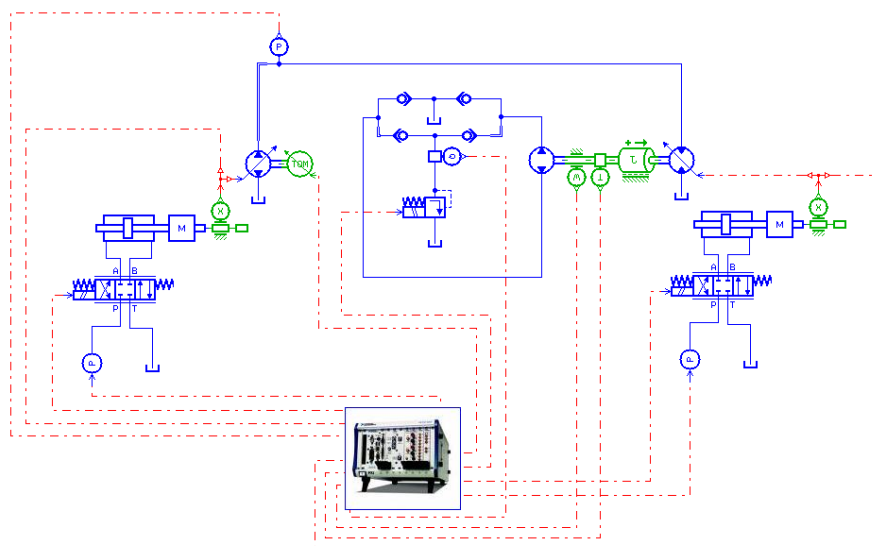


Denumirea tezei:

Contribuții teoretice și experimentale privind optimizarea parametrilor dinamici ai autocamioanelor multifuncționale utilizând transmisiile hidrostatice

RAPORT DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ NR. 3

Simularea numerică, modelarea matematică și experimentarea transmisiilor hidraulice specifice mașinilor autopropulsate



Domeniul de doctorat: Inginerie Mecanică
Specializarea: Mecanică tehnică și vibrații

Conducător științific: Prof.Univ.Dr.Ing. Cristian Pavel

Student doctorand: Ing. Chiriță Alexandru-Polifron

București 2019

Cuprins

1. Introducere.....	1
2. Structura transmisiei hidraulice cu reglaj mixt	2
2.1. Concluzii privind execuția transmisiei hidraulice cu reglaj mixt	5
2.2. Simularea numerică și identificarea experimentală a servomecanismului hidraulic de reglare a capacității pompei MOOG tip RKP-D	5
2.3. Simularea numerică a pompei MOOG tip RKP-D.....	7
2.4. Testarea servopompei MOOG tip RKP-D	8
2.4.1. Testarea în regim staționar.....	8
2.4.2. Testarea în regim dinamic	8
2.5. Concluzii privind simularea numerică și identificarea experimentală a dispozitivului de reglare a capacității pompei MOOG tip RKP-D	9
3. Reglajul transmisiilor hidrostatice prin tehnica instrumentației virtuale.....	10
3.1. Considerații privind metodele moderne de simulare și testare a sistemelor de acționare hidraulice	10
3.2. Modelul de reglare al transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt	11
3.3. Modelul matematic al transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt.....	13
3.4. Modelul detaliat al rețelei de simulare și interfața virtuală a modelului de reglare	14
3.5. Caracteristicile dinamice ale transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt, obținute prin simulare numerică	16
3.6. Validarea experimentală a modelului de reglare a transmisiei hidrostatice	16
3.7. Concluzii privind modelarea, simularea și testarea transmisiei hidraulice cu reglaj mixt.....	19
4. Avantajele energetice și funcționale ale transmisiilor hidraulice reglabile.....	20
4.1. Considerații privind avantajele energetice ale transmisiilor hidraulice reglabile	20
4.2. Modelul de principiu și rețeaua de simulare numerică a transmisiei hidraulice cu reglaj primar	21
4.3. Analiza eficienței energetice a transmisiilor hidraulice cu pompe de capacitate fixă sau reglabilă.....	23
4.4. Concluzii privind eficiența energetică a transmisiilor hidraulice cu pompe de capacitate fixă sau reglabilă	25
5. Testări virtuale asupra transmisiilor hidraulice cu reglaj secundar.....	26
5.1. Transmisie hidraulică cu reglaj secundar cu pompă fixă și motor variabil.....	26

5.1.1. Modelarea matematică a transmisiei hidraulice	26
5.1.2. Simularea numerică a transmisiei hidraulice.....	29
5.2. Transmisie hidraulică cu reglaj secundar cu pompă reglabilă, motor variabil și compensator PID în bucla de reglare a turației	37
5.3. Transmisie hidraulică cu reglaj secundar cu pompă reglabilă, echipată cu regulator de presiune și motor variabil.....	40
5.4. Concluzii privind reglajul secundar al transmisiilor hidraulice.....	43
BIBLIOGRAFIE.....	45

1. Introducere

În literatura de specialitate sunt precizate trei tipuri de reglaje ale transmisiilor hidraulice:

-reglajul primar, în care mașina volumică din primarul transmisiei (pompa) are capacitate reglabilă, iar cea din secundar (motorul), alimentată la debit constant, are capacitate fixă;

-reglajul secundar, în care mașina volumică din primarul transmisiei are capacitate fixă, iar cea din secundar, alimentată la presiune constantă, are capacitate reglabilă;

-reglajul mixt, în care mașinile volumice din primarul și secundarul transmisiei sunt reglabile.

2. Structura transmisiei hidraulice cu reglaj mixt

Modelul experimental de transmisie hidraulică cu reglaj mixt conține în primar o servopompa cu 9 pistoane radiale MOOG tip RKP-D, care are capacitatea $V_p=32\text{cm}^3/\text{rot}$ și turația $n=1450\text{ rot/min}$. Cu o comandă reglabilă de $0\ldots 10\text{V}$, servopompa poate furniza un debit variabil de $0\ldots 46\text{ l/min}$. În fig.1. se prezintă o secțiune prin servopompă, iar în fig.2 schema hidraulică de principiu.

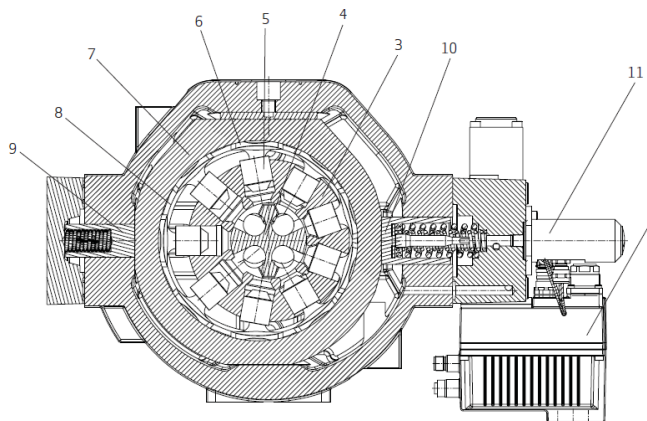


Fig.1- Secțiune servopompă MOOG, tip RKP-D.

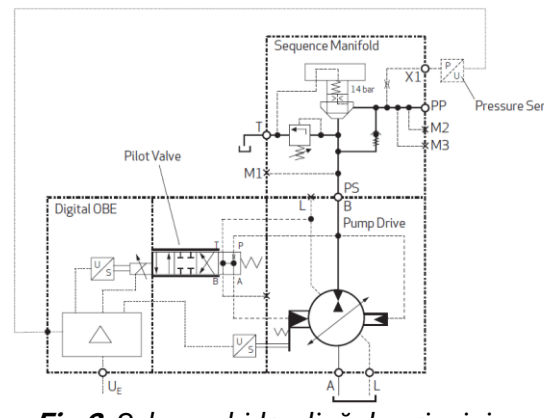


Fig.2- Schema hidraulică de principiu pentru servopompa RKP-D.

Servopompa MOOG, tip RKP-D (fig.1) conține 9 pistoane radiale (poz.5), montate într-un bloc al cilindrilor (poz.3). În timpul rotației blocului cilindrilor, prin antrenarea sa de către arborele pompei, pistoanele generează camere de volum variabil, având o deplasare liniară în bloc, numai dacă inelul de reglare al capacității pompei (poz.7) este excentric față de axul pompei. Mărimea acestei excentricități determină cursa pistoanelor și, implicit, capacitatea pompei. Prin intermediul unui sistem de distribuție, amplasat în axul blocului cilindrilor, fiecare pistonas al pompei este conectat, alternativ, la fiecare rotație a blocului, pe $\frac{1}{2}$ rot. la aspirația pompei și pe $\frac{1}{2}$ rot. la refularea pompei.

Acționarea și comanda automată a inelului de reglare se realizează printr-un servomecanism hidraulic de reglare a poziției, compus din: două pistoane de diametre diferite (poz.9 și poz.10), o servovalvă (poz.12), două traductoare de poziție, primul pus pe inelul de reglare și al doilea pe sertarul servovalvei, un traductor de presiune, amplasat pe refularea pompei și un bloc electronic de comandă (poz.11).

Structura modulară a servopompei RKP-D (fig.2) conține patru module: **blocul electronic de comandă**; **servomecanismul de reglare a capacității**; **pompa**; **blocul Sequence Manifold**, care nu permite scăderea presiunii pe refularea pompei sub valoarea presiunii de comandă a inelului de reglare (14 bar).

Servopompa MOOG, tip RKP-D, conf. fig.3, funcționează cu comandă în circuit închis, numerică sau analogică. Prin teste experimentale, se poate interveni în *MOOG CONFIGURATION SOFTWARE* pentru a modifica valorile parametrilor predefiniți de fabrică, funcție de parametrii instalației de acționare hidraulică în care urmează a se monta. Ea se poate utiliza în toate cele trei tipuri de transmisii hidraulice bazate pe reglarea automată a capacității mașinilor volumice rotative: **pentru TH cu reglaj primar**, se poate utiliza servopompa MOOG tip RKP-D cu reglaj în buclă de debit ($U_E=$

Q) în primar și un motor hidraulic rotativ de capacitate constantă în secundar; **pentru TH cu reglaj secundar**, se poate utiliza servopompa MOOG tip RKP-D cu reglaj în buclă de presiune ($U_E = P$) în primar și un servomotor hidraulic rotativ (de capacitate reglabilă) în secundar; **pentru TH cu reglaj mixt**, se poate utiliza servopompa MOOG RKP-D cu reglaj în buclă de debit ($U_E = Q$) în primar și un servomotor hidraulic rotativ (de capacitate reglabilă) în secundar.

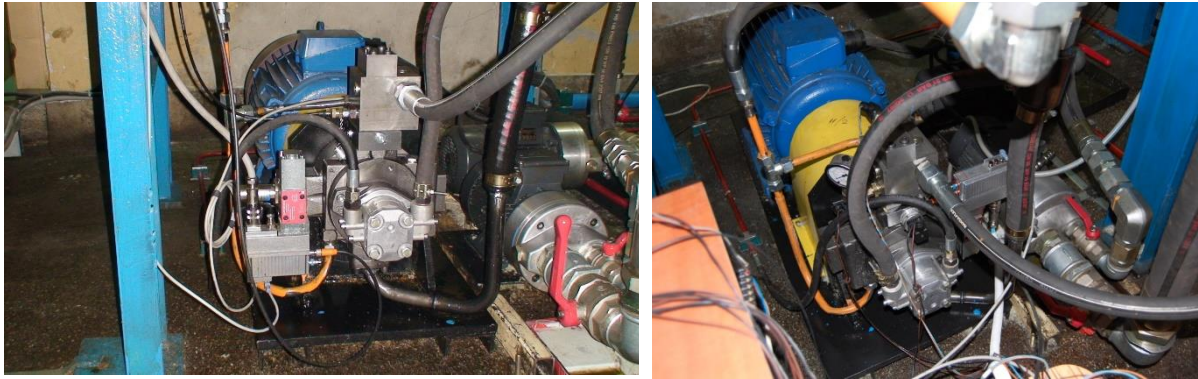


Fig.3 Servopompa MOOG tip RKP-D din primarul transmisiei hidrostatice.

Servomotorul hidraulic BOSCH (fig.4), tip EP2, din secundarul transmisiei hidrostatice are capacitatea minimă, limitată mecanic, $V_{m \min} = 7 \text{ cm}^3/\text{rot}$, pentru un curent de comandă de 200 mA, capacitatea maximă $V_{m \max} = 28 \text{ cm}^3/\text{rot}$, pentru un curent de comandă de 800 mA și este alimentat la 24 V c.c. Conform schemei sale de principiu (fig.5), acest servomotor cu electronică integrată poate fi comandat astfel încât la creșterea/scăderea sarcinii, capacitatea să scadă/crească automat, cu menținerea relativ constantă, în anumite limite, a turației. Acest tip de comandă se va utiliza la reglajul secundar sau mixt al transmisiilor hidrostatice.



Fig.4 Servomotor hidraulic Bosch tip EP2.

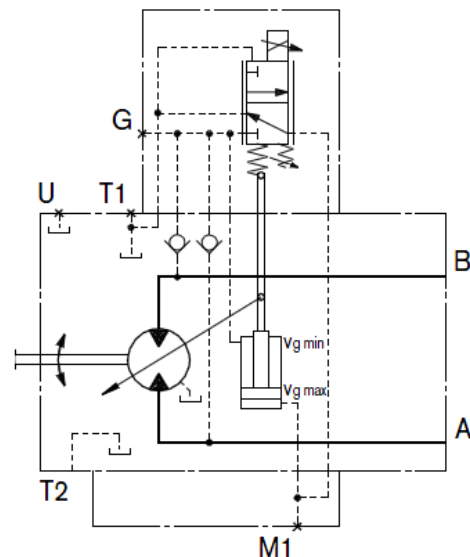


Fig.5 Schema hidraulică de principiu a servomotorului hidraulic Bosch tip EP2.

Servomotorul hidraulic Bosch tip EP2 din secundarul transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt este cuplat la un dispozitiv hidraulic de simulare a sarcinii (fig.6). Acest servomotor hidraulic este alimentat de servopompa MOOG din primarul transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt (fig.7). Pompa fixă, cu pistoane axiale și bloc înclinat, care simulează sarcina pentru servomotorul Bosch, este alimentată din rezervorul secundarului transmisiei, prin intermediul unei pompe de prealimentare și al unei punți cu 4 supape de sens.



Fig. 6 Servomotorul Bosch tip EP2 din secundarul transmisiei hidrostatice (dreapta), cuplat la dispozitivul hidraulic de simulare a sarcinii.

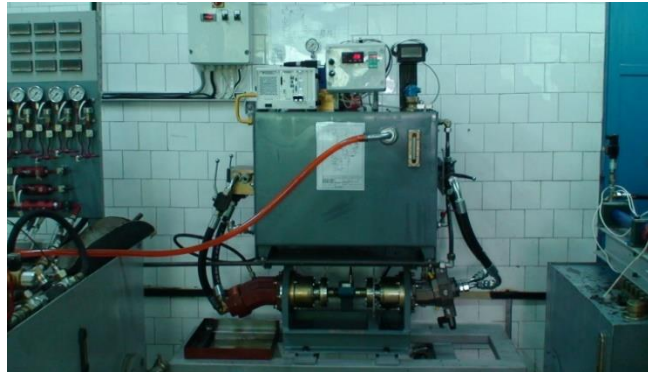


Fig. 7 Alimentarea pompei de sarcină și a servomotorului Bosch.

Modulul de simulare a sarcinii pentru servomotor, cu schema hidraulică de principiu cod DSSq-SH, cuprinde trei subansamble principale: aparatură hidraulică de reglare presiune și debit, rezervor de ulei, dispozitiv de simulare sarcină pentru servomotor.

Aparatura hidraulică de reglare presiune și debit este amplasată pe capacul rezervorului de ulei. Ea conține o supapă de presiune proporțională Dn10, REXROTH, 4 supape de sens Dn16, un robinet cu sferă Dn 8, două robinete cu sferă Dn16, trei manometre, două traductoare de presiune.

Rezervorul de ulei este prevăzut cu filtru de umplere și aerisire și semnalizator de ulei.

Dispozitivul de simulare sarcină pentru servomotor, conține un suport tip cadru închis, pe care sunt montate două mașini volumice rotative, o pompă și un motor, cu arborii cuplați mecanic. Pe cuplaje sunt montate un traductor de moment și o roată cu 60 dinți egali, pentru traductorul de rotație.

Funcționarea dispozitivului de simulare a sarcinii pentru servomotor

Pe dispozitiv se montează motorul hidraulic rotativ care se testează la sarcină variabilă, respectiv servomotorul Bosch tip EP2. El poate fi utilizat ca motor de capacitate fixă sau servomotor de capacitate reglabilă printr-un servomecanism hidraulic de reglare a poziției. Sarcina variabilă se realizează cu ajutorul supapei proporționale, montată pe refularea pompei fixe, cuplată mecanic la motorul hidraulic. Pompa fixă se alimentează din rezervor, prin puntea celor 4 supape de sens și pompa de prealimentare, iar motorul hidraulic Bosch din grupul de pompare al primarului transmisiei (schemă hidraulică cod SPDM-0-SH).

Cu dispozitivul de simulare a sarcinii, care constituie secundarul transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt (schemă hidraulică cod DSSq-SH) și grupul de pompare care conține servopompa MOOG tip RKP-D (schemă hidraulică cod SPDM-0-SH) se pot

testa trei tipuri de sisteme de acționare hidraulice (SAH), bazate pe reglarea automată a mașinilor volumice rotative, avantajoase din punct de vedere energetic:

- a) **SAH cu reglaj în primar**, în care pompa grupului adițional de pompare este folosită ca pompă de capacitate reglabilă, cu servomecanism hidraulic de reglare a capacității, iar servomotorul Bosch de pe dispozitivul de simulare a sarcinii funcționează ca un motor hidraulic rotativ de capacitate fixă;
- b) **SAH cu reglaj în secundar**, în care servopompa MOOG din primar este utilizată ca pompă fixă, iar servomotorul Bosch de pe dispozitivul de simulare a sarcinii este utilizat ca motor rotativ de capacitate reglabilă, cu servomecanism hidraulic de reglare a capacității;
- c) **SAH cu reglaj în secundar și primar (reglaj mixt)**, în care atât în primar cât și în secundar se utilizează mașini volumice reglabile, prevăzute cu servomecanisme hidraulice de reglare a capacității.

2.1. Concluzii privind execuția transmisiei hidraulice cu reglaj mixt

Transmisia hidraulică cu reglaj mixt a fost executată în construcție modulară, care are la bază în primar și secundar: două mașini volumice reglabile, cu electronică de comandă adecvată; un dispozitiv hidraulic de simulare a sarcinii mașinii volumice din secundar; un tablou electric și o sursă de alimentare; două rezervoare de ulei; traductoare de presiune, turație, debit și moment; aparatură hidraulică de distribuție, de reglare și control presiune; accesorii de prindere/ racordare a componentelor mecanice și hidraulice.

Utilizând o placă de achiziție date, un generator de semnale, un bloc PXI-NATIONAL INSTRUMENTS și programul specializat LabVIEW sau Test Point, pe acest sistem de acționare hidraulică se pot identifica experimental caracteristici specifice reglajului primar, secundar sau mixt al transmisiilor hidraulice.

Posibilitatea identificării experimentale a caracteristicilor funcționale specifice celor trei tipuri de reglaje, ridicate pe același tip de instalație hidraulică, reprezintă un mare avantaj economic.

Adaptabilitatea acestei transmisii hidraulice de a simula experimental fiecare din cele trei tipuri de reglaje este conferită de capabilitatea mașinilor volumice din primar și secundar de a funcționa în două regimuri: de capacitate fixă sau capacitate reglabilă.

2.2. Simularea numerică și identificarea experimentală a servomecanismului hidraulic de reglare a capacității pompei MOOG tip RKP-D

Din punctul de vedere al teoriei sistemelor automate, servomecanismul de reglare a capacității pompei cu pistoane radiale MOOG tip RKP-D este un servomecanism hidraulic de reglare cu reacție de poziție. Modelul de simulare în AMESim (fig.8) conține: un distribuitor proporțional 4/3 cu centrul închis; un grup de alimentare cu ulei sub presiune; un rezervor; un traductor de poziție; un compensator; un motor hidraulic liniar cu sarcină inerțială și frecări vâscoase; un generator de semnale.

Pentru determinarea caracteristicilor statice și dinamice, sistemul a fost excitat cu semnale triunghiulare, treaptă și sinusoidale de comandă. Frecvența semnalului de

tip rampă a fost aleasa suficient de mică pentru a genera un regim cvasistatic. S-au obținut în urma simulării și testării următoarele caracteristici: răspunsul servomecanismului în timp la semnalele de excitație (fig.9, fig.10, fig.11, fig.12) și caracteristica staționară (fig.13).

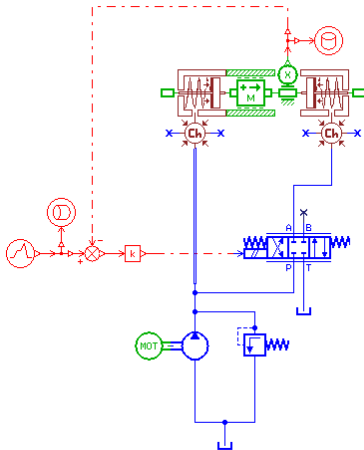


Fig.8- Rețeaua de simulare a servomecanismului de reglare a capacității pompei RKP-D.

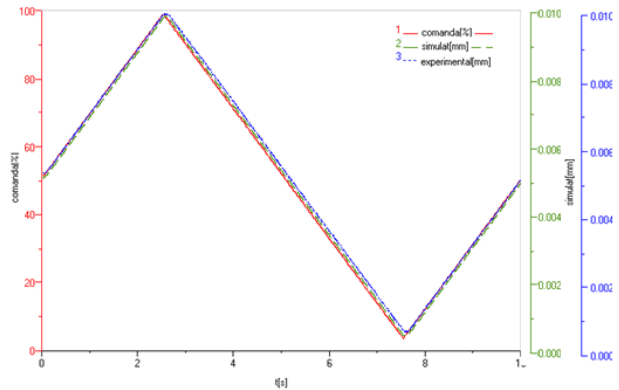


Fig.9- Răspunsul sistemului la semnal triunghiular, $f=0.1$ Hz (comanda-roșu; simulat-verde; experimental-albastru).

