

REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT

ING. CHIRIȚĂ ALEXANDRU-POLIFRON

CONTRIBUȚII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND
OPTIMIZAREA PARAMETRIILOR DINAMICI AI AUTOCAMIOANELOR MULTIFUNCȚIONALE
UTILIZÂND TRANSMISIILE HIDROSTATICE

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC
PROF. UNIV. DR. ING. PAVEL CRISTIAN

București, 2022

Adnotare

la teza de doctorat cu titlul „**Contribuții teoretice și experimentale privind optimizarea parametrilor dinamici ai autocamioanelor multifuncționale utilizând transmisiile hidrostatice**” prezentată de către Ing. **Alexandru-Polifron Chiriță** pentru obținerea titlului științific de Doctor în științe ingineresti

Teza cuprinde 7 capitole (conform cu Anexa 1), însumând 276 de pagini – dintre care 178 de pagini reprezintă corpul principal al tezei, 193 de figuri (conform cu Anexa 2), 4 tabele, 151 de intrări bibliografice (conform cu Anexa 3 și Anexa 4) și 44 de anexe.

CUPRINS

Mulțumiri	3
Rezumat	5
Capitolul 1 – Introducere.....	7
Capitolul 2 – Stadiul actual al cercetărilor din domeniul transmisiilor hidrostatice mobile și al autocamioanelor echipate cu acestea	7
Capitolul 3 – Elemente teoretice privind modelarea matematică a componentelor și sistemelor de acționare hidrostatică	8
Capitolul 4 – Experimentarea fizică, în laborator, a unei transmisii hidrostatice în circuit închis cu reglaj primar.....	10
Capitolul 5 – Optimizarea și experimentarea virtuală folosind simularea numerică	16
5.1 Experimentarea virtuală a servo-pompei A10VG28EP4.....	16
5.2 Experimentarea și optimizarea virtuală a subsistemelor unei transmisii hidrostatice în circuit închis, cu reglaj primar.....	19
5.3 Experimentarea virtuală a unui autocamion multifuncțional și optimizarea parametrilor dinamici ai acestuia prin dotarea cu o transmisie hidrostatică în circuit închis, cu reglaj primar	23
Capitolul 6 – Aplicabilitatea cercetărilor.....	36
Capitolul 7 – Concluzii, contribuții personale și perspective	37
7.1 Concluzii generale ale tezei.....	37
7.2 Sinteza contribuțiilor personale	39
7.3 Perspective de continuare a cercetărilor	40
Anexa 1 - Structura tezei (cuprins)	42
Anexa 2 - Lista de Figuri a tezei.....	44
Anexa 3 - Referințele tezei.....	47
Anexa 4 - Statistică bibliometrică a tezei	50

Mulțumiri

Această teză de doctorat a fost elaborată în cadrul Departamentului Mașini de Construcții și Mecatronică, din cadrul Facultății de Inginerie Mecanică și Robotică în Construcții (FIMRC) a Universității Tehnice de Construcții București (UTCB).

Pentru derularea cercetării, am beneficiat de o bursă pentru studii doctorale din partea Școlii Doctorale din cadrul UTCB, pe perioada primilor 3 ani de studii.

La finalul activității de pregătire doctorală, îi mulțumesc dlui. Cristian Pavel, Profesor universitar în cadrul Universității Tehnice de Construcții București, conducător științific al prezentei teze de doctorat, pentru îndrumarea competentă pe perioada acestor ani de studii doctorale. Îi mulțumesc, de asemenea, dlui. Profesor pentru înțelegerea arătată, pentru susținerea generoasă a motivației și a efortului meu, pentru ajutorul și încurajarea de care m-am bucurat din partea sa de-a lungul întregii acestei perioade.

Mulțumesc, totodată, Comisiei de îndrumare pentru călăuzirea cercetării mele doctorale în domeniul autocamioanelor multifuncționale.

Cu această ocazie, profit să le mulțumesc și tuturor persoanelor din cadrul Departamentului Mașini de Construcții și Mecatronică, cât și celorlalți profesori de la Facultatea de Inginerie Mecanică și Robotică în Construcții a UTCB, pentru colaborare și sfaturile primite.

Doresc să mulțumesc Institutului de Cercetări pentru Hidraulică și Pneumatică INOE 2000 - Filiala IHP din București, al cărui angajat sunt, cu gradul științific de CS, și care, prin intermediul conducerii și al angajaților săi, m-a sprijinit în derularea cercetării, de-a lungul tuturor etapelor, atât prin punerea la dispoziție a infrastructurii de cercetare existente în laboratoarele sale, cât și prin aport de cunoștințe teoretice și practice, decurgând din experiența vastă în domeniul hidraulicii a specialiștilor din această instituție. Le sunt recunoscător colegilor mei de la Institut pentru colaborare - pentru asistența binevoitoare oferită pe parcursul desfășurării experimentărilor de laborator prezentate în Capitolul 4 al tezei, pentru discuțiile profesionale pe care le-am purtat, pentru sugestiile și observațiile lor, care mi-au fost utile în toate etapele lucrării - ca și pentru sprijinul moral oferit.

Această cercetare doctorală este o continuare a cercetării științifice derulate în INOE 2000-Filiala IHP, în cadrul proiectului de cercetare „Echipamente electrohidraulice (EEH) cu eficiență energetică ridicată (EER) pentru autovehicule multifuncționale (AMF)”, acronim ECHIPEFEN, contract nr. 11PTE/2016, finanțat de către UEFISCDI prin PNCDI III - Programul 2 - Subprogramul 2.1 – Proiect de transfer la operatorul economic (PTE-2016). O parte din cercetările teoretice cuprinse în această teză au fost realizate de către autor pe parcursul anului 2019, în cadrul Programului-nucleu de cercetare-dezvoltare al INOE 2000, ‘OPTRONICA VI’, etapa cu titlul „Cercetări teoretice și experimentale privind comportarea dinamică a echipamentelor și transmisiilor hidrostatice de pe utilajele mobile”. Cercetările experimentale au fost parțial derulate de către autor în anul 2021, pe restul autorul realizându-le în anul 2022, cu finanțare asigurată prin Programul-nucleu de cercetare-dezvoltare al INOE 2000, ‘OPTRONICA VI’, etapa cu titlul „Realizarea unor metode, standuri, echipamente și material didactic avansate pentru dezvoltarea cunoștințelor specifice în domeniile componentelor și sistemelor hidrotronice, pneumotronice și hidraulice digitale”.

Mulțumesc, totodată, conducerii Institutului pentru posibilitatea oferită de a folosi licențele de utilizator ale programelor informatice – licențe existente în dotarea INOE 2000 - Filiala IHP - cu ajutorul cărora am putut derula, în condiții optime, cercetarea din această teză, atât în etapa experimentării fizice, în laborator, cât și în cea a experimentării virtuale, cu ajutorul simulării numerice, a unei transmisii hidrostatice în circuit închis cu reglaj primar.

Le adresez mulțumiri, de asemenea, membrilor Comisiei de doctorat – D-lui Dr. Ing. Virgil Florescu, Conf. univ., Decanul FIMRC (UTCb) și Președintele Comisiei de doctorat, D-lui Dr. Ing. Cristian Pavel, Prof. univ. în cadrul FIMRC (UTCb) și conducător științific al prezentei teze de doctorat, D-lui Dr. Ing. Radu-Iulian Rădoi, CS II în cadrul INOE 2000-IHP, D-lui Dr. Ing. Silviu Marian Năstac, Prof. univ. în cadrul Universității „Dunărea de Jos” din Galați - Facultatea de Inginerie și Agronomie din Brăila și D-lui Dr. Ing. Ion David, Prof. univ. în cadrul FIMRC (UTCb) - pentru onoarea pe care mi-au făcut-o acceptând acest rol, ca și tuturor celor care mi-au transmis evaluările și aprecierile lor cu privire la această teză.

Nu în cele din urmă, mulțumirile mele cele mai călduroase se îndreaptă către familia și către prietenii mei, pentru încrederea acordată și pentru susținerea continuă și necondiționată pe tot parcursul elaborării tezei de doctorat.

COMISIA DE DOCTORAT

PREȘEDINTE COMISIE	CONF. UNIV. DR. ING. VIRGIL FLORESCU	UNIVERSITATEA TEHNICĂ DE CONSTRUCȚII BUCUREȘTI
CONDUCĂTOR DE DOCTORAT	PROF. UNIV. DR. ING. CRISTIAN PAVEL	UNIVERSITATEA TEHNICĂ DE CONSTRUCȚII BUCUREȘTI
REFERENT OFICIAL	CS II DR. ING. RADU-IULIAN RĂDOI	INOE 2000-IHP
REFERENT OFICIAL	PROF. UNIV. DR. ING. SILVIU MARIAN NĂSTAC	UNIVERSITATEA „DUNĂREA DE JOS” DIN GALAȚI
REFERENT OFICIAL	PROF. UNIV. DR. ING. ION DAVID	UNIVERSITATEA TEHNICĂ DE CONSTRUCȚII BUCUREȘTI

Rezumat

Prețul de vânzare al unui autocamion multifuncțional se compune din: costul camionului, al componentelor și echipamentelor tehnologice cu care acesta este dotat, adaosul comercial al integratorului, precum și - deloc neglijabile - costurile cu cercetarea necesară pentru optimizarea parametrilor autocamionului multifuncțional.

În acest moment se pot achiziționa: * de la integratori - autocamioane dotate cu diverse echipamente tehnologice; aceste autocamioane nu pot îndeplini necesitățile procesului tehnologic pe deplin, deoarece viteza de deplasare pe care o asigură transmisia mecanică nu este adecvată; * de la importatori - autoutilitare dotate cu diverse echipamente tehnologice și transmisiile hidrostatice, care realizează viteze tehnologice adecvate, dar care au dezavantajul unei productivități mici din cauza capacității lor reduse de încărcare; * de la integratori / importatori - autocamioane compacte model UNIMOG, care sunt dotate cu o transmisie hidrodinamică ce permite deplasarea cu viteze mici, dar sunt ineficiente din punct de vedere energetic în acest regim de deplasare, un alt dezavantaj fiind faptul că au un volum de încărcare redus.

În contextul descris anterior, scopul tezei, și anume acela de a optimiza parametrii dinamici ai autocamioanelor multifuncționale, este fezabil a fi atins prin dotarea acestora cu o transmisie hidrostatică în circuit închis, cu reglaj primar, și un regulator PID, transmisie ce le va permite autocamioanelor multifuncționale să realizeze viteze de deplasare mai mici decât transmisia mecanică cu care autocamioanele sunt deja dotate. Mai mult decât atât, viteza de deplasare a autocamioanelor multifuncționale va fi uniformă și va putea fi reglată continuu pentru a satisface necesitățile oricărui proces tehnologic. Autocamionul multifuncțional cu dotările specificate mai sus cumulează avantajele tuturor autocamioanelor anterior menționate. Acesta va avea masa autorizată de 18 tone; va putea urca și coborî un drum neamenajat cu panta de 45% cu viteza maximă de 4,3 km/h, și urca un drum amenajat cu panta de 15% cu viteza maximă de 7,35 km/h. În aceste condiții, autocamionul va realiza 99,85% din viteza maximă în 3 secunde. În ceea ce privește viteza minimă de deplasare, autocamionul se poate deplasa cu 0,045 km/h. Autocamionul va realiza viteze mici de deplasare cu o eficiență energetică superioară comparativ cu autocamioanele dotate cu transmisiile hidrodinamice; cele două transmisiile distincte cu care autocamionul va fi dotat pot fi folosite independent, în funcție de necesitățile procesului tehnologic, asigurând două regimuri de deplasare, ambele eficiente din punct de vedere energetic.

Obiectivele tezei, care conduc la atingerea scopului acesteia, și distribuția pe capitole pot fi rezumate după cum urmează:

- În **Capitolul 1** este stabilit cadrul în care se vor desfășura cercetările cu privire la dotarea autocamioanelor multifuncționale cu transmisiile hidrostatice;
- În **0** este realizată o analiză a stadiului actual al cercetărilor din domeniul transmisiilor hidraulice mobile și al celor din domeniul autocamioanelor;
- În **Capitolul 3** sunt prezentate modelele matematice ale componentelor unei transmisiile hidrostatice și ale sistemului de servo-reglare a cilindrului pompei;
- În **Capitolul 4** sunt determinate experimental caracteristicile unei servo-pompe și performanțele de reglare ale unei transmisiile în circuit închis, cu reglaj primar;

- În **Capitolul 5** sunt optimizați virtual, cu ajutorul simulării numerice, parametrii dinamici ai autocamioanelor multifuncționale dotate cu transmisii hidrostatice în circuit închis, cu reglaj primar; tot în **Capitolul 5** este studiată, cu ajutorul simulării numerice, influența pe care o are micșorarea consumului de energie al subsistemelor asupra transmisiei hidrostatice în circuit închis; de asemenea, în **Capitolul 5** este demonstrată posibilitatea de obținere a parametrilor optimizați ai autocamioanelor multifuncționale, care satisfac pe deplin necesitățile proceselor tehnologice: viteze de deplasare mai mici decât cele ale transmisiei mecanice și mai uniforme, precum și reglarea continuă a vitezei de deplasare;
- Teza de față pune la dispoziția integratorilor un set de date cu valoare de reper, set care se regăsește, într-o formă succintă, în **Capitolul 5**, iar în detaliu – în Anexa 39 (a tezei).

Pentru îndeplinirea obiectivelor propuse, a fost necesară realizarea de către autorul tezei a unui stand experimental pentru studiul capabilităților de reglare ale unei servo-pompe și ale unei transmisii hidrostatice în circuit închis, cu reglaj primar. Atât comanda standului cât și achiziția de date experimentale au fost realizate cu ajutorul programul LabVIEW; în total, au fost efectuate 8 experimente în laborator. Experimentarea fizică, din laborator, a fost continuată virtual, cu ajutorul simulării numerice în programul Simcenter AMESim; datele obținute în laborator au fost folosite pentru validarea modelelor de simulare numerică, constituind totodată și parametrii inițiali ai celor 3 modele de simulare numerică realizate. Acestea continuă studiul capabilităților de reglare a servo-pompei, analizează influența pe care o are micșorarea consumului de energie al subsistemelor asupra transmisiei hidrostatice în circuit închis, conducând, în finalul cercetării, la optimizarea parametrilor dinamici ai autocamioanelor multifuncționale.

Teza este fundamentată pe parcurgerea unui amplu material bibliografic; din analiza acestuia, a rezultat un număr mare de referințe bibliografice (surse documentare direct relaționate cu conținutul tezei), a căror structură poate fi rezumată după cum urmează:

	Referințe noi (≥ anul 2013)	Referințe vechi (< anul 2013)	TOTAL referințe	<i>*Deoarece data publicării informațiilor pe website-uri nu a putut fi determinată, referințele aferente (înregistrate ca „n.d.” – „no date”) au fost considerate mai vechi de anul 2013.</i>
Articole științifice	59	23	82	
Cărți	5	26	31	
TOTAL Articole și Cărți	64	49	113	
Fișe tehnice	20	8	28	
Website-uri	0	10*	10	
TOTAL GENERAL	84	67	151	

În cele 7 capitole ale sale (și mai cu seamă în Capitolul 5 – Optimizarea și experimentarea virtuală folosind simularea numerică) lucrarea integrează un număr mare de figuri (grafice, diagrame), cu rolul de a furniza informații într-o formă elocventă, densă și, totodată, atractivă din punct de vedere vizual; de asemenea, informațiile din lucrare sunt detaliate de un număr semnificativ de materiale însoțitoare, anexe ale tezei.

Capitolul 1 – Introducere

În acest capitol a fost stabilit cadrul în care s-au desfășurat cercetările cu privire la dotarea autocamioanelor multifuncționale cu transmisii hidrostatische; totodată acest capitol a avut și rolul restrângerii domeniului cercetărilor, precum și pe cel de prezentare a terminologiei folosite în teză. Pentru a putea studia problematica autocamioanelor multifuncționale dotate cu transmisii hidraulice, în acest capitol a fost realizată o scurtă prezentare a unor noțiuni introductive despre transmisiile hidraulice, incluzând clasificarea acestora și particularitățile fiecărui tip de transmisie. De asemenea, a fost definită noțiunea de „autocamion multifuncțional” și conturată o imagine de ansamblu asupra posibilelor aplicații ale acestora (Fig. 1 (Figura 1.8 din teză)), cu înțelegerea avantajelor pe care le oferă echiparea lor cu transmisii hidrostatische.



Fig. 1 (Figura 1.8): Exemplu de echipament tehnologic cu care poate fi dotat un autocamion multifuncțional utilizat în domeniul construcțiilor.

Capitolul 2 – Stadiul actual al cercetărilor din domeniul transmisiilor hidrostatische mobile și al autocamioanelor echipate cu acestea

În acest capitol a fost realizată o analiză a stadiului actual al cercetărilor din domeniul transmisiilor hidraulice mobile și al celor din domeniul autocamioanelor; de asemenea, au fost prezentate unele dintre cele mai performante modele de servo-pompe și servo-motoare / motoare hidrostatische, precum și subsistemele transmisiilor. Ca o concluzie a analizei din acest capitol, s-a ales ca soluție optimă schema hidraulică din Fig. 2 (Figura 2.39), cu dispunerea mașinilor volumice pe autocamion conform Fig. 3 (Figura 2.41).

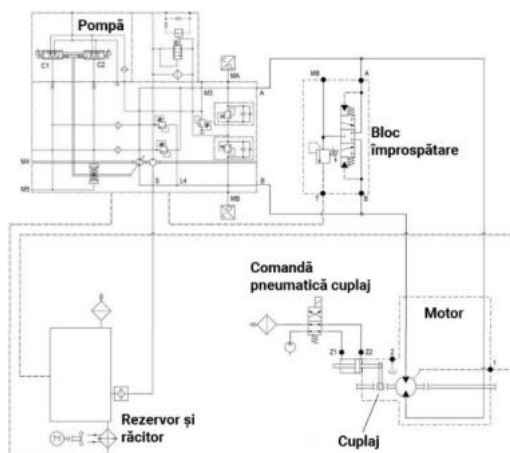


Fig. 2 (Figura 2.39): Schema hidraulică a unei transmisii hidrostatische de tip split.



Fig. 3 (Figura 2.41): Exemplu de aplicație a transmisiei hidrostatische cu reglaj primar de tip split.

Tot în acest capitol a fost realizată dezambiguizarea conceptului de autocamion multifuncțional și au fost enunțate scopul și obiectivele tezei.

Scopul tezei este de a optimiza parametrii dinamici ai autocamioanelor multifuncționale, utilizând pentru aceasta o transmisie hidrostatică.

Pentru atingerea scopului tezei s-au avut în vedere următoarele **obiective**:

- Stabilirea cadrului în care se vor desfășura cercetările cu privire la dotarea autocamioanelor multifuncționale cu transmisii hidrostatice;
- Analiza stadiului actual al cercetărilor din domeniul transmisiilor hidraulice mobile și al celor din domeniul autocamioanelor ce pot fi echipate cu aceste transmisii;
- Studiarea prin modelare matematică a componentelor unei transmisii hidrostatice și a sistemului de servo-reglare a cilindrului pompei;
- Determinarea experimentală, în laborator, a caracteristicilor unei servo-pompe și a performanțelor de reglare ale unei transmisii în circuit închis, cu reglaj primar;
- Optimizarea virtuală, cu ajutorul simulării numerice, a parametrilor dinamici ai autocamioanelor multifuncționale dotate cu transmisii hidrostatice în circuit închis, cu reglaj primar;
- Studiarea, cu ajutorul simulării numerice, a influenței pe care o are micșorarea consumului de energie al subsistemelor asupra transmisiei hidrostatice în circuit închis;
- Demonstrarea posibilității de obținere a unor parametri optimizați ai autocamioanelor multifuncționale, care satisfac pe deplin necesitățile proceselor tehnologice;
- Punerea la dispoziția integratorilor a unui set de date cu valoare de reper cu privire la parametrii componentelor hidraulice și ai subsistemelor transmisiei în circuit închis, astfel încât autocamionul dotat de integrator cu transmisia hidrostatică să satisfacă necesitățile procesului tehnologic în mod eficient și în condiții de siguranță.

Capitolul 3 – Elemente teoretice privind modelarea matematică a componentelor și sistemelor de acționare hidrostatică

Pentru îndeplinirea scopului și obiectivelor tezei a fost necesară modelarea matematică și analiza dinamică în regim nepermanent a componentelor hidraulice principale și a sistemelor de acționare hidrostatică. În acest capitol au fost prezentate modelele matematice ale componentelor unei transmisii hidrostatice (Fig. 4 (Figura 3.1), Fig. 5 (Figura 3.2), Fig. 6 (Figura 3.3)) și ale sistemului de servo-reglare a cilindrului pompei (Fig. 7 (Figura 3.4)).

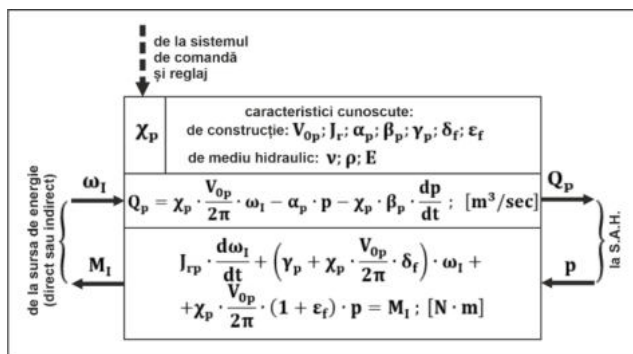
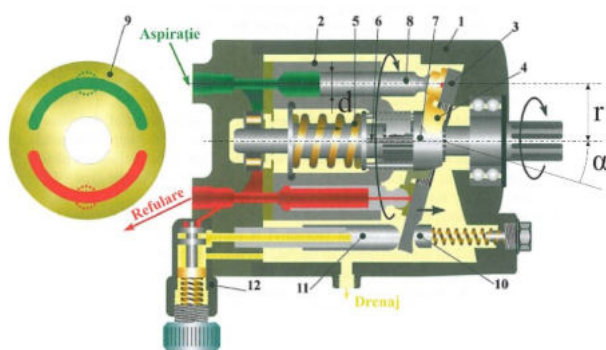
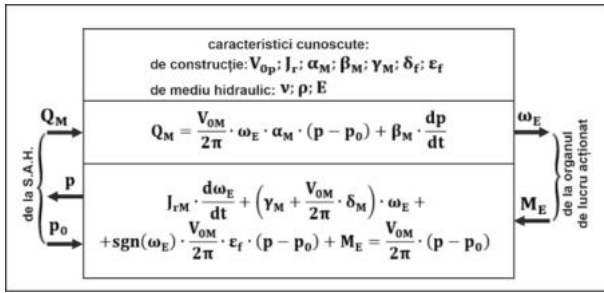


Fig. 4 (Figura 3.1): Pompă hidraulică cu disc înclinat. Modelul matematic dinamic al pompei.



Modelul matematic dinamic al motorului rotativ rapid cu cilindree fixă.

$$Q_M = \left(\frac{V_{0M}}{2\pi} - k^* \right) \cdot \omega_e + \alpha_M^* \cdot p^2 + \beta_M \cdot \frac{dp}{dt};$$

$$J_{SM} \cdot \frac{d\omega_e}{dt} + \left(\frac{V_{0M}}{2\pi} - k^* \right) \cdot \delta_M^* (\omega_e - \omega_S)^2 + M_E =$$

$$= \left(\frac{V_{0M}}{2\pi} - k^* \right) \cdot p;$$

$$\alpha_M^* = (\pi \cdot d \cdot z \cdot k \cdot j^3 / 96 \cdot b \cdot \eta) \cdot 2\pi \cdot d \cdot z \cdot k / \rho \cdot g \cdot V_{0M}$$

Modelul matematic dinamic al motorului rotativ lent cu pistoane radiale.

