2) become:

$$Q_1(s) = V(s) \cdot A_1 + a_M \cdot [p(s) - p_0(s)] + \frac{V'_0}{E} \cdot p(s) \cdot s \quad (4)$$

$$M \cdot V(s) \cdot s + b_M \cdot V(s) + c_{fp} \cdot \frac{x(s)}{|x(s)|} \cdot [A_1 \cdot p(s) - A_2 \cdot p_0(s)] + F(s) = p(s) \cdot A_1 - p_0(s) \cdot A_2 \quad (5)$$

Control valve model

Being widespread in hydraulic drive systems, discrete manifolds provide connections of the body pressure source to mobile component, or various combinations and connections between pipes, by relative displacement between the spool and the valve body (fig.3) [2].

In figurile de mai sus s-au notat: F - forța rezistentă în [N]; A_1 și A_2 - ariile active ale pistonului [m^2]; Q_1, Q_2 - debitele de intrare, respectiv de ieșire [m^3/s]; p și p_0 - presiunile instantanee de intrare, respectiv de ieșire [N/m^2]; M - masa (redusă la tija pistonului) [kg].

Plecând de la ecuația de debite și momente, se scrie modelul matematic de funcționare a motorului linear în regim dinamic (fără ecuația lui Q_2) sub forma:

unde a_M este coeficientul liniarizat de pierderi de debit la piston, proporțional cu presiunea [$(m^3/s)/N/m^2$]; V_0 - volumul inițial de lichid aflat în camera motorului sub presiunea p [m^3]; b_M - coeficientul liniarizat al pierderilor de forțe proporționale cu viteza $N/(m/s)$; c_{fp} - coeficientul de frecare uscată (adimensional).

Pentru evitarea neliniarității provenite din produsul a două variabile, este vorba de factorul $\frac{V_0 + x \cdot A_2}{p} \cdot \frac{dp}{dt}$, se face înlocuirea:

unde L este cursa pistonului.

Având în vedere noile notații, înlocuind apoi $dx/dt=V$ și aplicând transformata Laplace, în condiții inițiale nule, relațiile (1) și (2) devin:

Modelul distribuitorului hidraulic

Având o largă răspândire în sistemele hidraulice de acționare, distribuitorii discrete asigură conexiunile sursei de presiune cu organul motor, sau diverse combinații și legături între conducte, prin deplasarea relativă dintre sertar și corp (fig.3) [2].

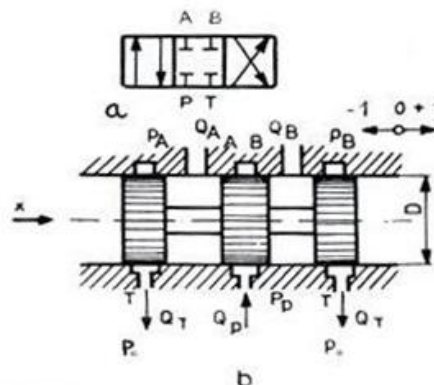


Fig. 3. - The scheme of a control valve with three positions

Considering a control valve with three positions with positive coverage (blockage in the middle position) and negligible losses, it results for: $x = +1 (P_p \rightarrow A, B \rightarrow T)$; $Q_p = Q_A$; $Q_B = Q_T$, and Ohm's law for turbulent flow (the case most frequently encountered), we can write:

$$P_p - P_A = R \cdot Q_A^2 - R \cdot Q_p^2 \quad (6)$$

$$P_B - P_0 = R \cdot Q_B^2 - R \cdot Q_T^2 \quad (7)$$

For $x = 0$; $Q_A = 0$; $Q_B = 0$ and $Q_T = 0$, and for $x = -1$, $Q_p = Q_B$ and $Q_A = Q_T$, it results:

$$P_p - P_B = R \cdot Q_B^2 = R \cdot Q_p^2 \quad (8)$$

$$P_A - P_0 = R \cdot Q_A^2 = R \cdot Q_T^2 \quad (9)$$

In the above notations and relations was considered, $x = +1$ - displacement (opening) from left to right; $x = 0$ - middle position (spool not tripped); $x = -1$ - displacement (opening) from right to left; Neglecting the switching time ($0.03 - 0.1$ s) the switching is done outside working phases; R is the hydraulic resistance ($R = \rho/2 \cdot C_D \cdot \pi \cdot D \cdot x$); where ρ is the density of the liquid [kg/m^3]; C_D - flow coefficient (dimensionless); D - spool diameter [m], and x - fixed displacement of the spool valve.

Starting from the relationships from the data presented for the case $x = +1$, abstract model (quadrupole) has the form of fig.4.