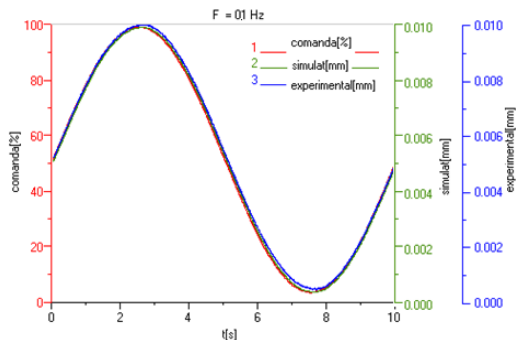


Fig.10- Răspunsul sistemului la semnal sinusoidal, $f=0.1$ Hz (comanda-roșu; simulat-verde; experimental-albastru).

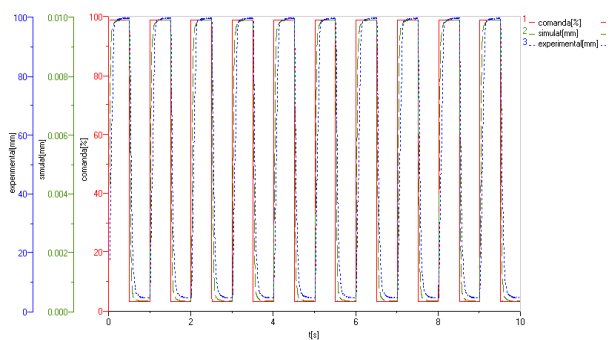


Fig.11- Răspunsul sistemului la semnal dreptunghiular, $f=1$ Hz (comanda-roșu; simulat-verde; experimental-albastru).

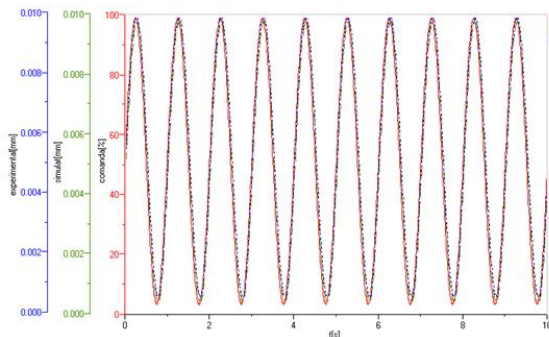


Fig.12- Răspunsul sistemului la semnal sinusoidal, $f=1$ Hz (comanda-roșu; simulat-verde; experimental-albastru).

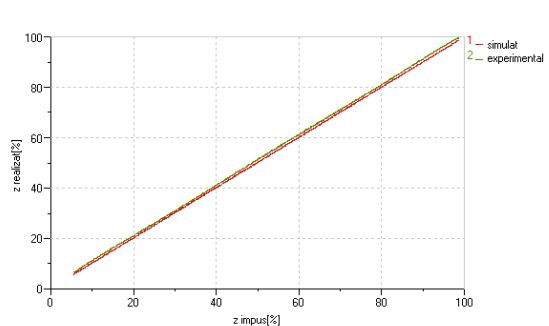


Fig.13- Caracteristica staționară de deplasare: $Z_{realizat} = f(Z_{impus})$, $f = 0.05$ Hz (simulat-roșu; experimental-verde).

2.3. Simularea numerică a pompei MOOG tip RKP-D

Modelul rețelei de simulare în AMESim (fig.14) conține: servomecanismul de reglare a capacității pompei MOOG tip RKP-D (colț dreapta-sus, conf. fig.8); cele 9 pistone radiale ale pompei, fiecare cu câte un submodel de simulare a cursei pistonului, funcție de poziția sa unghiulară de referință față de excentricitatea inelului de reglare (conf. detaliu fig.15) și câte un submodel de distribuție, pentru faza de aspirație și refulare a pistonului (conf. detaliu fig.16). În fig. 17 și fig.18 sunt prezentate caracteristicile de debit pentru fiecare piston radial și pentru ansamblul pompei.

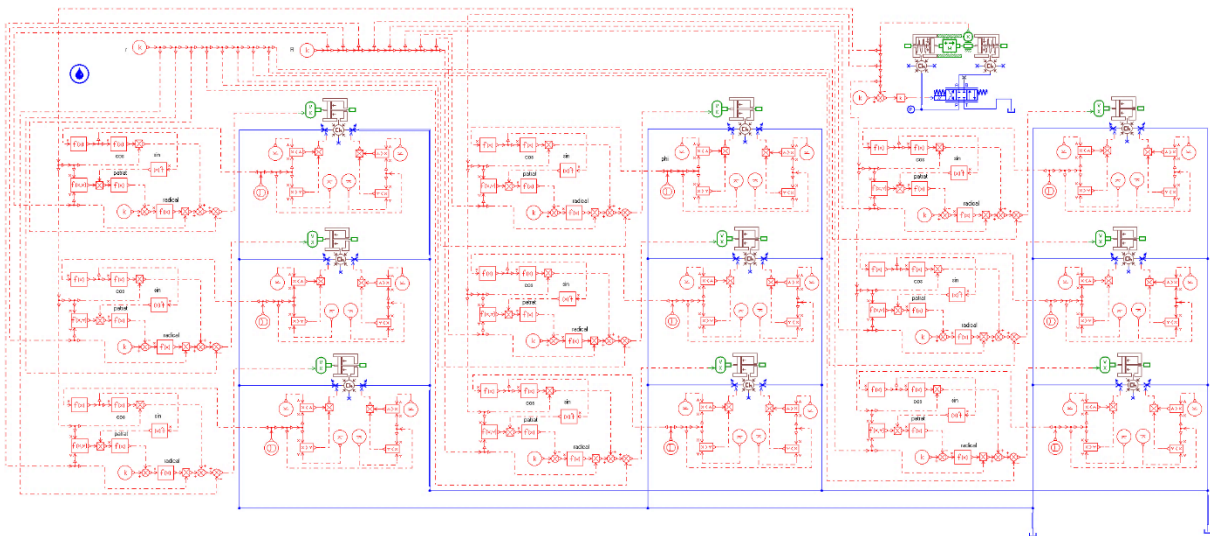


Fig.14- Rețeaua de simulare în AMESim pentru pompa MOOG tip RKP-D.

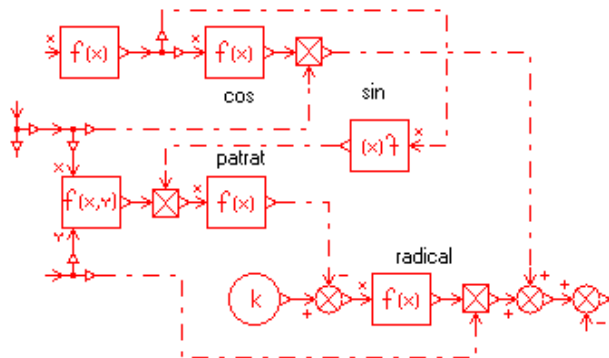


Fig.15- Detaliu simulare cursă piston pompă.

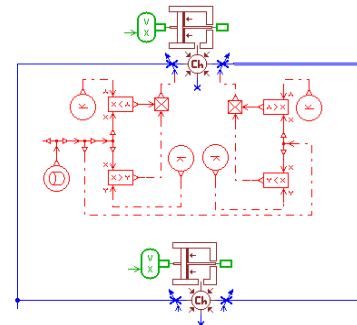


Fig.16- Detaliu simulare distribuție piston pompă.

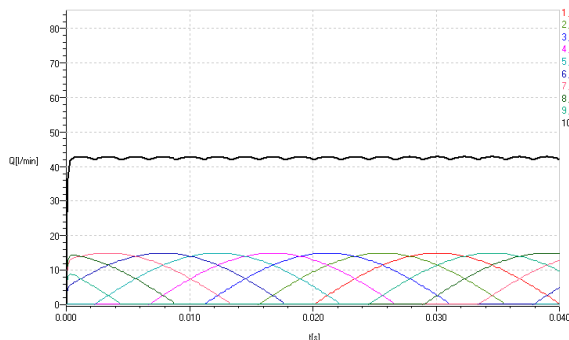


Fig.17- Caracteristica de debit $Q=f(t)$ pentru pompa RKP-D (fără sarcină).

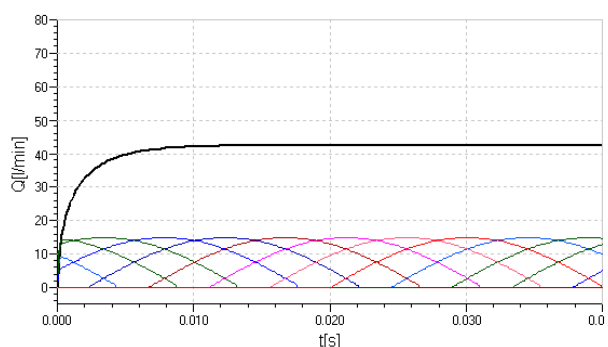


Fig.18- Caracteristica de debit $Q=f(t)$ pentru pompa RKP-D (sarcină 12 bar)

2.4. Testarea servopompei MOOG tip RKP-D

Achizițiile de date experimentale pentru testarea servopompei s-au realizat cu ajutorul programului LabVIEW și a automatului programabil DAQ NI PXI-1031.

2.4.1. Testarea în regim staționar

Se prezintă în fig.19 răspunsul servopompei (debitul realizat) la o comandă de tip semnal rampă, cu amplitudine maximă și frecvență de 0,1 Hz, iar în fig.20 se prezintă dependența mărimii comandate (debitul pompei), funcție de mărimea de comandă (excentricitatea inelului de reglare).

Se constată că hysterezisul, pe abscisa „x” (comandă) și pe ordonata „y” (mărimea comandată), este foarte mic.

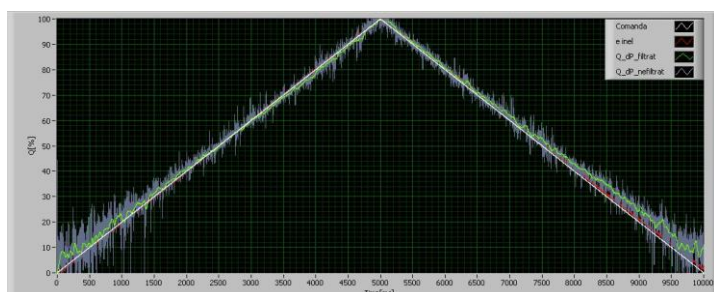


Fig.19- Răspuns la semnal rampă cu $A=100\%$ și $f=0.1\text{Hz}$ / alb-semnal comandă / roșu-pozitie inel reglare / albastru-debit realizat / verde-semnal debit filtrat.

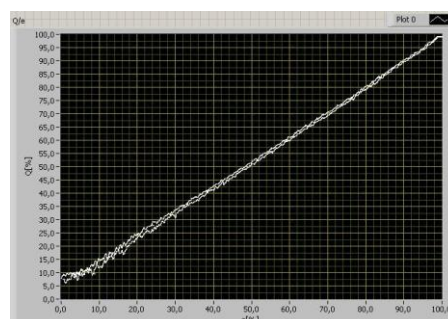


Fig.20- Dependența debit-excentricitate inel reglare.

2.4.2. Testarea în regim dinamic

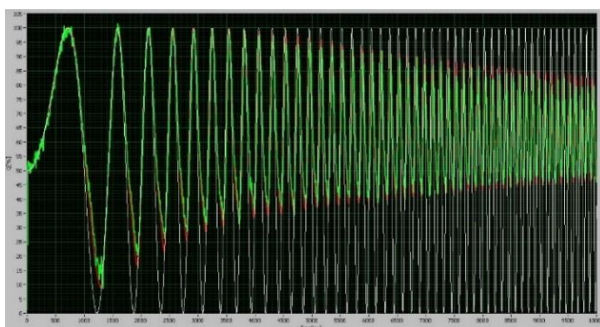


Fig.21- Răspuns la semnal sinusoidal cu $A=100\%$, $f=0..20\text{Hz}$ / alb-semnal comandă / verde-Qrealizat / roșu-poziție inel reglare.

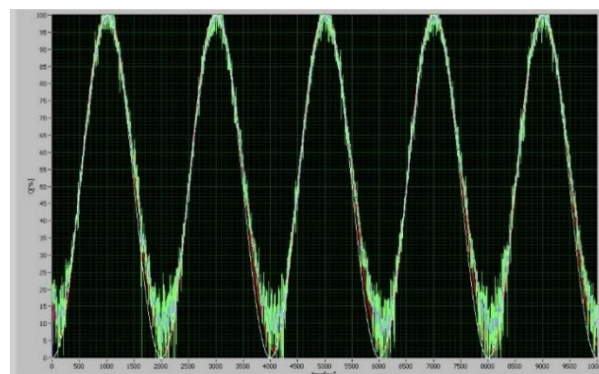


Fig.22- Răspuns la semnal sinusoidal cu $A=100\%$ și $f=0.5\text{Hz}$ / alb-semnal comandă / roșu-poziție inel reglare / verde-debit realizat.

Pentru testele în regim dinamic (fig.21...fig.24) s-a utilizat un traductor de debit, compus dintr-o diafragmă și două traductoare de presiune, mult mai sensibil decât traductorul cu turbină.

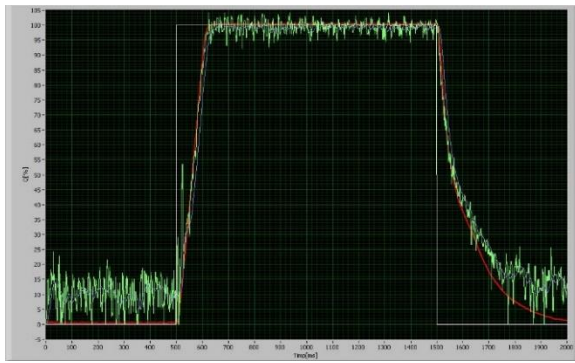


Fig.23- Răspuns la semnal dreptunghiular cu $A=100\%$ și $f=0.5\text{Hz}$ / alb-semnal comandă / roșu-pozitie inel reglare / verde-debit realizat / albastru-semnal debit diafragmă filtrat.

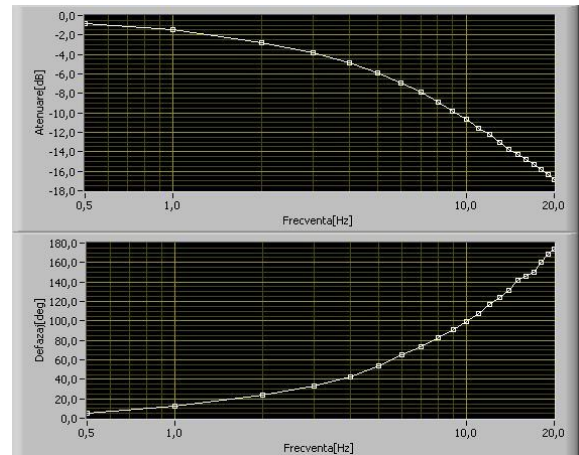


Fig.24- Diagramele BODE: Frecvența de tăiere (la -3dB) = $2,2\text{Hz}$.

2.5. Concluzii privind simularea numerică și identificarea experimentală a dispozitivului de reglare a capacității pompei MOOG tip RKP-D

- Rezultatele încercărilor experimentale efectuate asupra dispozitivului de reglare a capacității pompei MOOG tip RKP-D au validat modelul de simulare al dispozitivului, realizat în programul AMESim;
- Rezultatele încercărilor experimentale efectuate asupra pompei MOOG tip RKP-D echipate cu dispozitiv de reglare a capacității au validat modelul de simulare al pompei, realizat în programul AMESim;
- Modelul de simulare al pompei MOOG tip RKP-D a fost integrat ca supercomponentă în modelele de simulare ale transmisiilor hidrostatice cu reglaj primar, secundar sau mixt.

3. Reglajul transmisiilor hidrostatice prin tehnica instrumentației virtuale

3.1. Considerații privind metodele moderne de simulare și testare a sistemelor de acționare hidraulice

Sistemele de reglare electrohidraulice sunt sisteme complexe, în care intervin atât fenomene asociate curgerii lichidelor, din domeniul transmisiilor hidraulice volumice, cât și fenomene specifice proceselor de reglare automată. Datorită complexității acestor fenomene, stabilirea soluțiilor optime în proiectarea și realizarea sistemelor de reglare electrohidraulice se face iterativ, de regulă cu ajutorul unor limbaje dedicate.

Beneficiind de metode de identificare a proceselor și de puterea echipamentelor de calcul numerice, cercetătorii și proiectanții pot scurta perioada de dezvoltare a aplicațiilor din diverse domenii, prin generarea unor soluții cât mai apropiate de realitate, încă din faza de proiectare.

Pentru transmisia hidrostatică cu reglaj mixt, în circuit deschis, cu servopompă MOOG tip RKP-D în primar și servomotor Bosch tip EP2 în secundar, se prezintă o soluție hibridă de modelare/simulare/testare.

Plecând de la un model matematic, cunoscut, al transmisiei hidrostatice, cu ajutorul a două medii distincte de modelare/simulare, AMESim și LabVIEW, a fost creat, optimizat și validat experimental un model de reglare a sistemului.

Ultimele tendințe în domeniul modelării și simulării sistemelor dinamice vizează concepte noi, cum ar fi cosimularea și simularea în timp real.

Conceptul de simulare în timp real a sistemelor dinamice permite existența simultană atât a unei părți de model matematic, cât și a unei părți de model fizic, obținându-se astfel o micșorare a gradului de imprecizie cauzat de anumite fenomene neglijate în modelul matematic.

Cosimularea implică utilizarea simultană a resurselor mai multor medii de modelare/simulare, cu posibilitatea de a beneficia de maximul de performanță al fiecărui mediu.

Conceptele de cosimulare și simulare numerică în timp real nu sunt concepte nou dezvoltate. Datorită potențialului lor și evoluției rapide în timp, sistemele numerice de calcul au început să intre în zona industrială de comandă și reglare relativ recent de la apariția lor. Totuși, datorită limbajelor specifice utilizate de către aceste mașini, comanda și programarea lor fost o perioadă mare de timp apanajul specialiștilor din zona informaticii. Necesitatea evidentă a utilizării de către o gamă mult mai mare de utilizatori, în special de către cei din zonele științifice ce realizează modele matematice complexe, a dus la evoluția interpretoarelor specializate, adică a limbajelor facile de comandă/programare a echipamentelor de calcul.

Pentru transmisia cu reglaj mixt executată se prezintă un exemplu concret de realizare a unei rețele numerice de cosimulare, bazat pe două programe: AMESim și LabVIEW. Cu ajutorul programului AMESim a fost realizat modelul transmisiei hidrostatice, iar analiza datelor, obținute în urma simularilor în AMESim, a fost realizată cu ajutorul instrumentației virtuale, prin intermediul programului LabVIEW.

Utilizarea simultană a celor două medii de simulare / programare, AMESim și LabVIEW, poate duce la dezvoltarea unor rețele de modelare/simulare avansate a sistemelor electrohidraulice.

Metodele moderne de experimentare în domeniul sistemelor de acționare hidraulice și pneumatice implică existența a cel puțin unui echipament de calcul numeric. Necesitatea utilizării convertoarelor electro-hidraulice pentru comanda și reglarea diversilor parametri fizici, cum ar fi forța și deplasarea, împreună cu dezvoltarea exponențială a electronicii digitale, confirmă acest lucru. Echipamentele digitale se regăsesc în componența senzorilor și traductoarelor, afișoarelor numerice, servoamplificatoarelor (compensatoarelor) electronice sau a calculatoarelor de proces.

Din dotarea oricărui laborator modern de acționări electrohidraulice nu lipsesc senzorii și traductoarele cu interfață electronică de comunicație, sistemele de reglare (distribuitoare electrohidraulice proporționale, servopompe/servomotoare hidraulice sau pneumatice etc.) cu porturi analogice/digitale de comandă și blocurile electronice de reglare.

Prin combinarea "inteligentă" a acestor dispozitive, pot fi realizate diverse instalații, echipamente, standuri cu funcționalități specifice. Cuplarea la aceste sisteme a calculatoarelor industriale permite "manipularea" flexibilă a funcționalităților sistemelor menționate. Posibilitatea de a "încărca" sistemele numerice de calcul cu "modele virtuale" de sisteme, dezvoltate cu ajutorul limbajelor avansate de modelare, mărește și mai mult flexibilitatea acestora.

Pentru transmisiile hidrostatice sunt cunoscute trei tipuri de reglaje:

- reglajul primar**, în care mașina volumică din primarul transmisiei (pompa) are capacitate reglabilă, iar cea din secundar (motorul), alimentată la debit constant, are capacitate fixă;
- reglajul secundar**, în care mașina volumică din primarul transmisiei are capacitate fixă, iar cea din secundar, alimentată la presiune constantă, are capacitate reglabilă;
- reglajul mixt**, în care mașinile volumice din primarul și secundarul transmisiei sunt reglabile.

Din punctul de vedere al performanțelor funcționale și al economisirii de energie, transmisiile hidrostatice bazate pe reglajul secundar prezintă avantaje față de cele bazate pe reglajul primar. Ele ridică însă unele dificultăți, mai ales în cazul liniilor lungi, cu mai mulți consumatori, legate de influența variației sarcinii unor consumatori asupra variației sarcinii celorlalți consumatori.

3.2. Modelul de reglare al transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt

Transmisia hidrostatică analizată, cu reglaj mixt, cu un singur consumator de tipul motor volumic rotativ, reglabil, conform fig.25, conține:

- **în primar**: o servopompă MOOG, poz.1, cu pistoane radiale și electronică integrată, cu trei bucle de reglare, respectiv în debit, în presiune, în debit și presiune; un motor electric de antrenare a servopompei, cu turație constantă, poz.2; o supapă de limitare a presiunii, poz.3; un traductor de debit, poz.4; un traductor de presiune, poz.5.
- **în secundar**: un servomotor BOSCH, poz.7, cu pistoane axiale, bloc înclinat și electronica integrată; un traductor de moment, poz.8; un traductor de turație, poz.9; o pompă cu pistoane axiale, bloc înclinat, de capacitate fixă, poz.10, pentru simularea

sarcinii servomotorului hidraulic; doua traductoare de presiune, poz.11 și poz.13; patru supape de sens, poz.12, montate pe aspirația/refularea pompei de sarcină; o supapă de reglare a presiunii, cu comandă electrică, poz.14, pentru reglarea sarcinii servomotorului hidraulic.

- un bloc PXI-NATIONAL INSTRUMENTS, poz.6, care asigură interfața virtuală a procesului de reglare a capacității mașinilor volumice reglabile (LabVIEW / PXI).

Modelul de reglare a transmisiei hidrostatice asigură modificarea automată, succesivă, a capacității celor două mașini volumice reglabile, funcție de variația turației la arborele motorului hidraulic.