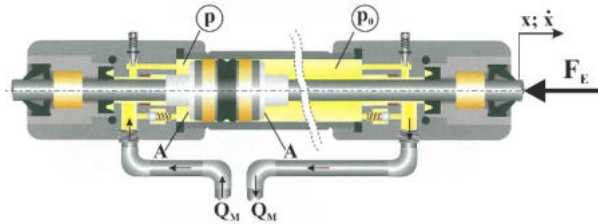
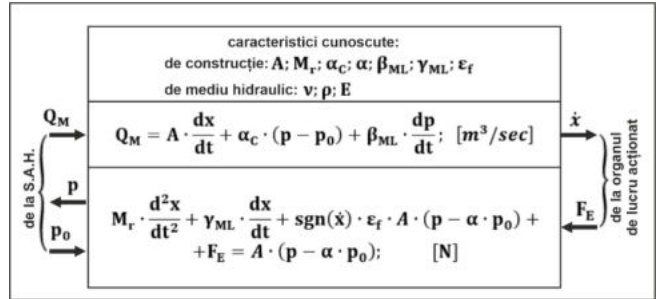


Fig. 5 (Figura 3.2): Cilindru hidraulic.



Modelul matematic dinamic al unui cilindru hidraulic.

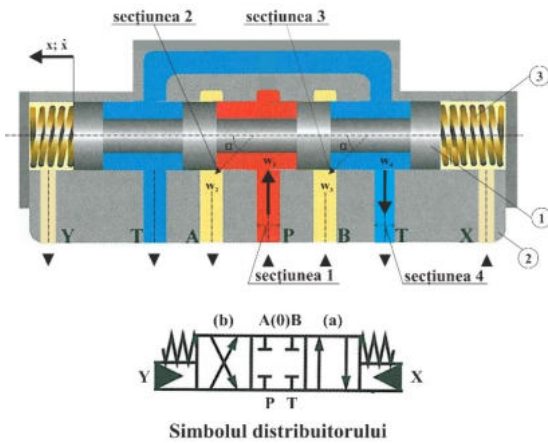
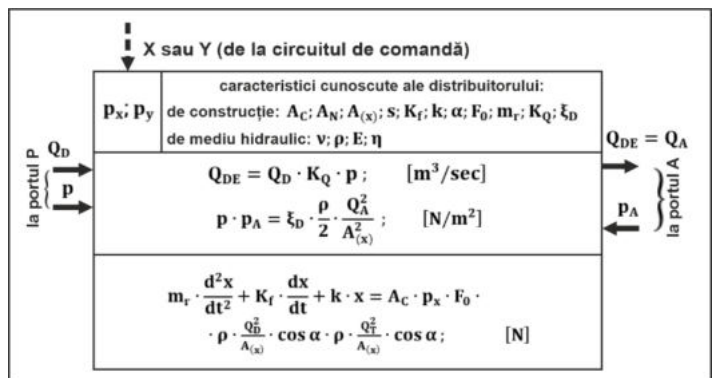


Fig. 6 (Figura 3.3): Distribuitor cu sertar și comandă hidraulică.



Modelul matematic dinamic al distribuitorilor hidraulice.

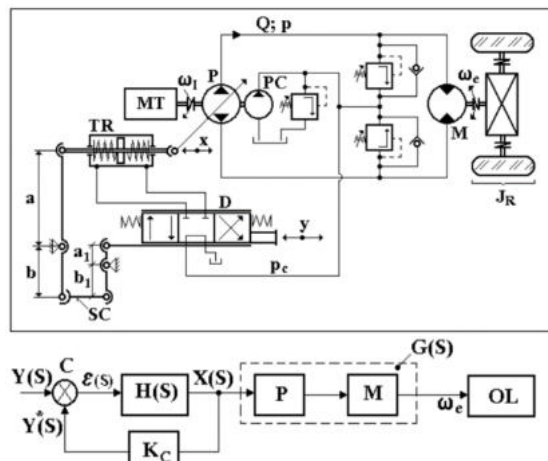


Fig. 7 (Figura 3.4): Schema de principiu a servo-sistemului de reglare hidrostatică proporțională a cilindreei unei pompe conectate la o transmisie în circuit închis, cu reglaj primar și modelul matematic al acesteia.

$$\omega_{HS} = \sqrt{\frac{E_r \cdot V_{0M}^2 + 4\pi^2 \cdot \alpha_{PM} \cdot \left(\gamma_M + \frac{V_{0M}}{2\pi} \cdot \delta_M \right) \cdot E_r}{4\pi^2 \cdot V \cdot J_R}}$$

$$\omega_C = \sqrt{\frac{k \cdot \Delta_2 + K_C \cdot A \cdot \Delta_1}{(m_{TR} + m_C) \cdot \Delta_2}};$$

$$\xi_C = \frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma_R + \gamma_C + \frac{A}{\Delta_2}}{\sqrt{\left(k + K_C \cdot A \cdot \frac{\Delta_1}{\Delta_2} \right) \cdot (m_{TR} + m_C)}}$$

$$R(S) = \frac{\omega_e(S)}{Y(S)} = \frac{K_{SC} \cdot \omega_C^2}{S^2 + 2\xi_C \cdot \omega_C \cdot S + 1} \cdot \frac{K_{SE} \cdot \omega_{HS}^2}{S^2 + 2\xi_H \cdot \omega_{HS} \cdot S + 1}$$

Capitolul 4 – Experimentarea fizică, în laborator, a unei transmisii hidrostactice în circuit închis cu reglaj primar

Acest capitol a avut ca obiectiv determinarea experimentală, în Laboratorul de Hidraulică Generală al INOE 2000-IHP, a caracteristicii de reglare a servo-pompei A10VG28 conectată la servo-motorul A6VM28 și a răspunsului transmisiei hidrostactice la semnalul treaptă.

Matricea experimentelor a fost proiectată în așa fel încât la finalul experimentării să se poată răspunde la următoarele întrebări:

- *În cât timp servo-pompa ajunge la debitul maxim? Depinde acest timp de sarcină? Dar de la debitul maxim la 0 (poziția neutră a discului înclinat al servo-pompei)?*
- *Care este debitul maxim al servo-pompei? Depinde acesta de sarcină?*
- *Care este debitul minim al servo-pompei? Depinde acesta de sarcină?*
- *Începând cu ce valori ale curentului de comandă debitul pompei este proporțional cu acesta? Depinde de sarcină?*

Metodologia experimentării transmisiei și a servo-pompei

Pentru realizarea obiectivului amintit anterior, standul pentru testarea motoarelor hidrostactice existent în dotarea IHP a fost modificat și transformat într-un stand dotat cu o transmisie în circuit închis, cu reglaj primar. Realizarea fizică a standului este prezentată în Fig. 8 (Figura 4.1) și Fig. 9 (Figura 4.2).



Fig. 8 (Figura 4.1): Standul experimental – vedere din față.



Fig. 9 (Figura 4.2): Standul experimental – vedere din lateral.



Fig. 10 (Figura 4.3): Dulapul electric pentru comanda standului și a motorului electric.

Așa cum se poate observa în Fig. 8 (Figura 4.1), Fig. 9 (Figura 4.2) și Fig. 10 (Figura 4.3), standul este format din patru componente distincte:

- Prima dintre acestea este **electro-pompa**, ce are în componența ei un motor electric asincron - cu puterea de 30 kW și turația de sincronism de 1500 rot/min - și servo-pompa A10VG28;
- **Modulul de simulare a sarcinii**, compus din: bazinul cu ulei hidraulic, panoul cu afișoare digitale ale turației, temperaturii și cuplului, servo-motorul A6VM și pompa cu cilindree fixă F112A;
- **Sistemul de achiziție a datelor experimentale**, compus dintr-un laptop dotat cu software-ul de achiziție a datelor experimentale LabVIEW, placa de achiziție a datelor experimentale NI 6211, diverși traductori și o sursă de tensiune programabilă;
- **Dulapul electric pentru comanda standului și a motorului electric**, prezentat în Fig. 10 (Figura 4.3), având următoarele elemente componente: disjunctor 30 kW, unitate pornire stea-triunghi, sursă de alimentare 24 V, sursă de alimentare 12 V, siguranță automată 1P – 10 A, siguranță automată 3P – 1 A, contor trifazat IEM3255 cu comunicație Modbus RTU și controler proporțional ± 10 V.

Schema hidraulică a standului experimental pe care s-a derulat cercetarea asupra transmisiei hidrostatice în circuit închis cu reglaj primar este prezentată în Fig. 11 (Figura 4.21).

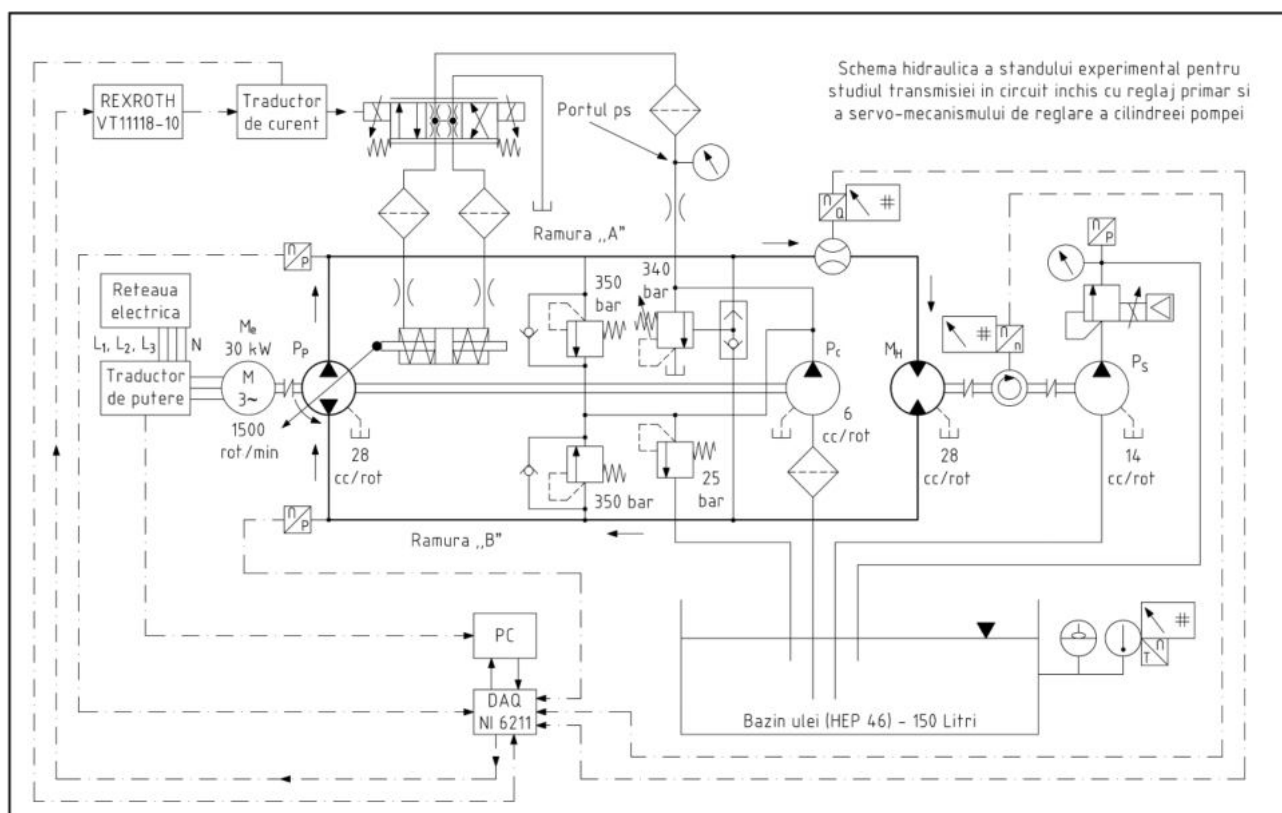


Fig. 11 (Figura 4.21): Schema hidraulică a standului experimental pentru studiul transmisiei în circuit închis cu reglaj primar și a servo-mecanismului de reglare a cilindreei pompei – Schema hidraulică la o dimensiune mai mare poate fi consultată în Anexa 25 (a tezei).

Notățiile din schema hidraulică: M_e – motor electric, P_p – pompa principală, P_c – pompa de compensare, M_h – motorul hidrostatic, P_s – pompa de sarcină, DAQ – placa de achiziție a datelor experimentale, PC – laptop și REXROTH VT11118-10 – condiționatorul de semnal pentru acționarea servo-mecanismului pompei.

Funcționarea standului experimental: se alimentează cu energie electrică standul și se deschide aplicația din LabVIEW aferentă experimentului ce se dorește a fi efectuat; de la dulapul electric se pornește motorul electric, se așteaptă ca acesta să comute de la stea la triunghi și apoi se apasă butonul „start” al aplicației din LabVIEW. Semnalul de comandă este transmis de la PC la placa de achiziție a datelor experimentale, care îl convertește în tensiune (0 - 10 V); această tensiune ajunge la controler-ul proporțional VT11118-10 ce condiționează semnalul și îl transformă în curentul de comandă (0 – 600 mA) al electromagneților distribuitorului proporțional din componența servo-mecanismului de reglare a cilindreei pompei. Distribuitorul proporțional controlează deplasarea cilindrului hidraulic cu tije bilaterale, deplasare ce este direct proporțională cu semnalul de comandă, unghiul discului înclinat, cilindreea pompei principale și debitul acesteia. După ce unghiul de înclinare al discului depășește valoarea de + 3°, pompa principală refulează un debit, pe ramura „A”, de fluid hidraulic ce trece prin traductorul de debit și ajunge la motorul hidrostatic; valoarea debitului determină turația motorului hidrostatic, ce este măsurată de traductorul de turație; această turație antrenează pompa de sarcină, al cărei debit trece forțat prin supapa de presiune proporțională ce creează un cuplu rezistent la arborele motorului, cuplu care este proporțional cu presiunea atinsă la supapa de presiune. Dat fiind raportul dintre cilindreea motorului hidrostatic și cea a pompei de sarcină, atunci când pe ramura cu presiune înaltă din circuitul închis presiunea are valoarea de 70 bar, la supapa de presiune proporțională se instalează o presiune de 140 bar. Debitul pompei de compensare, cu valoarea de aproximativ 9 L/min la presiunea de 25 bar, furnizează debitul necesar servo-mecanismului la presiunea de 20 bar, măsurată la portul p_s , compensează pierderile volumetrice ale pompei cu ajutorul supapelor de sens, iar diferența de debit se scurge la bazin prin supapa de presiune setată la valoarea de 25 bar. Droselul dintre pompa de compensare și distribuitorul proporțional are rolul de a limita pulsațiile de presiune ale pompei de compensare care ar ajunge la distribuitor. Droselele de pe porturile cilindrului hidraulic au rolul de a uniformiza viteza de deplasare a acestuia și de a întârzia răspunsul servo-mecanismului la semnalul de comandă. Supapele de presiune reglate la 350 bar au rol de supape de siguranță, iar supapa de presiune (reglată la 340 bar) care este comandată de presiunea din ramurile circuitului închis prin intermediul supapei de selectare are rolul de a reduce capacitatea pompei în cazul în care presiunea din circuitul închis depășește valoarea setată. Traductorul de putere comunică direct PC-ului variația în timp a puterii absorbite de motorul electric, iar restul traductorilor transmit PC-ului, prin intermediul plăcii de achiziție a datelor experimentale, semnale proporționale cu mărimile măsurate de către acesta. După ce condiția de finalizare a achiziției de date a fost atinsă, achiziția se oprește automat; apoi se pornește motorul electric și alimentarea cu energie electrică a standului; după efectuarea acestor operațiuni se pot salva rezultatele experimentării.

Rezultatele experimentării fizice, în laborator

Pentru a putea răspunde la întrebările formulate la începutul acestui capitol, experimentele au fost divizate în două categorii principale:

- răspunsul la semnalul treaptă (**A**)
- caracteristica de reglare (**B**)

A. Experimentările aferente **răspunsului la semnalul treaptă** au fost divizate, la rândul lor, după cum urmează:

- cu sarcina creată de motorul hidrostatic:
 - răspunsul la semnalul treaptă
 - detaliu întârziere

- fără sarcină, scurtcircuitând circuitul închis cu un cot la 90°
 - răspunsul la semnalul treaptă
 - detaliu întârziere

B. Experimentările aferente **caracteristicilor de reglare** au fost divizate, la rândul lor, după cum urmează:

- cu sarcina creată de motorul hidrostatic:
 - și semnalul maxim de comandă
 - și semnalul minim de comandă
- fără sarcină, scurtcircuitând circuitul închis cu un cot la 90°
 - și semnalul maxim de comandă (*experimentul nu este prezentat în rezumat*)
 - și semnalul minim de comandă (*experimentul nu este prezentat în rezumat*)

Răspunsul servo-pompei A10VG28EP4 la semnalul treaptă

Aplicația realizată în LabVIEW pentru răspunsul la semnalul treaptă folosește 4 intrări analogice 0 – 10 V de la placa de achiziție a datelor: curent electromagnet, debitul servo-pompei, presiunea pe ramurile „A” și „B”. Pentru comandă se folosește o ieșire analogică a plăcii de achiziție. Mărimile afișate pe grafice sunt scalate din semnalul de tensiune (1...5 V) la domeniile traductorilor. Semnalul de comandă este conectat la intrarea controler-ului care comandă debitul pompei. Panoul aplicației - Fig. 12 (Figura 4.22) - conține blocuri grafice pentru: curent, debit, semnal comandă și valorile PA și PB. Semnalul treaptă este comandat, la o valoare care se poate seta între 0...10 V, cu ajutorul unui buton din panoul aplicației.

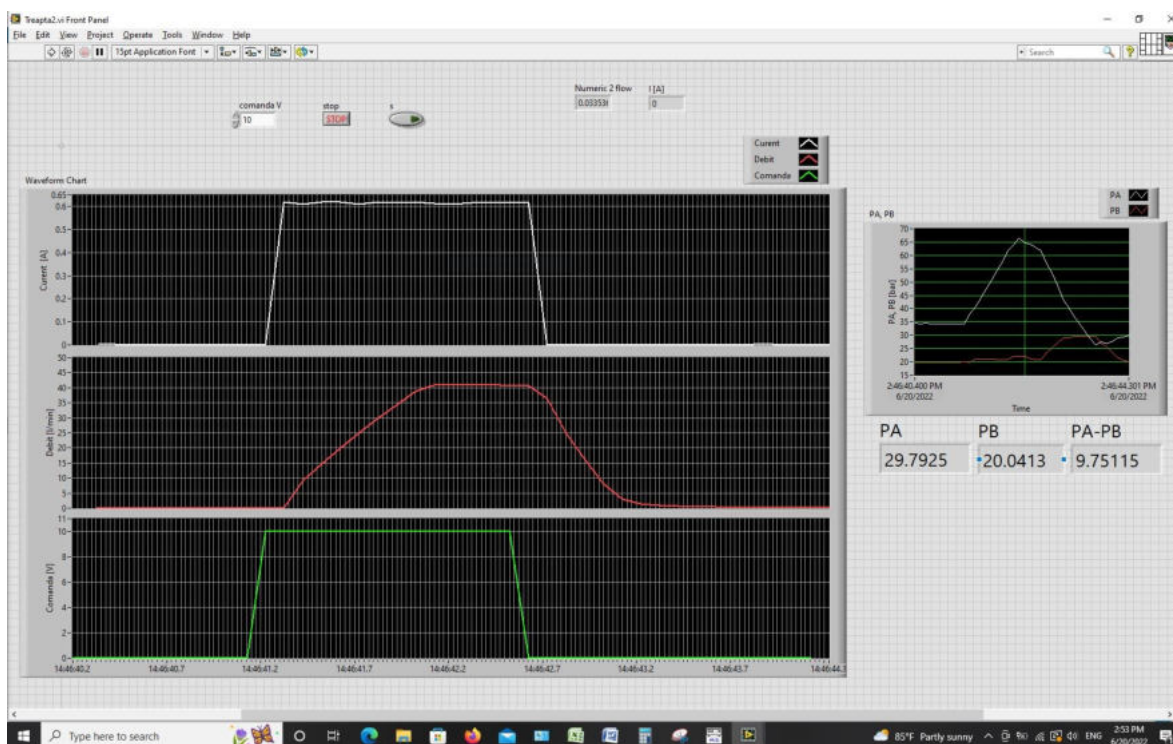


Fig. 12 (Figura 4.22): Panoul aplicației – răspunsul servo-pompei A10VG28EP4 la semnalul treaptă.

Pentru a putea avea o vedere de ansamblu a experimentărilor din această secțiune a capitoului și pentru o interpretare mai facilă a rezultatelor experimentărilor realizate, datele experimentale aferente debitului servo-pompei, măsurate cu debitmetrul plasat în circuitul închis, au fost importate în MS. Excel. Acolo, cele patru curbe au fost suprapuse pentru ca pe axa „X” a graficului să se poată citi întârzierea prezentată în Fig. 13 (Figura 4.28).

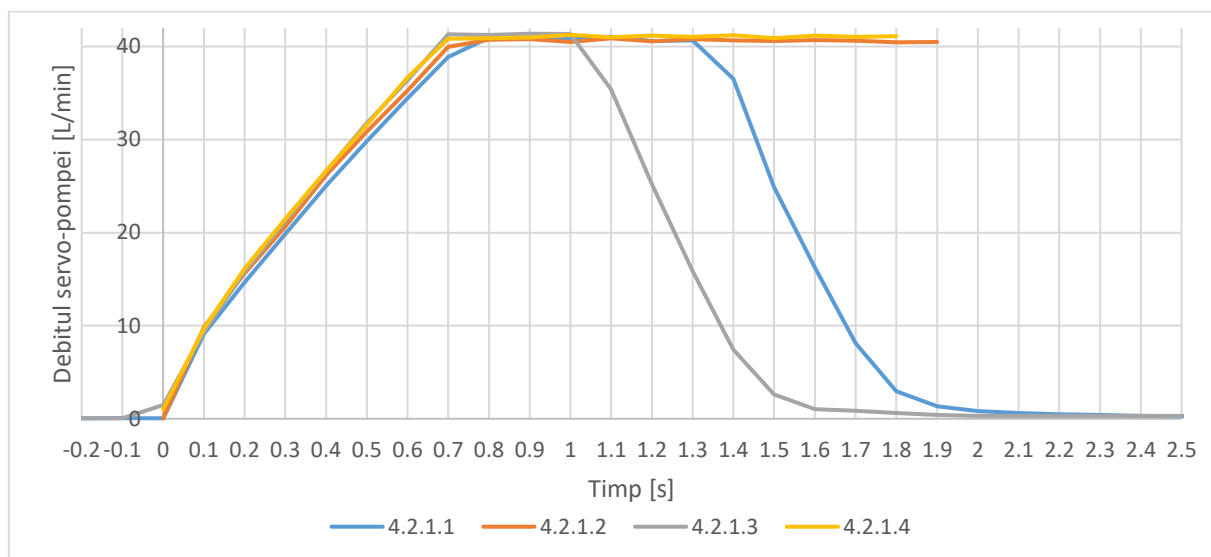


Fig. 13 (Figura 4.28): Răspunsul la semnalul treaptă – rezultate centralizate.

Caracteristica debit – comandă a servo-pompei A10VG28EP4 și caracteristica transmisiei

Panoul aplicației aferente experimentării cu sarcina creată de motorul hidrostatic și semnalul maxim de comandă este prezentat în Fig. 14 (Figura 4.38), iar pentru semnalul minim de comandă panoul aplicației este prezentat în Fig. 15 (Figura 4.40). Aceste panouri conțin pe primul rând caracteristicile pompei și ale transmisiei, iar pe al doilea rând, în funcție de timp, este prezentată variația puterii absorbite de motorul electric, variația curentului de comandă al distribuitorului proporțional din componența servo-pompei și variația presiunilor de pe ramurile circuitului închis.