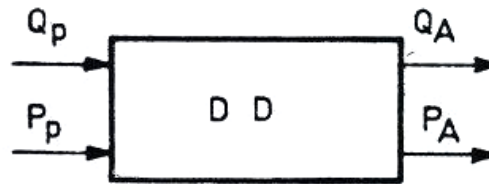


Fig. 4 - Hydraulic control valve model

The simulation software used for hydraulic systems is based on functional models of these systems, connecting components to each other and establishing parameters for each component. Modeling can be called as object oriented.

A virtual instrument for modeling and simulation of hydrostatic systems called SimulationX, has been used.

The fluid power models in SimulationX consider extreme nonlinearities such as pressure, temperature, nonlinear valve properties and cavitation, as well as volumetric and mechanical yields.

The fluid power libraries interact with models from *Mechanics*, *Power Transmission* and *Controls*. This permits the simulation of complex multi-physics models [7].

I chose this simulation software for its performance and the existence of a large number of libraries and numerous mechanic elements, control signals, transfer functions etc.

It is true that not all pumps, valves or other devices of hydrostatic category, will be represented by the same mathematical models and consequently the same virtual instruments, but hydrostatic elements with constructive-functional features, in one category or another, will be analyzed with special virtual instruments tailored for the respective particularities. Each virtual instrument of dynamic analysis of a hydrostatic drive, comes with its functional, constructive parameters as input size and the characteristic size as outputs.

Considerând un distribuitor cu trei poziții cu acoperire pozitivă (blocaj în poziție mediană) și pierderi neglijabile, rezultă, pentru: $x = +1 (P_p \rightarrow A, B \rightarrow T)$; $Q_p = Q_A$; $Q_B = Q_T$, iar conform legii lui Ohm pentru curgere turbulentă (cazul cel mai frecvent întâlnit), se poate scrie:

Pentru $x = 0$; $Q_A = 0$; $Q_B = 0$ și $Q_T = 0$, iar pentru $x = -1$, $Q_p = Q_B$ și $Q_A = Q_T$, rezultă:

În notațiile și relațiile prezentate anterior, s-a considerat, $x = +1$ - deplasarea (deschiderea) de la stânga la dreapta; $x = 0$ - poziție mediană (sertar neacționat); $x = -1$ - deplasare (deschidere) de la dreapta spre stânga. Se neglijează timpul de comutare ($0,03 - 0,1$ s); Comutarea se face în afara fazelor de lucru; R este rezistența hidraulică ($R = \rho/2 \cdot C_D \cdot \pi \cdot D \cdot x$), unde ρ este densitatea lichidului [kg/m^3]; C_D - coeficient de debit (adimensional); D - diametrul sertarului [m], iar x - deplasarea fixă a sertarului.

Plecând de la datele și relațiile prezentate pentru cazul $x = +1$, modelul abstract (cvadripolul) are forma din fig.4.

Programele de simulare utilizate pentru sistemele hidraulice se bazează pe schemele funcționale ale sistemelor respective, conectarea componentelor unul cu celălalt și stabilirea parametrilor pentru fiecare component. Modelarea poate fi denumită ca fiind orientată pe obiect.

S-a utilizat în acest studiu un instrument virtual pentru modelarea și simularea sistemelor hidrostactice numit SimulationX.

Modelele hidraulice în SimulationX iau în considerare neliniaritățile extreme ale presiunii, temperaturii, proprietăților distribuitorului și cavitația, precum și randamentele volumice și mecanice.

Biblioteca de simboluri hidraulice interacționează cu modelele din *Mecanică*, *Tranzmisii* și *Control*. Acest lucru permite simularea modelelor multifizice complexe [7].

Am ales acest soft de simulare pentru performanțe și existența unui număr mare de biblioteci și al unui număr mare de elemente mecanice, semnale de comandă, funcții de transfer etc.

Este adevărat că nu toate pompele, supapele sau o altă categorie de aparatură hidrostactică, vor putea fi reprezentate prin aceleași modele matematice și implicit aceleași instrumente virtuale, dar elementele hidrostactice cu particularități constructiv-funcționale, dintr-o categorie sau alta, vor putea fi analizate cu instrumente virtuale speciale, adaptate particularităților respective. Fiecare instrument virtual de analiză dinamică a unui element hidrostatic de acționare, este însoțit de parametri săi funcțional-constructivi, ca mărimi de intrare și de mărimi caracteristice corespunzătoare, ca mărimi de ieșire.