Există un prag, programabil, al valorii turației motorului hidraulic până la care creșterea turației sale impune sistemului de reglare o comandă în sensul creșterii capacității pompei, concomitent cu menținerea motorului pe capacitate maximă, iar depășirea acestui prag impune sistemului de reglare o comandă în sensul scăderii capacității motorului, concomitent cu menținerea capacității pompei la valoarea corespunzătoare momentului atingerii pragului de turație.

Pentru optimizarea modelului de reglare al transmisiei hidrostatice analizate, s-au parcurs iterativ următorii pași:

a) S-a realizat un model de principiu al transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt (fig.25);

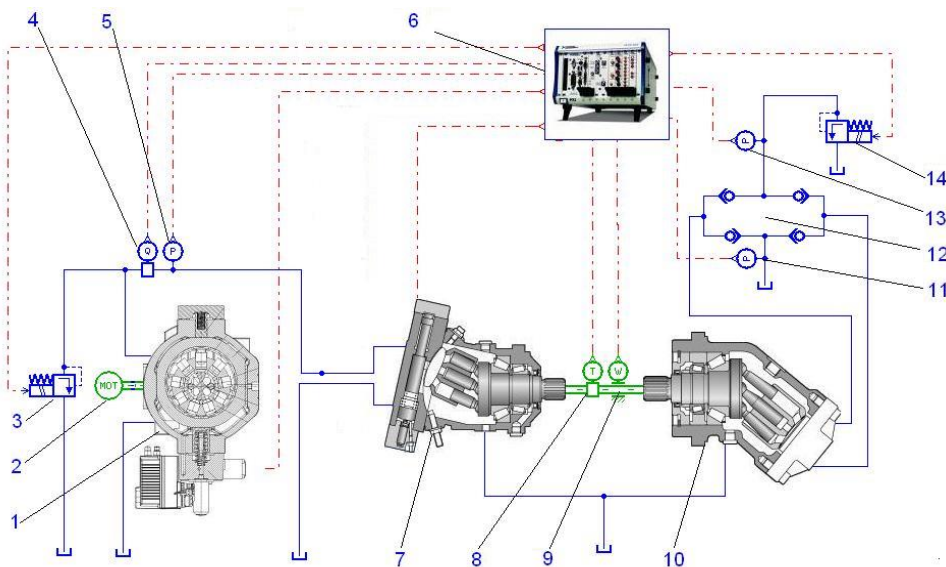


Fig.25- Modelul de principiu al transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt.

b) S-a determinat modelul matematic al transmisiei hidraulice cu reglaj mixt;

c) S-a realizat modelul de simulare în AMESim al transmisiei, conform fig.26;

d) S-a realizat interfața virtuală a procesului de reglare, în LabVIEW, conform fig. 27, care s-a cuplat la rețeaua de simulare, realizată în AMESim;

e) S-a simulat comportarea dinamică a transmisiei hidrostatice la semnale treaptă de turație prescrise motorului hidraulic, care implică comenzi de reglare a capacității pompei/motorului hidraulic.

f) S-a validat experimental modelul de reglare al transmisiei hidrostatice, prin decuplarea interfeței virtuale LabVIEW / PXI de modelul de simulare în AMESim, urmată de cuplarea acestei interfețe la modelul fizic, de laborator, ridicarea

caracteristicilor dinamice experimentale și compararea lor cu cele rezultate din simulări.

3.3. Modelul matematic al transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt

Modelul matematic al sistemului hidraulic din fig.26 este caracterizat de următoarele ecuații:

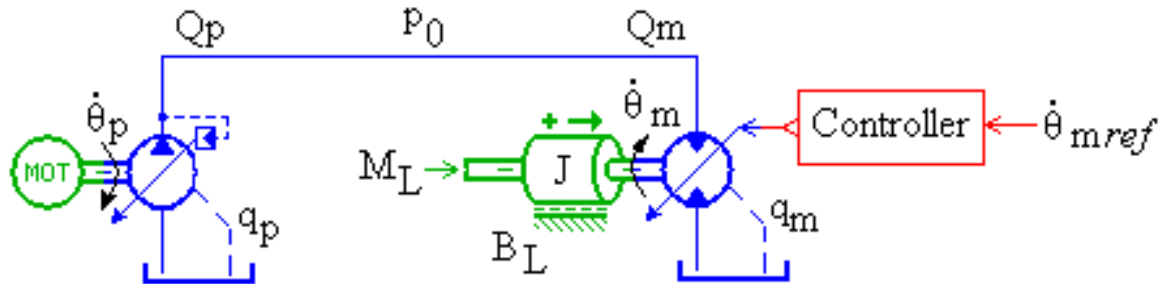


Fig.26- Schema de principiu a transmisiei hidrostatice în circuit deschis.

Ecuatia de conservare a debitului la nivelul pompei:

$$Q_p = V_p \theta'_p - C_{pi}(P_0 - P_{tank}) - C_{pe}P_0 \quad (1)$$

$$V_p = \frac{\alpha_p V_{pmax}}{2\pi} \quad (2)$$

$$q_p = C_{pe}(P_0 - P_{tank}) \quad (3)$$

Ecuatia de conservare a debitului la nivelul liniei de presiune:

$$Q_p - Q_m = \frac{dP_0}{dt} \left(k_e + \frac{V_c}{E} \right) \quad (4)$$

Ecuatia de conservare a debitului la nivelul motorului hidraulic:

$$Q_m = V_m \theta'_m + C_{mi}(P_0 - P_{tank}) + C_{me}P_0 \quad (5)$$

$$V_m = \frac{\alpha_m V_{mmax}}{2\pi} \quad (6)$$

$$q_m = C_{me}(P_0 - P_{tank}) \quad (7)$$

Ecuatia de echilibru a momentelor la nivelul motorului hidraulic:

$$J \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} + B_L \frac{d\theta_m}{dt} = V_m (P_0 - P_{tank}) - B_m \frac{d\theta_m}{dt} M_L \quad (8)$$

Semnificația termenilor din ecuațiile (1)...(8) este următoarea:

α_p – unghiul de reglare al pompei;

α_m – unghiul de reglare al motorului;

V_p – volumul geometric reglabil al pompei;

V_m – volumul geometric reglabil al motorului;

θ'_p – viteza unghiulară de antrenare a pompei;

θ'_m – viteza unghiulară a motorului;

q_p – pierderea de debit externă din pompă;

q_m – pierderea de debit externă din motor;

Q_p – debitul refulat de pompă;

Q_m – debitul intrat în motor;
 P_0 – presiunea pe circuitul de lucru;
 M_L – moment de sarcină (perturbație);
 B_L – coeficientul de amortizare al sarcinii;
 B_m – coeficientul de frecare datorat vâscozității;
 J – momentul de inerție al masei antrenate de motor;
 $\theta'_{m\text{ ref}}$ – viteza unghiulară impusă motorului;
 C_{pi} – coeficientul de pierderi de debit intern al pompei;
 C_{mi} – coeficientul de pierderi de debit intern al motorului;
 C_{pe} – coeficientul de pierderi de debit extern al pompei;
 C_{me} – coeficientul de pierderi de debit extern al motorului;
 k_e – coeficientul de elasticitate al conductelor;
 V_c – capacitatea conductei pompă-motor;
 E – modulul de elasticitate al fluidului de lucru.
 Parametrii rețelei de simulare sunt:
 $n_{\text{motor electric}} = 1450 \text{ rpm}$; $V_{p\text{ max}} = 32 \text{ cm}^3/\text{rot}$;
 $V_{m\text{ max}} = 28 \text{ cm}^3/\text{rot}$; $V_{p\text{ sarcina}} = 125 \text{ cm}^3/\text{rot}$;
 $E = 14000 \text{ bar}$; $J = 0,01 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$; $B_m = 0,08 \text{ Nm}/(\text{rev}/\text{min})$.

3.4. Modelul detaliat al rețelei de simulare și interfața virtuală a modelului de reglare

Modelul detaliat al rețelei de simulare, conform fig.27, utilizează componente ale bibliotecilor AMESim și conține: pompa reglabilă din primarul transmisiei hidraulice, care asigură alimentarea motorului hidraulic din secundarul transmisiei la presiune constantă; servomecanismul hidraulic de reglare a capacității acestei pompe, cu sursa sa de presiune; motorul electric de antrenare a pompei din primar; motorul hidraulic rotativ, reglabil din secundarul transmisiei; servomecanismul hidraulic de reglare a capacității acestui motor, cu sursa sa de presiune; pompa fixă, bidirecțională de simulare a sarcinii motorului hidraulic; patru supape de sens, care asigură aspirația/refularea pompei fixe; o supapă de reglare a presiunii, cu comandă electrică proporțională, prin care se reglează valoarea sarcinii motorului hidraulic; două traductoare de poziție; trei traductoare de presiune; un traductor de debit; un traductor de moment; un traductor de turație; un rezervor de ulei; un modul PXI.

Interfața virtuală a modelului de reglare al transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt, conform fig.28, asigură:

- prescrierea presiunii de alimentare a celor două servomecanisme hidraulice de reglare a poziției, care reglează capacitățile celor două mașini volumice reglabile;
- prescrierea valorii sarcinii motorului hidraulic rotativ din secundarul transmisiei;
- prescrierea valorii presiunii pe circuitul de refulare al pompei din primarul transmisiei și menținerea automată a acestei valori, prin modificarea capacității pompei funcție de sensul și mărimea variației presiunii reglate;
- prescrierea turației motorului hidraulic rotativ din secundarul transmisiei și menținerea automată a acestei valori, prin modificarea capacității motorului hidraulic din secundar, atunci când turația sa tinde să crească sau să scadă, funcție de variația sarcinii la arbore.

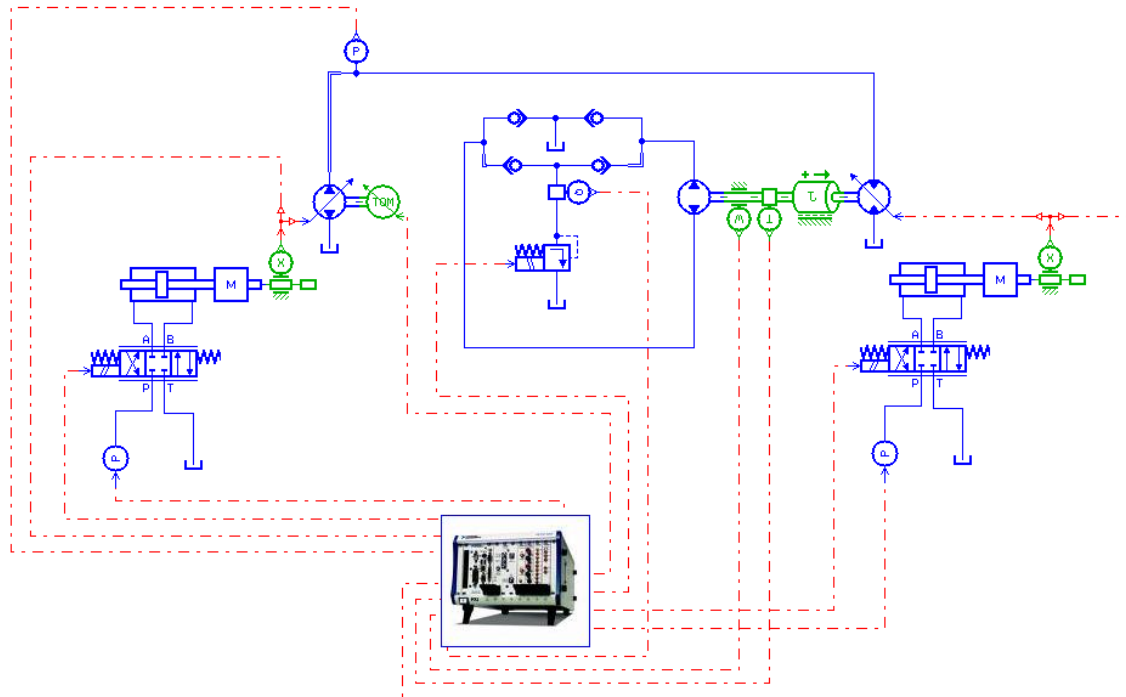


Fig.27- Rețeaua de simulare a transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt – model detaliat.

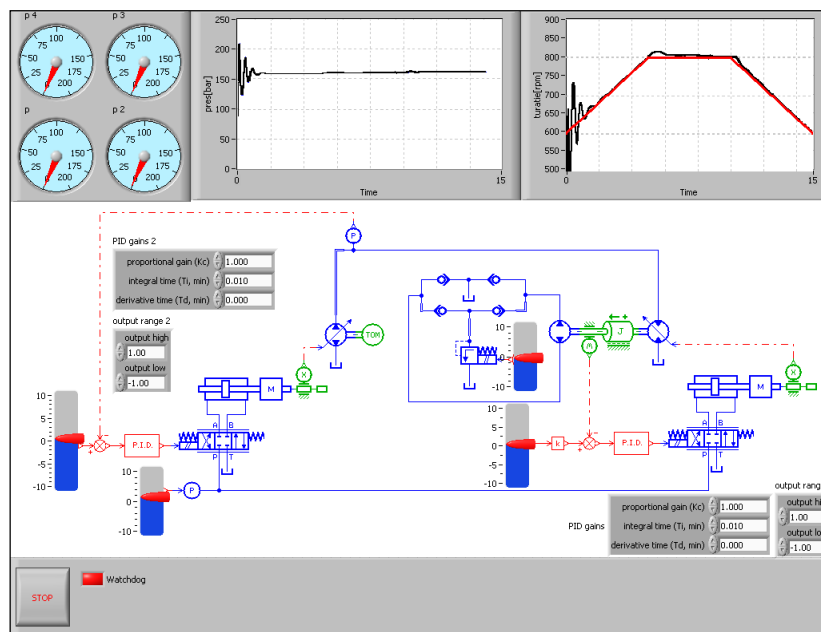


Fig.28- Interfața virtuală a modelului de reglare (LabVIEW / PXI).

Calculatorul de proces utilizat (PXI) rulează rețeaua de simulare (model de timp real) cu rutinele automate necesare prescrierii referințelor modelului numeric și achiziției datelor din proces. Datele achiziționate sunt trimise periodic sistemului de vizualizare a procesului. Prin intermediul interfeței specifice procesului de reglare, ce poate fi realizată pe PXI, un operator poate comanda modificarea datelor de intrare în modelul matematic.

Conexiunea dintre calculatorul industrial și standul experimental este realizată cu ajutorul plăcilor de interfață dedicate ale sistemului PXI. Legătura este bidirecțională; sistemul de calcul generează comenzi și achiziționează informațiile necesare închiderii buclor interne de calcul (feedback sau feedforward). Dacă se dorește rularea modelului matematic (simulatorul), simultan cu modelul software de reglare a standului experimental, trebuie luat în considerare caracterul determinist al execuției modelului matematic.

3.5. Caracteristicile dinamice ale transmisiei hidrostatice cu reglaj mixt, obținute prin simulare numerică

Prin rularea modelului de simulare al transmisiei hidrostatice, realizat în AMESim, se pune în evidență influența unor semnale treaptă de turație, impuse motorului hidraulic reglabil din secundar, asupra comenzilor de reglare a capacităților celor două mașini volumice, fără și cu compensarea erorii.

S-a stabilit în cadrul testărilor o turație de referință de 320 rpm, care atunci când este depășită sistemul de reglare al transmisiei se comută automat, de pe reglarea capacității pompei, pe reglarea capacității motorului hidraulic.

Creșterea turației motorului hidraulic, de la zero până la 320 rpm, implică o comandă a sistemului de reglare în sensul creșterii capacității pompei. Variația turației realizate a motorului hidraulic, ca efect al acestei comenzi, fără și cu compensare de eroare, este prezentată în fig.29.

Creșterea turației motorului hidraulic, de la 320 rpm până la 420 rpm, implică o comandă a sistemului de reglare în sensul scăderii capacității motorului hidraulic. Variația turației realizate a motorului hidraulic, ca efect al acestei comenzi, fără și cu compensare de eroare, este prezentată în fig.30.

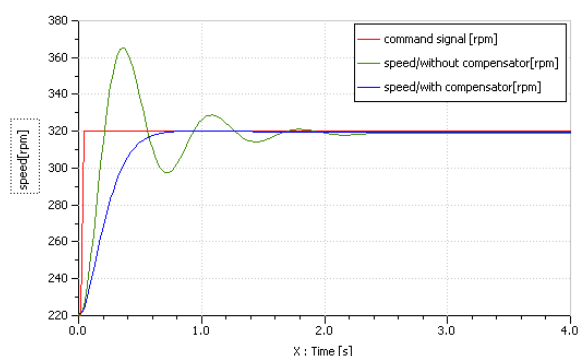


Fig.29- Răspunsul sistemului de reglare a turației motorului hidraulic la semnal treaptă de excitație –comandă capacitate pompă.

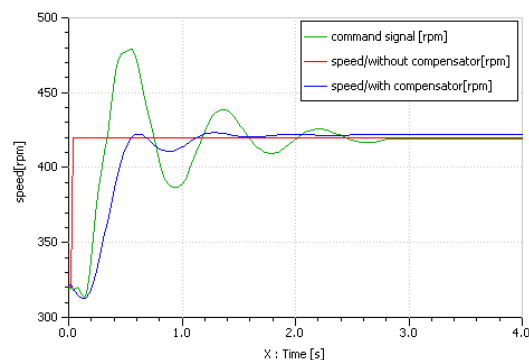


Fig.30- Răspunsul sistemului de reglare a turației motorului hidraulic la semnal treaptă de excitație –comandă capacitate motor.

3.6. Validarea experimentală a modelului de reglare a transmisiei hidrostatice

Pentru validarea experimentală a modelului de reglare a transmisiei hidrostatice, interfața virtuală de reglare LabVIEW / PXI a fost cuplată la modelul fizic al transmisiei. Motorul hidraulic din secundarul transmisiei a fost excitat cu semnale tip treaptă și tip rampă de turație.

S-a urmărit răspunsul sistemului de reglare a transmisiei, care acționează asupra servomecanismului de reglare a capacității pompei din primar sau asupra servomecanismului de reglare a capacității motorului din secundar, în funcție de un prag de turație predefinit (320 rpm).

S-au ridicat caracteristici dinamice ale sistemului, care pun în evidență:
-influența unui semnal treaptă de turație de 312 rpm, impuse motorului hidraulic reglabil din secundar, asupra comenzii de reglare a capacității pompei reglabile, fără și cu compensarea erorii, conform fig.31;

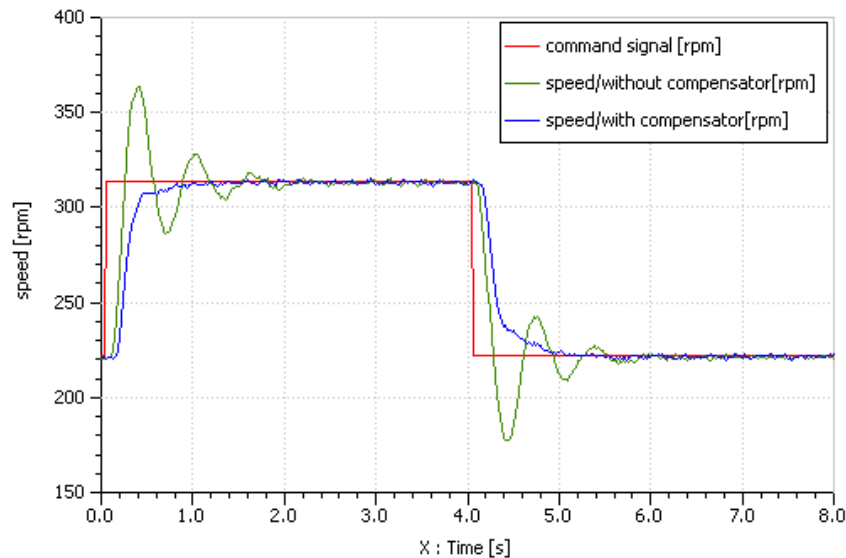


Fig.31- Răspunsul sistemului de reglare a turației motorului hidraulic la semnal treaptă de excitație – comandă capacitate pompă.

-influența unui semnal treaptă de turație de 410 rpm, impuse motorului hidraulic reglabil din secundar, asupra comenzii de reglare a capacității motorului reglabil, fără și cu compensarea erorii, conform fig.32;

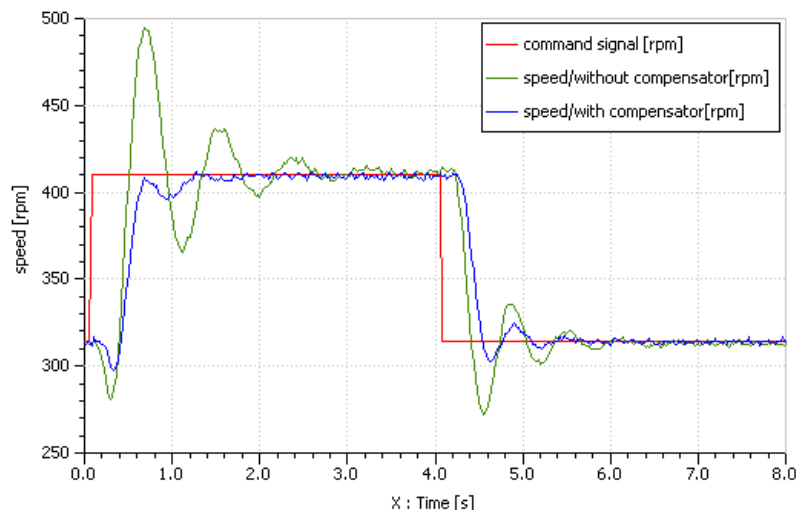


Fig.32- Răspunsul sistemului de reglare a turației motorului hidraulic la semnal treaptă de excitație – comandă capacitate motor.