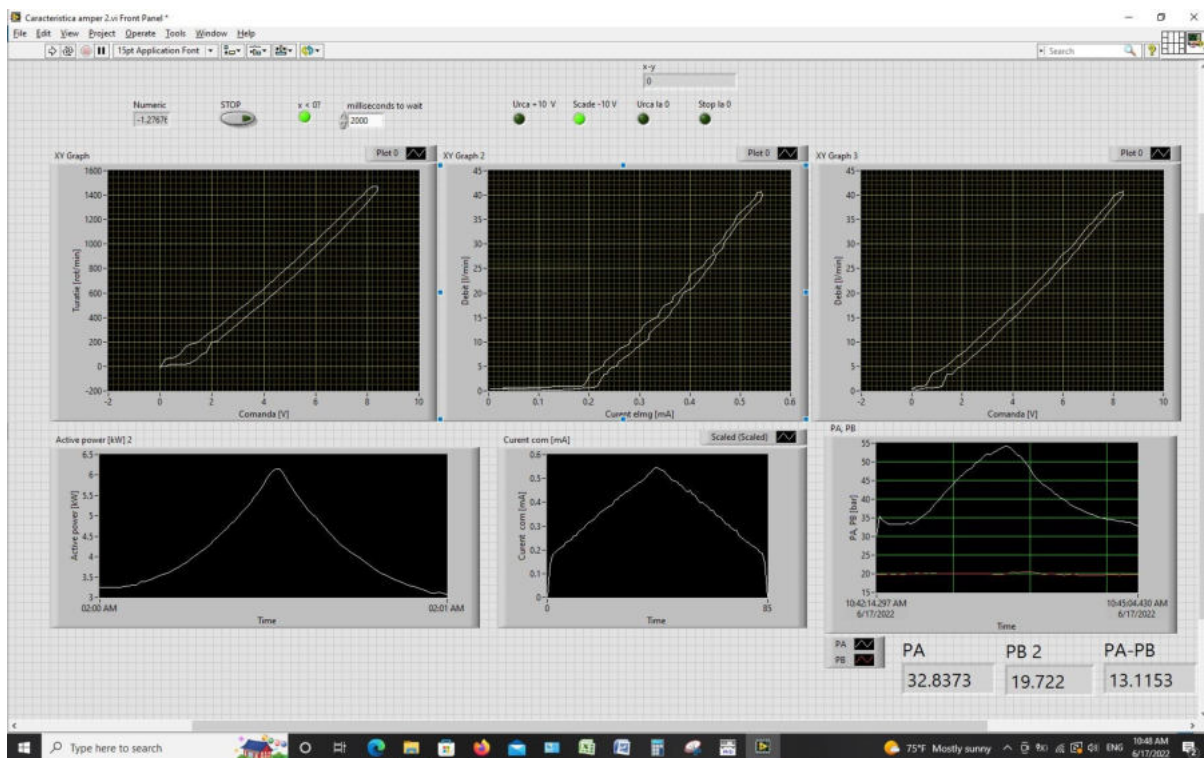


Fig. 14 (Figura 4.38): Panoul aplicației aferente experimentării cu sarcina creată de motorul hidrostatic și semnalul maxim de comandă.

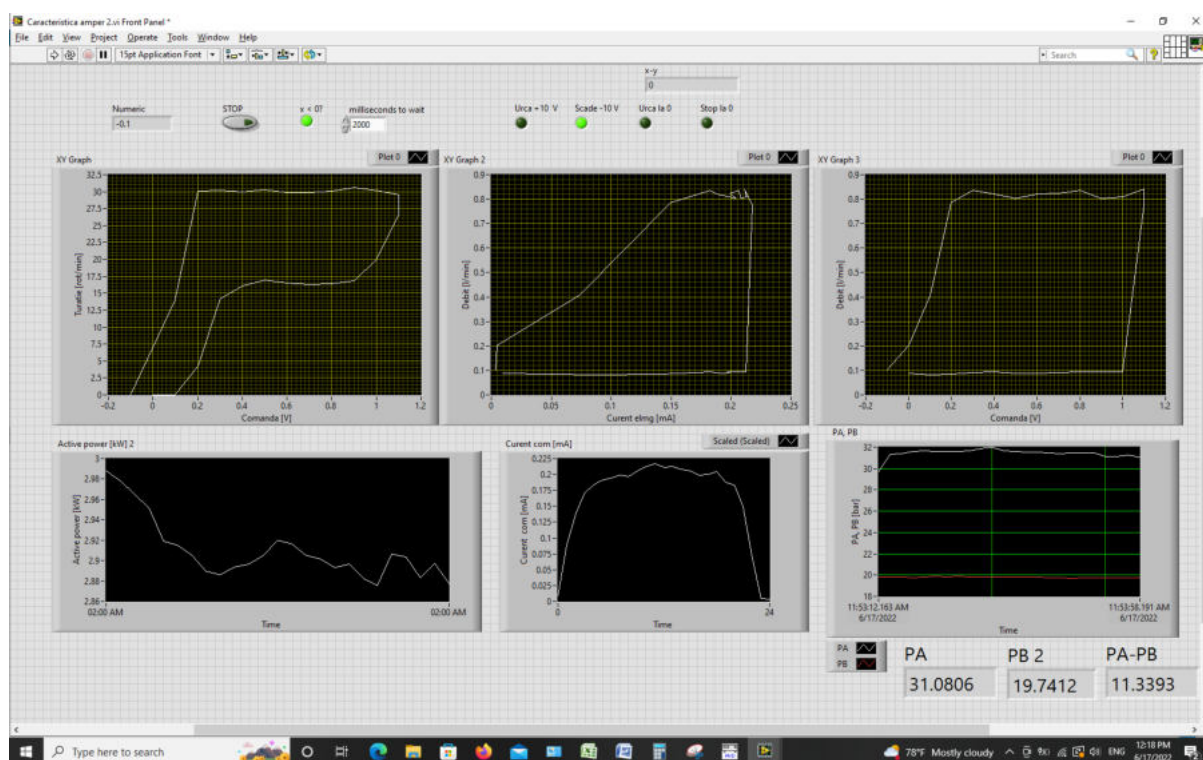


Fig. 15 (Figura 4.40): Panoul aplicației aferente experimentării cu sarcina creată de motorul hidrostatic și semnalul minim de comandă.

Concluziile experimentării din laborator

Răspunsurile la întrebările formulate la începutul acestui capitol, răspunsuri rezultate în urma derulării experimentărilor, sunt prezentate în paragraful ce urmează.

- **Timpul în care servo-pompa ajunge la debitul maxim variază între 0,83 secunde și o secundă**, măsurat între momentul în care s-a dat semnalul de comandă în tensiune și momentul în care pompa a ajuns la debitul maxim. Dacă excludem din calcul timpul de procesare a semnalelor electrice, se poate observa că servo-pompa ajunge la debitul maxim în 0,7 – 0,8 secunde. Indiferent de unghiul de înclinare a discului pompei (0° sau 33°) de la care se dă comanda în tensiune sau de sarcina din circuitul închis, servo-pompa ajunge la debitul maxim sau la debitul 0 în maximum o secundă.
- **Debitul maxim teoretic al servo-pompei** în cazul în care ar fi antrenată la turația de sincronism, a motorului electric asincron, este de 42 L/min; experimental au fost determinate două valori, **40,77 L/min (cu sarcină)** și **41,17 L/min (fără sarcină)**. Debitul maxim al servo-pompei depinde de sarcină: proporțional cu creșterea presiunii cresc și pierderile volumetrice. Debitul servo-pompei este influențat și de variația turației motorului asincron; această variație apare ca urmare a alunecării dintre statorul și rotorul motorului electric, alunecare ce este influențată de momentul rezistent la arborele său, moment care este direct proporțional cu presiunea din circuitul închis.
- **Debitul minim al servo-pompei este de 0,116 L/min**; acesta depinde de sarcină deoarece pierderile volumetrice sunt proporționale cu presiunea. **Debitul minim reprezintă 0,2762 % din debitul maxim** teoretic al servo-pompei la turația de 1500 rot/min, ($0,116/42 * 100 = 0,2762 \%$).
- **Debitul pompei devine proporțional** cu semnalele de comandă de la valoarea de aproximativ **0,8 L/min**, reglajul proporțional începând de la valoarea tensiunii de **1,1 volți** și valoarea curentului de comandă de **215 mA**. Relația de proporționalitate dintre

debitul servo-pompei și curentul de comandă nu este influențată semnificativ de sarcina (presiunea) din circuitul închis atâta timp cât pompa este exploatată în condițiile nominale, specificate de producător; creșterea presiunii determină creșterea pierderilor volumetrice, iar acestea reduc valoarea debitului pentru același curent de comandă.

Rezultatele experimentărilor din acest capitol au fost utilizate în Capitolul 5 pentru parametrizarea și validarea simulărilor numerice.

Capitolul 5 – Optimizarea și experimentarea virtuală folosind simularea numerică

5.1 Experimentarea virtuală a servo-pompei A10VG28EP4

Acest subcapitol continuă cercetările din Capitolul 4, folosindu-se de acestea pentru a parametriza și a valida modelul de simulare numerică al servo-pompei și al electronicii ce reglează cilindrul acesteia. Modelul de simulare numerică al servo-pompei, realizat în acest subcapitol și validat de experimentările anterioare, va fi integrat în simularea numerică a autocamionului dotat cu o transmisie hidrostatică.

Metodologia experimentării virtuale a servo-pompei

Datele inițiale ale experimentării și ale simulării numerice a servo-pompei sunt identice, inclusiv semnalul de comandă. În acest subcapitol parametrii inițiali ai componentelor se vor prezenta pe scurt; aceștia, împreună cu setările simulării, se regăsesc detaliat în Anexa 34 (a tezei), pentru a se îndeplini pe deplin condițiile de reproductibilitate a cercetării.

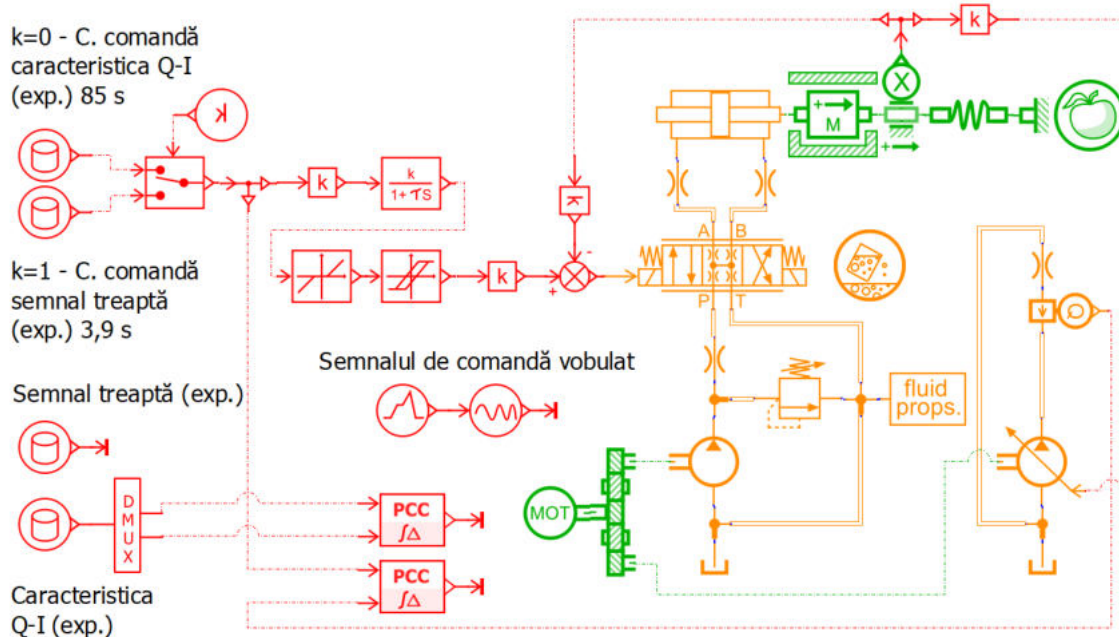


Fig. 16 (Figura 5.2): Rețeaua de simulare a servo-pompei.

Rețeaua de simulare a servo-pompei este prezentată în Fig. 16 (Figura 5.2); pe aceasta se pot identifica: cu culoarea verde - componentele mecanice, cu roșu - componentele electronice sau cele purtătoare de diverse semnale, iar cu portocaliu - componentele

hidraulice, care iau în calcul și fenomenele termice; fără acestea, rezultatele simulării numerice realizate nu ar fi putut fi comparate cu rezultatele experimentării din laborator. Semnalul de comandă, în curent, este cel determinat experimental; acesta trece prin blocurile electronice, care îl condiționează și îl trimit servo-mecanismului ce reglează cilindrarea (debitul) pompei proporțional cu valoarea curentului de comandă. Pompa principală are cilindrarea de 28 de cm^3/rot , iar cea de compensare - cilindrarea de 6 cm^3/rot , fluidul hidraulic ISO VG 46, iar supapa de presiune este setată la 20 bar.

Răspunsul servo-pompei la semnalul treaptă

În Fig. 17 (Figura 5.9) se poate observa cum variația în timp a debitului servo-pompei simulate este aproape identică cu cea experimentală; curentul de comandă este comun.

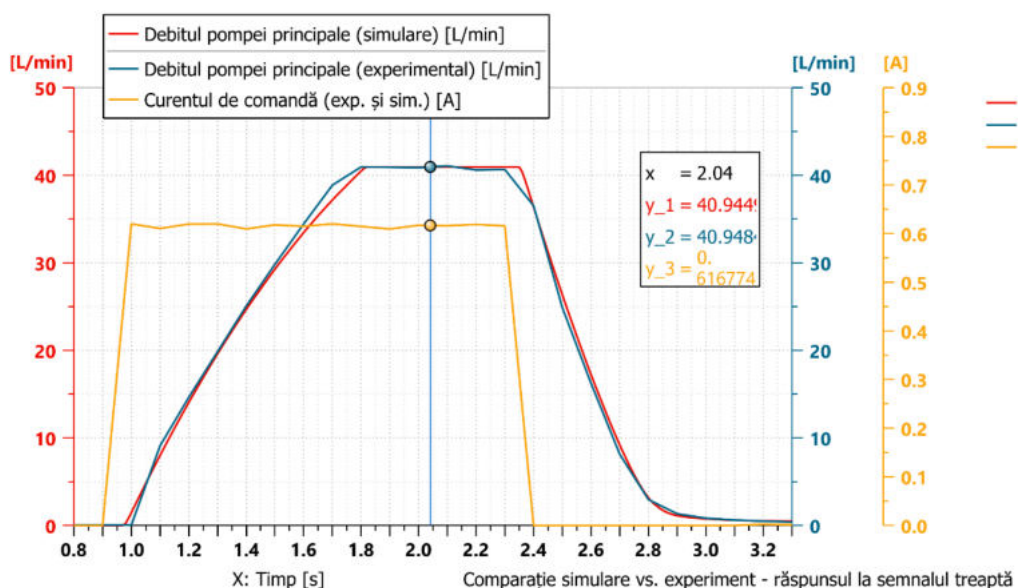


Fig. 17 (Figura 5.9): Debitul pompei principale și curentul de comandă al acesteia – validarea simulării numerice.

Caracteristica debit – comandă a servo-pompei

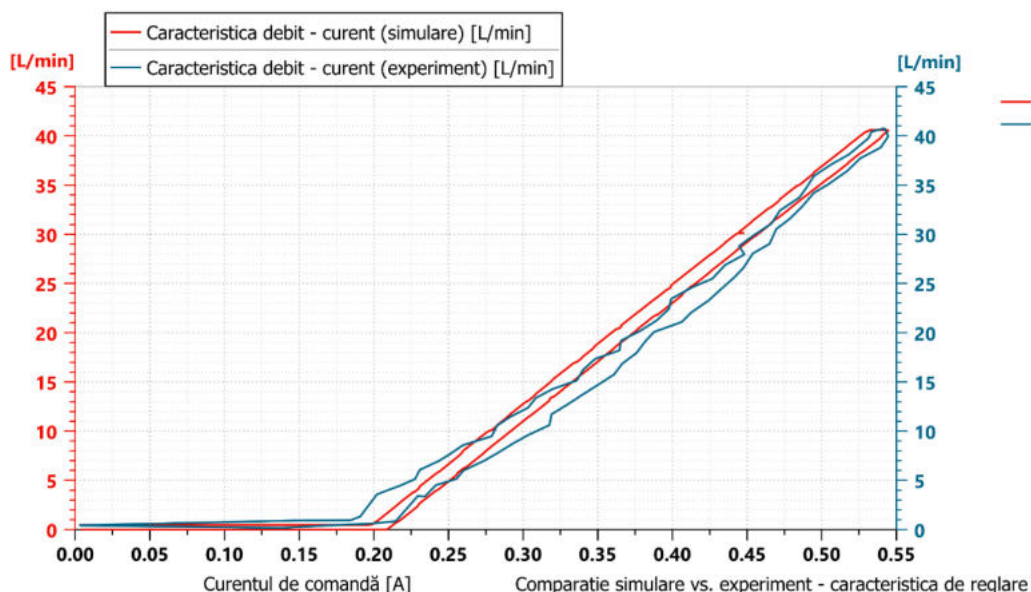


Fig. 18 (Figura 5.16): Caracteristica debit-curent de comandă – validarea rezultatelor simulării numerice.

În Fig. 18 (Figura 5.16) se poate observa că rezultatele simulării coincid cu cele ale experimentării fizice; debitul maxim este identic, iar curentul de la care începe reglarea cilindrului pompei este similar; și în acest caz curentul de comandă este comun.

Indicele de corelație liniară, Fig. 19 (Figura 5.17), apreciază - așa cum îi spune și denumirea - corelația liniară dintre două semnale (mărimi fizice), în cazul de față, corelația liniară dintre curentul de comandă al cilindrului pompei, măsurat în amperi, și debitul servo-pompei. Valoarea 0 sau apropiată de 0 a acestui indice indică lipsa unei corelații liniare dintre cele două semnale, iar o valoare apropiată de 1, indiferent că este pozitivă sau negativă, indică o bună corelație liniară între cele două semnale.

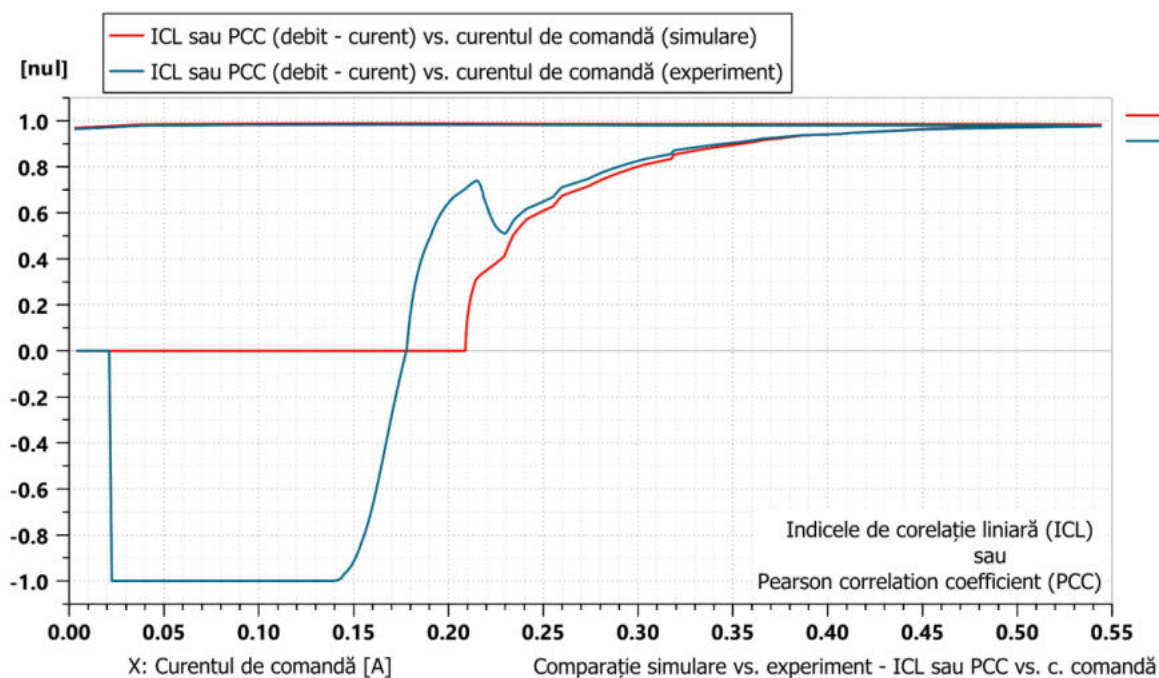


Fig. 19 (Figura 5.17): Indicele de corelație liniară - simulare vs. experimentare.

Curentul de comandă cu care este comandată cilindrul servo-pompelor pentru aplicații mobile prezintă o „zonă moartă”, insensibilă, în care debitul pompei nu răspunde la semnalul de comandă, pentru a evita deplasarea rectilinie alternativă a autocamionului atunci când discul înclinat al servo-pompei este în poziția neutră și oscilează în jurul acesteia. În acest caz simularea numerică prezintă o corelație liniară superioară între curentul de comandă și debitul pompei, deoarece în simulare condițiile se pot controla mai bine.

Răspunsul în frecvență al servo-pompei la semnalul de comandă vobulat

Răspunsul în frecvență al debitului servo-pompei la semnalul de comandă vobulat, semnal de comandă cu amplitudine constantă și frecvență variabilă, este necesar pentru acordarea corectă a regulatorului PID din componența transmisiei hidrostatice a autocamionului.

Răspunsul în frecvență al debitului servo-pompei este prezentat în Fig. 20 (Figura 5.20); pe acest grafic se poate observa cât la sută din amplitudinea debitului mai este disponibilă pentru o anumită frecvență, precum și defazajul. Comparând rezultatele din această figură cu caracteristicile pompei P7, se poate observa că pompa P7 realizează debite cu amplitudini mici la o frecvență maximă de 17 Hz și presiunea de 70 bar, iar simularea relevă că servo-pompa simulată realizează debite cu amplitudini mici la 12 Hz, la presiunea de 20 bar.

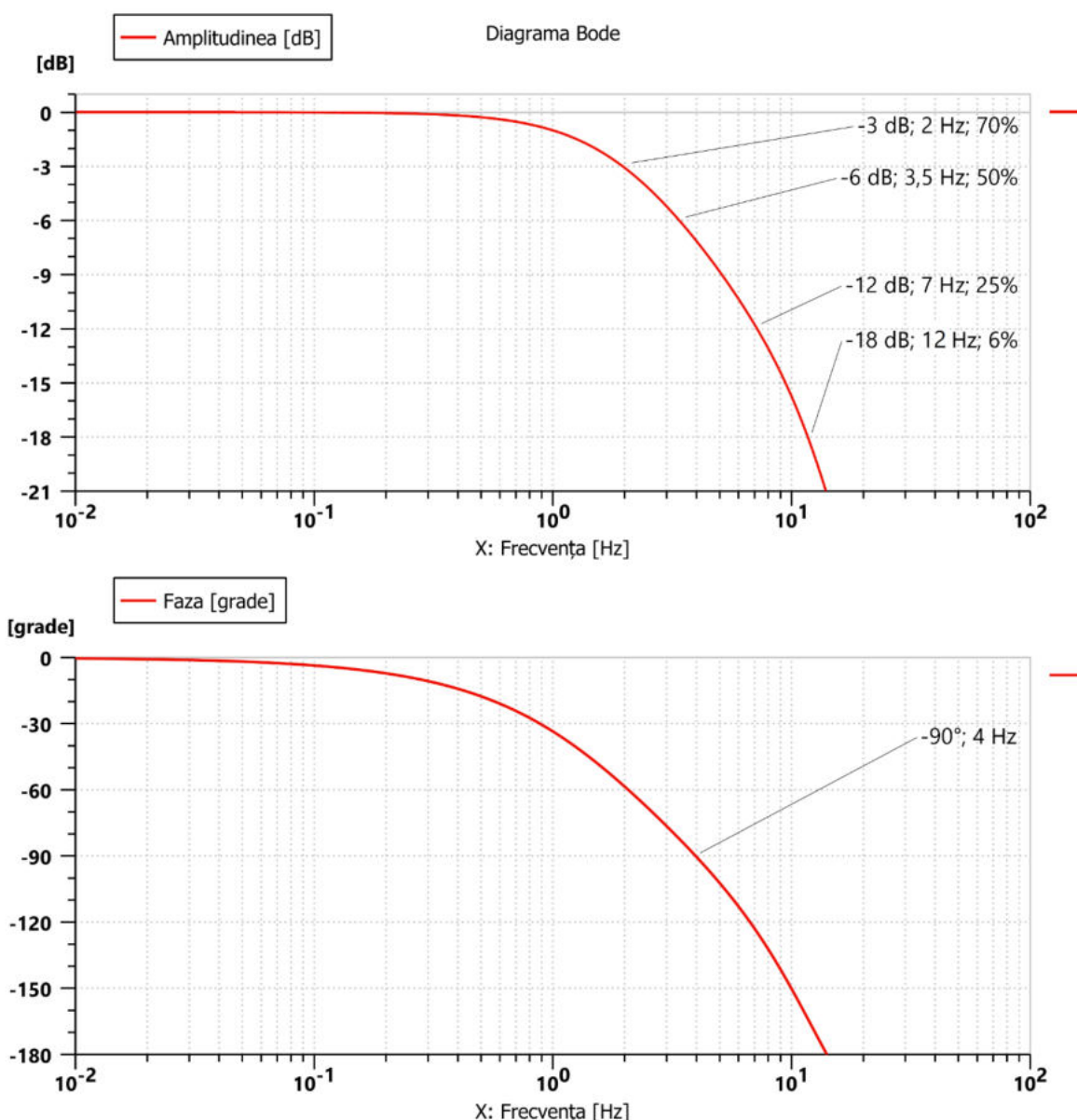


Fig. 20 (Figura 5.20): Diagrama Bode pentru răspunsul în frecvență al debitului servo-pompei.