Under these circumstances, it appears that it may consider any hydraulic system, based on common component parts and entering the corresponding parameters for different types of pumps, control valves, valves, hydraulic cylinders etc.. Another approach may be that approach where it starts from a certain hydraulic scheme, at which index features will be analyzed, modifying afterwards the structure by adding new elements and analyzing index features obtained [3].

MATERIALS AND METHODS

The hydraulic drive system, as shown in figure 5, consists of a hydraulic cylinder and a 4/3 control valve (control element of the control circuit) in a closed position control loop.

For the position control loop in this example, a P-controller is used.

For the modeling of the hydraulic components such as, hydraulic cylinder, 4/3 proportional directional control valve, pressure supply, and reservoir, the corresponding model objects of the *Hydraulics* library of SimulationX are selected and positioned on the worksheet.

The mechanical mass *mass* considers the mass of the piston rod (with rigidly coupled load mass). The weight force of the piston rod and the load mass is performed by an external force.

The position of the rod is measured by a sensor block that takes over the mechanical state values and the mechanical connections. The absolute position of the rod is detected and compared to the command value. The subtraction yields the error signal.

The signal for controlling the valve is obtained in the P controller (proportional amplification of the error signal with the gain factor "kp").

Once created the model structure shown in figure, we can enter parameters and activate elements of protocol attributes of the variables which we want to plot after simulation (table 1).

În aceste condiții, reiese că se poate analiza orice sistem hidraulic, pornind de la părțile componente comune și introducând parametrii corespunzatori pentru diferite tipuri de pompe, distribuitoare, supape, cilindri hidraulici etc. Un alt mod de abordare poate fi acela în care se pornește de la o anumită schemă hidraulică, la care se vor analiza caracteristicile indiciale, modificându-se apoi structura prin adăugarea unor elemente și analizând noile caracteristici indiciale obținute [3].

MATERIALE ȘI METODE

Sistemul de acționare hidraulică, așa cum se arată în figura 5, constă dintr-un cilindru hidraulic și un distribuitor proporțional (element de control al circuitului de comandă), într-o buclă închisă de control al poziției.

Pentru bucla de control de poziție în acest exemplu, este utilizat un controler de tip P (proporțional).

Pentru modelarea componentelor hidraulice, cum ar fi, cilindru hidraulic, distribuitor proporțional 4/3, sursă de presiune, și rezervor, sunt selectate obiectele corespunzătoare modelului din biblioteca Hidraulică a lui SimulationX și poziționate pe foaia de lucru.

Masa mecanică *mass* consideră masa tijei pistonului (cu masa de încărcare cuplate rigid). Forța de greutate a tijei pistonului și încărcarea sunt realizate de forța externă.

Poziția tijei este măsurată de un senzor care preia valorile parametrilor de stare mecanici și conexiunile mecanice. Poziția absolută a tijei este detectată și comparată cu valoarea de comandă. Diferența dă semnalul de eroare.

Semnalul pentru comanda distribuitorului proporțional este obținut în controllerul de tip P (amplificare proporțională a semnalului de eroare cu factorul "kp").

Odată creată structura modelului conform figurii, se pot introduce parametrii elementelor și se activează atributele de protocol ale variabilelor pe care dorim să le reprezentăm grafic după simulare (tabelul 1).