-influența unor semnale treaptă combinate de turații, de 308 rpm, respectiv 408 rpm, impuse motorului hidraulic reglabil din secundar, asupra comenzii de reglare a

capacității pompei reglabile, respectiv motorului reglabil, fără și cu compensarea erorii, conform fig.33;

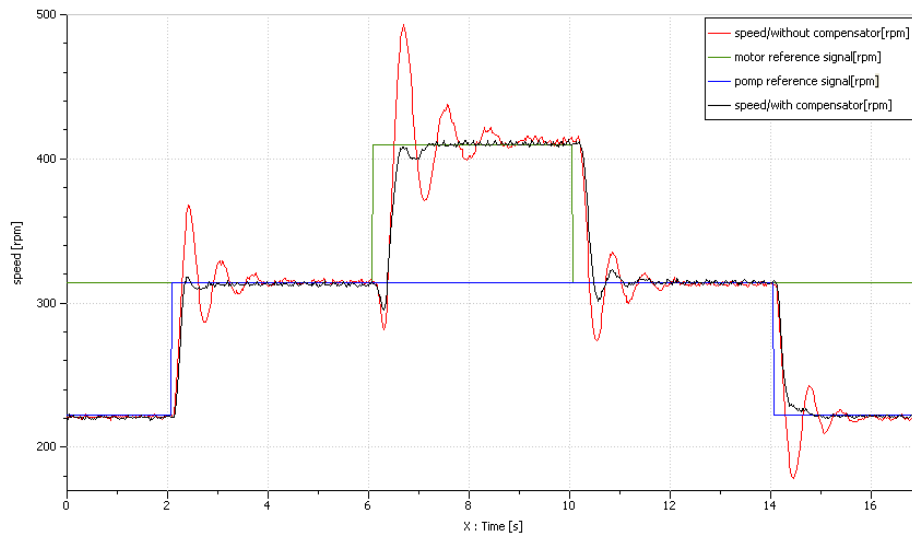


Fig.33- Răspunsul sistemului de reglare a turației motorului hidraulic la semnal treaptă combinat de excitație – comandă capacități pompă și motor.

-influența unor semnale rampă combinate de turație, cu valori maxime de 315 rpm, respectiv 400 rpm, impuse motorului hidraulic reglabil din secundar, asupra comenzii de reglare a capacității pompei reglabile, respectiv motorului reglabil, cu compensarea erorii, conform fig. 34.

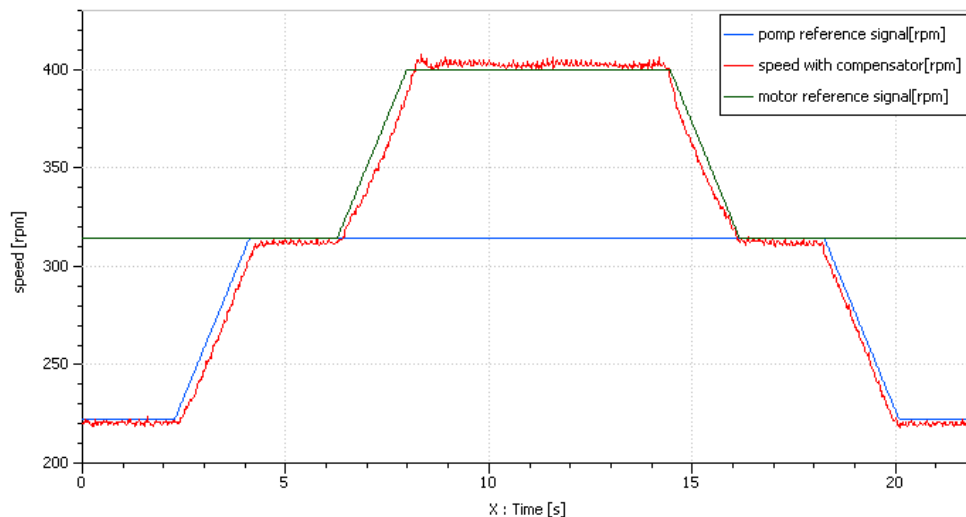


Fig.34- Răspunsul sistemului de reglare a turației motorului hidraulic la semnal rampă combinat de excitație – comandă capacități pompă și motor.

Aplicația software conține și un modul de portare a rezultatelor experimentale culese de pe stand, prin Internet, cu ajutorul unei pagini web. Aplicația on-line permite, de asemenea, comanda parametrilor procesului - capacitatea pompei volumice, capacitatea motorului hidraulic și presiunea din circuitul de sarcină. Interfața web a modelului de reglare (LabVIEW / PXI), fig.35, permite comanda la distanță a transmisiei hidrostatice, respectiv testarea în laborator a transmisiei și de către persoane aflate în afara laboratorului de încercări.

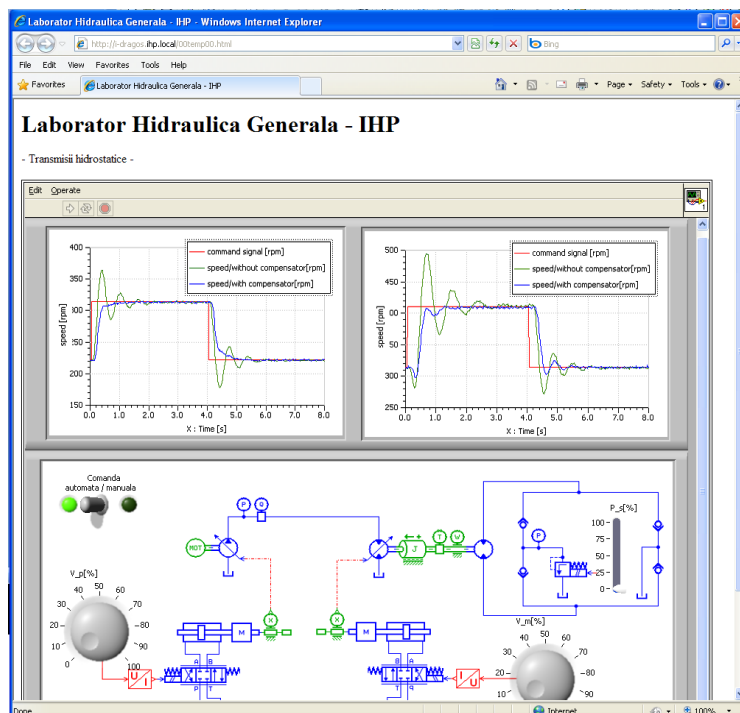


Fig.35- Interfața web a modelului de reglare (LabVIEW / PXI).

3.7. Concluzii privind modelarea, simularea și testarea transmisiei hidraulice cu reglaj mixt

Modelul de reglare al transmisiei hidraulice cu reglaj mixt a fost acordat prin iterații succesive de simulări, realizate în AMESim, și prelucrări de date, realizate în LabVIEW.

Validarea modelului de reglare este confirmată de alinarea curbelor caracteristice ridicate experimental, prin cuplarea interfeței virtuale LabVIEW / PXI la modelul fizic de laborator, echivalent cu modelul AMESim de simulare. Se constată dinamici comparabile, identificate teoretic și experimental, ale sistemului de reglare a transmisiei hidraulice.

Obținerea modelelor de reglare pentru alte configurații de transmisii hidraulice, cu reglaj primar, secundar sau mixt, poate fi tratată ca o particularizare a acestui model realizat.

Posibilitatea de a utiliza atât modelele matematice cât și echipamente reale permite realizarea în laboratoarele de cercetare a unor teste care altfel ar necesita prezența *on-site*.

Cosimularea permite utilizarea simultană a mai multor limbaje de modelare în cadrul aceleiași rețele de simulare. Utilizarea acestei metode de analiză este deosebit de utilă în fazele de dezvoltare și proiectare ale sistemelor automate complexe, oferind o soluție rapidă de identificare a caracteristicilor sistemului analizat.

Stadiul actual al cercetărilor în domeniul transmisiilor hidrostatice relevă necesitatea utilizării modelelor avansate de simulare pentru analiza sistemică a acestora.

Prin utilizarea procedurilor avansate de modelare și identificare experimentală se pot obține performanțe dinamice superioare pentru transmisiile hidrostatice.

4. Avantajele energetice și funcționale ale transmisiilor hidraulice reglabile

4.1. Considerații privind avantajele energetice ale transmisiilor hidraulice reglabile

În general, transmisiile hidraulice bazate pe unități volumice, pompe și motoare, de capacitate fixă și pe descărcarea laminară a debitului excedentar prin rezistențe hidraulice au caracteristici dinamice bune, dar sunt dezavantajoase din punct de vedere energetic. Față de acestea, transmisiile hidraulice bazate pe unități volumice reglabile sunt performante din punct de vedere energetic, dar au caracteristici dinamice mai puțin performante.

În acest sens, capitolul prezintă câteva aspecte legate de avantajele energetice ale reglajului de debit bazat pe servopompe hidraulice, față de reglajul de debit bazat pe unități hidraulice de capacitate fixă, rezistențe hidraulice variabile și descărcarea laminară a debitului excedentar prin supape de presiune.

Capitolul tratează comparativ, din punct de vedere teoretic și experimental, o transmisie hidraulică cu reglaj primar, în care debitul din primar se reglează în două variante:

- varianta, conform fig.36(a), în care se utilizează o pompă de capacitate fixă, reglajul de debit se face cu un drosel reglabil (losses across control valve), iar debitul excedentar se evacuează la bazin printr-o supapa de presiune normal închisă (losses across relief valve);
- varianta, conform fig.36(b), în care se utilizează o servopompă hidraulică de capacitate reglabilă.

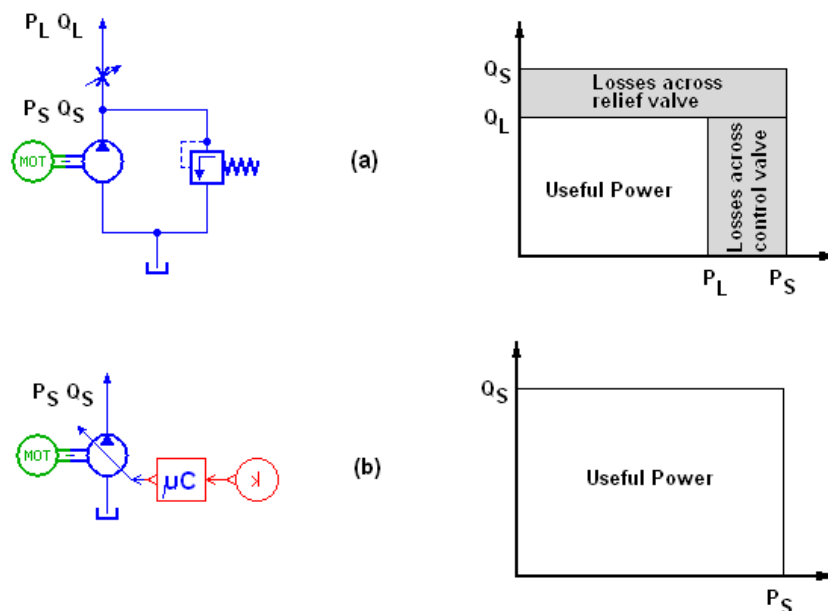


Fig.36- Reglajul debitului în transmisiile hidraulice: (a)- cu pompă fixă; (b) cu servopompă hidraulică.

Puterea utilă (useful power) din varianta fig.36(a) este inferioară puterii utile din varianta fig.36(b), datorită pierderii de presiune pe drosel și evacuării debitului excedentar prin supapă.

4.2. Modelul de principiu și rețeaua de simulare numerică a transmisiei hidraulice cu reglaj primar

Analiza transmisiei s-a realizat cu ajutorul a două medii distincte de modelare/simulare și comandă proces: AMESim și LabVIEW. Modelul de cosimulare cuprinde o rețea de simulare numerică a unității hidrostatice, ce funcționează în regim de pompă (Moog tip RKP-D / pompă cu pistoane radiale) și o rețea de simulare a unei transmisii hidrostatice în circuit deschis, formată din două unități hidrostatice cu capacitate reglabilă.

Transmisia hidrostatică analizată, cu reglaj primar, cu un singur consumator de tipul motor volumic rotativ, reglabil, conform fig.37, conține:

în primar: o servopompa MOOG, poz.1, cu pistoane radiale și electronică integrată, cu trei bucle de reglare, respectiv în debit, în presiune, în debit și presiune; un motor electric de antrenare al servopompei, cu turație constantă, poz.2; o supapă de limitare a presiunii, poz.3; un traductor de debit, poz.4; un traductor de presiune, poz.5; un drosel reglabil, poz.15.

în secundar: un servomotor BOSCH, poz.7, cu pistoane axiale, bloc înclinat și electronică integrată, folosit ca unitate cu capacitate fixă; un traductor de moment, poz.8; un traductor de turație, poz.9; o pompă cu pistoane axiale, bloc înclinat, de capacitate fixă, poz.10, pentru simularea sarcinii servomotorului hidraulic; două traductoare de presiune, poz.11 și poz.13; patru supape de sens, poz.12, montate pe aspirația/refularea pompei de sarcină; o supapă de reglare a presiunii, cu comandă electrică-proporțională, poz.14, pentru reglarea sarcinii servomotorului hidraulic.

un bloc PXI-NATIONAL INSTRUMENTS, poz.6, care asigură interfața virtuală a procesului de reglare a capacității mașinilor volumice reglabile (LabVIEW / PXI).

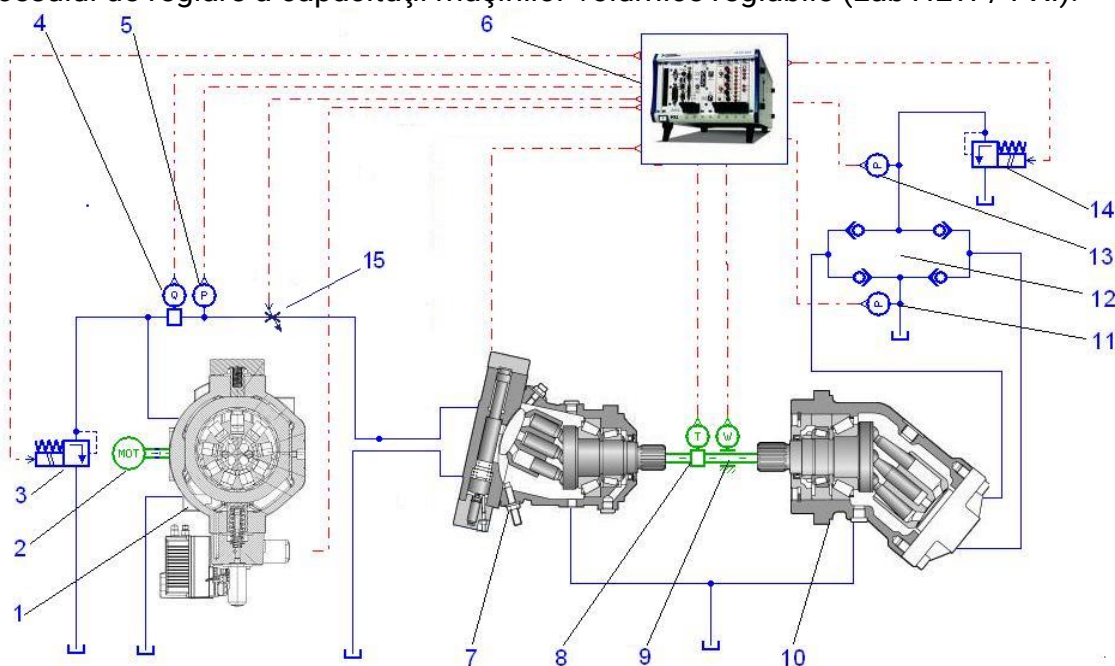


Fig.37- Rețeaua de simulare a transmisiei hidrostatice – model de principiu.

Modelul pompei volumice cu pistoane radiale a fost integrat în rețeaua de simulare a transmisiei hidrostatice. Transmisia cuprinde unitatea hidrostatică ce

funcționează în regim de pompă, motorul volumic cu capacitate reglabilă și modulul format din pompa hidrostatică de capacitate fixă, supapa de limitare a presiunii și blocul supapelor de sens, modul utilizat pe post de sarcină hidrostatică. Sistemul hidrolic este comandat de calculatorul de proces NI-PXI; cu ajutorul acestuia se pot implementa diverse scheme de reglare a parametrilor transmisiei.

Aplicația implementată pe sistemul numeric de calcul reprezintă un model de cosimulare AMESim/LabVIEW, modelul realizat în AMESim simulând funcționarea componentelor hidraulice și mecanice ale procesului, iar componenta software - partea de reglare numerică.

Procesul de cosimulare permite cuplarea componentei software de control la modelul simulat al procesului, pentru acordarea preliminară a parametrilor regulatorului, aceștia servind în continuare ca mărimi de referință pentru etapa de fine-tuning realizată pe standul de experimentare.

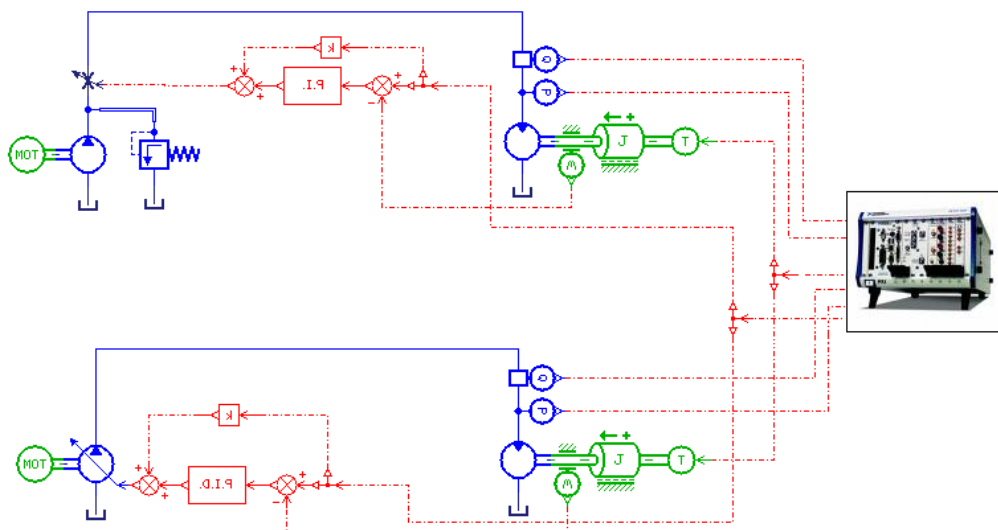


Fig.38- Rețeaua de simulare numerică- model detaliat.

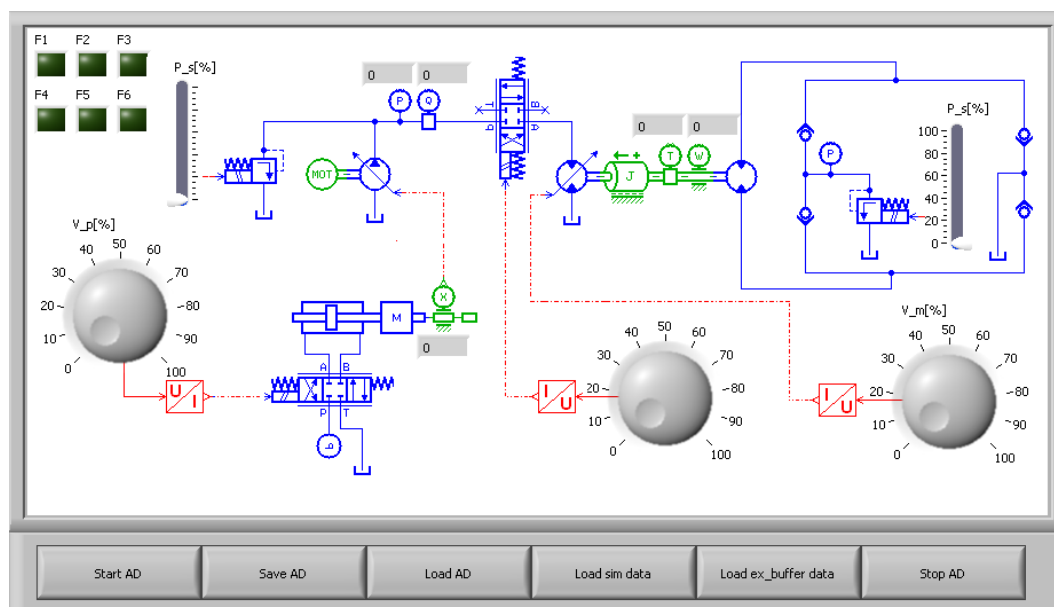


Fig.39- Interfața virtuală a modelului de reglare (LabVIEW / PXI).

În fig.38 se prezintă modelul detaliat al rețelei de simulare numerică pentru transmisia hidrostatică cu reglaj primar, realizat cu ajutorul programului AMESim, iar în fig.39 - interfața virtuală a modelului de reglare a transmisiei, realizată cu ajutorul programului LabVIEW și a unui modul PXI-NATIONAL INSTRUMENTS.

4.3. Analiza eficienței energetice a transmisiilor hidraulice cu pompe de capacitate fixă sau reglabilă

După calibrarea modelului de reglare al transmisiei cu reglaj primar, realizată cu ajutorul rețelei de simulare numerică, s-a reglat motorul din secundar pe capacitate maximă și s-au analizat comparativ cele două sisteme de reglare a debitului pentru pompa din primar. Probele au fost efectuate pentru o sarcină constantă de 20Nm la arborele motorului hidraulic din secundarul transmisiei.

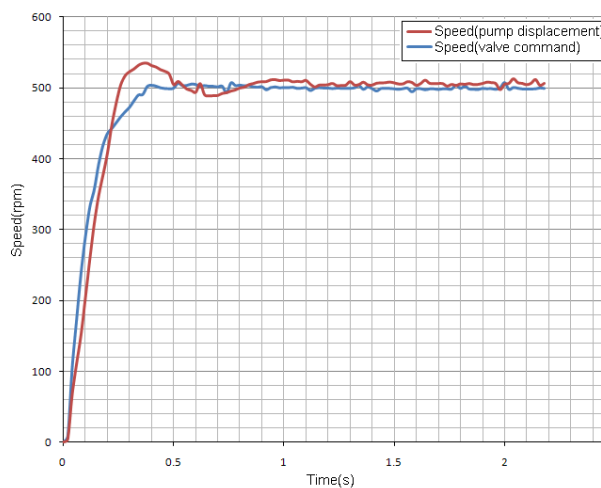


Fig.40(a) Variația turației motorului hidraulic din secundar la semnal treaptă de excitație a sistemelor de reglare a debitului din primar.

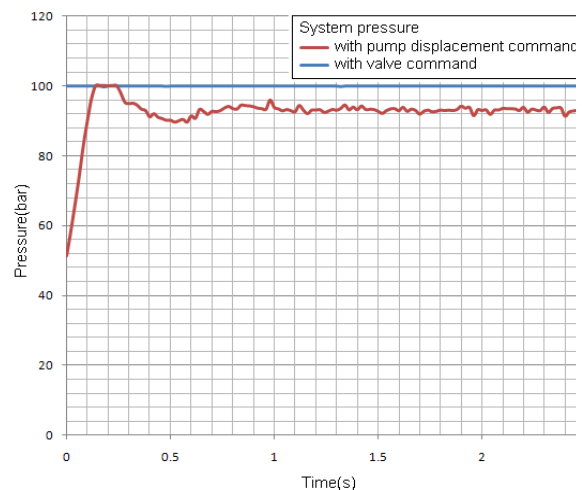


Fig.40(b) Variația presiunii pe circuitul primar la semnal treaptă de excitație a sistemelor de reglare a debitului din primar.