5.2 Experimentarea și optimizarea virtuală a subsistemelor unei transmisii hidrostatice în circuit închis, cu reglaj primar

Acest subcapitol are ca scop studierea influenței pe care o are micșorarea consumului energetic al subsistemelor asupra transmisiei hidrostatice.

Metodologia experimentării virtuale a subsistemelor transmisiei hidrostatice

Pentru studiul subsistemelor transmisiei hidrostatice în circuit închis, cu reglaj primar, a fost realizată rețeaua de simulare din Fig. 21 (Figura 5.21). Aceasta prezintă cele trei transmisii, fiecare cu câte un subsistem diferit. Toate pompele principale, cele cu debit variabil, au cilindrarea de 210 cm³/rot; toate sunt antrenate la turația de 1000 rot/min și primesc același semnal de comandă pentru variația în timp a cilindrării. Supapele de presiune din circuitul închis sunt toate reglate la presiunea maximă prescrisă de producător, 500 bar. Toate motoarele hidrostatice au aceeași cilindrare, 1400 cm³/rot și toate mecanismele de simulare a sarcinii sunt identice.

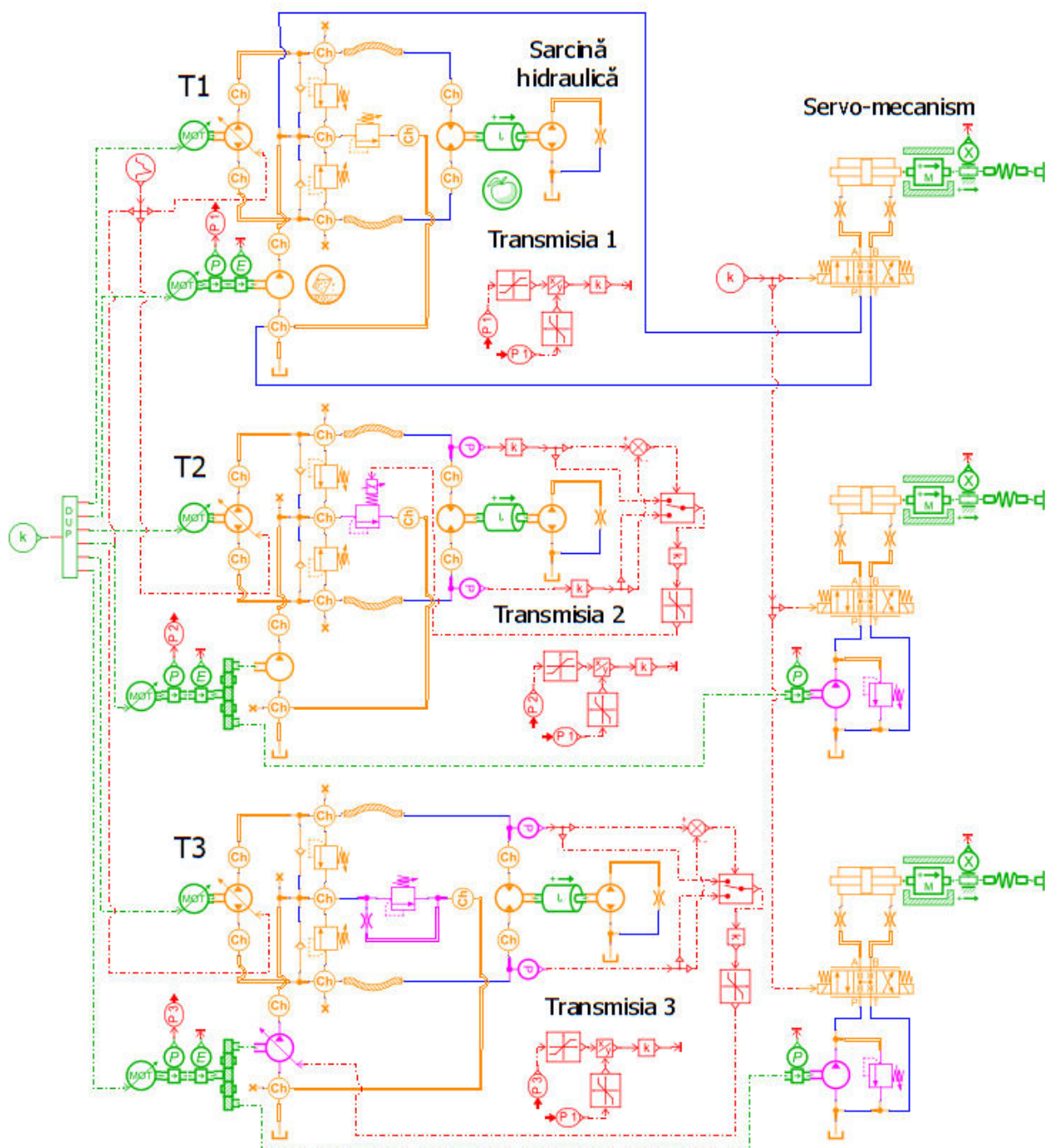


Fig. 21 (Figura 5.21): Rețeaua de simulare a celor trei transmisii cu subsisteme diferite.

Mecanismele de servo-reglare în această simulare nu au un rol funcțional, au doar rol de consumator de energie. Pentru a îndeplini condiția de reproductibilitate a cercetării, parametrii inițiali ai simulării, în integralitatea lor, precum și setările simulării numerice, se regăsesc în Anexa 35 (a tezei). Așa cum se poate observa din rețeaua de simulare, anumite componente hidraulice sunt evidențiate cu culoarea mov; acestea sunt componentele diferite ale celor 3 subsisteme, iar în cele ce urmează, diferențele dintre cele 3 transmisii vor fi prezentate în detaliu.

Transmisia 1 este cea clasică; rolul acesteia este de control și de comparare cu celelalte transmisii. Aceasta este dotată cu o pompă de compensare cu cilindrul de $46 \text{ cm}^3/\text{rot}$, iar supapa acestei pompe este reglată la valoarea de 25 bar, standard pentru transmisiile hidrostatice în circuit închis.

Transmisia 2 are în componența sa o supapă de presiune proporțională; aceasta înlocuiește supapa de presiune a pompei de compensare. Pe aceeași figură se mai pot remarca și doi traductori de presiune, dispuși pe ramurile circuitului închis; aceștia sunt conectați la o serie de blocuri electronice, care au rolul de a compara cele două presiuni și de a o selecta pe cea mai mare dintre ele. Cele două amplificatoare din imediata apropiere a traductorilor de presiune au rolul de a seta o presiune minimă pentru ca sistemul de selectare a presiunii maxime să funcționeze corect. Amplificatorul dintre blocul de selectare al semnalului are rolul de a scala presiunea de la valorile din circuitul închis (500 bar) la valoarea maximă de 25 bar, la care este setată supapa de presiune proporțională; ultimul bloc electronic, cel de dinaintea supapei de presiune proporționale, are rolul de a seta limita minimă și maximă a presiunii supapei. Rolul acestui sistem este de a regla presiunea din circuitul de compensare proporțional cu presiunea din circuitul închis. O pompă cu o cilindree foarte mică (pompă de comenzi) a fost adăugată transmisiei și supapa de presiune aferentă acesteia, deoarece presiunea pompei de compensare nu mai era suficient de mare pentru ca servo-mecanismul să funcționeze corect.

Transmisia 3 este similară cu transmisia numărul 2, excepție făcând faptul că în funcție de presiunea din circuitul închis, proporțional se reglează debitul pompei de compensare. Presiunea minimă a circuitului hidraulic de compensare (5 bar) este controlată de drosel, iar atunci când căderea de presiune pe drosel depășește 10 bar, debitul pompei de compensare trece prin supapa de presiune cu rol de supapă de siguranță. Și în acest caz este necesară o pompă de comenzi, deoarece presiunea din circuitul de compensare nu mai este suficient de mare pentru a satisface cerințele servo-mecanismului.

Prezentarea rezultatelor experimentării virtuale a subsistemelor transmisiei hidrostactice

Variația în timp a puterii consumate de subsistemele celor 3 transmisii poate fi consultată în Fig. 22 (Figura 5.34). Pe acest grafic se poate observa că, în cel mai defavorabil caz, subsistemul transmisiei nr. 3 consumă doar o treime din puterea consumată de subsistemul transmisiei nr. 1.

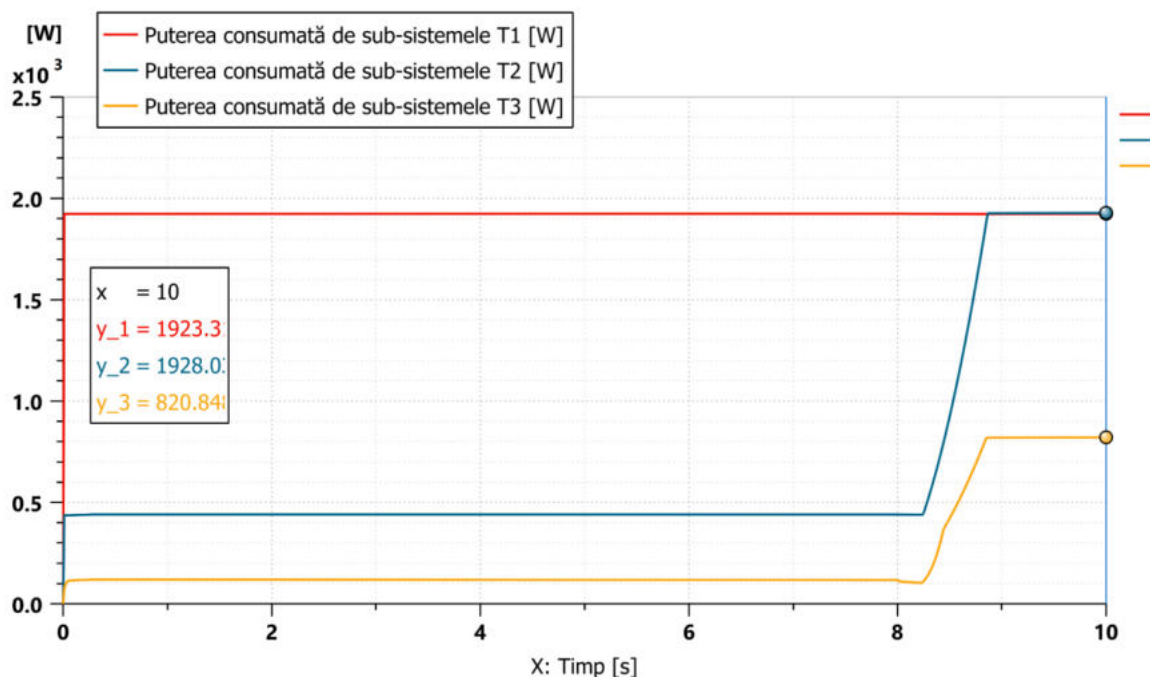


Fig. 22 (Figura 5.34): Puterea consumată de cele 3 subsisteme ale transmisiei.

În Fig. 23 (Figura 5.36), se poate observa că subsistemul nr. 2 consumă în medie 59,2%, iar subsistemul nr. 3 consumă în medie 25,8% din puterea consumată de subsistemul transmisiei nr. 1.

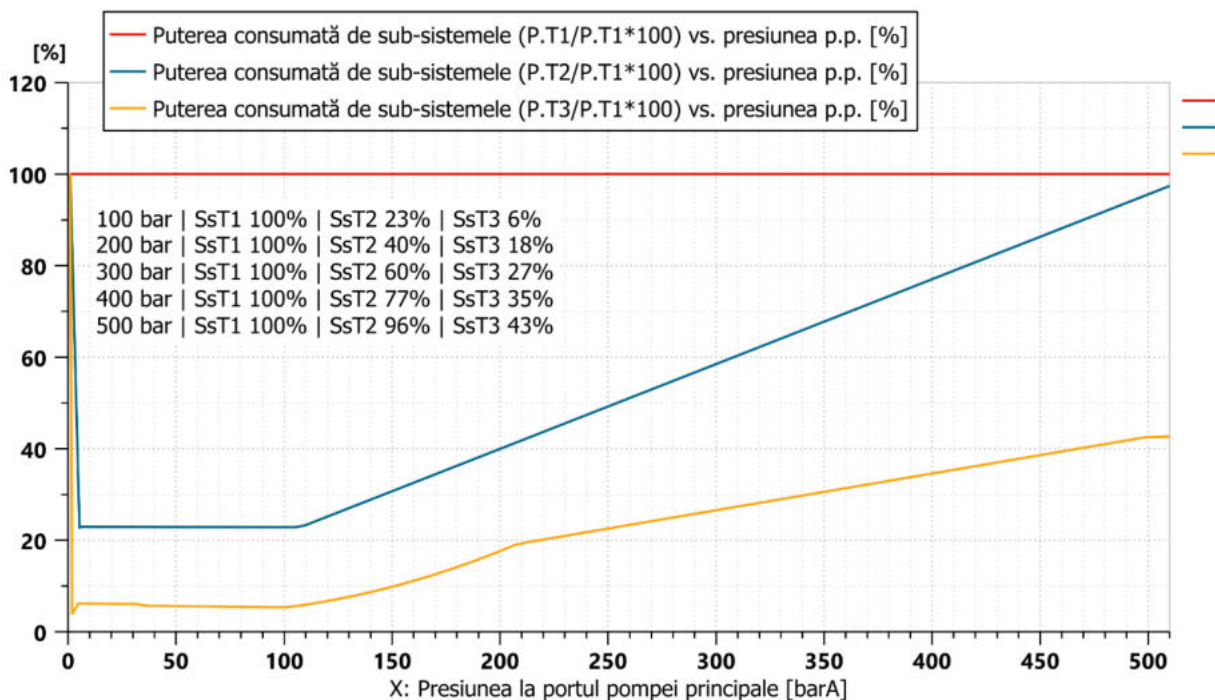


Fig. 23 (Figura 5.36): Puterea consumată de cele 3 subsisteme, exprimată procentual, în funcție de presiunea din circuitul închis, relativ la consumul subsistemului nr. 1.

Fig. 24 (Figura 5.37) prezintă variația în timp a energiei consumate de cele 3 subsisteme ale transmisiilor pentru cuplul produs de cele 3 motoare hidrostatice și turația acestora.

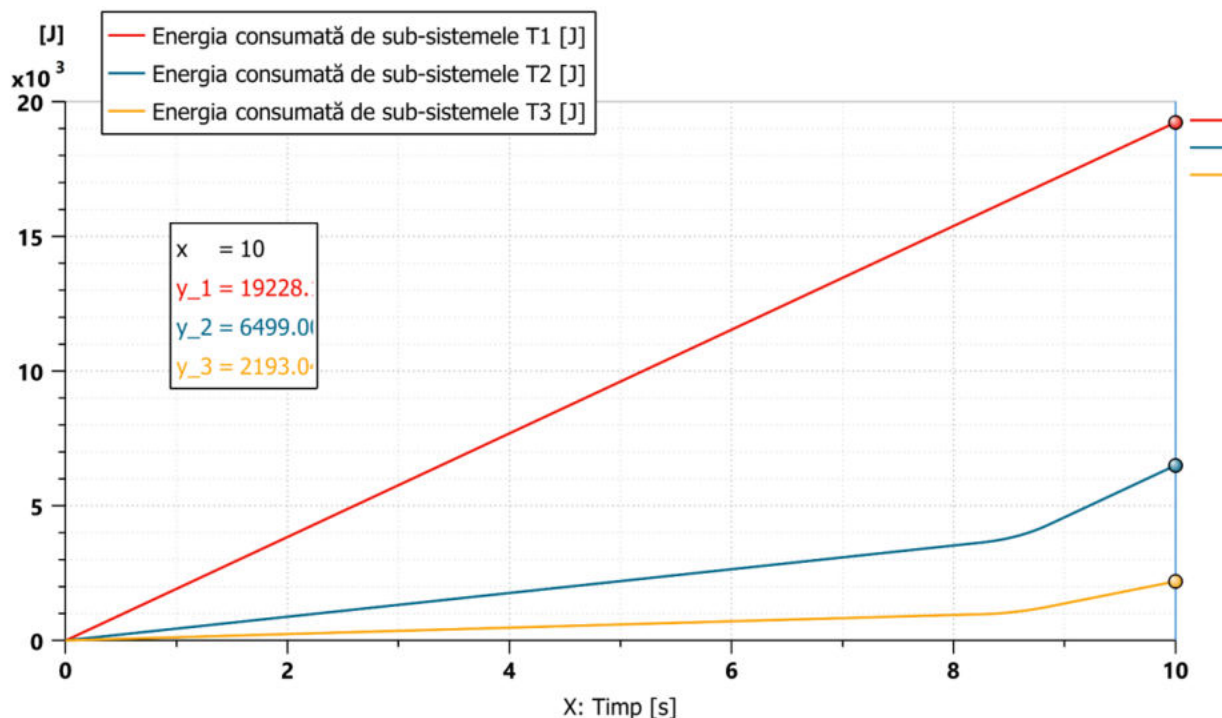


Fig. 24 (Figura 5.37): Energia consumată de cele 3 sub sisteme.

Concluziile experimentării virtuale a subsistemelor transmisiei hidrostatice

Consumul de energie al subsistemelor transmisiilor hidrostatice poate fi redus considerabil, adoptând soluțiile constructive prezentate în acest subcapitol, fără a avea un impact negativ asupra componentelor transmisiilor sau asupra performanțelor de reglare ale acestora.

În medie, subsistemul nr. 3 consumă doar 25,8% din puterea consumată de subsistemul nr. 1; comparând aceleași subsisteme din punctul de vedere al consumului de energie, subsistemul nr. 3 consumă doar 11,4%, din energia consumată de subsistemul nr. 1, pentru ciclul de funcționare prezentat.

Debitul variabil al pompei de compensare din subsistemul nr. 3 nu este obligatoriu să fie realizat de către o servo-pompă; acest debit variază între 10 și 44 L/min și poate fi realizat cu ajutorul unei pompe cu roți dințate, cu cilindrul de 11 cm³/rot, antrenată de un motor electric cu turație variabilă între 1000 și 4000 rot/min; acesta ar consuma maximum 770 W, iar singura condiție ce trebuie îndeplinită pentru o funcționare optimă a pompei cu roți dințate este să i se asigure, ca și în cazul tuturor pompelor, o presiune pe aspirație egală cu cea atmosferică, indiferent de turația la care este antrenată pompa. Soluția prezentată în subsistemul nr. 2 este una mai puțin complexă, dar realizează economii mai mici de energie.

5.3 Experimentarea virtuală a unui autocamion multifuncțional și optimizarea parametrilor dinamici ai acestuia prin dotarea cu o transmisie hidrostatică în circuit închis, cu reglaj primar

Simularea numerică din acest subcapitol îmbină și utilizează toate rezultatele și concluziile subcapitolelor anterioare; toate cercetările anterior prezentate converg în acest subcapitol spre a îndeplini scopul tezei.

La finalul experimentării cu ajutorul simulării numerice din acest subcapitol se va putea răspunde la următoarele întrebări:

- Care sunt parametrii dinamici ai autocamionului multifuncțional, dotat cu o transmisie hidrostatică, ce au fost îmbunătățiți, în comparație cu un autocamion dotat cu o transmisie mecanică, în treapta întâi de viteză?
 - Care este viteza maximă de deplasare?
 - Care este viteza minimă de deplasare?
- Care este panta maximă pe care poate urca autocamionul multifuncțional?
- În cât timp autocamionul multifuncțional ajunge la viteza maximă de deplasare?
- Cât de precisă este reglarea vitezei de deplasare a autocamionului multifuncțional?
 - În cazul reglării staționare a vitezei de deplasare;
 - Și în cazul reglării continue a vitezei de deplasare.

Pentru a atinge parametrii menționați în Capitolul 2, este necesară alegerea unei platforme de autocamion ce are suficiente variante disponibile și permite realizarea diverselor modificări necesare pentru dotarea cu transmisia hidrostatică. În acest scop a fost aleasă platforma pusă la dispoziție de MAN, modelul TGM 18.320, cu tracțiune integrală și două punți - Fig. 25 (Figura 5.38); acest model are masa maximă admisibilă în Europa de 18 tone și masa netă la livrare, cu plinurile făcute și cu tot cu șofer, de 6 tone; la această masă s-a apreciat că se vor mai adăuga maximum 2 tone de către integrator, rezultând posibilitatea de încărcare a autocamionului cu încă 10 tone. Cauciucurile de pe ambele punți ale

autocamionului au dimensiunea 295/80R22,5. Autocamionul este dotat cu motorul termic de 320 cai putere; modelul D0836 LFL52 livrează 240 kW la turația maximă de 1900 rot/min, turație maximă specificată în manualul de modificări al acestei serii de autocamioane; cuplul dezvoltat de motorul termic la turația minimă de 1000 rot/min este de 1020 Nm, Fig. 26 (Figura 5.39), iar viteza minimă de deplasare, la aceeași turație, este de 2,16 km/h.



Fig. 25 (Figura 5.38): Autocamionul MAN TGM 18.320 cu tracțiune 4x4.

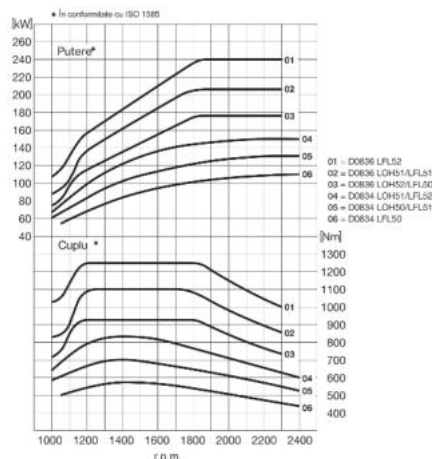


Fig. 26 (Figura 5.39): Caracteristica de cuplu și de putere a motorului termic D0836 LFL52 în funcție de turația acestuia - Anexa 36 (a tezei).

Rețeaua de simulare a autocamionului este prezentată în Fig. 27 (Figura 5.43); aceasta integrează randamentul volumetric al pompei principale din simularea anterioară. Servo-pompa este conectată la priza de putere (NMV 221) a motorului termic, ce poate transmite un cuplu maxim cu valoarea de 2000 Nm.