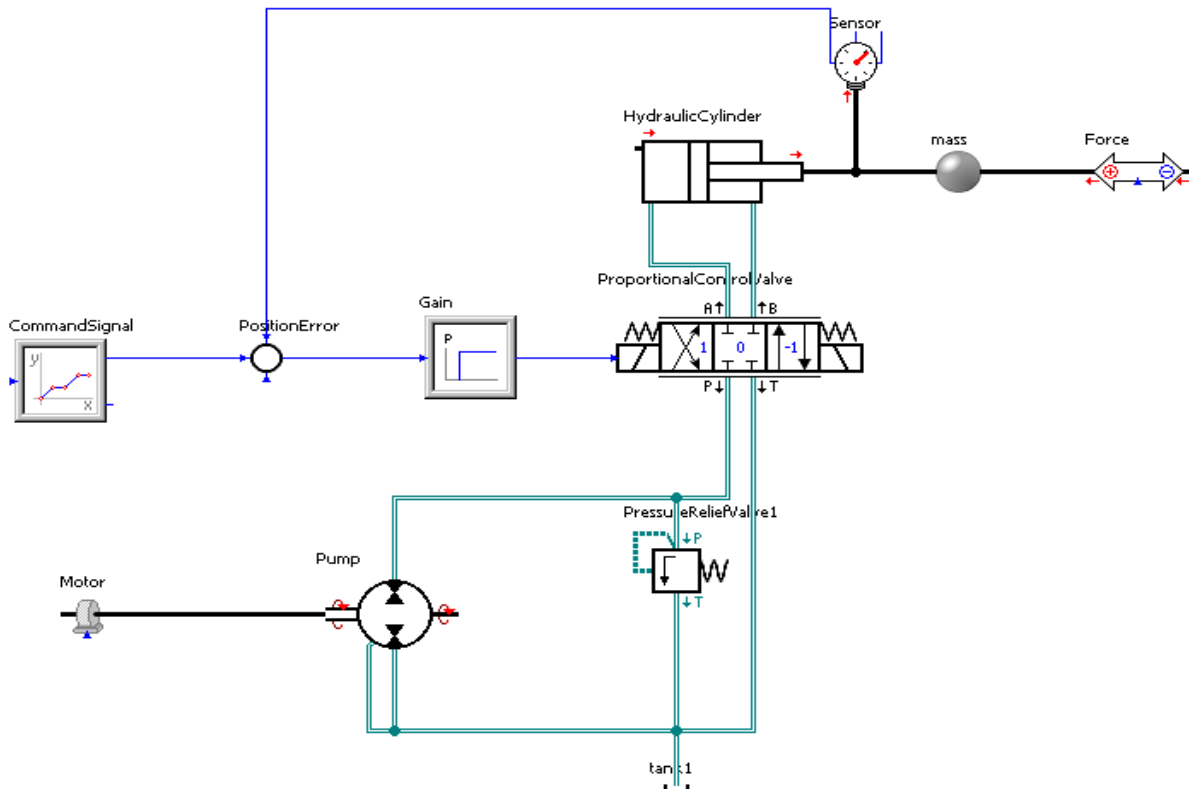




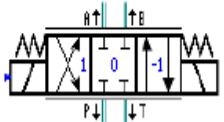


Fig.5 - Model of the hydraulic system

Table 1

Elements Elemente	Input parameters Parametri de intrare
<p>Cilindru Cylinder</p> 	<p>Cylinder Dimensions</p> <p>Maximum Stroke maxStroke: 94 mm</p> <p>Piston Diameter dPiston: 90 mm</p> <p>Rod Diameter dRod: 30 mm</p> <p>Transfer of Coordinates dxh: -47 mm</p> <p>Friction Description cylFriction: No Friction Losses</p> <p>Pressure Chamber A pA: <input checked="" type="checkbox"/> bar</p> <p>Pressure Chamber B pB: <input checked="" type="checkbox"/> bar</p> <p>Pressure Drop A -> B pAB: <input checked="" type="checkbox"/> bar</p> <p>Volume Flow Port A (Meter-in Flow) QA: <input checked="" type="checkbox"/> l/min</p> <p>Volume Flow Port B (Meter-in Flow) QB: <input checked="" type="checkbox"/> l/min</p>
<p>Pompă Pump</p> 	<p>Displacement Volume vd: 12.6 cm³</p> <p>Friction Description frKind: No Friction Losses</p> <p>Leakage Description lKind: No Leakage</p> <p>Volume at Port A VA: <input checked="" type="checkbox"/> cm³</p>
<p>ReliefValve</p> 	<p>Pressure Drop P->T pPT: <input checked="" type="checkbox"/> bar</p> <p>Volume Flow (Meter-In Side) Q: <input checked="" type="checkbox"/> l/min</p> <p>Mass Flow mdot: <input checked="" type="checkbox"/> kg/s</p> <p>Power Dissipation Pdiss: <input checked="" type="checkbox"/> kW</p>
<p>Motor</p> 	<p>Kind kind: Rotational Speed</p> <p>Rotational Speed om: 2200 rpm</p> <p>Torque T: <input checked="" type="checkbox"/> Nm</p> <p>Power Pe: <input checked="" type="checkbox"/> Nm/s</p>
<p>ProportionalControlValve</p> 	<p>Stroke Signal strokeDescr: Normalized Signal (-1 ... 1)</p> <p>Type of Edges edgesEnum: Identical Edges</p>

RESULTS

Once we have introduced the model parameters, the simulation may be started and the results can be observed, and, at the same time the type of oil may be changed by double-clicking on the connection and selecting a liquid [5].

The control signal shows the specified characteristics. If the stroke signal for the valve is negative, the pump is connected to port A of the cylinder and the piston is moved to the right.

The flow at port A and B of the valve is somehow proportional to the stroke signal (fig.6):

REZULTATE

Odată ce s-au introdus parametrii modelului, se poate porni simularea și se pot observa rezultatele, se poate schimba tipul uleiului prin comanda „dublu click” pe conductă și selectarea uleiului [5].