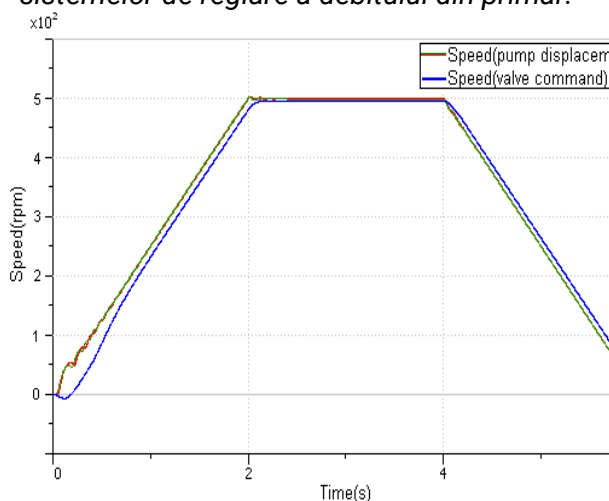


Fig.41(a) Variația turației motorului hidraulic din secundar la semnal rampă de excitație a sistemelor de reglare a debitului din primar.

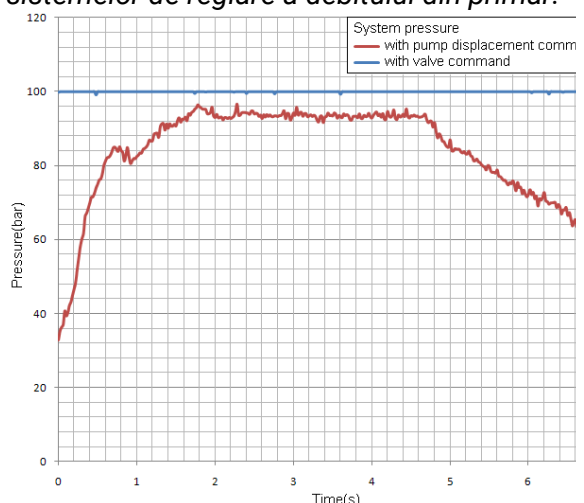


Fig.41(b) Variația presiunii pe circuitul primar la semnal rampă de excitație a sistemelor de reglare a debitului din primar.

Experimental s-au excitat ciclic cele două sisteme, cu și fără eficiență energetică, cu semnale de comandă de tip treaptă de turație (500rpm), fig.40 și rampă, fig.41. S-au înregistrat evoluția în timp a turației arborelui motorului hidraulic, fig.40(a), fig.41(a) și a presiunilor din circuitul hidraulic primar, fig.40(b), fig.41(b).

Cele două sisteme de reglare a debitului din primarul transmisiei au fost excitate cu un semnal de comandă a vitezei motorului hidraulic din secundar, corespunzător unui profil specific, predefinit. S-au înregistrat presiunile din circuit, fig.42 (albastru- variația turației motorului hidraulic; maro- variația presiunii de alimentare a motorului hidraulic în sistem eficient energetic; roșu- variația presiunii de alimentare a motorului hidraulic în sistem ineficient energetic).

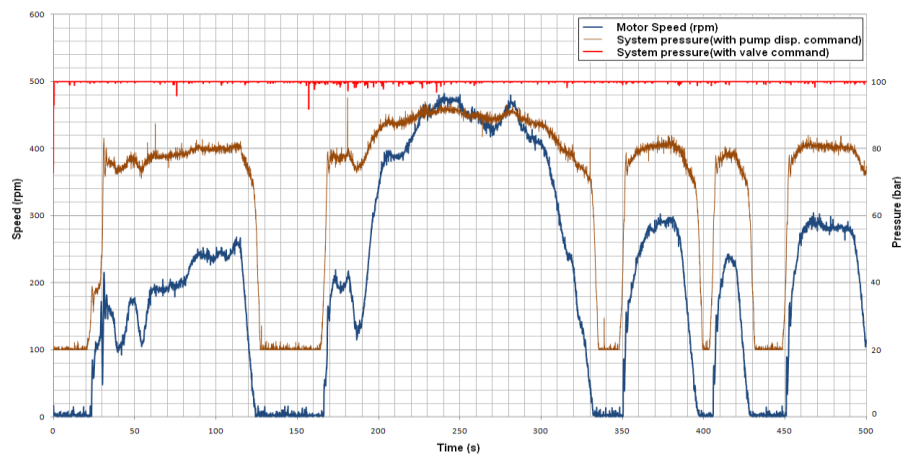


Fig.42 Variația presiunii pe circuitul primar al transmisiei hidraulice la semnal de comandă cu profil predefinit pentru turația motorului din secundar.

În fig.43, după calculul puterii hidraulice consumate de pompa din primar ($P=Q \cdot p$), s-au reprezentat evoluțiile în timp ale acestei puteri pentru cele două sisteme de reglare a debitului, fără (maro) și cu (albastru) eficiență energetică. Datele obținute au fost integrate numeric pentru a se obține evoluția energiei consumate, fig.44 (maro- sistem ineficient energetic; albastru- sistem eficient energetic).

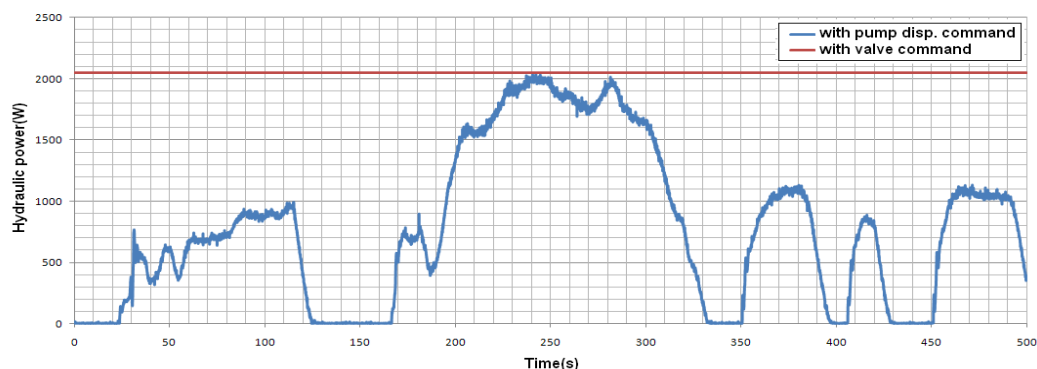


Fig.43 Variația puterii hidraulice consumate de pompa din primarul transmisiei, la semnal de comandă cu profil predefinit pentru turația motorului din secundar.

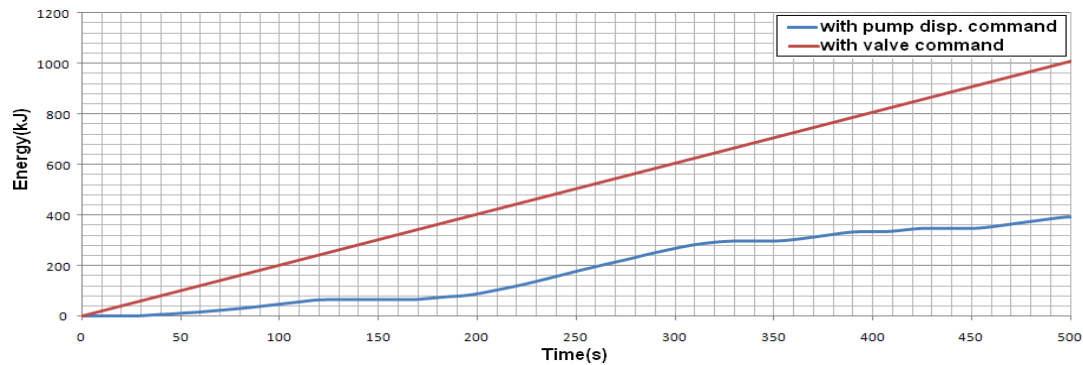


Fig.44 Variația energiei consumate de pompa din primarul transmisiei, la semnal de comandă cu profil predefinit pentru turația motorului din secundar.

4.4. Concluzii privind eficiența energetică a transmisiiilor hidraulice cu pompe de capacitate fixă sau reglabilă

În cazul transmisiei hidraulice analizate, pentru care motorul hidraulic din secundarul transmisiei, cu moment rezistent constant la arbore (20Nm), se comandă cu un semnal cu profil aleatoriu, predefinit, se pot desprinde următoarele concluzii:

- energia consumată de către pompa din primarul transmisiei hidrostatice, în cazul utilizării unei servopompe hidraulice de tip Moog RKP-D, este evident mai mică decât în cazul utilizării unei pompe cu capacitate fixă, cu reglaj de debit prin rezistență hidraulică variabilă și deversarea debitului excedentar prin supapă;
- energia economisită este dată de aria suprafeței delimitate de cele două curbe (maro și roșu) din fig.44 de mai sus;
- sistemul de reglare a debitului, bazat pe utilizarea acestei servopompe, are în regim tranzitoriu o constantă mică de timp (aprox. 0.2s în cazul analizat), care depinde de sarcina motorului hidraulic.

Din punctul de vedere al consumului energetic și al performanțelor dinamice, aplicația se poate extinde la analiza reglajului secundar al transmisiei (efectuat asupra servomotorului hidraulic) și la analiza reglajului mixt (efectuat asupra servopompei din primar și servomotorului hidraulic din secundar).

5. Testări virtuale asupra transmisiilor hidraulice cu reglaj secundar

5.1. Transmisie hidraulică cu reglaj secundar cu pompă fixă și motor variabil

5.1.1. Modelarea matematică a transmisiei hidraulice

Modelarea matematică a fost realizată pentru o instalație de acționare hidraulică cu reglaj secundar (obținută prin particularizarea instalației executate), care are în structura sa următoarele subansambluri principale:

- sursa de presiune, realizată dintr-o pompă volumică cu capacitate fixă, antrenată la turație constantă;
- elementul de execuție, realizat dintr-un motor hidraulic cu capacitate reglabilă;
- modulul pentru simularea sarcinii, realizat dintr-o pompă volumică cu capacitate fixă și o supapă proporțională pentru reglarea presiunii.

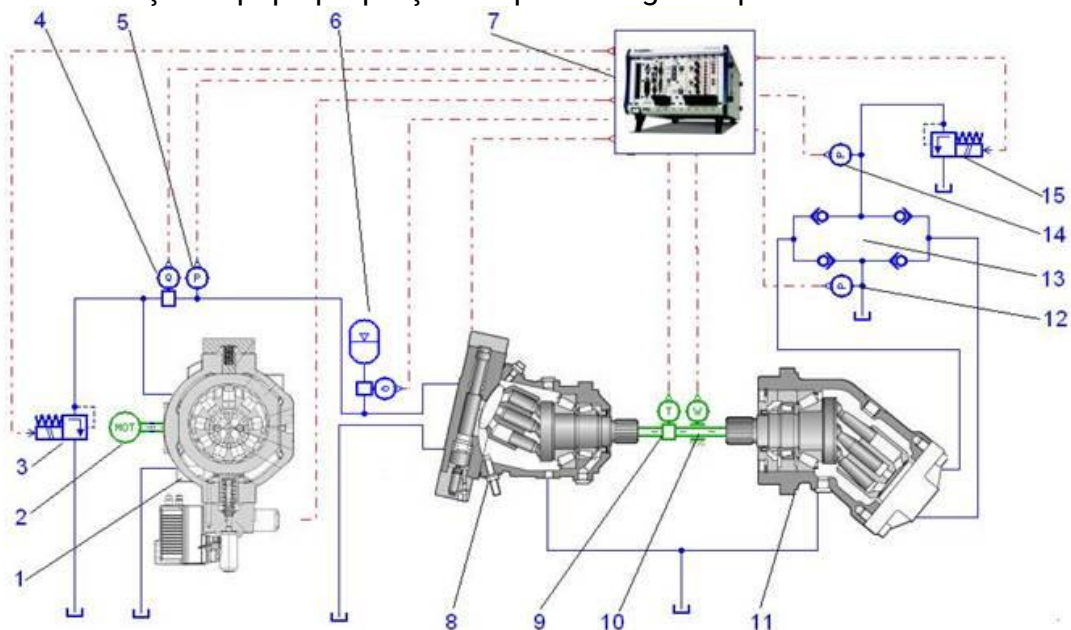


Fig.45 Schema de principiu a transmisiei hidraulice cu reglaj mixt, primar sau **secundar**.

Pentru efectuarea modelării matematice au fost scrise ecuațiile caracteristice ale fiecărui echipament, precum și relațiile de legătură dintre echipamentele principale.

Această instalație a fost testată în cadrul Laboratorului de acționări al INOE 2000-IHP București. Ea reprezintă o transmisie hidraulică cu reglaj mixt, cu mașini volumice reglabile în primar și secundar, cu posibilitați de utilizare a reglajului primar, prin blocarea capacității motorului hidraulic din secundar la o valoare constantă sau a reglajului secundar, prin blocarea capacității pompei din primar la o valoare constantă. Schema de principiu a instalației este prezentată în fig.45.

5.1.1a. Debitul refulat de pompă

Debitul teoretic al unei pompe volumice, care are capacitatea fixă, se determină cu relația:

$$Q_{tp} = V_p \cdot N_p \quad (1)$$

unde,

- Q_{tp} - reprezintă debitul teoretic al pompei, exprimat în $[m^3/s]$;
- V_p - reprezintă capacitatea maximă a pompei, exprimată în $[m^3/rot]$;
- N_p - reprezintă turația pompei, exprimată în $[rot/s]$.

Debitul de scurgeri al pompei se determină, acceptând ipoteza curgerii fluidului în regim laminar, cu relația:

$$Q_{sp} = K_{sp} \cdot P \quad (2)$$

unde,

- Q_{sp} - reprezintă debitul de scurgeri al pompei, exprimat în $[m^3/s]$;
- K_{sp} - reprezintă coeficientul de scurgeri al pompei, exprimat în $[m^5/N.s]$;
- P - reprezintă presiunea de refulare a pompei, exprimată în $[N/m^2]$.

Debitul refulat de pompă reprezintă diferența dintre debitul teoretic al pompei și debitul de scurgeri al pompei și se determină cu relațiile:

$$Q_p = Q_{tp} - Q_{sp} \quad (3)$$

respectiv,

$$Q_p = V_p \cdot N_p - K_{sp} \cdot P. \quad (4)$$

5.1.1b. Debitul consumat de motor

Debitul teoretic al unui motor hidraulic rotativ se determină cu relația:

$$Q_{tm} = V_m \cdot N_m \cdot X \quad (5)$$

unde,

- Q_{tm} - reprezintă debitul teoretic al motorului, exprimat în $[m^3/s]$;
- V_m - reprezintă capacitatea motorului, exprimată în $[m^3/rot]$;
- N_m - reprezintă turația motorului, exprimată în $[rot/s]$;
- X - reprezintă o mărime adimensională, cu valori cuprinse în intervalul $[0 \dots 1]$.

Debitul de scurgeri al motorului se determină, acceptând ipoteza curgerii fluidului în regim laminar, cu relația:

$$Q_{sm} = K_{sm} \cdot P \quad (6)$$

unde,

- Q_{sm} - reprezintă debitul de scurgeri al motorului, exprimat în $[m^3/s]$;
- K_{sm} - reprezintă coeficientul de scurgeri al motorului, exprimat în $[m^5/N.s]$;
- P - reprezintă presiunea de alimentare a motorului, exprimată în $[N/m^2]$.

Debitul consumat de un motor hidraulic rotativ reprezintă suma dintre debitul teoretic și debitul de scurgeri și se calculează cu relațiile:

$$Q_m = Q_{tm} + Q_{sm} \quad (7)$$

respectiv,

$$Q_m = V_m \cdot N_m \cdot X + K_{sm} \cdot P \quad (8)$$

Dacă neglijăm pierderile de sarcină prin conductele și racordurile de conexiune dintre pompă și motor, atunci putem admite că presiunea de refulare a pompei este egală cu presiunea de alimentare a motorului.

5.1.1c. Ecuația de continuitate

Ecuația de continuitate, specifică transmisiilor hidraulice, are forma:

$$Q_p - Q_m = \frac{V_0}{E_e} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (9)$$

unde,

- V_0 - reprezintă volumul total de ulei sub presiune (jumătate din capacitatea pompei hidraulice, jumătate din capacitatea motorului hidraulic și volumul de ulei din conductele de conexiune dintre pompă și motor), exprimat în $[m^3]$;

- E_e - reprezintă modulul de compresibilitate echivalent, exprimat în $[Pa]$.

5.1.1d. Cuplul dezvoltat de motorul hidraulic

Momentul cuplului dezvoltat de motorul hidraulic se calculează cu relația:

$$M_m = \frac{V_m \cdot P}{2 \cdot \pi} \quad (10)$$

unde,

- M_m - reprezintă momentul cuplului dezvoltat de motor, exprimat în $[N.m]$.

5.1.1e. Ecuația de echilibru a momentelor

Momentul cuplului dezvoltat de motorul hidraulic trebuie să fie egal cu suma dintre momentul cuplului datorat inerției, momentul cuplului dezvoltat de forțele de frecare și momentul cuplului rezistent.

$$\frac{V_m \cdot P(s)}{2 \cdot \pi} = J \cdot \frac{d^2 \theta}{dt^2} + K_f \cdot \frac{d\theta}{dt} + M_r \quad (11)$$

unde,

- J - reprezintă momentul total de inerție, redus la arborele motorului, al pieselor aflate în mișcare, exprimat în $[kg.m^2]$;

- K_f - coeficientul de frecare vâscoasă, exprimat în $[N.m.s]$;

- θ - unghiul parcurs de arborele motorului, exprimat în $[grade]$;

- M_r - momentul cuplului rezistent, exprimat în $[N.m]$.

Dacă notăm cu „ ω ” viteza unghiulară a arborelui motorului hidraulic, atunci între mărimile θ și ω există următoarele relații:

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (12)$$

$$\dot{\omega} = \frac{d^2 \theta}{dt^2} \quad (13)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot N_m \quad (14)$$

În aceste condiții, relația (11) devine:

$$\frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot P(s) = J \cdot \dot{\omega} + K_f \cdot \omega + M_r \quad (15)$$

$$\frac{V_m}{2 \cdot \pi} \cdot P(s) = J \cdot 2 \cdot \pi \cdot \dot{N}_m + K_f \cdot 2 \cdot \pi \cdot N_m + M_r \quad (16)$$

Momentul cuplului rezistent este variabil în timp și poate avea orice formă, liniară sau neliniară.

5.1.1f. Caracteristica supapei pentru limitarea presiunii

Valoarea presiunii din instalație, reglată cu ajutorul supapei pentru limitarea presiunii, este descrisă de relația:

$$p = k_s \cdot U \quad (17)$$

unde,

- p - reprezintă valoarea presiunii reglate, exprimată în [Pa];
- k_s - reprezintă constanta supapei, exprimată în [Pa/V];
- U - reprezintă tensiunea de comandă a supapei, exprimată în [V].

5.1.1g. Caracteristica traductorului de turație

Caracteristica traductorului de turație este dată de relația:

$$U = k_t N \quad (18)$$

unde,

- N - reprezintă valoarea turației, exprimată în [rot/min];
- k_t - reprezintă constanta traductorului, exprimată în [V/rot/min];
- U - reprezintă tensiunea de ieșire a traductorului, exprimată în [V].

5.1.1h. Caracteristica traductorului de moment

Caracteristica traductorului de moment este dată de relația:

$$U = k_m M \quad (19)$$

unde,

- M - reprezintă valoarea momentului, exprimat în [Nm];
- k_m - reprezintă constanta traductorului, exprimată în [V/Nm];
- U - reprezintă tensiunea de ieșire a traductorului, exprimată în [V].

5.1.1i. Caracteristica hidroacumulatorului

Caracteristica hidroacumulatorului a fost considerată pentru transformarea adiabată:

$$pV^k = ct. \quad (20)$$

unde,

- p - reprezintă valoarea presiunii aerului, exprimată în [Pa];
- V - reprezintă volumul de gaz din hidroacumulator, exprimat în [m³];
- k - reprezintă coeficientul adiabatic.

5.1.2. Simularea numerică a transmisiei hidraulice

Simularea numerică a funcționării instalației de acționare (transmisie) hidraulică cu reglaj secundar a fost efectuată cu ajutorul pachetului de programe de simulare AMESim. Valorile numerice ale parametrilor echipamentelor din structura instalației sunt prezentate în tabelul 1. Simulările au fost efectuate în ipoteza că pompa principală (din primar) are capacitate fixă, pentru a pune în evidență variația capacității motorului hidraulic (din secundar).

Nr. crt.	Denumirea parametrului	Valoarea	Observații
1	Capacitatea maximă a pompei principale $V_p [cm^3/rot]$	32	
2	Turația pompei $N_p [rot/min]$	1450	
3	Presiunea nominală de refulare a pompei $P_{pnom} [bar]$	315	
4	Debitul de scurgeri al pompei la presiunea nominală $Q_{scp} [l/min]$	0,5	
5	Capacitatea motorului $V_m [cm^3/rot]$	28	variabilă
6	Turația motorului $N_m [rot/min]$	-	variabilă
7	Presiunea nominală de alimentare a motorului $P_{mnom} [bar]$	315	variabilă
8	Debitul de scurgeri al motorului la presiunea nominală $Q_{scm} [l/min]$	1	
9	Momentul de inerție al pieselor antrenate de motor $J [Kg.m^2]$	0,05	
10	Volumul de ulei sub presiune $V_o [l]$	5	
11	Modulul de compresibilitate echivalent $E_e [bar]$	14.000	
12	Volumul hidroacumulatorului $V_h [l]$	2,5	
13	Tensiunea nominală de comandă a supapei $U [V]$	10	variabilă
14	Capacitatea pompei sarcină $V_p [cm^3/rot]$	14	

Tab.1- Valorile parametrilor principali din structura instalației.