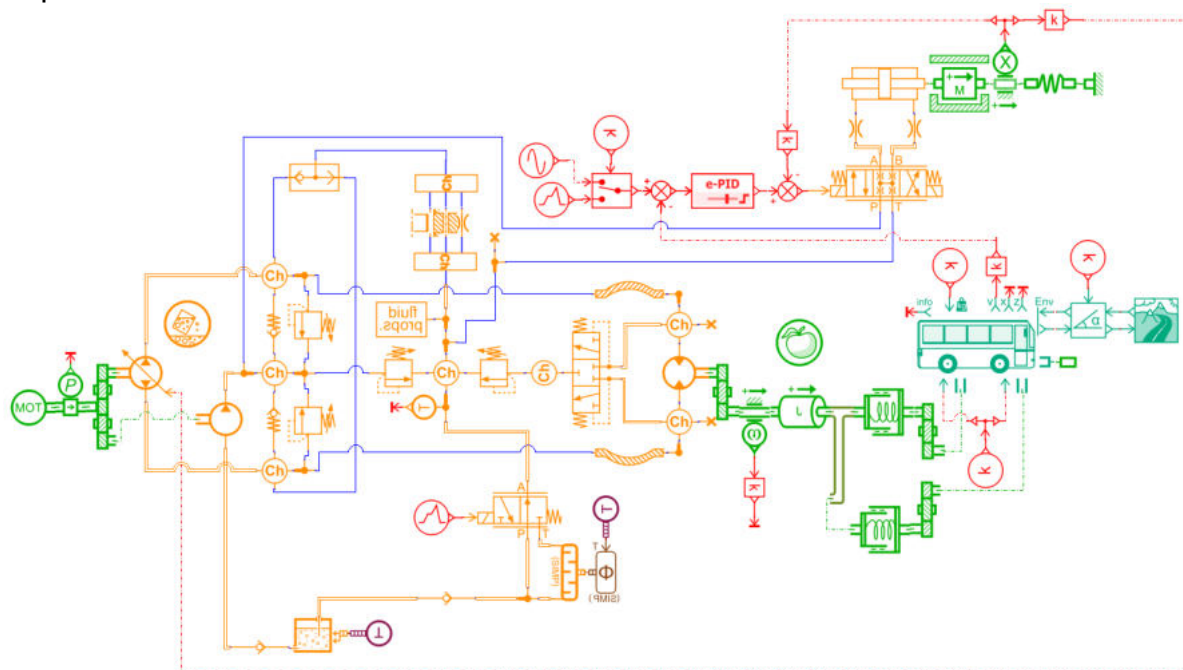


Fig. 27 (Figura 5.43): Rețeaua de simulare a autocamionului dotat cu transmisia hidrostatică în circuit închis și reglaj primar.

Parametrii inițiali ai simulării sunt: turația motorului termic este constantă și are valoarea de 1000 rot/min; cilindreea pompei principale este de 210 cm³/rot și este variabilă, iar cea a pompei de compensare este de 32 cm³/rot; supapele de presiune din circuitul închis sunt reglate la valoarea de 450 bar, supapa de presiune a circuitului de compensare este reglată

la 25 bar, iar supapa de presiune a blocului de împompătare este reglată la 20 bar; motorul hidrostatic, model CDM10, are cilindrarea de 1352 cm³/rot; servo-mecanismul ce reglează cilindrarea pompei este identic cu cel din capitoarele anterioare, acesta fiind validat experimental. Raportul de transmitere al cutiei de transfer are valoarea de 1,625 și valoarea de 1,007, iar cel al diferențialelor are valoarea 4, conform Anexei 37 (a tezei). Masa totală a autocamionului este de 18 tone; dimensiunea cauciucurilor este 295/80R22,5; modelul de autocamion este detaliat; se ține cont de coeficienții de frecare, de alunecarea longitudinală (patinarea cauciucurilor pe asfalt), de distribuția încărcăturii pe osiile autocamionului (60% pe puntea spate și 40% pe puntea față), de momentul de inerție al roților, de frecarea cu aerul și de panta drumului.

Simularea numerică mai dispune și de un regulator PID cu „feedforward”, „feedback” și capacități avansate de compensare a fenomenelor neliniare. Acordarea automată a regulatorului PID este prezentată în Fig. 28 (Figura 5.44); pe aceasta se poate observa că frecvența maximă a semnalului transmis servo-sistemului de reglare al cilindrării pompei nu depășește 22 Hz; tot în această figură se poate observa că aplicația evaluează sistemul ca fiind stabil, iar timpul de răspuns la semnalul treaptă, 0,8 – 0,9 secunde, este identic cu cel din experimentările din laborator sau cel din simulările anterioare.

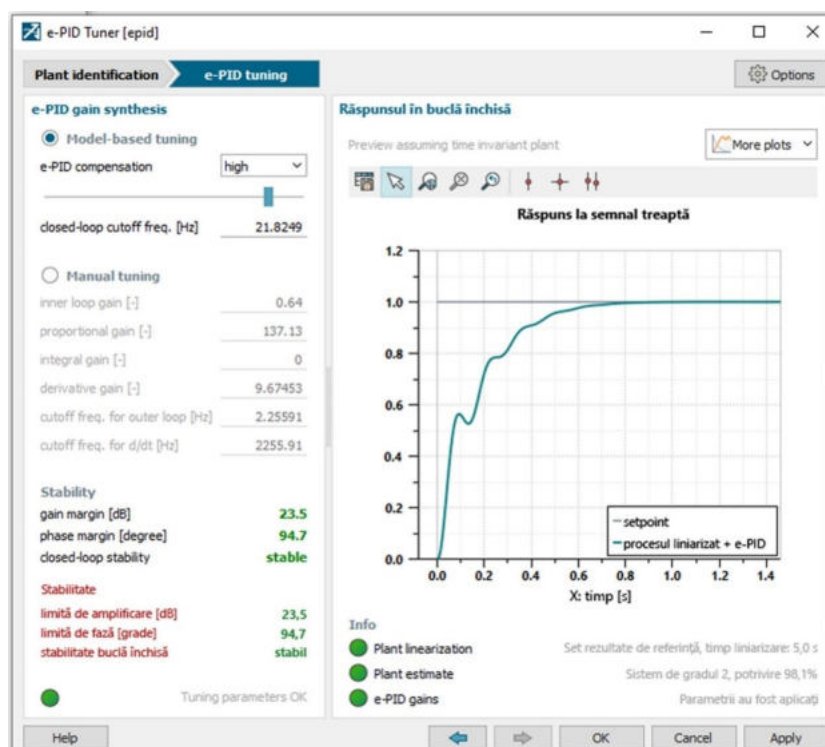


Fig. 28 (Figura 5.44): Acordarea automată a regulatorului PID și răspunsul la semnalul treaptă.

În simularea numerică a fost utilizată biblioteca de componente hidraulice, ce simulează și fenomenele termice care apar în funcționare; modelul de fluid hidraulic, ISO VG46, ține cont de conținutul de gaze dizolvate și nedizolvate din uleiul hidraulic; densitatea și vâscozitatea sunt dependente de temperatură; compresibilitatea și inerția fluidului hidraulic sunt luate în calcul, precum și elasticitatea și capacitanța liniilor hidraulice. Modelul de simulare are în componența sa și un sistem de răcire a fluidului hidraulic; distribuitorul proporțional 3/2 de lângă schimbătorul de căldură ar putea avea rol de termostat, împreună cu traductorul de temperatură dispus pe refularea supapelor de presiune; distribuitorul 3/2 a fost folosit pentru a ocoli circuitul de răcire și a studia comportamentul transmisiei fără răcire.

Deoarece la transmisiile hidrostatice în circuit închis cavitația pe portul de aspirație al pompelor este o problemă, au fost folosite legi avansate de modelare a cavitației.

Rezultatele experimentării virtuale a autocamionului

Reglarea continuă a vitezei de deplasare tehnologică a autocamionului concomitent cu urcarea și coborârea unei rampe cu înclinarea de 45% și masa maximă admisibilă

În Fig. 29 (Figura 5.45) se poate observa variația în timp a cuplului consumat de transmisie - acesta nu depășește valoarea maximă pe care o poate furniza motorul termic, iar în Fig. 30 (Figura 5.46) este prezentată variația în timp a parametrilor pompei principale, parametri ce nu depășesc valorile maxime.

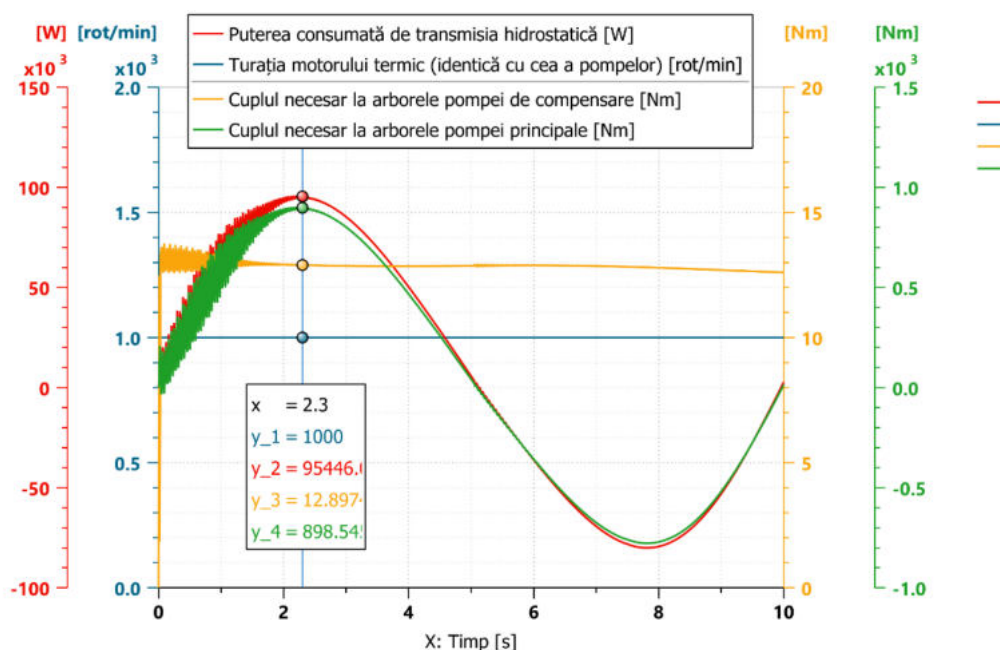


Fig. 29 (Figura 5.45): Variația în timp a parametrilor de intrare ai transmisiei.

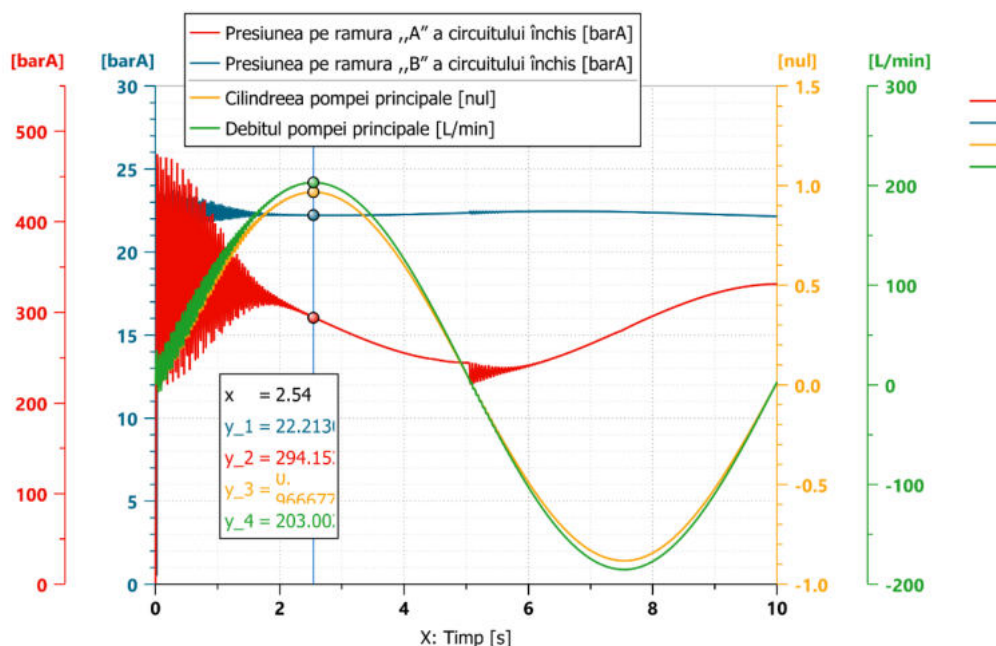


Fig. 30 (Figura 5.46): Variația în timp a parametrilor pompei principale.

În Fig. 31 (Figura 5.57) se poate observa comportamentul autocamionului la plecarea de pe loc, în pantă. Deoarece distribuția masei pe cele două punți este diferită (60% puntea spate și 40 % puntea față), procentul de alunecare longitudinală a roților este diferit. În Fig. 32 (Figura 5.58) se pot observa parametrii de tracțiune ai autocamionului.

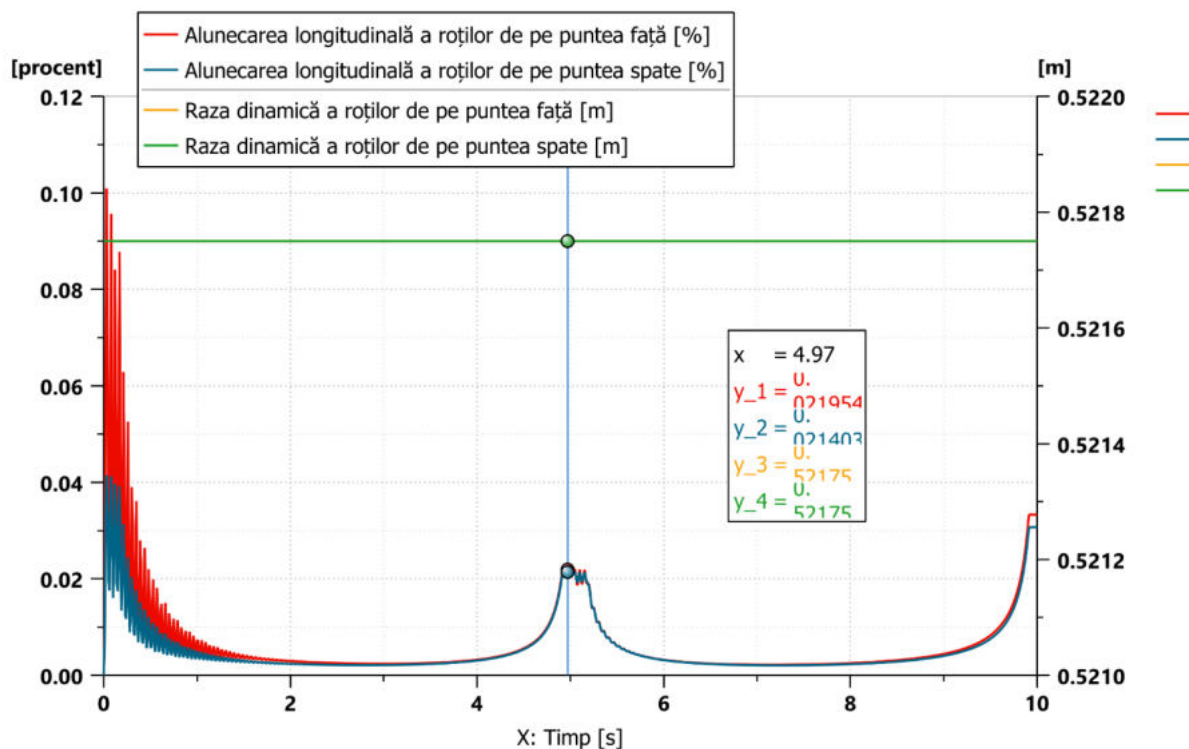


Fig. 31 (Figura 5.57): Variația în timp a parametrilor roților autocamionului.

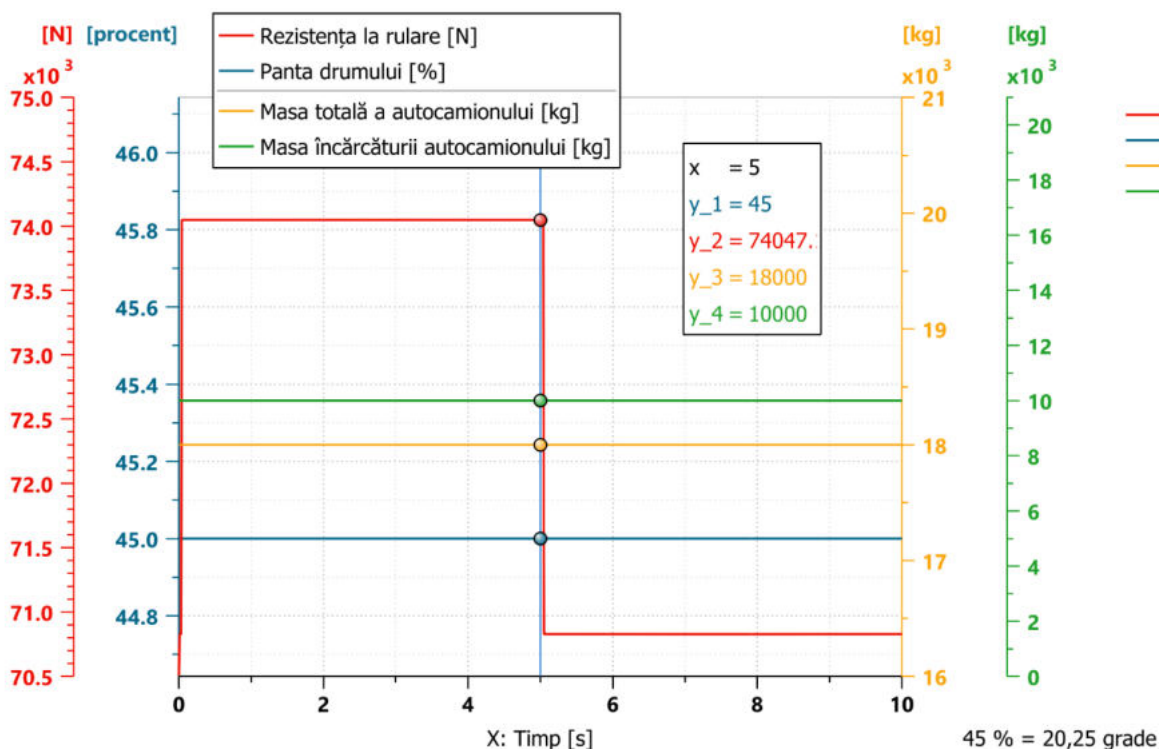


Fig. 32 (Figura 5.58): Variația în timp a parametrilor autocamionului.

În Fig. 33 (Figura 5.59) se poate observa cum accelerația atinge valoarea maximă de 3 m/s^2 .

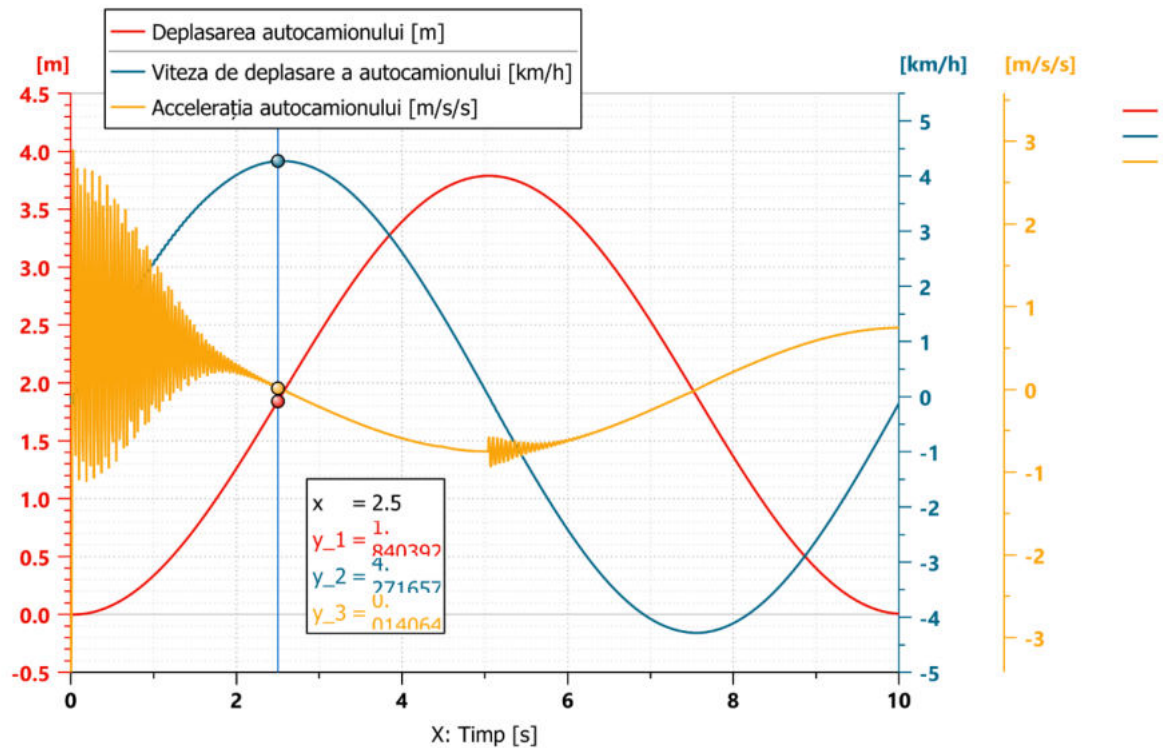


Fig. 33 (Figura 5.59): Variația în timp a parametrilor dinamici ai autocamionului.

În Fig. 34 (Figura 5.60) se poate observa că eroarea instantanee la reglarea continuă a vitezei de deplasare a autocamionului variază între $\pm 0,12$ km/h; aceasta apare ca urmare a întârzierii dintre comandă și viteza realizată de către autocamion.

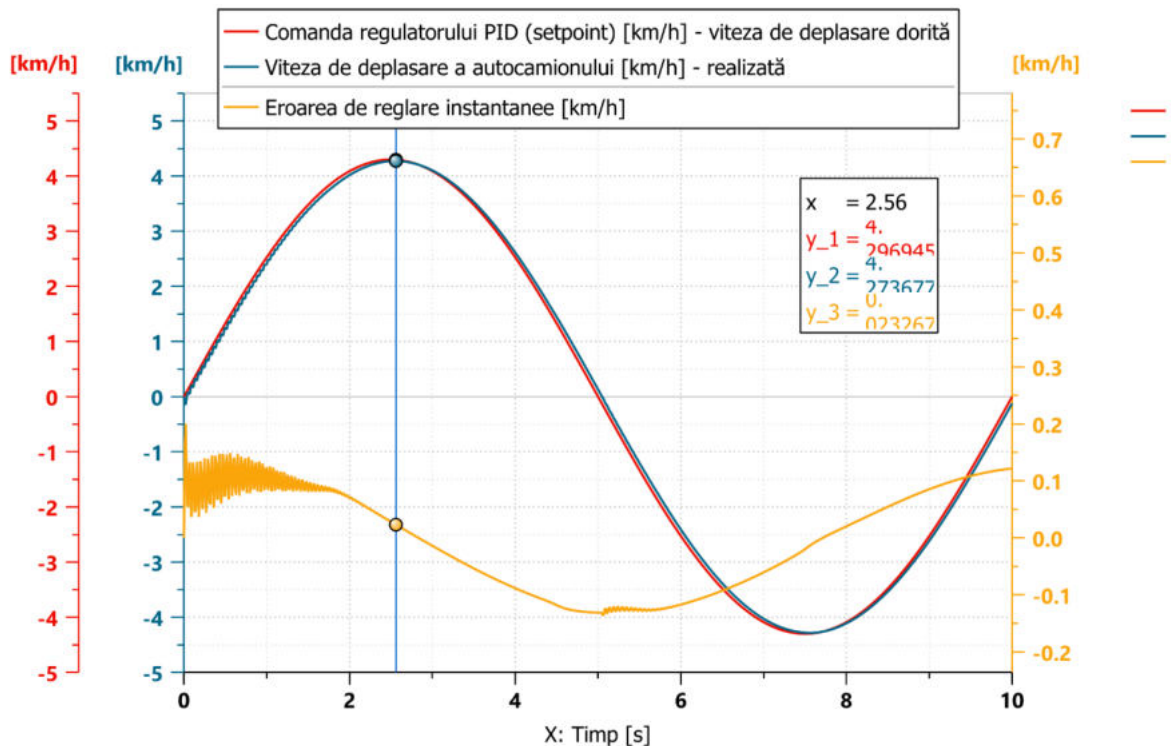


Fig. 34 (Figura 5.60): Performanțele de reglare continuă a vitezei de deplasare a autocamionului.

În cazul de față, viteza minimă de deplasare a autocamionului nu este limitată de debitul minim al pompei; limitarea este cauzată de turația minimă de rotire uniformă a motorului

hidrostatic, Fig. 35 (Figura 5.61); această turație este de 1,5 rot/min, iar la această turație autocamionul atinge viteza de 0,0449 km/h.