Semnalul de comandă arată caracteristicile specifice. Dacă cursa distribuitorului este negativă, pompa este conectată la orificiul A al cilindrului și pistonul este deplasat spre dreapta.

Debitul la orificiile A și B ale distribuitorului este într-o oarecare măsură proporțional cu alura semnalului (fig.6):

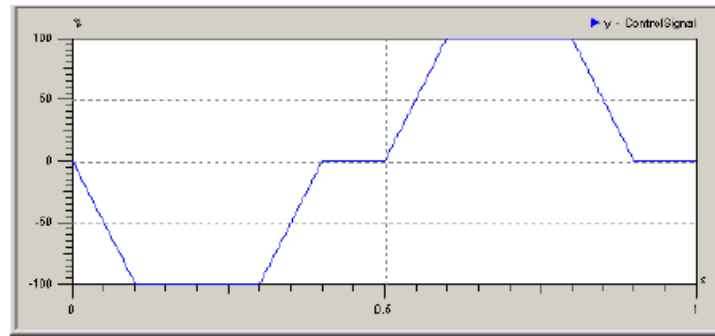


Fig.6 - Shape of the control signal

Because we have a differential cylinder, the flow shows an unsymmetrical behavior. The maximum positive flow can not exceed 10 l/min, which is the flow of the pump (fig.7).

Din cauza faptului că avem un cilindru diferențial, debitul prezintă un comportament asimetric. Dacă s-a stabilit debitul pompei la 10 l/min, atunci debitul maxim pozitiv nu poate depăși această valoare (fig.7).

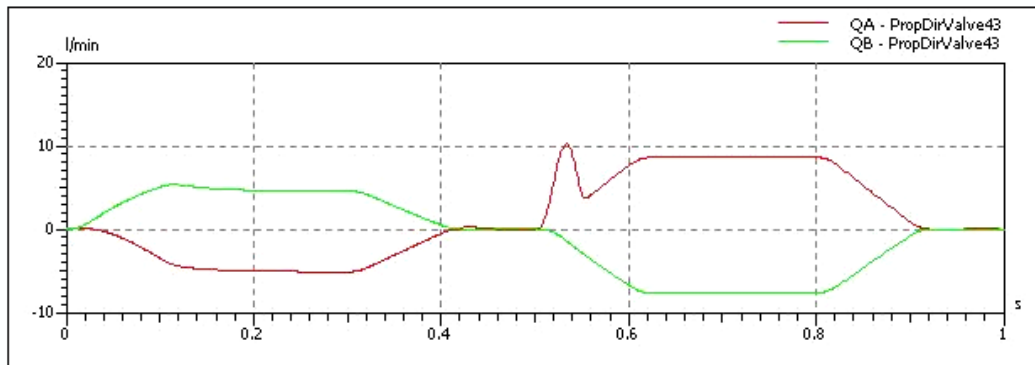


Fig.7 - Variation of proportional directional control valve flow

The pressure can not exceed 100 bar (at the pressure set for the relief valve), and at full negative opening of the control valve, the pump pressure will drop up to 32 bar, since the pump cannot deliver enough flow (fig.8):

Presiunea nu poate să depășească 100 bar (la presiunea setată pentru supapa de siguranță), la deschiderea maxima negativă a distribuitorului, presiunea va scădea la 32 bar, deoarece pompa nu poate furniza suficient debit (fig.8):

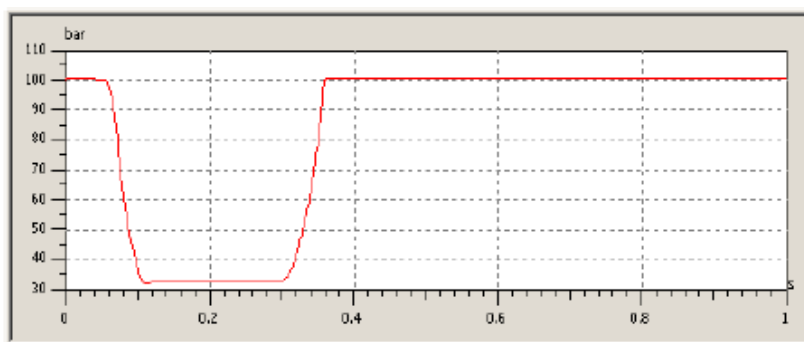


Fig.8 - Variation of pressure in relief valve

The velocity of the piston is proportional to the flow in the valve, and if the pump pressure drops from 100 bar to 32 bar, the velocity also decreases slightly. When the control valve is closed, the piston oscillates because of the oil compressibility noticing that the piston velocity begins to oscillate with high frequency after 0.2 s (fig.9).