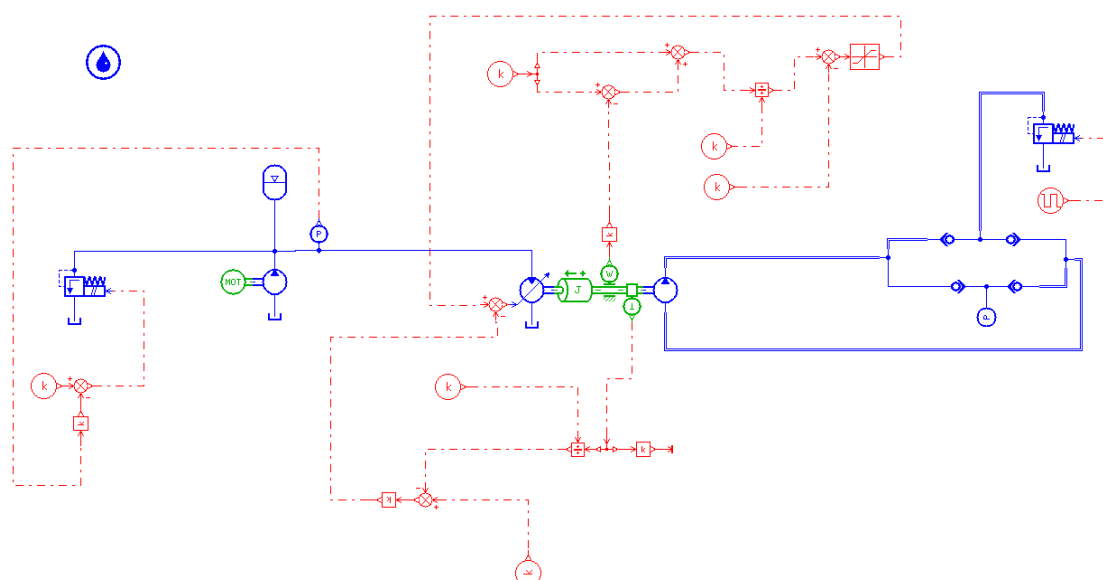


Fig.46- Modelul de simulare al instalației de acționare hidraulică cu reglaj secundar.

Rețeaua modelului de simulare al instalației, realizată în AMESim, este prezentată în fig. 46, iar rezultatele simulărilor numerice sunt prezentate în fig.47...58.

Modelul de simulare (fig.46), realizat în AMESim, conține o buclă de reglare a capacității motorului hidraulic din secundarul transmisiei (instalației), funcție de

momentul rezistent la arborele său, în condițiile alimentării acestui motor la presiune constantă și cu scopul de a reduce variația turației funcție de variația sarcinii motorului.

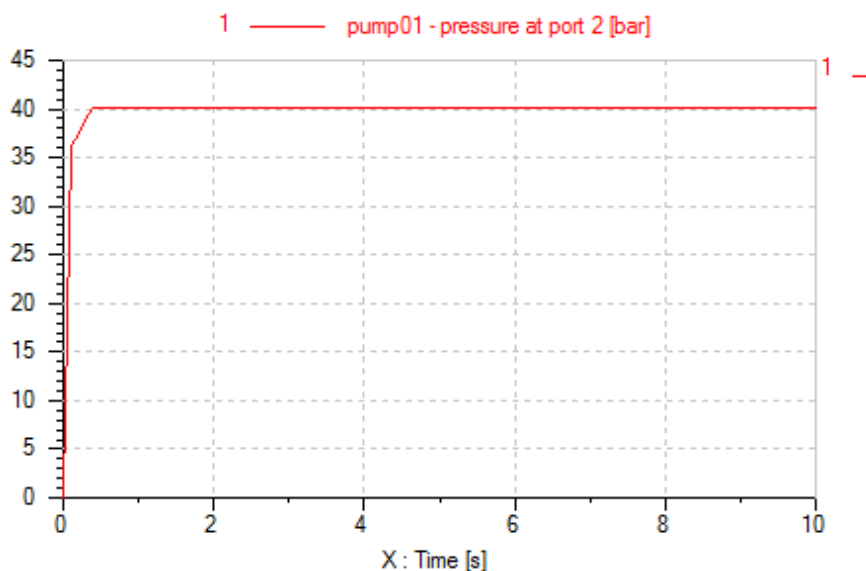


Fig.47- Variația presiunii uleiului refulat de pompa din primar.

În fig.47 se observă că presiunea refulată de pompa din primarul transmisiei este aproximativ constantă (reglaj secundar) pe toată durata de excitare cu semnal dreptunghiular a supapei proporționale, aferentă pompei de simulare a sarcinii. Durata de stabilizare la valoarea de 40 bar a presiunii de refulare a acestei pompe este de aproximativ 0,4s.

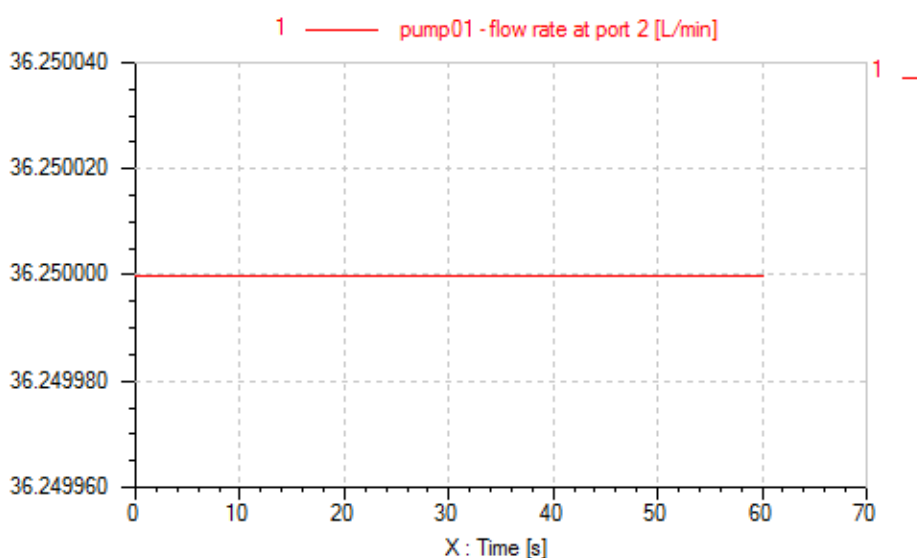


Fig.48- Variația debitului de ulei refulat de pompa principală.

În fig.48 se observă că, pe toată durata simulării, pompa din primar refulează un debit constant de 36,25 l/min.

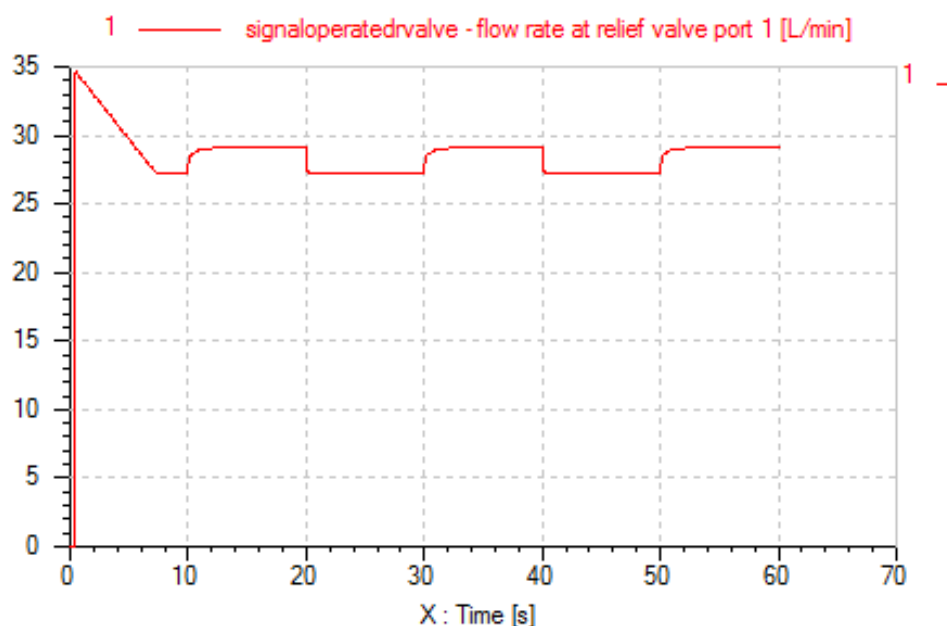


Fig.49- Variația debitului de ulei tranzitat prin supapa de limitare a presiunii.

Prin supapa de limitare a presiunii, aferentă pompei din primar, se descarcă un debit care variază între 35... 27 l/min, pe intervalul de simulare 0...6 s, respectiv între 27 ... 29 l/min, pe restul intervalului, conf. fig.49. Funcție de variația sarcinii motorului hidraulic din secundar, intervalul de variație a debitului este întrerupt de intervale de debit constant.

Valoarea relativ mare a debitului deversat prin supapă reprezintă unul din motivele pentru care acest model de reglare trebuie optimizat, sub aspect energetic.

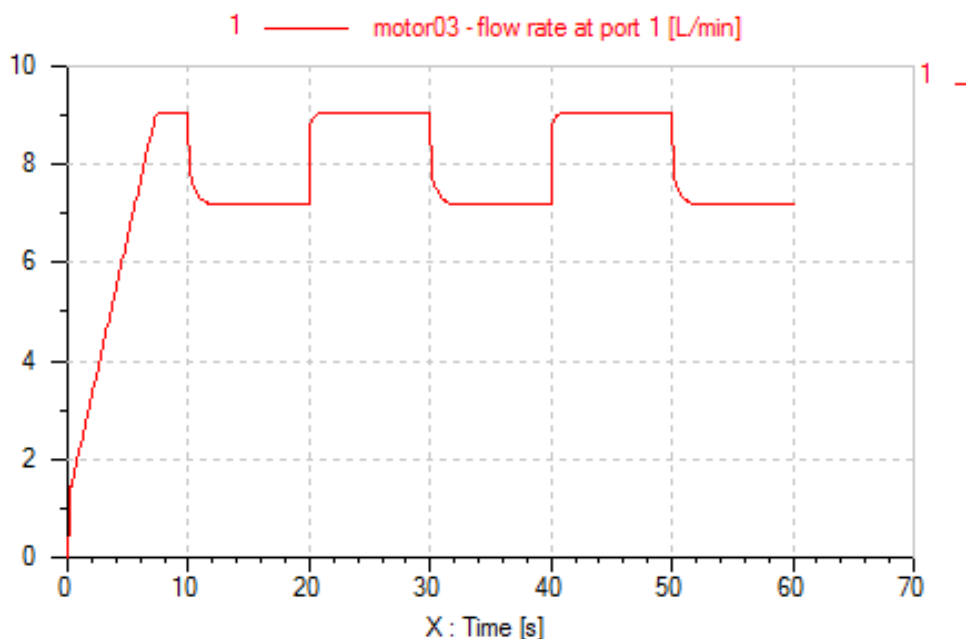


Fig.50- Variația debitului de ulei de la racordul de alimentare al motorului hidraulic.

Variația debitului de ulei la racordul de alimentare al motorului hidraulic din secundar, conf. fig.50, este de 0...9 l/min, în intervalul 0...6 s, respectiv 9...7,2 l/min, în

restul intervalului. Funcție de variația sarcinii motorului hidraulic din secundar, intervalul de variație a debitului este întrerupt de intervale de debit constant.

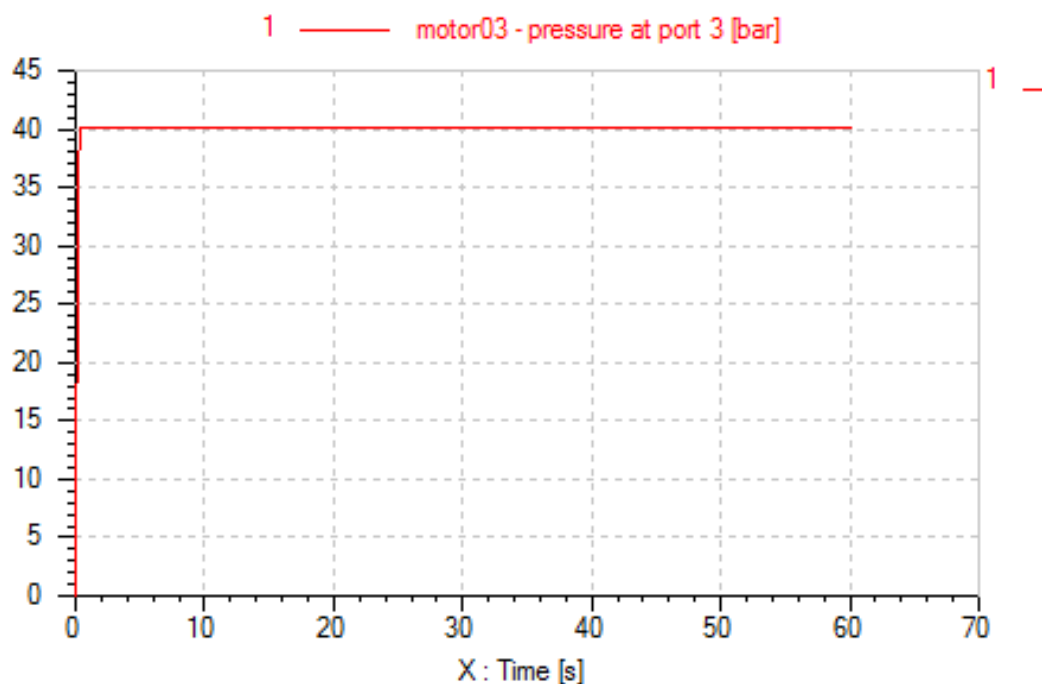


Fig.51- Variația presiunii uleiului la racordul de alimentare al motorului.

Pe întreaga durată a simulării, presiunea uleiului la racordul de alimentare al motorului hidraulic are valoarea de 40 bar, conf. fig.51. Alimentarea motorului hidraulic la presiune constantă reprezintă o condiție a reglajului secundar.

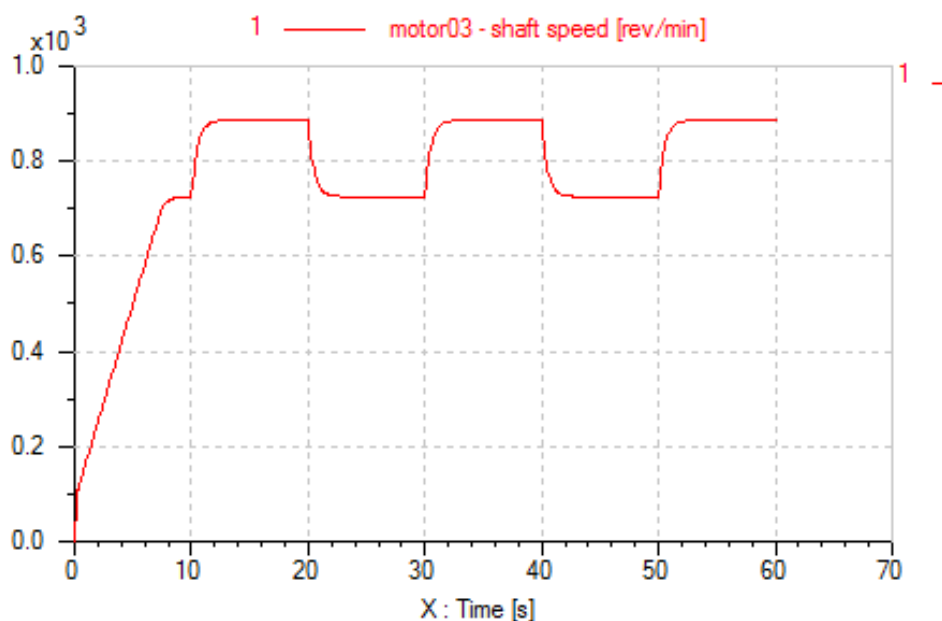


Fig.52- Variația turației motorului hidraulic.

Turația motorului hidraulic din secundar variază între 0...720 rot/min, în intervalul 0...7 s, respectiv 720...900 rot/min, în restul intervalului, conf. fig.52. Funcție

de variația sarcinii motorului hidraulic din secundar, intervalul de variație a turației este întrerupt de intervale de turație constantă.

Variația relativ mare a turației motorului reprezintă un alt motiv pentru care acest model de reglare trebuie optimizat, sub aspect funcțional.

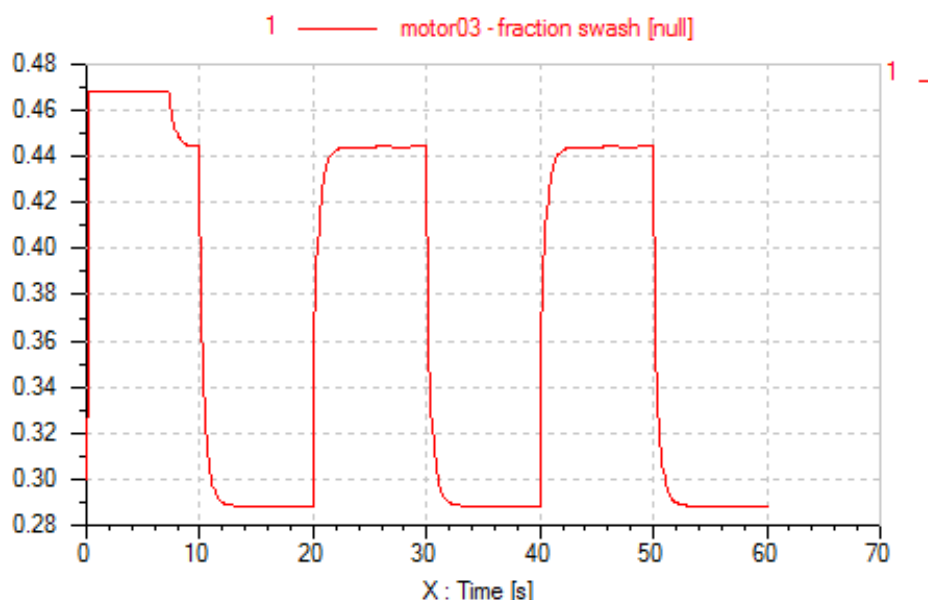


Fig.53- Variația capacității motorului hidraulic.

Capacitatea motorului hidraulic din secundarul transmisiei variază între 0...0,47 din capacitatea maximă, în intervalul 0...7 s, respectiv 0,47...0,28 din capacitatea maximă, în restul intervalului, conf. fig.53. Funcție de variația sarcinii motorului hidraulic din secundar, intervalul de variație a capacității este întrerupt de intervale de capacitate constantă.

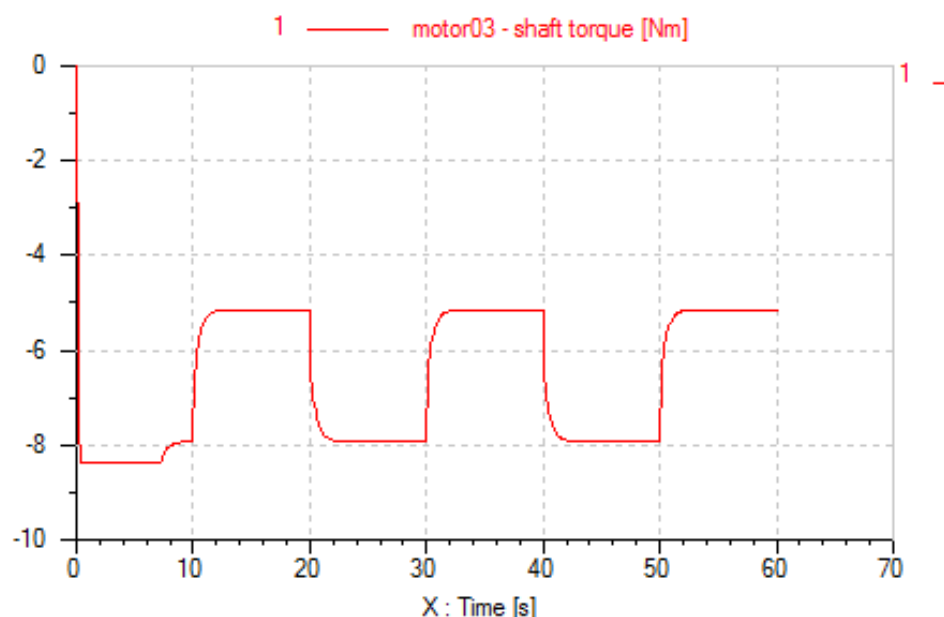


Fig.54- Variația momentului motorului hidraulic.

Momentul rezistent la arborele motorului hidraulic din secundar variază între 0...8,4 Nm, pe intervalul 0...7 s, 8,4...8 Nm, pe intervalul 7...10 s și 8...5 Nm, pe restul intervalului, conf. fig.54. Funcție de variația sarcinii motorului hidraulic din secundar, intervalul de variație a momentului este întrerupt de intervale de moment constant.

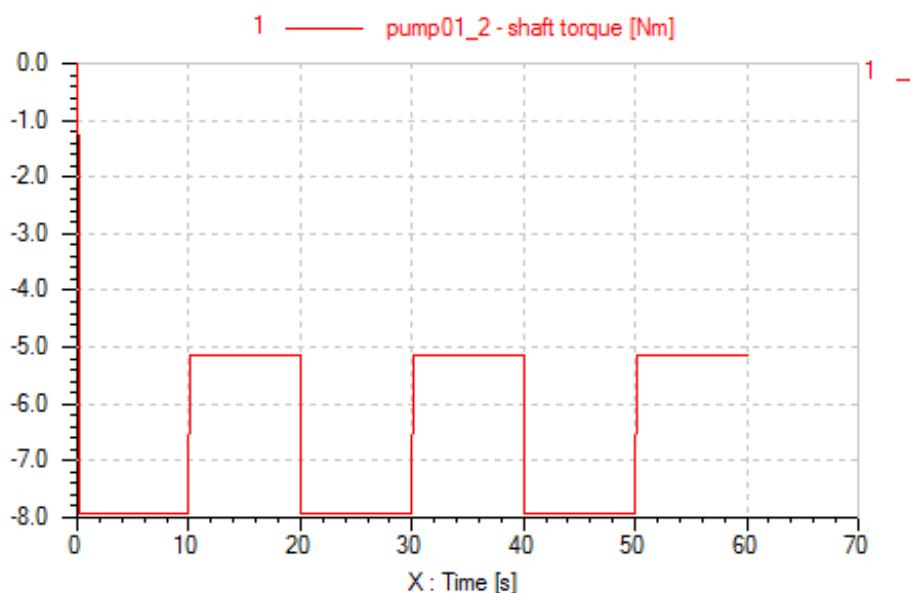


Fig.55- Variația momentului rezistent generat de pompa de sarcină.

Pompa de sarcină generează pe durata simulării un moment rezistent în treaptă, cu Val.max. = 8 Nm, Val.min. = 5 Nm și Durată_{Val.max./ Val.min.} =10 s, conf. fig.55.