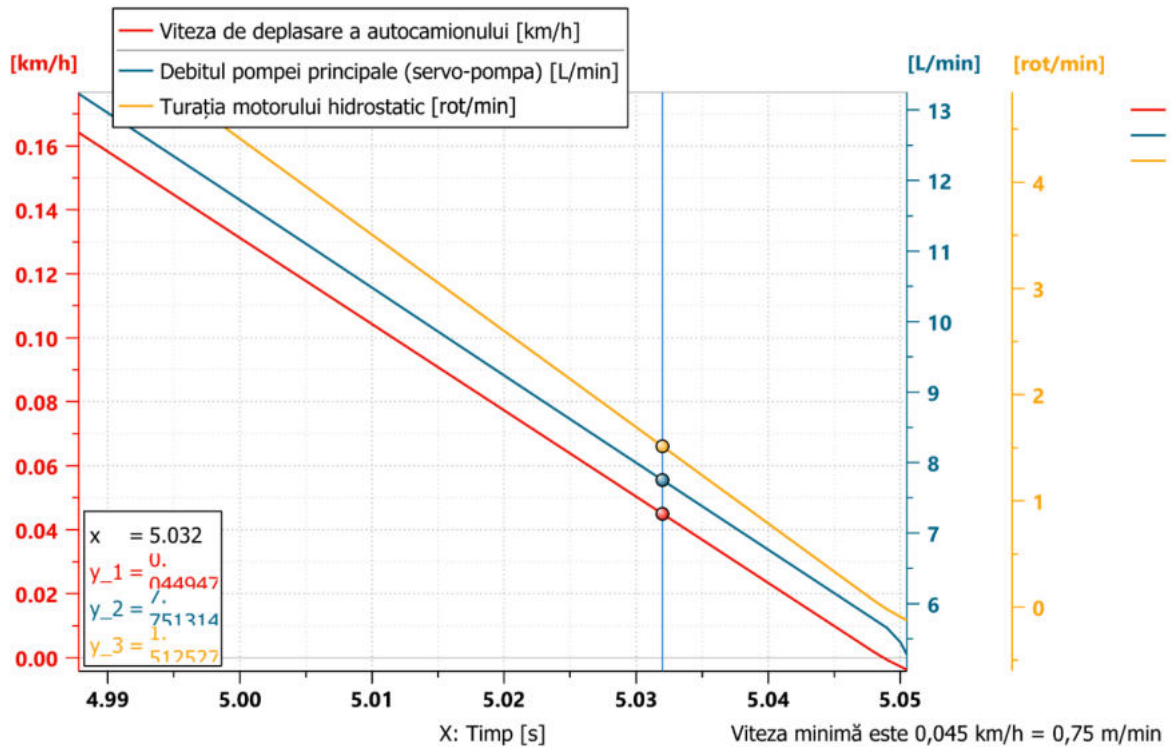


Fig. 35 (Figura 5.61): Viteza minimă de deplasare a autocamionului.

Deoarece pe graficele anterioare apar comportamente tranzitorii, în apropierea frecvenței de 19 Hz, a fost analizată stabilitatea sistemului cu ajutorul locului geometric al rădăcinilor, pentru cazul în care regulatorul PID a fost acordat automat și pentru un alt caz particular, în care regulatorul PID a fost acordat manual.

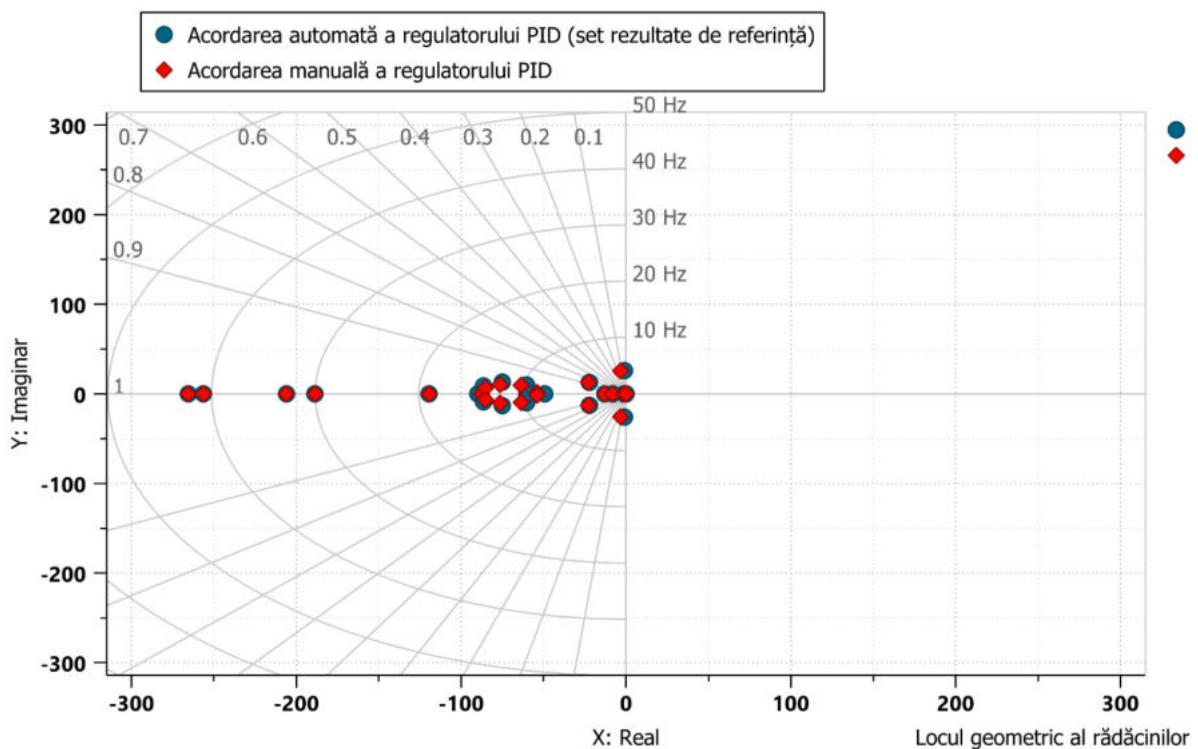


Fig. 36 (Figura 5.63): Graficul locului geometric al rădăcinilor (0 – 50 Hz).

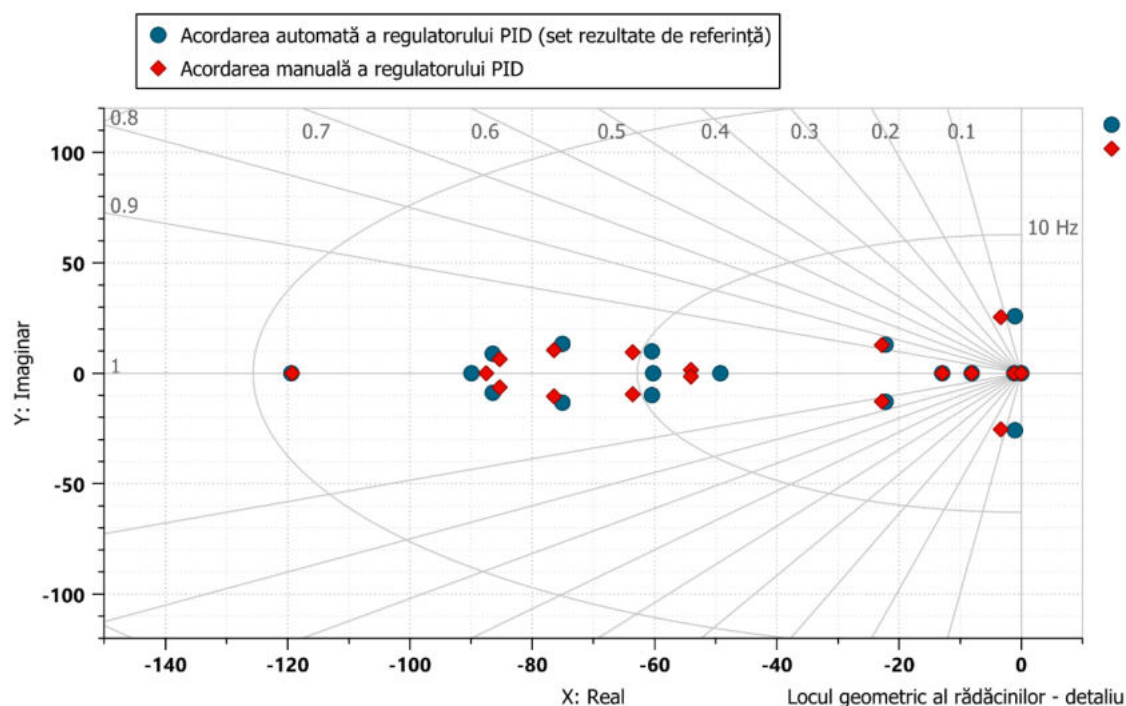


Fig. 37 (Figura 5.64): Graficul locului geometric al rădăcinilor (0 – 25 Hz) – detaliu.

Între acordarea automată a regulatorului PID și acordarea manuală a acestuia apar diferențe marginale; se poate afirma că în cazul acordării manuale sistemul este mai bine amortizat pentru ferențe mai mici de 15 Hz.

În Fig. 36 (Figura 5.63) și Fig. 37 (Figura 5.64) sunt prezentate graficele aferente analizei stabilității sistemului; deoarece toate punctele de pe aceste grafice se află în stânga axei imaginare și în imediata apropiere a axei numerelor reale, conform cu Fig. 38 (Figura 5.65), se poate afirma, cu încredere și argumentat, că sistemul este bine amortizat și stabil. În chenarul verde din Fig. 38 (Figura 5.65) sunt prezentate cazurile particulare aferente stabilității acestui sistem de reglare.

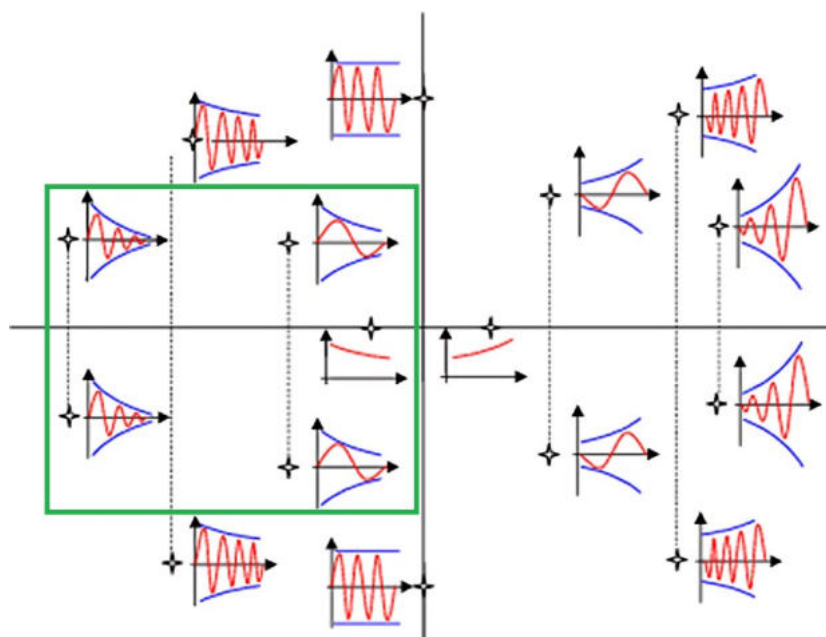


Fig. 38 (Figura 5.65): Cazurile particulare de stabilitate și amortizare a sistemului de reglare automată a vitezei.

Viteza maximă de deplasare tehnologică a autocamionului pe o pantă cu înclinarea de 45% și masa maximă admisibilă

În Fig. 39 (Figura 5.72) se poate observa variația în timp a parametrilor dinamici ai autocamionului.

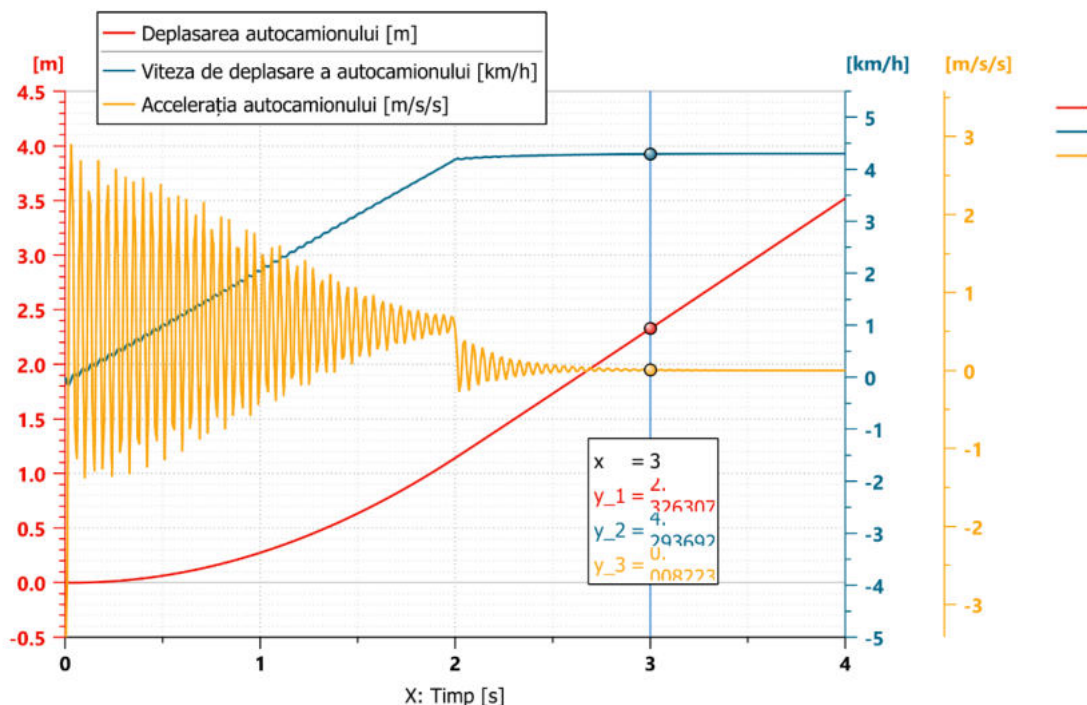


Fig. 39 (Figura 5.72): Variația în timp a parametrilor dinamici ai autocamionului.

În Fig. 40 (Figura 5.73) se poate observa că autocamionul ajunge la 97,5% din viteza maximă în 2 secunde, la 99,85% din viteza maximă în 3 secunde, iar în 4 secunde eroarea de reglare a vitezei este 0.

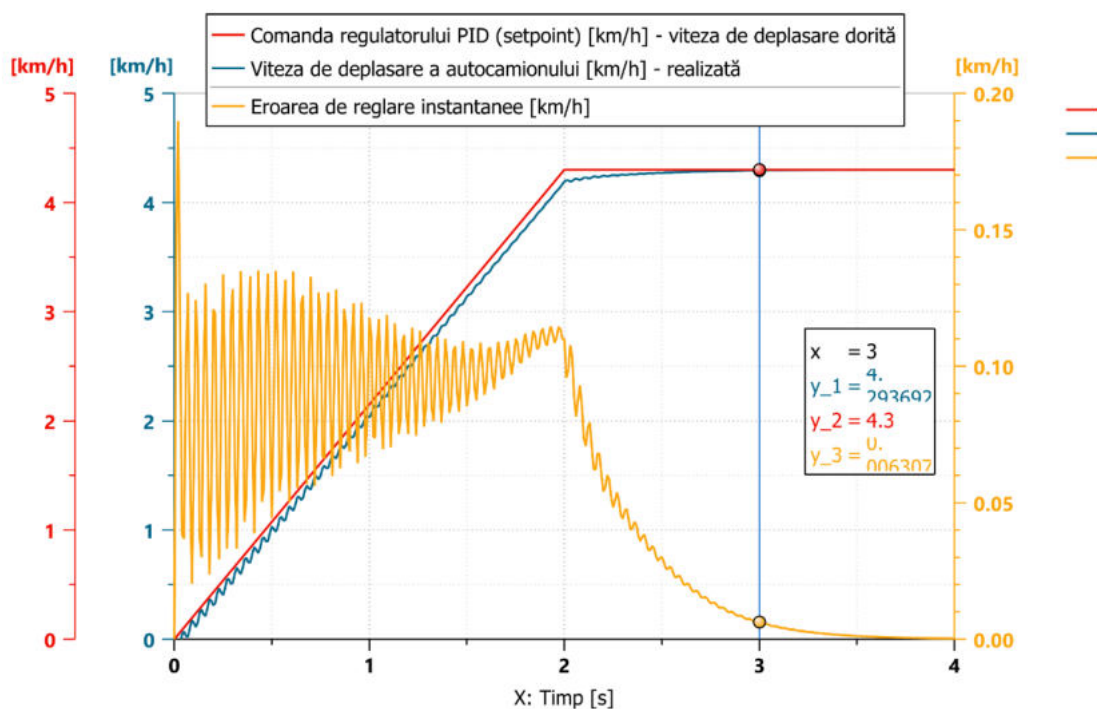


Fig. 40 (Figura 5.73): Performanțele de reglare staționară a vitezei de deplasare a autocamionului.

În Fig. 41 (Figura 5.75) și Fig. 42 (Figura 5.76) este prezentată evoluția în timp a temperaturii servo-pompei și a motorului hidrostatic.

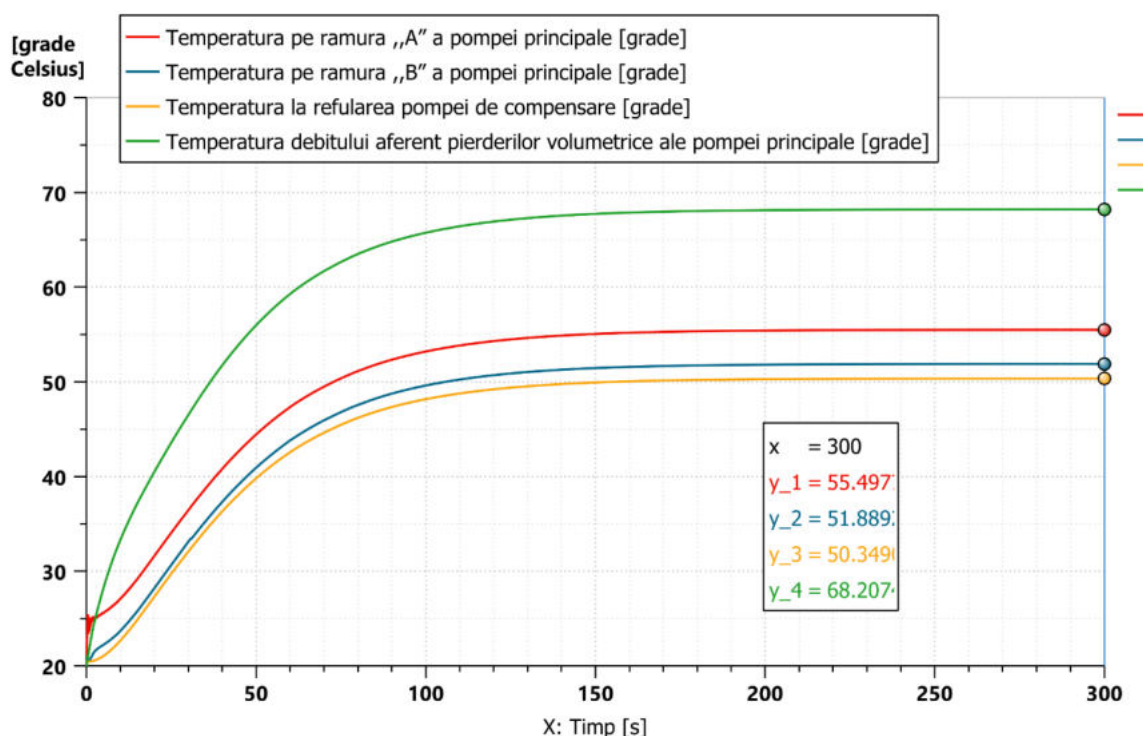


Fig. 41 (Figura 5.75): Variația în timp a temperaturilor în diverse zone ale pompei principale.

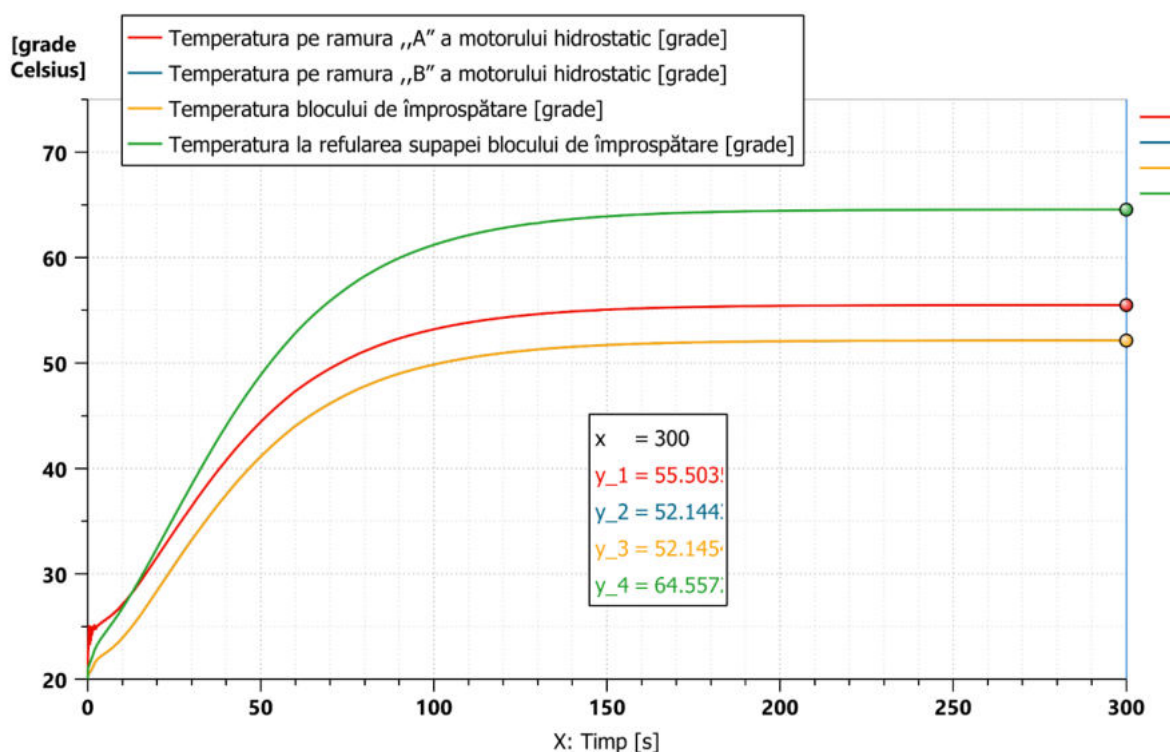


Fig. 42 (Figura 5.76): Variația în timp a temperaturilor în diverse zone ale motorului hidrostatic.

În Fig. 43 (Figura 5.77) se poate observa cum vâscozitatea cinematică a fluidului hidraulic este păstrată în limitele valorilor optime, valori recomandate de producătorii pompei și ai motorului hidrostatic.