From the simulation study made, it was observed that the transitional time ranges between approximately 0.12 s and 4 s. It was noted that the hydrostatic execution elements that provide a translational movement of the load present higher transient periods.

For simulation of the pressure it was chosen a longer time (5 s) to view the corresponding pressure variation for a certain period of operation. If we examine the variation of the pressure in the hydraulic cylinder, we find an oscillation of the front of the stroke due to the oil compressibility.

Likewise, the pressure does not exceed 80 bar which is the maximum pressure of pump (fig.10).

Viteza pistonului este proporțională cu debitul distribuitorului, iar dacă presiunea pompei scade la 32 bar, viteza va scădea de asemenea. Când distribuitorul este închis, pistonul oscilează din cauza compresibilității uleiului, observandu-se că viteza pistonului începe să oscileze cu o frecvență înaltă după 0,2 s (fig.9).

Din studiul simulărilor efectuate, s-a observat că timpul tranzitoriu, variază între aproximativ 0,12 s și 4 s. S-a remarcat că elementele hidrostatice de execuție, care asigură o mișcare de translație a sarcinii, prezintă durate mai mari ale regimului tranzitoriu.

Pentru simularea presiunii s-a ales un timp mai lung (5 s), pentru a putea vizualiza variația presiunii corespunzătoare unei anumite perioade de funcționare. Dacă se examinează variația presiunii din cilindrul hidraulic, se constată pe prima parte a cursei o oscilație a acesteia datorită compresibilității uleiului.

De asemenea presiunea nu poate depăși 80 bar care este presiunea maximă a pompei (fig.10).

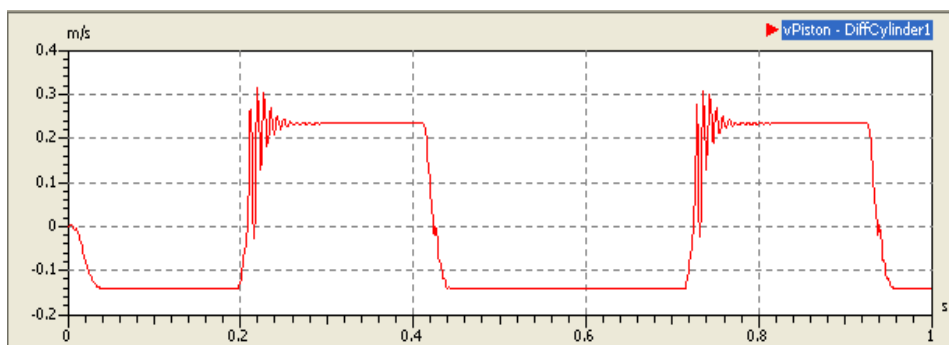


Fig. 9. - Piston speed variation

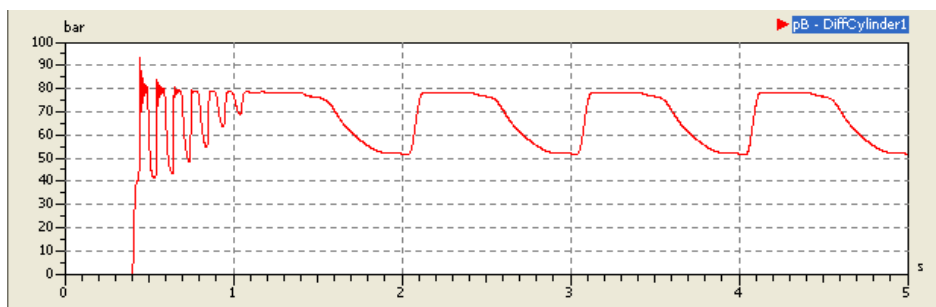


Fig.10 - Variation of pressure in the hydraulic actuator

In this model, the dynamic behavior of the proportional directional control valve has been neglected. It is, therefore desirable to include parameters corresponding to the proportional control valve (fig.11) [4].

If we restart the simulation with the inclusion of dynamic behavior of the proportional control valve, it will be observed that the system shows a stable state (fig.12 and fig.13).

În acest model s-a neglijat comportarea dinamică a distribuitorului. De aceea este de dorit să includem parametrii corespunzători pentru distribuitorul proporțional (fig.11) [4].

Dacă se pornește din nou simularea cu includerea comportamentului dinamic al distribuitorului proporțional, se va observa că sistemul arată o stare stabilă (fig.12 și fig.13).