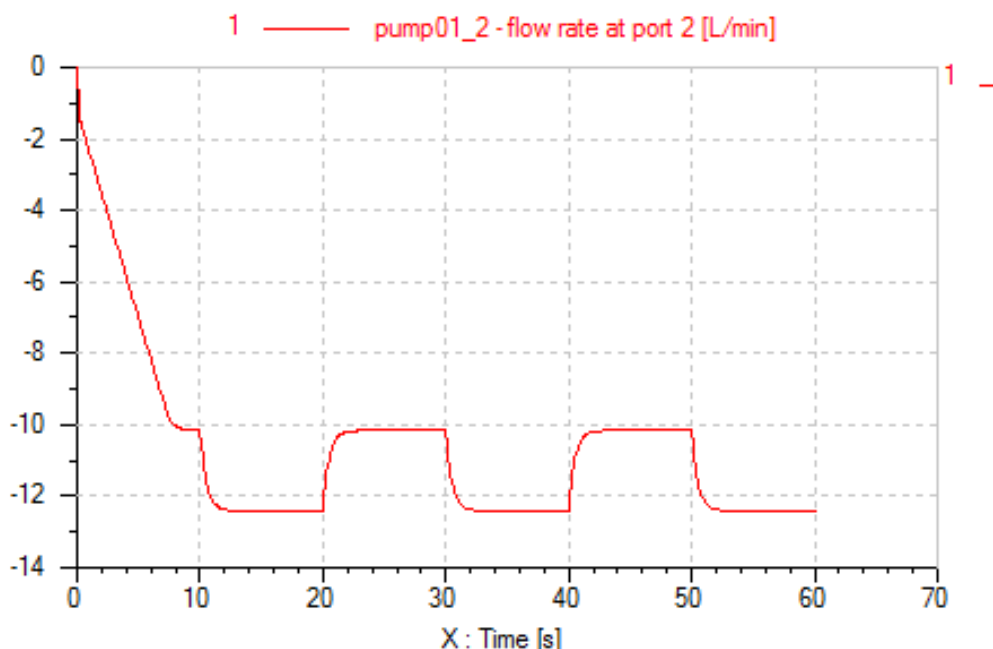


Fig.56- Variația debitului refulat de pompa de sarcină.

Pe durata generării momentului rezistent, debitul refulat de pompa de sarcină variază conf. fig.56.

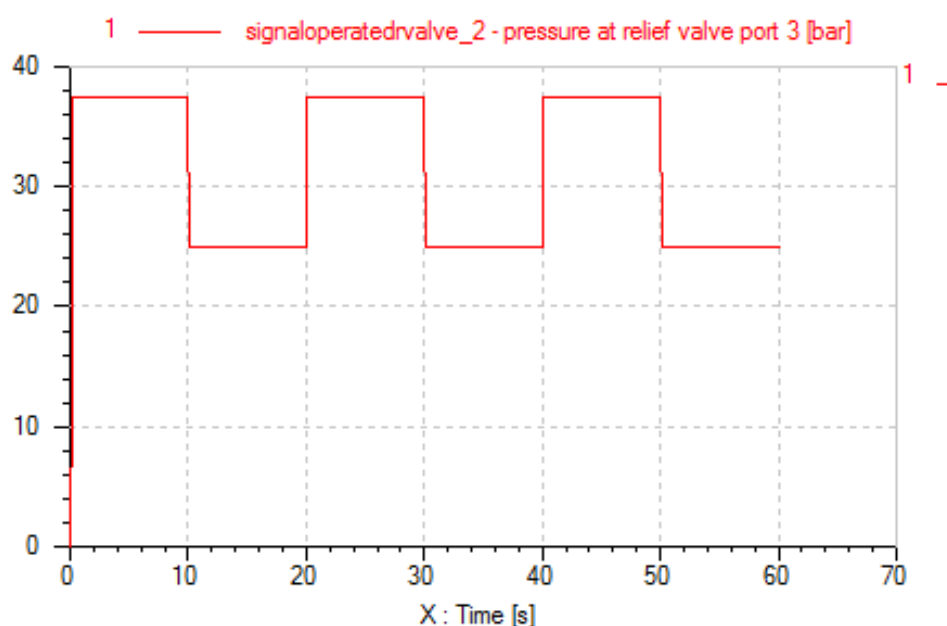


Fig.57- Variația presiunii uleiului de la racordul de presiune al supapei pentru limitarea presiunii de sarcină.

Pentru ca pompa de sarcină să genereze momentul rezistent, conf. fig.56, în supapa de limitare a presiunii, aferentă pompei de sarcină, presiunea trebuie să varieze conf. fig.57. Această condiție s-a realizat prin excitarea supapei proporționale de limitare a presiunii, pe durata simulării, cu un semnal dreptunghiular.

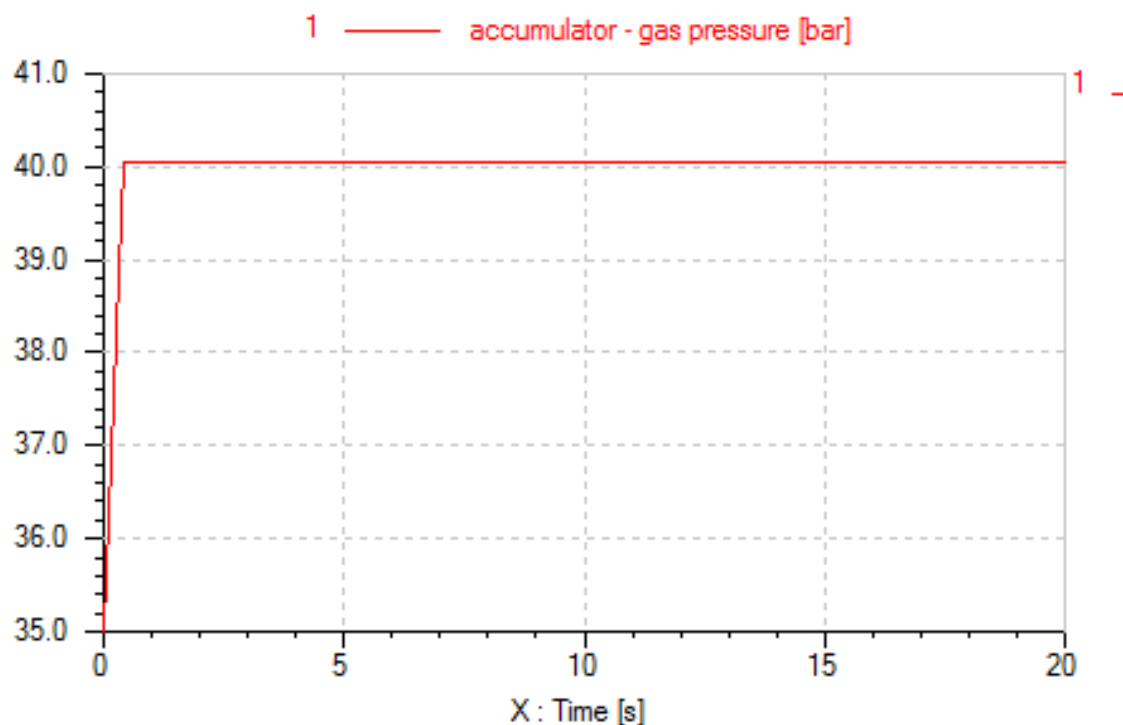


Fig.58- Variația presiunii gazului din hidroacumulator.

După aprox. 0,25 s, în hidroacumulator se instalează presiunea de alimentare a motorului hidraulic de 40 bar, conf. fig.58.

5.2. Transmisie hidraulică cu reglaj secundar cu pompă reglabilă, motor variabil și compensator PID în bucla de reglare a turației

În cazul transmisiilor hidraulice cu reglaj secundar, care conțin o pompă fixă în primar și un motor reglabil în secundar, se obțin economii substanțiale de energie și avantaje funcționale, dacă se utilizează compensatoare PID (Proportional Integrativ Derivativ) în bucla de reglare a turației motorului hidraulic.

Economia de energie este măsurabilă prin valoarea debitului tranzitat prin supapa de presiune a pompei din primarul transmisiei.

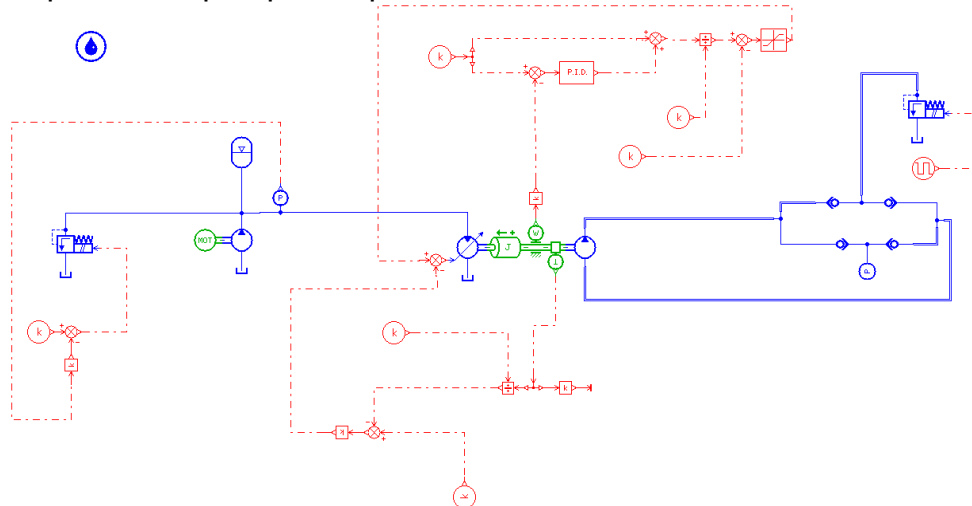


Fig.59- Modelul de simulare al transmisiei hidraulice cu reglaj secundar, echipate cu compesator electronic de tip PID în bucla de reglare a turației.

Avantajele funcționale conduc la micșorarea bandei de variație a turației motorului, funcție de variația sarcinii sale, fără afectarea performanțelor dinamice privind cuplul dezvoltat la arbore.

Modelul de simulare în AMESim, pentru o astfel de transmisie hidraulică cu reglaj secundar, este prezentat în fig.59, iar rezultatele rulării acestui model sunt prezentate în fig.60...65.

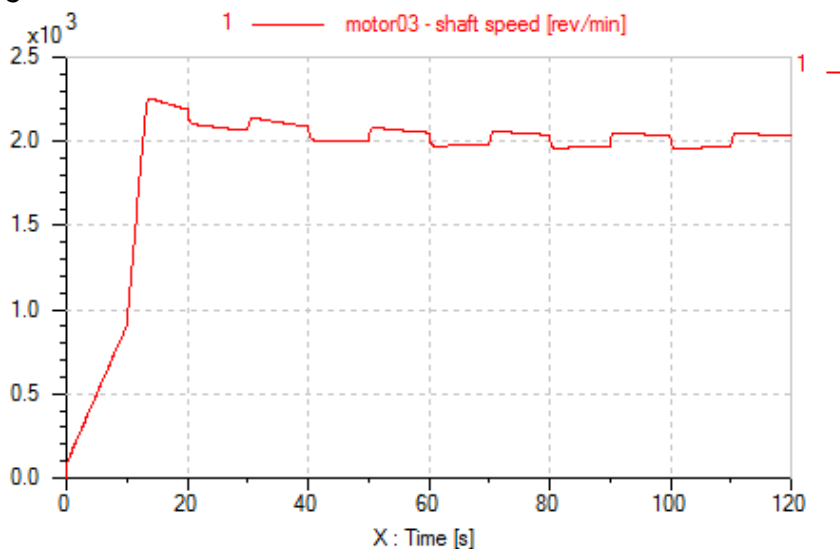


Fig.60- Variația turației motorului hidraulic cu compesator electronic de tip PID în bucla de reglare a turației.

În fig.60 se observă că banda de variație a turației motorului hidraulic din secundarul transmisiei, funcție de variația sarcinii sale, se stabilizează după 40 s, la o valoare de sub 100 rot/min.

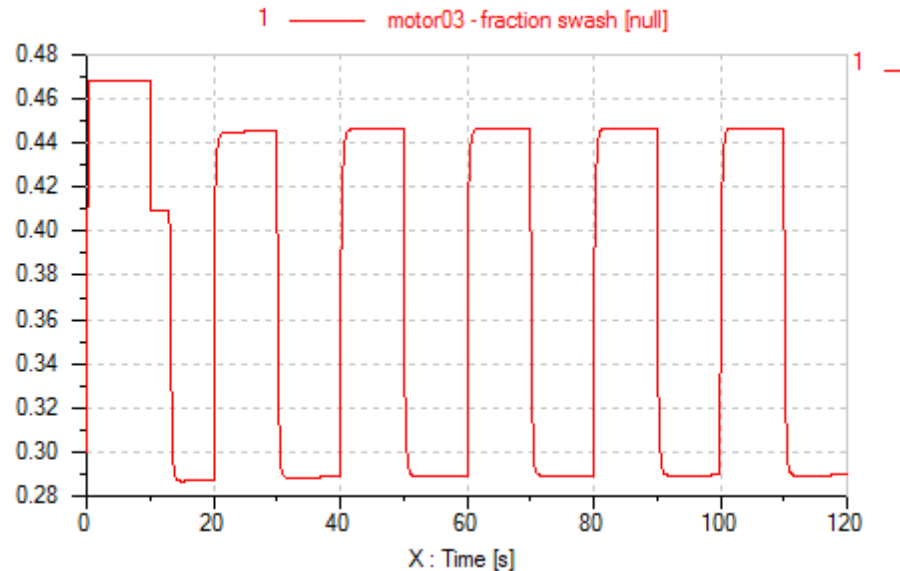


Fig.61- Variația capacității motorului hidraulic cu compesator electronic de tip PID în bucla de reglare a turației.

Pentru ca variația turației motorului hidraulic, funcție de variația sarcinii sale, să fie conform fig.60, motorul hidraulic își reglează automat capacitatea, după curba din fig.61, la valori cuprinse între 0,47...0,29 din capacitatea sa maximă. Alături de curba de variație a capacității motorului hidraulic este asemănătoare cu semnalul dreptunghiular de excitație a supapei proporționale de pe circuitul de refulare al pompei de sarcină din secundarul transmisiei.

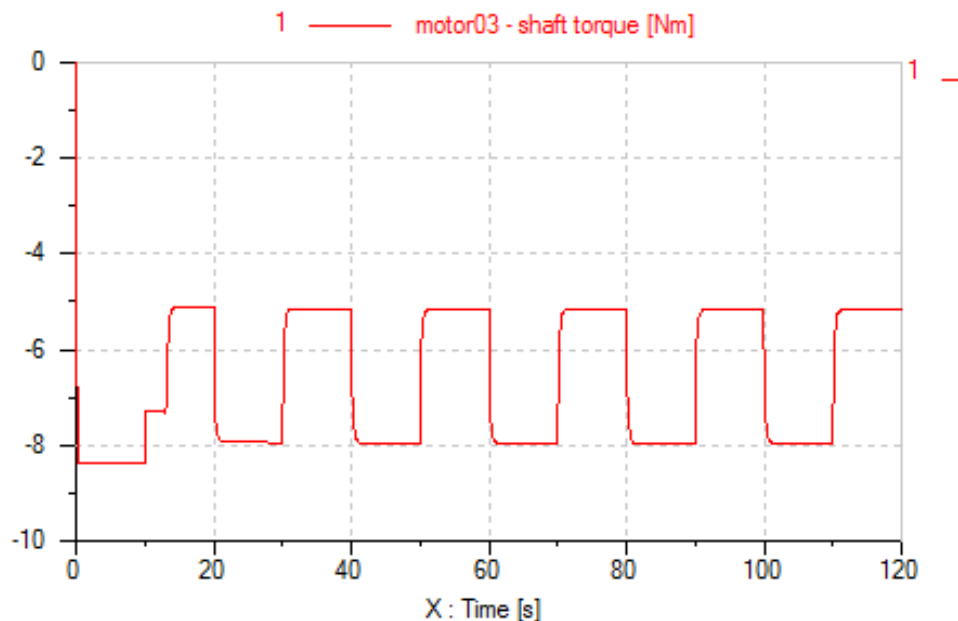


Fig.62- Variația momentului la arborele motorului hidraulic cu compesator electronic de tip PID în bucla de reglare a turației.

Pe durata simulării, momentul la arborele motorului hidraulic variază conform fig.62.

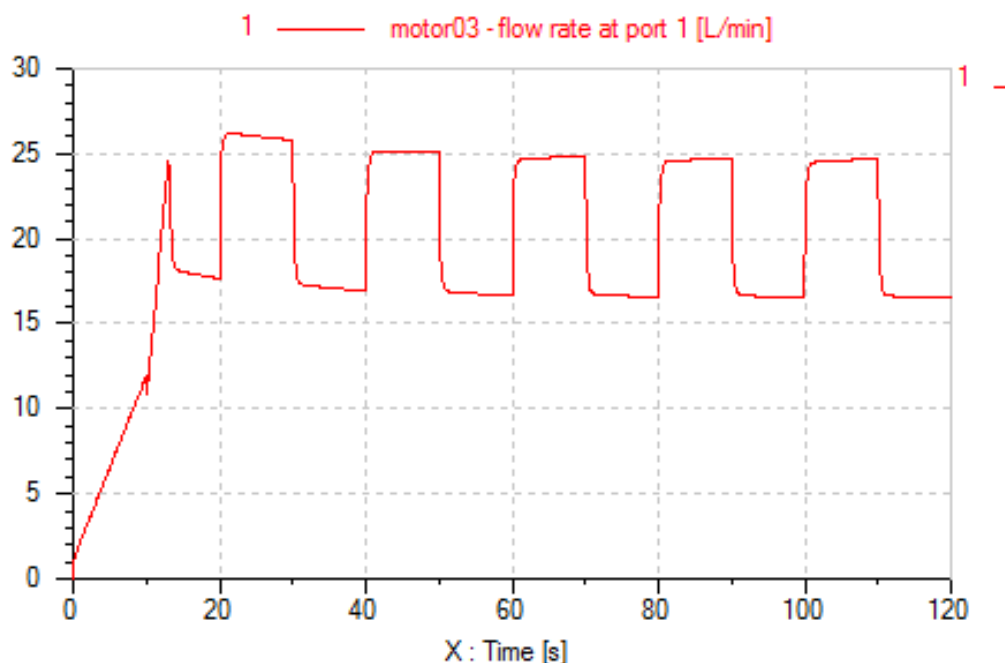


Fig.63- Variația debitului motorului hidraulic cu compesator electronic de tip PID în bucla de reglare a turației.

Pentru ca variația momentului motorului hidraulic să fie conf. fig.62, curba de variație a debitului care tranzitează motorul are alinaura din fig.63.

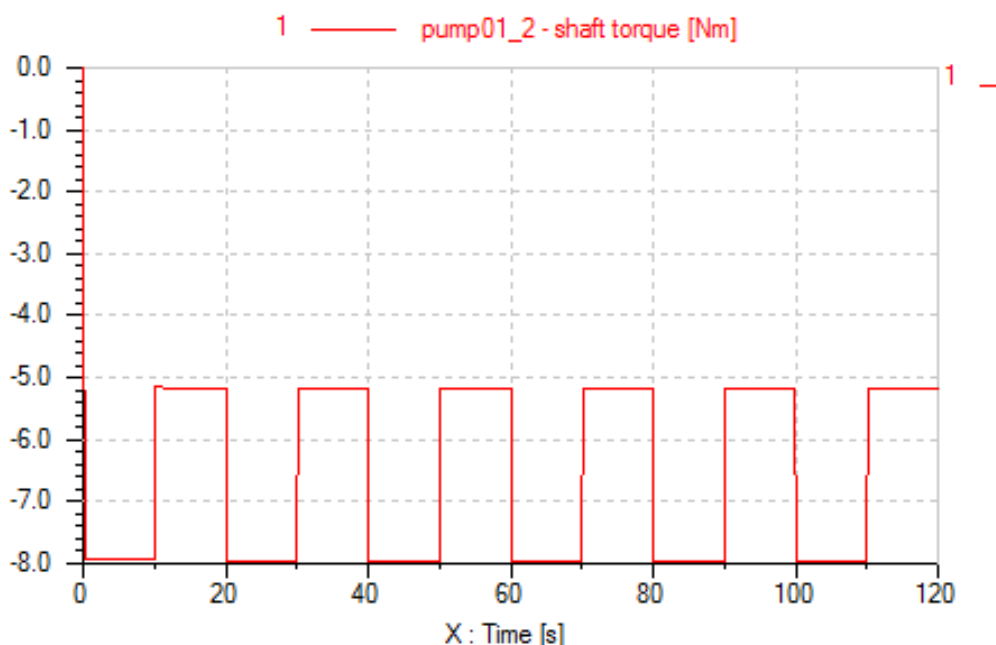


Fig.64- Variația momentului rezistent la arborele motorului hidraulic.

Variația momentului rezistent la arborele motorului hidraulic, funcție de semnalul dreptunghiular de excitație a supapei proporționale de pe circuitul de refulare al pompei de sarcină, se face după curba prezentată în fig.64.

Pe întreaga durată a simulării, presiunea de alimentare a motorului hidraulic are o valoare constantă, în conformitate cu cerințele reglajului secundar. În cazul acestei simulări, valoarea presiunii de alimentare a motorului hidraulic este de 40 bar, conform fig.65.

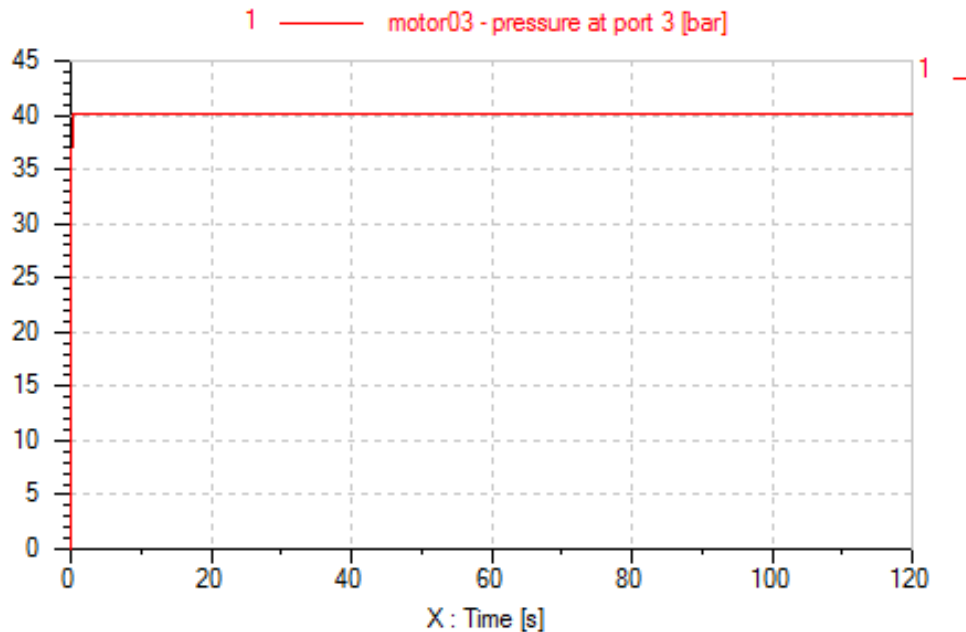


Fig.65- Variația presiunii la racordul de alimentare al motorului hidraulic.