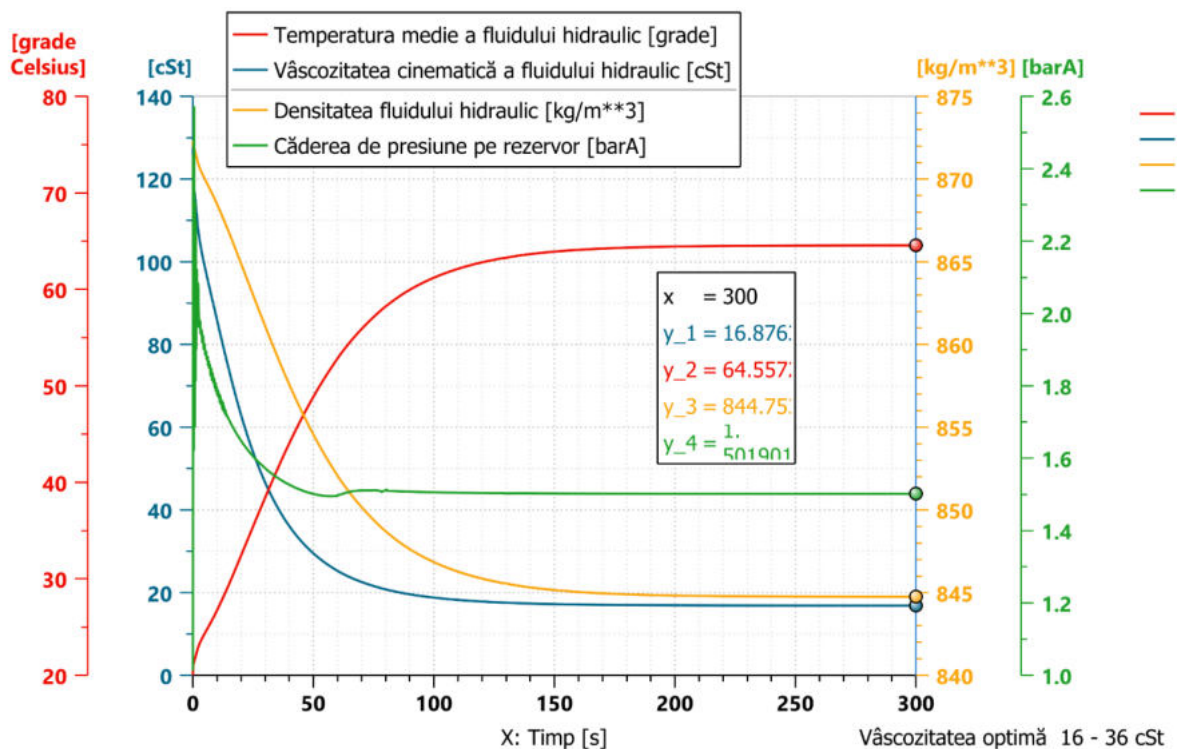


Fig. 43 (Figura 5.77): Variația în timp a parametrilor fluidului hydraulic.

Variația în timp a parametrilor hidraulici ai rezervorului și ai răcitorului este redată sub formă grafică în Fig. 44 (Figura 5.78) și Fig. 45 (Figura 5.79).

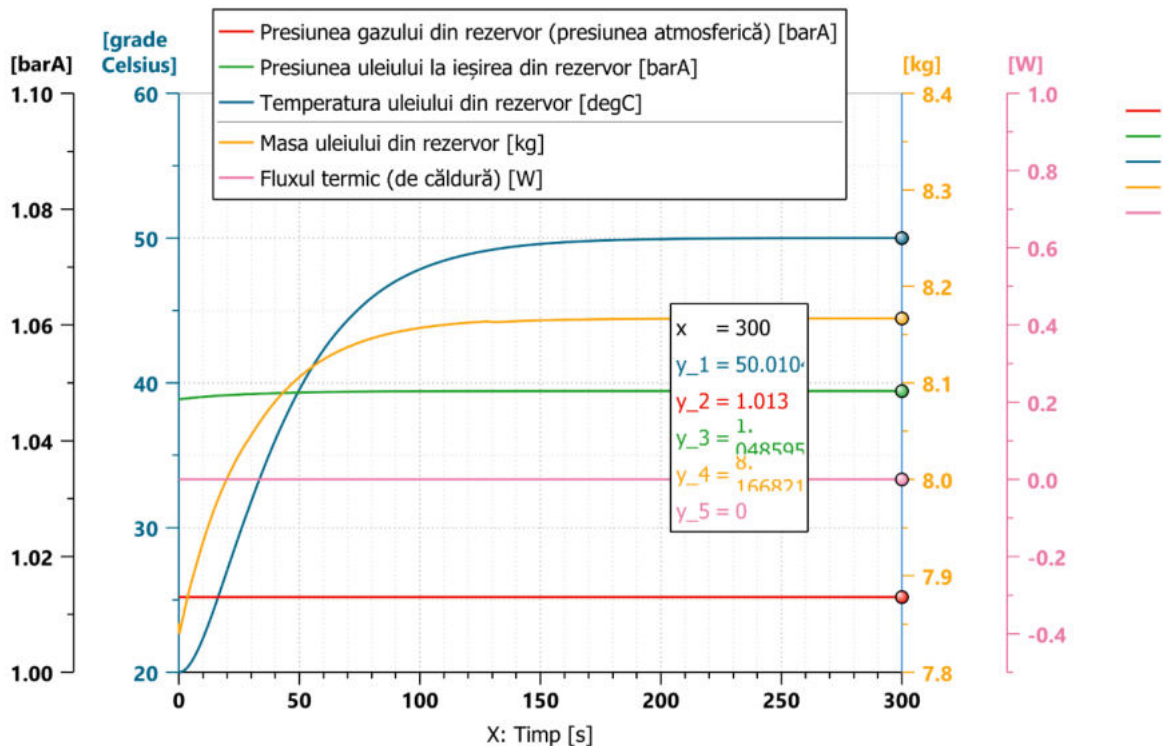


Fig. 44 (Figura 5.78): Variația în timp a parametrilor rezervorului cu fluid hydraulic.

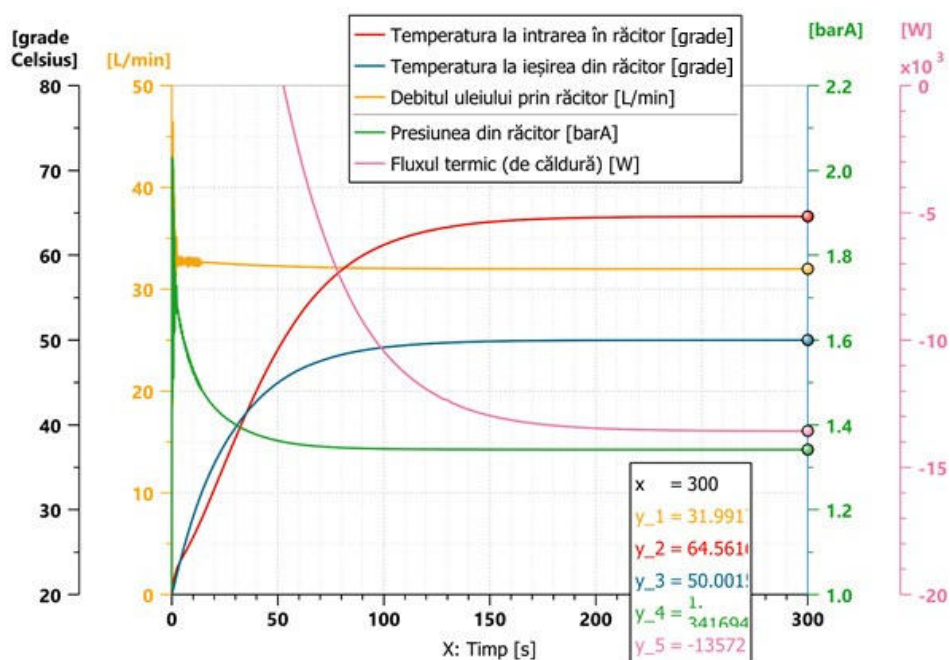


Fig. 45 (Figura 5.79): Variația în timp a parametrilor răcitorului (schimbător de căldură).

Viteza maximă de deplasare tehnologică a autocamionului pe o pantă cu înclinarea de 15% și masa maximă admisibilă

Variația în timp a deplasării autocamionului, împreună cu viteza de deplasare a acestuia și accelerația, sunt prezentate în Fig. 46 (Figura 5.84). În această figură se poate observa că accelerația medie are valoarea de aproximativ 1 m/s^2 în primele două secunde; în aceeași figură se mai poate remarca faptul că deplasarea autocamionului este uniformă și fără șocuri, chiar și la plecarea de pe loc.

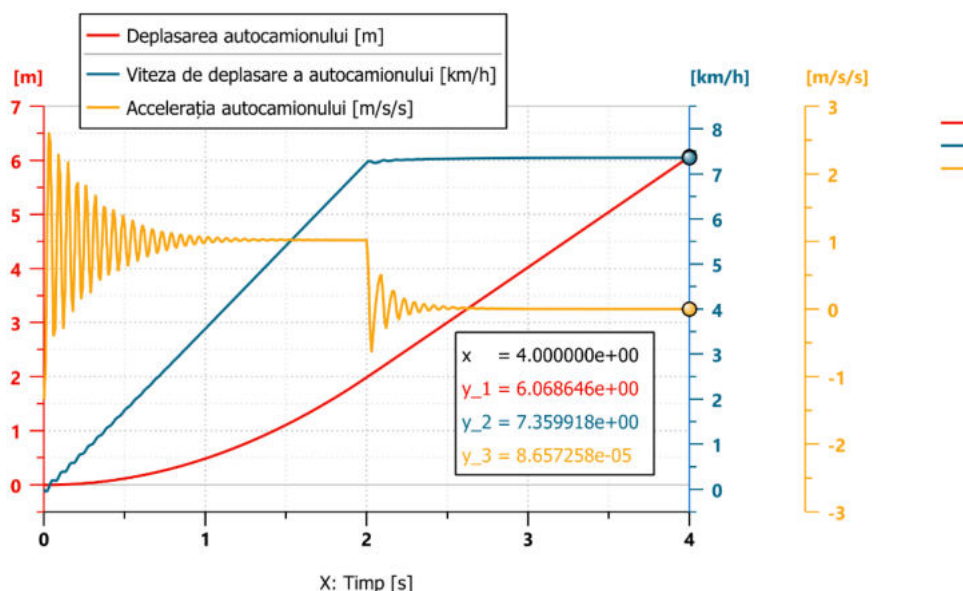


Fig. 46 (Figura 5.84): Variația în timp a parametrilor dinamici ai autocamionului pentru $i = 1,007$.

În Fig. 47 (Figura 5.85) se poate observa că autocamionul ajunge la 97,6% din viteza maximă (7,35 km/h) în 2 secunde, la 99,84% din viteza maximă în 3 secunde, iar în 4 secunde eroarea de reglare a vitezei este 0,000082 km/h.

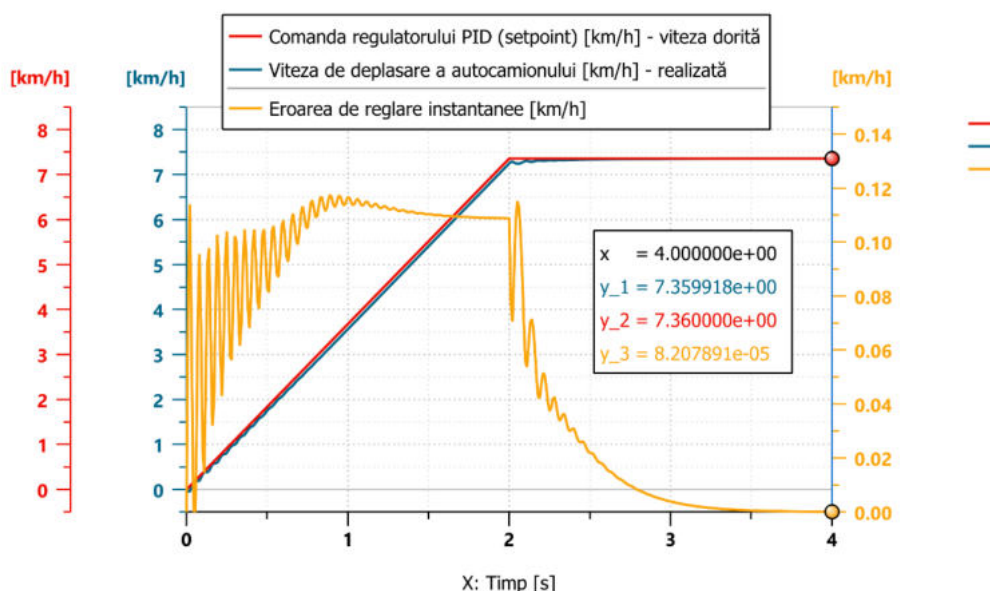


Fig. 47 (Figura 5.85): Performanțele de reglare staționare a vitezei de deplasare a autocamionului pentru $i = 1,007$.

Concluziile experimentării virtuale a autocamionului și a transmisiei hidrostatice

Parametrii dinamici ai autocamionului multifuncțional, dotat cu o transmisie hidrostatică, care au fost îmbunătățiți în comparație cu un autocamion dotat cu o transmisie mecanică, în treapta întâi de viteză, sunt prezentați în Fig. 48 (Figura 5.86).

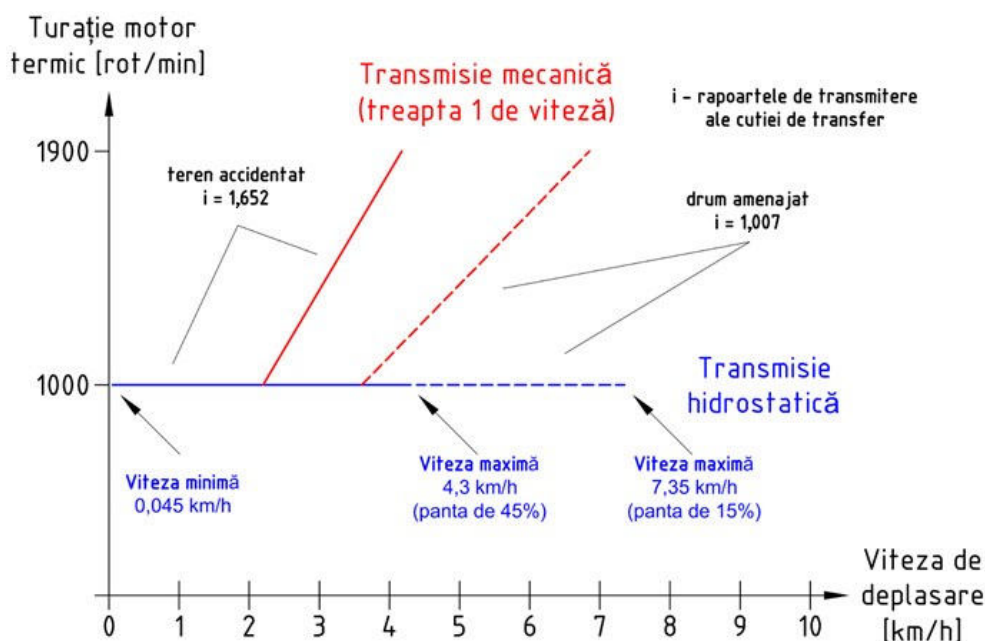


Fig. 48 (Figura 5.86): Comparație între parametrii dinamici optimizați ai autocamionului dotat cu o transmisie hidrostatică în circuit închis, cu reglaj primar, și autocamionul TGM 18.

- Viteza maximă de deplasare a autocamionului dotat cu transmisia hidrostatică în circuit închis, cu reglaj primar, este de 4,3 km/h, pe un drum neamenajat cu panta de 45%, iar pe un drum amenajat cu panta de 15% viteza sa maximă este de 7,35 km/h.
- Viteza minimă de deplasare a autocamionului este de 0,045 km/h.

- Autocamionul poate urca și coborî cu viteza de 4,3 km/h un drum cu o pantă maximă de 45%.
- Autocamionul realizează 97,5% din viteza maximă în 2 secunde, 99,85% din viteza maximă în 3 secunde, iar în 4 secunde eroarea de reglare a vitezei este 0.
- Eroarea instantanee de reglare, la reglarea continuă a vitezei de deplasare a autocamionului, variază între $\pm 0,12$ km/h.

Capitolul 6 – Aplicabilitatea cercetărilor

Cercetarea din cadrul tezei de față prezintă utilitate atât pentru mediul privat, cât și pentru mediul academic:

- Este utilă integratoriilor / atelierelor care dotează autocamioanele cu transmisii hidrostatice în circuit închis sau fac modificări asupra acestora, astfel încât să poată fi utilizate în diverse domenii – Fig. 49 (Figura 6.1) prezintă un astfel de autocamion multifuncțional utilizat în domeniul construcțiilor. Teza pune la dispoziția integratoriilor un set de date cu valoare de reper, utile, cu privire la parametrii componentelor hidraulice și ai subsistemelor transmisiei în circuit închis, astfel încât autocamionul de maxim 18 tone, dotat de integrator cu transmisia hidrostatică, să satisfacă necesitățile procesului tehnologic în mod eficient și în condiții de siguranță.
- Cercetările teoretice din domeniul hidrotronicii pot fi utilizate de către mediul universitar ca suport de curs, iar cercetările experimentale (fizice sau virtuale) pot fi utilizate în cadrul laboratoarelor de Acționări hidraulice, Sisteme de reglare automată / Sisteme automate de reglare și Mecatronică; simularea și rezultatele experimentării virtuale cu ajutorul simulării numerice a parametrilor dinamici ai autocamionului pot fi utilizate ca studiu de caz pentru disciplina „Mașini de tracțiune” și disciplinele specifice specializării „Autovehicule rutiere”.



Fig. 49 (Figura 6.1): Autocamion multifuncțional utilizat în domeniul construcțiilor, dotat cu un exemplu de echipament tehnologic.

Printre accesoriile care pot echipa autovehiculele (autocamioane sau autoutilitare, în funcție de gabarit), conferindu-le caracter multifuncțional, se numără echipamente precum: lamă, freză sau plug pentru îndepărtarea zăpezii; sărăriță pentru împrăștierea de material

antiderapant; rezervor cu lichid degivrant; braț de cosire; trimer pentru gard viu / ramuri / crengi; freză pentru decolmatare șanțuri; cisternă pentru stropire și spălare; caroserie sau benă pentru transport utilitar; platformă rabatabilă; platformă pentru acces la înălțime; perie rotativă pentru măturat stradal; perie unghiulară pentru curățat tuneluri, pereți, albii uscate ale canalelor sau alte suprafețe înclinate ori verticale; aspirator stradal; rezervor insecticid pentru stropit spații verzi sau rezervor soluție dezinfectantă pentru igienizat / decontaminat spații publice; cupă graifer; cupă pentru transport bușteni; despicător bușteni; tocător vegetație; răspânditor de îngrășământ; clește pentru manevrare baloți; furcă pentru încărcat și transport gunoi; răspânditor de emulsie cu lance; pompă de epuizment. Toate aceste echipamente dotează autovehicule utilitare folosite cu precădere de către municipalități, în sfera lucrărilor edilitare. În Fig. 50 (Figura 6.2) sunt ilustrate câteva exemple de astfel de autovehicule ce realizează lucrări de utilitate publică pe carosabil și în imediata vecinătate a acestuia.



Fig. 50 (Figura 6.2): Autovehicule utilitare care realizează lucrări pe carosabil și în imediata vecinătate a acestuia.

Capitolul 7 – Concluzii, contribuții personale și perspective

7.1 Concluzii generale ale tezei

Scopul tezei, de a optimiza parametrii dinamici ai autocamioanelor multifuncționale, a fost atins prin dotarea acestora cu o transmisie hidrostatică în circuit închis, cu reglaj primar și un regulator PID, transmisie ce le permite autocamioanelor multifuncționale să realizeze viteze de deplasare mai mici decât transmisia mecanică cu care sunt deja dotate autocamioanele. Mai mult decât atât, viteza de deplasare a autocamioanelor

multifuncționale este uniformă și poate fi reglată continuu pentru a satisface necesitățile oricărui proces tehnologic.

Autocamionul multifuncțional cu masa autorizată de 18 tone poate urca și coborî un drum neamenajat cu panta de 45% cu viteza maximă de 4,3 km/h, și poate urca un drum amenajat cu panta de 15% cu viteza maximă de 7,35 km/h. În aceste condiții, autocamionul realizează 97,5% din viteza maximă în 2 secunde și 99,85% din viteza maximă în 3 secunde, iar în 4 secunde eroarea de reglare a vitezei este 0. În ceea ce privește viteza minimă de deplasare, autocamionul se poate deplasa cu 0,045 km/h. Autocamionul cu dotările menționate anterior cumulează avantajele tuturor autocamioanelor menționate în stadiul domeniului: realizează viteze mici de deplasare cu o eficiență energetică superioară comparativ cu autocamioanele dotate cu transmisii hidrodinamice; fiind dotat cu două transmisii distincte, acestea pot fi folosite independent, în funcție de necesitățile procesului tehnologic, asigurând două regimuri de deplasare, ambele eficiente din punct de vedere energetic; comparativ cu „autoutilitarele” / „municipalele”, autocamionul are o capacitate de transport de 2 sau 3 ori mai mare, ceea ce îmbunătățește productivitatea procesului tehnologic.

Toate obiectivele tezei, formulate în Capitolul 2, subcapitolul 2.4, au fost atinse, după cum urmează:

- În Capitolul 1 a fost stabilit cadrul în care se vor desfășura cercetările cu privire la dotarea autocamioanelor multifuncționale cu transmisii hidrostactice;
- În 0 a fost realizată analiza stadiului actual al cercetărilor din domeniul transmisiilor hidraulice mobile și al celor din domeniul autocamioanelor ce pot fi echipate cu aceste transmisii;
- În Capitolul 3 au fost prezentate modelele matematice ale componentelor unei transmisii hidrostactice și ale sistemului de servo-reglare a cilindrului pompei;
- În Capitolul 4 au fost determinate experimental, în laborator, caracteristicile unei servo-pompe și performanțele de reglare ale unei transmisii în circuit închis, cu reglaj primar;
- În Capitolul 5 au fost optimizați virtual, cu ajutorul simulării numerice, parametrii dinamici ai autocamioanelor multifuncționale dotate cu transmisii hidrostactice în circuit închis, cu reglaj primar;
- Tot în Capitolul 5 a fost studiată, cu ajutorul simulării numerice, influența pe care o are micșorarea consumului de energie al subsistemelor asupra transmisiei hidrostactice în circuit închis;
- De asemenea, în Capitolul 5 a fost demonstrată posibilitatea de obținere a parametrilor optimizați ai autocamioanelor multifuncționale, care satisfac pe deplin necesitățile proceselor tehnologice: viteze de deplasare mai mici decât cele ale transmisiei mecanice și mai uniforme, precum și reglarea continuă a vitezei de deplasare;
- Teza de față pune la dispoziția integratorilor un set de date cu valoare de reper, set ce se regăsește în Capitolul 5, subcapitolul 5.4.2, într-o formă succintă, iar în detaliu – în Anexa 39 (a tezei); aceste date cu privire la parametrii componentelor hidraulice și ai subsistemelor transmisiei în circuit închis pot fi utile integratorului, astfel încât autocamionul dotat de către integrator cu transmisia hidrostactică să satisfacă necesitățile procesului tehnologic în mod eficient și în condiții de siguranță.

7.2 Sinteza contribuțiilor personale

A) În continuare vor fi prezentate contribuțiile originale, specificându-se capitolul și subcapitolul din teză unde se regăsesc acestea.

- Analiza stadiului actual al cercetărilor din domeniul transmisiilor hidraulice mobile și al celor din domeniul autocamioanelor care pot fi echipate cu aceste transmisii - realizată în 0.
- Dezambiguizarea conceptului de *autocamion multifuncțional* - realizată în Capitolul 1, subcapitolul 1.2 și 0, subcapitolul 2.3.
- Prezentarea modelelor matematice ale componentelor unei transmisii hidrostatice și ale sistemului de servo-reglare a cilindrului pompei - realizată în Capitolul 3.
- Determinarea experimentală, în laborator, a caracteristicilor unei servo-pompe și a performanțelor de reglare ale unei transmisii în circuit închis, cu reglaj primar - realizată în Capitolul 4. Autorul a realizat 8 seturi de experimentări fizice în laboratorul de Hidraulică Generală al INOE 2000-IHP; pentru comanda componentelor hidraulice, a celor electronice și pentru achiziția datelor experimentale a fost folosit programul LabVIEW.
- Continuarea experimentărilor fizice, din laborator, cu ajutorul experimentării virtuale, prin simulare numerică, a servo-pompei din componența transmisiei hidrostatice - realizată în Capitolul 5, subcapitolul 5.2.
- Studiul și optimizarea virtuală, cu ajutorul simulării numerice, a subsistemelor unei transmisii hidrostatice în circuit închis, cu reglaj primar - realizate în Capitolul 5.
- Experimentarea virtuală a unui autocamion multifuncțional și optimizarea parametrilor dinamici ai acestuia prin dotarea sa cu o transmisie hidrostatică în circuit închis, cu reglaj primar - realizate în Capitolul 5, subcapitolul 5.4;
- În total, în 0, autorul a realizat 3 simulări numerice distincte: simularea servo-pompei, simularea subsistemelor transmisiilor în circuit închis și simularea autocamionului dotat cu o transmisie hidrostatică în circuit închis, cu reglaj primar; toate aceste simulări au fost realizate în programul AMESim.