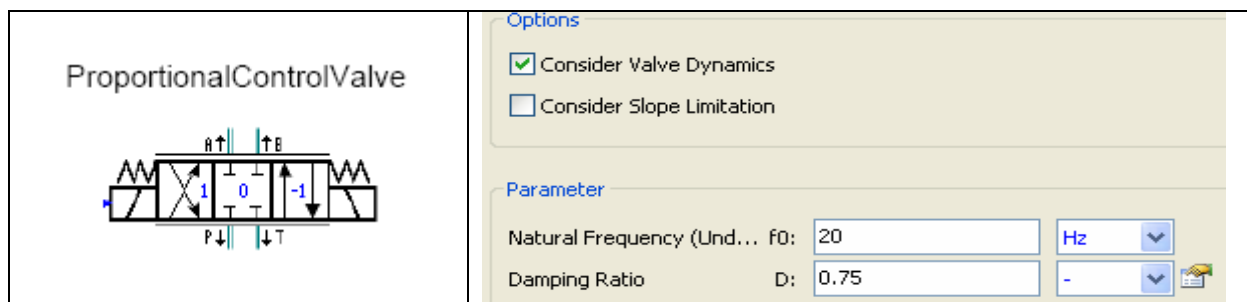


Fig.11 - Consider the dynamic behavior of hydraulic proportional control valve

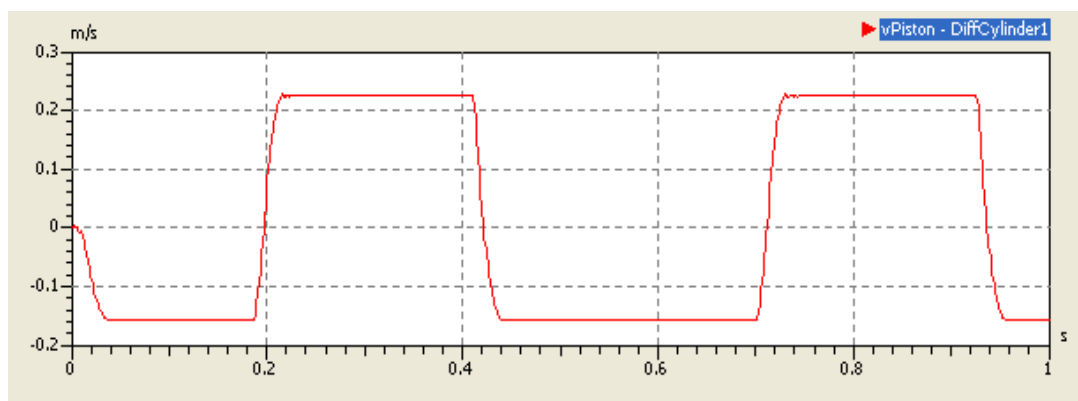


Fig.12 - Piston speed variation considering the dynamic behavior of the proportional control valve

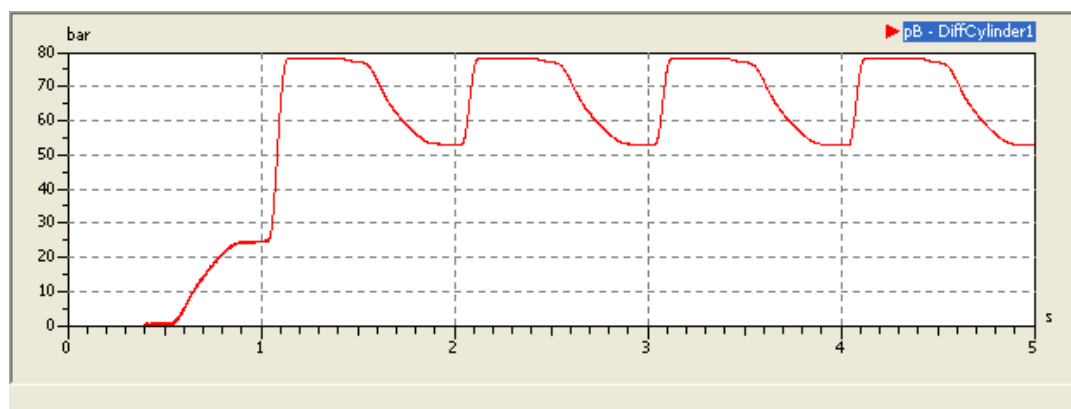


Fig.13 - Hydraulic actuator pressure variation considering the dynamic behavior of the proportional control valve

CONCLUSIONS

In the case of the hydraulic system studied, it was observed an instability of the piston speed, which starts to oscillate with high frequency after 0.2 s, due to oil compressibility.