5.3. Transmisie hidraulică cu reglaj secundar cu pompă reglabilă, echipată cu regulator de presiune și motor variabil

Pentru a optimiza transmisia hidraulică cu reglaj secundar, din punct de vedere energetic și funcțional, modelul de simulare în AMESim al transmisiei hidraulice a parcurs succesiv trei etape:

- transmisie hidraulică cu reglaj secundar, cu pompă fixă și motor variabil, cu compensator tip P (proporțional) în bucla de reglare a turației;
- transmisie hidraulică cu reglaj secundar, cu pompă fixă și motor variabil, cu compensator tip PID (proporțional, integrativ, derivativ) în bucla de reglare a turației;
- transmisie hidraulică cu reglaj secundar, cu pompă reglabilă echipată cu regulator de presiune și motor variabil, cu compensator tip P (proporțional) în bucla de reglare a turației.

În cele ce urmează se pun în evidență avantajele celui de-al treilea tip de reglaj secundar al transmisiilor hidraulice. Modelul de simulare al acetui tip de transmisie este prezentat în fig.66.

Supapa proporțională de pe aspirația/refularea pompei fixe bidirecționale de simulare a sarcinii a fost excitată cu un semnal dreptunghiular, conf. fig.67.

Modelul de simulare al transmisiei a fost rulat simultan pentru trei valori distincte ale capacității maxime a motorului reglabil din secundarul transmisiei. Cele trei valori de limitare superioară a capacității motorului sunt date de trei parametri prestabiliți ai intrării în elementul de saturație al regulatorului de turație, respectiv $0,75 V_{m.max}$; $0,87 V_{m.max}$; $1 V_{m.max}$, conform fig.68.

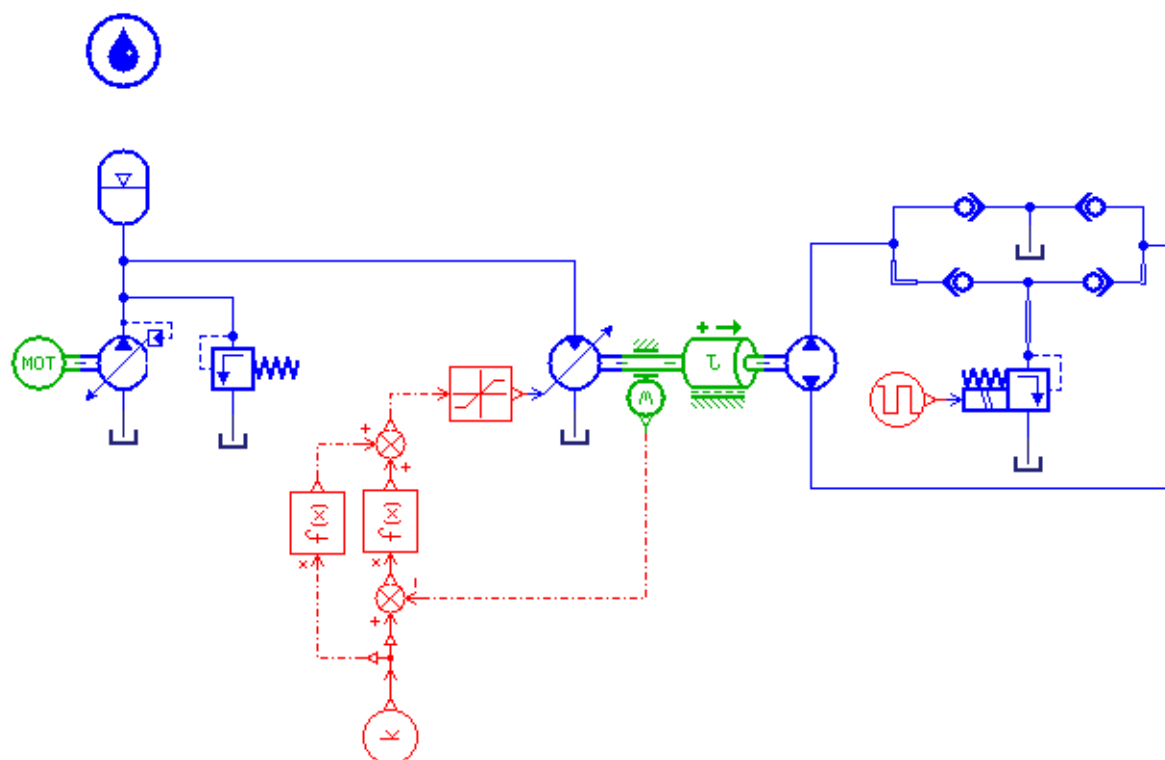


Fig.66- Modelul de simulare în AMESim al transmisiei hidraulice cu reglaj secundar, cu pompă reglabilă în prima, echipată cu regulator de presiune.

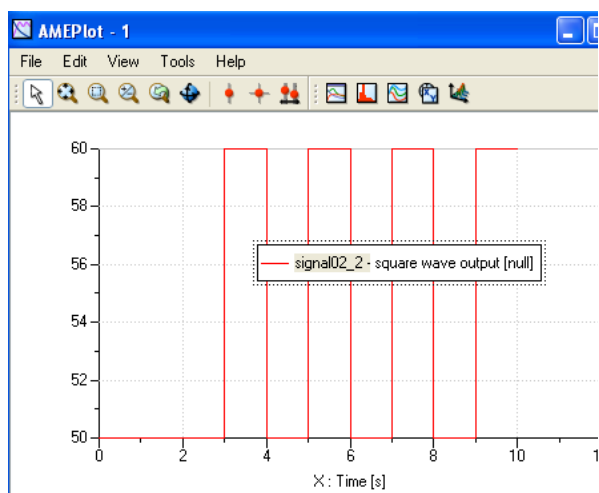


Fig.67- Semnalul dreptunghiular de excitație al supapei proporționale de simulare a sarcinii.

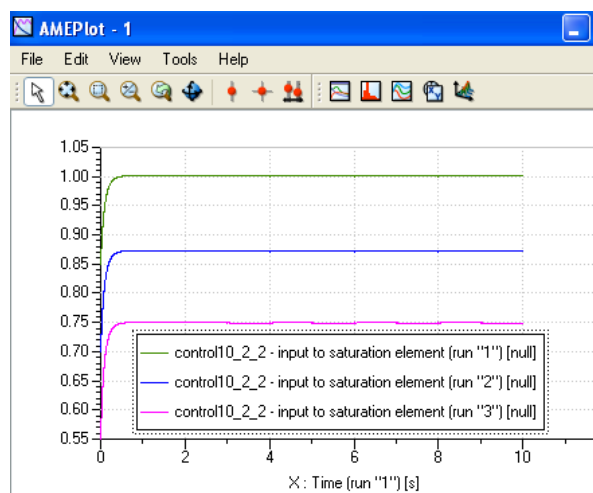


Fig.68- Rulare simultană pentru trei valori distincte ale capacității maxime a motorului hidraulic.

Din punctul de vedere al teoriei reglajelor în primar și secundar al transmisiilor hidraulice, reglajul primar presupune pompă reglabilă și motor fix, alimentat la debit constant, iar reglajul secundar presupune pompă fixă și motor reglabil, alimentat la presiune constantă. Din acest punct de vedere, modelul de reglare tratat este atipic pentru că alimentarea motorului se face la debit constant, conf. fig.69 și la presiune variabilă, conf. fig.70.

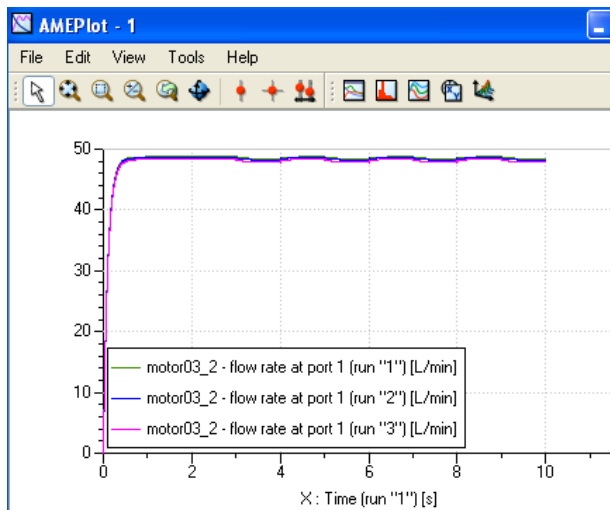


Fig.69- Variația debitului de alimentare al motorului hidraulic- 3 rulări simultane.

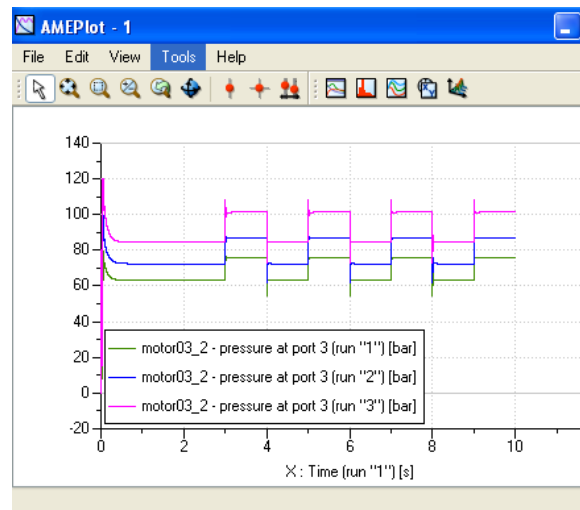


Fig.70- Variația presiunii la intrarea motorului hidraulic- 3 rulări simultane.

În ceea ce privește tipul unităților volumice din primar și secundar, modelul de reglare prezentat conține în secundar un motor hidraulic reglabil, conform teoriei reglajului secundar, dar pompa din primar, echipată cu regulator de presiune, furnizează un debit relativ constant, indiferent de variația presiunii de pe ieșirea sa datorată variației de sarcină a motorului hidraulic din secundar.

Dacă există controverse în ceea ce privește încadrarea acestui tip de reglaj în clasificarea reglajelor transmisiilor hidraulice - primar, secundar sau mixt - avantajele de ordin energetic și funcțional nu pot fi contestate.

Avantajele energetice sunt demonstrate de faptul că debitul tranzitat prin supapa de siguranță a pompei din primarul transmisiei hidraulice este nul, conf. fig.71, indiferent de momentul dezvoltat la arborele motorului hidraulic, conf. fig.72.

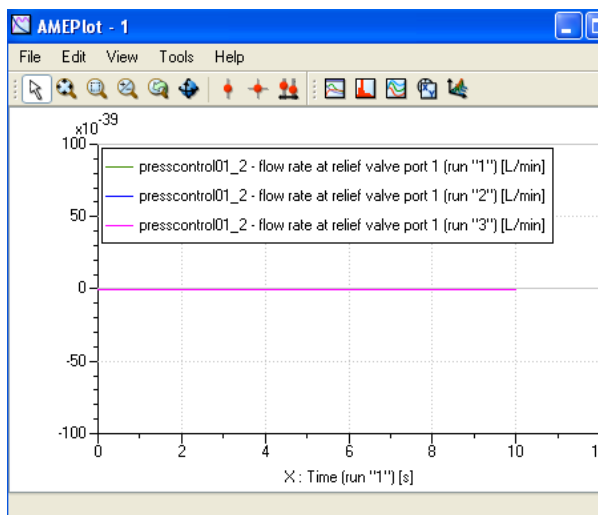


Fig.71- Variația debitului de tranzitat prin supapă de presiune- 3 rulări simultane.

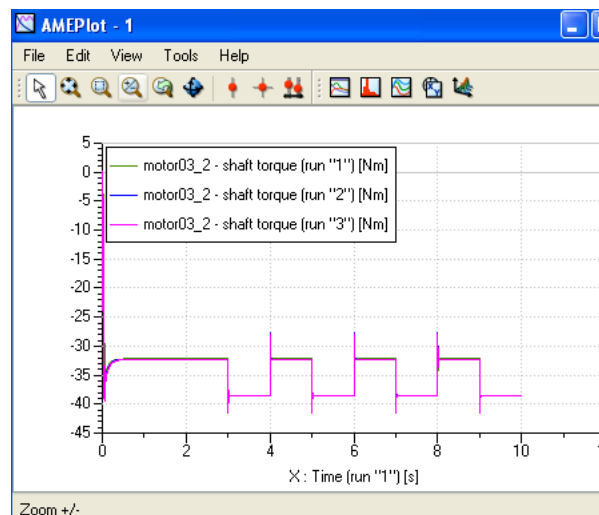


Fig.72- Variația momentului la arborele motorului hidraulic- 3 rulări simultane.

Avantajele de ordin funcțional sunt demonstrate de faptul că banda de variație a turației motorului hidraulic, funcție de variația sarcinii, este foarte îngustă, conf. fig.73.

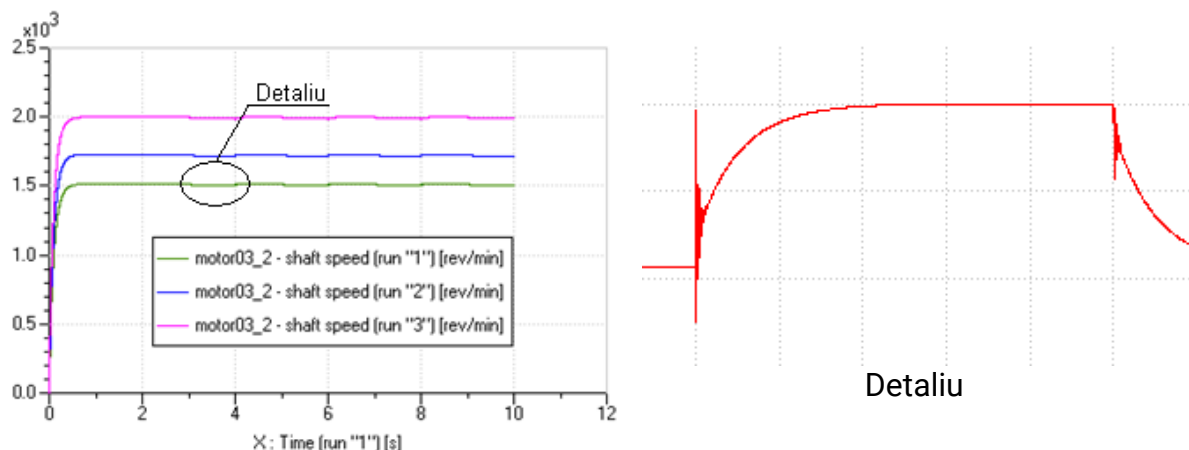


Fig.73- Evoluția în timp a turației în prezența perturbațiilor de sarcină (trepte de 125..150 bar în circuitul de simulare a sarcinii) - 3 rulări simultane.

și de variația debitului de ulei în acumulatorul hidraulic, conf. fig.74.

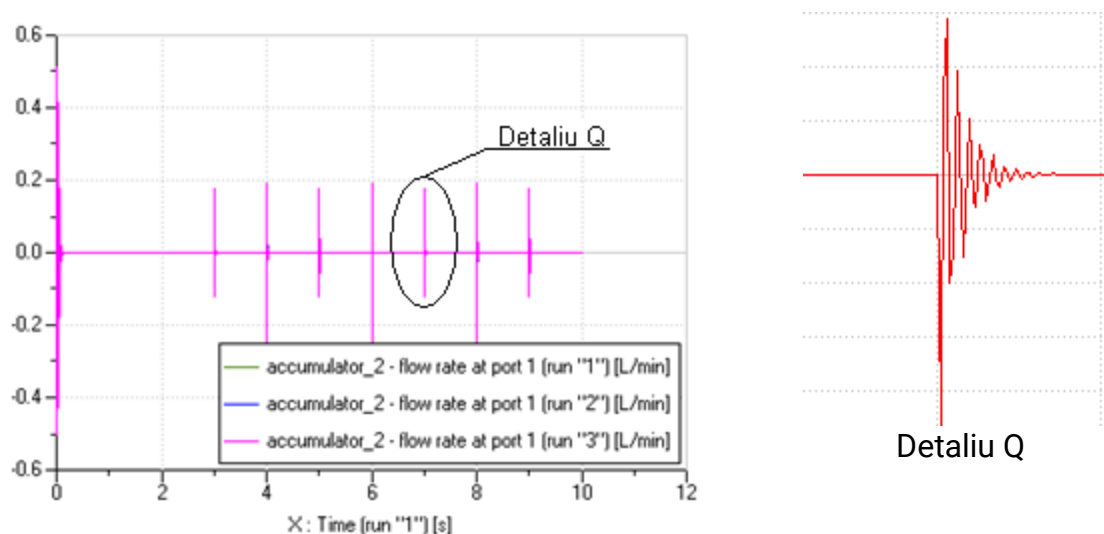


Fig.74- Variația debitului de ulei în acumulatorul hidraulic- 3 rulări simultane.

5.4. Concluzii privind reglajul secundar al transmisiilor hidraulice

1. Modelul experimental al sistemului de acționare hidraulică cu reglaj secundar conține toate echipamentele necesare pentru punerea în evidență a caracteristicilor și performanțelor acestuia. Realizarea unui sistem hidraulic pentru simularea sarcinii rezistente are avantajul ca acesta are o mare flexibilitate în exploatare și permite modificarea relativ ușoară a parametrilor săi funcționali.
2. Prin simularea numerică au fost puse în evidență posibilitățile de comandă a sistemului de acționare, cu algoritmi de conducere realizați anterior și implementați în compensatorul electronic al sistemului.

3. Rezultatele obținute în urma simulărilor numerice ne permit să apreciem că sistemul realizat oferă posibilitatea efectuării unor experimente complexe pentru studiul diverselor fenomene care pot să apară în sistemele de acționare hidraulică cu reglare secundară.

4. Economia de energie care se obține ca urmare a utilizării sistemelor cu reglaj secundar este pusă în evidență prin valoarea debitului tranzitat prin supapa de reglare a presiunii din circuitul principal. Pentru menținerea relativ constantă a vitezei de rotație a motorului, indiferent de variația sarcinii la ieșirea sa, se realizează modificarea capacității motorului hidraulic, corelată cu valoarea presiunii de alimentare. Acest lucru permite menținerea presiunii de alimentare la o valoare minimă, astfel încât economia de energie să fie maximă.

5. Utilizarea unui compensator electronic de tip PID în bucla de reglare a turației micșorează sensibil banda de variație a turației, fără să afecteze performanțele dinamice privind cuplul dezvoltat la arbore.

6. Pentru optimizarea, din punct de vedere energetic și funcțional, a transmisiei hidraulice cu reglaj secundar, modelul de simulare în AMESim al transmisiei hidraulice a parcurs succesiv trei etape:

- a) transmisie hidraulică cu reglaj secundar, cu pompa fixă și motor variabil, cu compensator tip P (proporțional) în bucla de reglare a turației;
- b) transmisie hidraulică cu reglaj secundar, cu pompa fixă și motor variabil, cu compensator tip PID (proporțional, integrativ, derivativ) în bucla de reglare a turației;
- c) transmisie hidraulică cu reglaj secundar, cu pompă reglabilă echipată cu regulator de presiune și motor variabil, cu compensator tip P (proporțional) în bucla de reglare a turației.

7. O etapă superioară în optimizarea reglajului secundar al transmisiilor hidraulice este reprezentată de transmisia hidraulică cu reglaj secundar cu pompa reglabilă, echipată cu regulator de presiune și motor variabil, cu compensator tip PID (proporțional, integrativ, derivativ) în bucla de reglare a turației.

BIBLIOGRAFIE

1. Vasiliu, N., Catană, I. *Transmisii hidraulice și electrohidraulice*. Vol. I - Mașini hidraulice volumice, Editura Tehnică, București, 1988.
2. Vasiliu, D., Vasiliu, N. *Acționări și comenzi hidropneumatice în energetică*. (Litografiat). Universitatea "Politehnica" din București, 1993.
3. Vasiliu, N., Vasiliu, D. *Acționări hidraulice și pneumatice*. Vol. I, Editura Tehnică, București, 2004.
4. Popescu, T. C. *Cercetări asupra sintezei sistemelor de acționare hidraulice*, Universitatea "Politehnica" din București, 2008, Teză de doctorat.
5. Popescu, T. C., Blejan, M., Șovăială, Gh. "Experimental research upon accommodating the functional parameters of a laser controlled system designed for a grading machinery with the actual operating conditions of the grading machinery", *Proc. SPIE 7297, Advanced Topics in Optoelectronics, Microelectronics, and Nanotechnologies IV*, id. 72972D, 2009, doi: 10.1117/12.823697.
6. Popescu, T. C., Drumea, A., Duțu, I. "Numerical simulation and experimental identification of the laser controlled modular system purposefully created for equipping the terrace leveling installations", *Proc. of 2008 31st International Spring Seminar on Electronics Technology*, pp. 334-339, 2008, doi: 10.1109/ISSE.2008.5276663.
7. Blejan, M., Lupu, B., Duțu, I., Rotaru, D., Popescu, T. C. "Electronic oscillator for a hydraulic flow divider", *Proc. of 2009 32nd International Spring Seminar on Electronics Technology*, 2009, Poster Session (E), E01, pp. 1-3, doi: 10.1109/ISSE.2009.5207014.
8. Popescu, T. C., Duțu, I., Vasiliu, C., Mitroi, M. "Adjustment of conformity parameters of PID-type regulators using simulation by AMESim", *Proc. of 7th International Industrial Simulation Conference ISC 2009*, Article no. ENER_G_01, pp. 269-274, 2009.
9. Popescu, T. C., Ion Guță, D. D., Marin, Al. "Adjustment of hydrostatic transmissions through virtual instrumentation technique", *Proc. of 8th International Industrial Simulation Conference ISC 2010*, Article no. ENER_G_02, pp. 248-253, 2010.
10. Popescu, T. C., Drumea, P., Ion Guță, D. D. "Research activities regarding energetic and functional advantages of hydraulic transmissions", *Proc. of 10th International Multidisciplinary Scientific Geo-Conference & Expo SGEM 2010*, Vol. 2, pp. 323-330, 2010.
11. Ion Guță, D. D., Popescu, T. C., Dumitrescu, C. "Optimization of hydrostatic transmissions by means of virtual instrumentation technique", *Proc. SPIE 7821, Advanced Topics in Optoelectronics, Microelectronics, and Nanotechnologies V* id. 782129, 2010, doi: 10.1117/12.881904.