It has also been observed that in the range 0 to 0.2s, when the maximum negative opening of the proportional control valve pressure drops to 32 bar, the piston speed also decreases.

Following the hydraulic actuator pressure variation it has been observed, that in the time interval from 0 to 1 the pressure has large oscillations which occur with greater frequency. This is because the hydrostatic elements that provide a translational movement of the load (such as hydraulic cylinders), show greater transient periods; after about 1 second the varying of the pressure becoming uniform.

If one takes into account the dynamic behavior of the proportional control valve, then the piston speed and cylinder pressure become stable and present an steady variation.

Comparing modern study opportunities with traditional treatment, we can make the following observations:

- Loading elements can be performed in various conditions, operations and requirements being determined as evolution in time as compared with traditional research using static models based on the maximum strength;
- Use of modeling and simulation software offers a simple answer to mathematical issues involved in research.

CONCLUZII

În cazul sistemului hidraulic studiat s-a observat o instabilitate a vitezei pistonului, care au început să oscileze cu o frecvență înaltă după 0,2 s, datorită compresibilității uleiului.

De asemenea s-a observat că în intervalul 0 – 0,2 s când, la deschiderea maximă negativă a distribuitorului, presiunea scade la 32 bar, viteza pistonului scade și ea.

Urmărind variația presiunii în servomotorul hidraulic, pe intervalul de timp 0 – 1 s, presiunea are oscilații mari care se produc cu o frecvență mare. Acest lucru se datorează faptului că elementele hidrostactice, care asigură o mișcare de translație a sarcinii (de tipul cilindrilor hidraulici), prezintă durate mai mari ale regimului tranzitoriu; după aproximativ 1 secundă variația presiunii devine uniformă.

Dacă se ține seama și de comportamentul dinamic al distribuitorului, viteza pistonului și presiunea din cilindru devin stabile și cu o variație uniformă.

Comparând posibilitățile de studiu moderne, cu tratarea tradițională, rezultă:

- Încărcarea elementelor se poate face în diverse condiții, funcționarea și solicitările fiind determinate ca evoluție în timp, comparativ cu cercetarea tradițională care utilizează modelul calculului static, pe baza unor forțe maxime;
- Utilizarea programelor de modelare și simulare oferă un răspuns simplu la aspectele matematice care intervin în cercetare.

REFERENCES

- [1]. Burrows, C. R. - (1998) *Fluid Power Systems – An Academic Perspective*. JHPS Journal of Fluid Power Systems, January 1998, 29(1), 26-32;
- [2]. DeRose D., - (2003) *Proportional and Servo Valve Technology*, Fluid Power Journal, March/April (2003);
- [3]. Jelali M. and Kroll A, - (2003) *Hydraulic Servo Systems - Modelling, Identification & Control*, Springer, 2003;
- [4]. Kuo B.C. and Golnaraghi F., - (2003) *Automatic Control Systems*, Wiley, 2003;
- [5]. Schwarzenbach J. and Gill K.F., - (1992) *System Modelling & Control*, Edward Arnold, 1992;
- [6]. Oprean .A. and others – (1989) *Hydraulic drives and automation (modeling , simulation , test)*, Technical Publishing House , Bucharest, 1989.
- [7]. *** Documentation ITI SimulationX;
- [8]. *** *Technical documentation Plopeni Mechanical Plant*;
- [9]. *** *Technical note of U -650 M tractor*.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Burrows, C. R. - (1998) *Sistemele Hidraulice – O Perspectivă Academică*. JHPS Journal of Fluid Power Systems, Ianuarie 1998, 29(1), 26-32;
- [2]. DeRose D., - (2003) *Tehnologia Distribuitorilor Proportionale*, Fluid Power Journal, Martie/Aprilie 2003;
- [3]. Jelali M. și Kroll A, - (2003) *Servomecanisme Hidraulice – Modelare, Identificare și Control*, Springer, 2003;
- [4]. Kuo B.C. and Golnaraghi F., - (2003) *Sisteme de Reglare Automată*, Wiley, 2003;
- [5]. Schwarzenbach J. and Gill K.F., - (1992) *Modelarea și Reglarea Sistemelor*, Edward Arnold, 1992.;
- [6]. Oprean. A. și alții – (1989) *Acționări și automatizări hidraulice (Modelare, simulare, încercare)*, Editura Tehnică, București, 1989.
- [7]. *** *Documentație ITI SimulationX*;
- [8]. *** *Documentație tehnică Uzina Mecanică Plopeni*;
- [9]. *** *Notița tehnică a tractorului U – 650 M*.