B) Realizare fizică - Pentru derularea cercetărilor din laborator, a fost realizat de către autorul tezei un stand experimental care a avut ca scop experimentarea fizică a caracteristicilor de reglare ale unei servo-pompe și ale unei transmisii hidrostatice în circuit închis, cu reglaj primar. Standul, care sub aspectul „Nivelului de Maturitate Tehnologică” (“Technology Readiness Level” – TRL) este TRL 5, prin faptul că face posibilă „testarea în laborator a sistemelor integrate, într-un mediu relevant” (cf. Anexei 40 a tezei), este prezentat în cadrul tezei în Capitolul 4, subcapitolul 4.1, Figura 4.1 și Figura 4.2 din teză, iar schema sa hidraulică se regăsește în același capitol și subcapitol ale tezei, în Figura 4.21.

C) Pe lângă contribuțiile personale enumerate anterior, care sunt parte integrantă a tezei, se mai pot menționa 4 (patru) cereri de brevet pe tematica tezei, depuse la OSIM pe parcursul stadiului de cercetare doctorală, autorul prezentei teze regăsindu-se în rândul co-autorilor, după cum urmează:

- „Transmisie mixtă, mecanică și hidraulică, pentru autovehicule multifuncționale cu tracțiune integrală”, cerere de brevet înregistrată la OSIM cu nr. A/00638 din 05.09.2018 (Anexa 41 a tezei), publicată în BOPI nr. 3 din martie 2020, p. 40, cu următorii autori: Lepădatu Ioan, Dumitrescu Liliana, **Chiriță Alexandru-Polifron**.
- „Transmisie mixtă, mecanică și hidraulică, pentru autovehicule multifuncționale cu tracțiune spate”, cerere de brevet înregistrată la OSIM cu nr. A/00637 din 05.09.2018 (Anexa 42 a tezei), publicată în BOPI nr. 3 din martie 2020, p. 54, cu următorii autori: Lepădatu Ioan, Dumitrescu Liliana, **Chiriță Alexandru-Polifron**.

- „Stand de încercare a pompelor și motoarelor hidraulice”, cerere de brevet înregistrată la OSIM cu nr. A/01046 din 04.12.2018 (Anexa 43 a tezei), publicată în BOPI nr. 5 din mai 2020, p. 57, cu următorii autori: Dumitrescu Liliana, Lepădatu Ioan, Șefu Ștefan-Mihai, **Chiriță Alexandru-Polifron**.
- „Echipament de stropire cu antrenare hidrostatică și pulverizare pneumatică”, cerere de brevet înregistrată la OSIM cu nr. A/01056 din 05.12.2018 (Anexa 44 a tezei), publicată în BOPI nr. 6 din iunie 2020, p. 17, cu următorii autori: Cristescu Corneliu, **Chiriță Alexandru-Polifron**, Rădoi Radu-Iulian.

Primele două cereri de brevet sunt soluții tehnice care integrează transmisii hidrostatice în circuit închis, cu reglaj primar, celelalte două cereri de brevet conținând o transmisie hidrostatică în circuit deschis.

D) Pe parcursul stadiului de cercetare doctorală, autorul prezentei lucrări a elaborat 6 (șase) articole științifice pe tematica tezei; 3 (trei) dintre acestea au fost deja publicate în volumele unor conferințe internaționale și, respectiv, într-o revistă de specialitate din domeniul Acționărilor hidraulice, toate fiind indexate în baze de date internaționale; celelalte 3 (trei) articole au fost acceptate pentru publicare și urmează să apară în volumul unei conferințe internaționale, respectiv în două reviste de specialitate, dintre care una este indexată în Web of Science. Autorii articolelor științifice la care s-a făcut referire – în ordinea apariției, titlurile articolelor, precum și publicațiile aferente sunt prezentate în cele ce urmează:

- **Alexandru-Polifron Chiriță**, Cristian Pavel. „Agricultural platform equipped with a hydrostatic transmission capable of continuously adjustable travel velocity and non-linear disturbance compensation capabilities”. *INMATEH - Agricultural Engineering*, vol. 69, nr. 1 (aprilie 2023): [articol acceptat la publicare];
- **Alexandru-Polifron Chiriță**, Cristian Pavel. „Mathematical modeling, laboratory testing and numerical simulation of a servo-pump as part of a closed circuit primary control hydrostatic transmission for multi-purpose trucks”. *“Hidraulica” Magazine*, nr. 4 (decembrie 2022): [articol acceptat la publicare];
- **Alexandru-Polifron Chiriță**. „The influence of hydraulic fluid temperature on the adjustment capabilities of servo-mechanisms and closed-circuit hydrostatic transmissions”. *Proceedings of 2022 International Conference on Hydraulics and Pneumatics HERVEX* (noiembrie 2022): [articol acceptat la publicare];
- **Alexandru-Polifron Chiriță**, Radu Iulian Rădoi, Bogdan Alexandru Tudor, Ștefan-Mihai Șefu, Ana-Maria Popescu. „Control performance of an energy efficient hydrotronic transmission”. *“Hidraulica” Magazine*, nr. 2 (iunie 2022): pp. 7-14;
- Ioan Lepădatu, Corneliu Cristescu, **Alexandru-Polifron Chiriță**, Cristian Mărculescu. „Four-wheel drive high efficiency hybrid transmission for multipurpose motor vehicles”. *Proc. of 2017 International Conference on Hydraulics and Pneumatics – HERVEX* (noiembrie 2017): pp. 140-146;
- **Alexandru-Polifron Chiriță**, Liliana Dumitrescu, Radu Sauciu. „Numerical simulation of the dynamic behavior of a multifunctional motor vehicle equipped with a primary adjustment hydrostatic transmission”. *Proceedings of ISB-INMA TEH' 2017 International Symposium* (octombrie 2017): pp. 375-380.

7.3 Perspective de continuare a cercetărilor

În ceea ce privește continuarea cercetărilor pe tematica tezei, calea rămâne deschisă, noi provocări științifice putând fi identificate și abordate; în mod concret, pornind de la

rezultatele obținute în această teză, se au în vedere cel puțin următoarele demersuri științifice:

- Elaborarea unui articol științific și trimiterea lui spre publicare (cu finanțare asigurată prin proiectul SUPERCONEX al INOE 2000-IHP, Contract nr. 18PFE/30.12.2022, în cadrul PNCDI III - Programul 1- Dezvoltarea sistemului național de cercetare-dezvoltare - Subprogramul 1.2 – Performanță instituțională - Proiecte de finanțare a excelenței în CDI (PFE-CDI)) în revista "IEEE Transactions on Vehicular Technology", e-ISSN: 1939-9359, p-ISSN: 0018-9545, publicație cotată WoS (indexată în Web of Science, cu factor de impact); articolul va integra cercetările teoretice și experimentale privind autocamioanele multifuncționale realizate de autor în această teză.
- Depunerea la OSIM a unei noi cereri de brevet, de această dată cu privire la soluția tehnică de eficientizare a consumului de energie al subsistemelor transmisiilor hidrostatice în circuit închis.
- Ulterior depunerii cererii de brevet, este vizată continuarea cercetărilor cu privire la eficientizarea consumului energetic al subsistemelor transmisiilor hidrostatice în circuit închis și publicarea rezultatelor acestor cercetări în fluxul științific internațional, în reviste / volume de conferință indexate în baze de date internaționale.
- Publicarea unei cărți având ca tematică influența temperaturii și a răcirii asupra capacităților de reglare ale transmisiilor hidrostatice și asupra eficienței lor;
- Experimentarea virtuală din această teză ia în calcul randamentul volumetric al servo-pompei, deoarece acesta influențează într-un mod negativ capacitățile de reglare a parametrilor dinamici; nu s-a ținut însă cont de randamentul mecanic al componentelor. Se are în vedere ca, ulterior, modelul de simulare numerică să fie completat prin luarea în calcul a randamentului mecanic al componentelor.
- O nouă direcție conexasă de cercetare o reprezintă, în perspectivă, experimentarea virtuală, cu ajutorul simulării numerice, a unei transmisii hidrostatice în circuit închis cu reglaj primar ce are în componența sa un motor hidrostatic cu două cilindree, prezentat în teza de față în 0, subcapitolul 2.1.2.3; acest motor ar permite autocamionului să se deplaseze cu o viteză de două ori mai mare decât în varianta dotării cu motor hidrostatic cu o singură cilindree, păstrând parametrii dinamici ai motorului cu o singură cilindree pentru prima jumătate a intervalului de viteză realizată.
- Modelul de simulare numerică al autocamionului dotat cu transmisie hidrostatică în circuit închis a fost realizat pentru a fi scalabil pentru autovehicule cu capacitate de transport începând de la 0,5 tone până la 100 tone și puteri ale transmisiei hidrostatice cuprinse între 1 kW și 1 MW. Mai mult de atât, modelul matematic al autocamionului poate lua în calcul și variația masei autocamionului în timpul deplasării, precum și atașarea unui echipament tehnologic, de exemplu o freză de zăpadă, pe placa frontală a autocamionului.
- Deoarece la masa inițială a autocamionului se adaugă diverse structuri metalice cu diverse roluri, iar acestea micșorează capacitatea utilă de transport a autocamionului, trebuie avută în vedere micșorarea masei acestora, dacă este posibil chiar și prin intermediul optimizării topologice structurale; spre exemplu, suportii motorului hidrostatic și al servo-pompei ar fi unele dintre componentele vizate.
- Deși la momentul actual randamentul pompelor și cel al motoarelor hidrostatice au ajuns să aibă valori foarte bune (95% - pentru turații mici ale acestora și presiuni optime), încă există loc de îmbunătățire. Pentru a optimiza pierderile volumetrice ale mașinilor hidrostatice poate fi avută în vedere, ulterior, utilizarea simulării de tip CFD.

Anexa 1 - Structura tezei (cuprins)

Lista de Figuri	15
Lista de Tabele.....	21
Capitolul 1 – Introducere.....	23
1.1 Transmisiile hidraulice.....	23
1.1.1 Clasificarea transmisiilor hidraulice	23
1.1.2 Clasificarea transmisiilor hidrostatice.....	24
1.1.3 Clasificarea transmisiilor hidrostatice în circuit închis	25
1.1.3.1 Transmisia hidrostatică în circuit închis cu reglaj primar.....	26
1.1.3.2 Transmisia hidrostatică în circuit închis cu reglaj secundar	26
1.1.3.3 Transmisia hidrostatică în circuit închis cu reglaj mixt	27
1.2 – Autocamioane multifuncționale.....	27
1.2.1 Particularitățile și problematica autocamioanelor multifuncționale.....	29
1.2.2 Autocamioane multifuncționale echipate cu transmisiile hidrostatice - avantaje și dezavantaje	30
Capitolul 2 – Stadiul actual al cercetărilor din domeniul transmisiilor hidrostatice mobile și al autocamioanelor echipate cu acestea.....	31
2.1 Stadiul actual al componentelor și al subsistemelor ce intră în alcătuirea transmisiilor hidrostatice.....	31
2.1.1 Pompele hidrostatice pentru transmisiile mobile.....	32
2.1.1.1 Servo-pompa A4VG seria 35.....	32
2.1.1.2 Servo-pompa A4VG seria 40.....	34
2.1.1.3 Servo-pompa A10VG seria 10	35
2.1.1.4 Servo-pompa P7 seria GOLD CUP®.....	37
2.1.1.5 Servo-pompa P90 - 250.....	39
2.1.2 Motoarele hidrostatice.....	41
2.1.2.1 Servo-motorul A6VM seria 63	42
2.1.2.2 Motorul hidrostatic CDM 10 (CDM 222-050)	43
2.1.2.3 Motorul hidrostatic CDM 20	44
2.1.3 Subsistemele transmisiilor hidrostatice în circuit închis	45
2.2 Stadiul actual al sistemelor de acționare hidrostatică	47
2.2.1 Transmisii hidrostatice în circuit deschis.....	48
2.2.2 Transmisii hidrostatice în circuit închis.....	49
2.3 Stadiul actual al autovehiculelor multifuncționale echipate cu diverse transmisiile.....	56
2.4 Scopul și obiectivele tezei	59
Capitolul 3 – Elemente teoretice privind modelarea matematică a componentelor și sistemelor de acționare hidrostatică	61
3.1 Modele matematice dinamice ale componentelor principale ale unei transmisiile hidrostatice	61
3.1.1 Modelul matematic dinamic al unei pompe cu cilindree variabilă, disc înclinat și bloc rotativ.....	61
3.1.2 Modelele matematice dinamice ale motoarelor hidraulice (rotative și liniare).....	63
3.1.2.1 Modelul matematic dinamic al motorului rotativ rapid cu cilindree fixă	63
3.1.2.2 Modelul matematic dinamic al motorului rotativ lent cu pistoane radiale.....	64
3.1.2.3 Modelul matematic dinamic al motoarelor hidraulice liniare (cilindri hidraulici).....	65
3.1.3 Modelul matematic dinamic al distribuitorilor hidraulice	66
3.2 Modelarea matematică dinamică a sistemelor de acționare hidrostatică	70
3.2.1 Generalități.....	70
3.2.2 Analiza dinamică a unui servo-sistem de reglare hidrostatică proporțională a cilindrului unei pompe conectate la o transmisie în circuit închis, cu reglaj primar.....	71
3.2.2.1 Formularea problemei.....	71
3.2.2.2 Modelul matematic dinamic al sistemului de reglare automată.....	72
3.2.2.3 Funcția de transfer globală a sistemului hidrostatic de reglare automată (S.H.R.A.).....	79
Capitolul 4 – Experimentarea fizică, în laborator, a unei transmisiile hidrostatice în circuit închis cu reglaj primar	81
4.1 Metodologia experimentării transmisiile și a servo-pompei	81

4.1.1 Răspunsul servo-pompei A10VG28EP4 la semnalul treaptă.....	93
4.1.2 Caracteristica debit – comandă a servo-pompei A10VG28EP4 și caracteristica transmisiei.....	94
4.2 Rezultate experimentării fizice, în laborator.....	96
4.2.1 Răspunsul servo-pompei A10VG28EP4 la semnalul treaptă.....	96
4.2.1.1 Răspunsul la semnalul treaptă cu sarcina creată de motorul hidrostatic.....	97
4.2.1.2 Detaliu întârziere cu sarcina creată de motorul hidrostatic.....	98
4.2.1.3 Răspunsul la semnalul treaptă fără sarcină.....	99
4.2.1.4 Detaliu întârziere fără sarcină.....	100
4.2.2 Caracteristica debit – comandă a servo-pompei A10VG28EP4 și caracteristica transmisiei.....	101
4.2.2.1 Experimentare cu sarcina creată de motorul hidrostatic și semnalul maxim de comandă.....	101
4.2.2.2 Experimentare cu sarcina creată de motorul hidrostatic și semnalul minim de comandă.....	102
4.2.2.3 Experimentare fără sarcină, scurtcircuitând circuitul închis cu un cot la 90° și semnalul maxim de comandă.....	103
4.2.2.4 Experimentare fără sarcină, scurtcircuitând circuitul închis cu un cot la 90° și semnalul minim de comandă.....	104
4.3 Concluziile experimentării în laborator.....	105
Capitolul 5 – Optimizarea și experimentarea virtuală folosind simularea numerică.....	107
5.1 Introducere - Prezentarea programului de simulare numerică.....	107
5.2 Experimentarea virtuală a servo-pompei A10VG28EP4.....	110
5.2.1 Metodologia experimentării virtuale a servo-pompei.....	110
5.2.2 Prezentarea rezultatelor experimentării virtuale a servo-pompei.....	111
5.2.2.1 Răspunsul servo-pompei la semnalul treaptă.....	111
5.2.2.2 Caracteristica debit – comandă a servo-pompei.....	114
5.2.2.3 Răspunsul în frecvență al servo-pompei la semnalul de comandă vobulat.....	118
5.2.3 Concluziile experimentării virtuale a servo-pompei.....	120
5.3 Experimentarea și optimizarea virtuală a subsistemelor unei transmisii hidrostatice în circuit închis, cu reglaj primar.....	121
5.3.1 Metodologia experimentării virtuale a subsistemelor transmisiei hidrostatice.....	121
5.3.2 Prezentarea rezultatelor experimentării virtuale a subsistemelor transmisiei hidrostatice.....	124
5.3.3 Concluziile experimentării virtuale a subsistemelor transmisiei hidrostatice.....	130
5.4 Experimentarea virtuală a unui autocamion multifuncțional și optimizarea parametrilor dinamici ai acestuia prin dotarea cu o transmisie hidrostatică în circuit închis, cu reglaj primar.....	131
5.4.1 Introducere.....	131
5.4.2. Metodologia experimentării virtuale a autocamionului și a transmisiei hidrostatice.....	133
5.4.3. Prezentarea rezultatelor experimentării virtuale a autocamionului dotat cu o transmisie hidrostatică.....	137
5.4.3.1 Reglarea continuă a vitezei de deplasare tehnologică a autocamionului concomitent cu urcarea și coborârea unei rampe cu înclinarea de 45% și masa maximă admisibilă.....	137
5.4.3.2 Viteza maximă de deplasare tehnologică a autocamionului pe o pantă cu înclinarea de 45% și masa maximă admisibilă.....	147
5.4.3.3 Viteza maximă de deplasare tehnologică a autocamionului pe o pantă cu înclinarea de 15% și masa maximă admisibilă.....	155
5.4.4. Concluziile experimentării virtuale a autocamionului și a transmisiei hidrostatice.....	158
Capitolul 6 – Aplicabilitatea cercetărilor.....	159
Capitolul 7 – Concluzii, contribuții personale și perspective.....	161
7.1 Concluzii generale ale tezei.....	161
7.2 Sinteza contribuțiilor personale.....	162
7.3 Perspective de continuare a cercetărilor.....	164
Referințe.....	167
Statistică bibliometrică.....	178
Anexe.....	179

Anexa 2 - Lista de Figuri a tezei

- Figura 1.1: Convertizor de cuplu cu ambreiaj integrat (Kaps Automatic, n.d.).
- Figura 1.2: Transmisie hidrostatică (Magnum, n.d.).
- Figura 1.3: Transmisie în circuit deschis (Costa și Sepehri, 2015).
- Figura 1.4: Transmisie în circuit închis (Costa și Sepehri, 2015).
- Figura 1.5: Transmisie hidrostatică, în circuit închis, cu reglaj primar (schemă hidraulică simplificată) (Costa și Sepehri, 2015).
- Figura 1.6: Transmisie hidrostatică, în circuit închis, cu reglaj secundar (schemă hidraulică simplificată) (Costa și Sepehri, 2015).
- Figura 1.7: Transmisie hidrostatică, în circuit închis, cu reglaj mixt (schemă hidraulică simplificată) (Costa și Sepehri, 2015).
- Figura 1.8: Exemplu de echipament tehnologic cu care poate fi dotat un autocamion multifuncțional utilizat în domeniul construcțiilor (Poclain Hydraulics, n.d. b).
- Figura 1.9: Exemple de echipamente tehnologice cu care pot fi dotate autocamioanele multifuncționale (Grădinaru, n.d.; Poclain Hydraulics, n.d. b).
- Figura 2.1: A4VG seria 35 (Bosch Rexroth AG, 2020 b) - Anexa 1.
- Figura 2.2: A4VG seria 35 (cu pompă de compensare) (Bosch Rexroth AG, 2020 b) - Anexa 1.
- Figura 2.3: A4VG seria 35 (fără pompă de compensare) (Bosch Rexroth AG, 2020 b) - Anexa 1.
- Figura 2.4: A4VG seria 40 (Bosch Rexroth AG, 2020 c) - Anexa 2.
- Figura 2.5: A4VG seria 40, EP – control electric proporțional (Bosch Rexroth AG, 2020 c) - Anexa 2.
- Figura 2.6: A4VG seria 40, HW – control hidraulic proporțional cu servo-mecanism (Bosch Rexroth AG, 2020 c) - Anexa 2.
- Figura 2.7: A10VG seria 10 (Bosch Rexroth AG, 2020 a) - Anexa 3.
- Figura 2.8: A10VG seria 10, EP – control electric proporțional (Bosch Rexroth AG, 2020 a) - Anexa 3.
- Figura 2.9: Secțiune verticală prin pompa A10VG seria 10, modelul EP (Bosch Rexroth AG, n.d. b) - Anexa 4.
- Figura 2.10: Secțiune a servo-mecanismului de control al cilindrului pompei A10VG seria 10, modelul EP (Bosch Rexroth AG, n.d. b) - Anexa 4.
- Figura 2.11: P7 seria GOLD CUP® (Parker Hannifin Corporation, 2022) - Anexa 5 și (Parker Hannifin Corporation, 2014) - Anexa 6.
- Figura 2.12: Curbe de performanță ale pompei P7 la cilindrul maximă (Parker Hannifin Corporation, 2022) - Anexa 5.
- Figura 2.13: Parametrii și performanțele de reglaj ale pompei P7 (Parker Hannifin Corporation, 2022) - Anexa 5.
- Figura 2.14: Presiunea minimă pe aspirația pompei P7 (Parker Hannifin Corporation, 2022) - Anexa 5.
- Figura 2.15: Secțiune prin pompa P90 - 250 (Poclain Hydraulics, 2017 b) - Anexa 7.
- Figura 2.16: Schema hidraulică a pompei P90 - 250 (Poclain Hydraulics, 2017 b) - Anexa 7.
- Figura 2.17: Randamentul pompei P90 - 250 (Poclain Hydraulics, 2017 b) - Anexa 7.
- Figura 2.18: Secțiune prin servo-motorul A6VM seria 63 (Bosch Rexroth AG, 2012 b) - Anexa 8.
- Figura 2.19: Caracteristica de comandă și schema hidraulică a servo-motorului A6VM seria 63 – prelucrare după (Bosch Rexroth AG, 2016) - Anexa 9.
- Figura 2.20: Secțiune verticală prin motorul hidrostatic CDM 10 - Creep Drive Motor™.
- Figura 2.21: Eficiența și cuplul produs de motorul hidrostatic (Poclain Hydraulics, 2021 a) - Anexa 10.
- Figura 2.22: Motorul hidrostatic CDM 20 - Creep Drive Motor™ (Poclain Hydraulics, 2020) - Anexa 12.
- Figura 2.23: Schema hidraulică a motorului hidrostatic CDM 20 (Poclain Hydraulics, 2021 b) - Anexa 13.
- Figura 2.24: Schema hidraulică a unei transmisii hidrostatice în circuit închis cu reglaj mixt – prelucrare după (Bosch Rexroth AG, 2020 c) - Anexa 2 și (Bosch Rexroth AG, 2016) - Anexa 9.
- Figura 2.25: Transmisie în circuit închis dotată cu bloc de împompătare (Costa și Sepehri, 2015).
- Figura 2.26: Schema hidraulică și caracteristica blocului de împompătare reglabil (Poclain Hydraulics, 2021 c) - Anexa 14.
- Figura 2.27: Schema hidraulică a unei transmisii în circuit deschis pentru un motor hidraulic sau două motoare hidraulice (ASSOFLUID, 2007).
- Figura 2.28: Schema hidraulică a unei transmisii în circuit deschis (varianta alternativă) (Sunny și alții, 2014).
- Figura 2.29: Dispunerea pompei în raport cu motorul - transmisii compacte, denumite și power-split (Costa și Sepehri, 2015).
- Figura 2.30: Schema hidraulică a unei transmisii în circuit închis cu reglaj primar (Costa și Sepehri, 2015).
- Figura 2.31: Schema hidraulică a unei transmisii în circuit închis cu reglaj primar și bloc de împompătare (Costa și Sepehri, 2015).
- Figura 2.32: Schema hidraulică a unei transmisii în circuit închis cu reglaj mixt - prelucrare după (Bosch Rexroth AG, 2020 c) - Anexa 2 și (Bosch Rexroth AG, 2016) - Anexa 9.
- Figura 2.33: Eficiența unei transmisii în circuit închis cu reglaj mixt pentru 100% (stânga) și 70% (dreapta) din cilindrul pompei (Rahmfeld și Skirde, 2010).
- Figura 2.34: Schemele hidro-mecanice ale unor transmisii în circuit închis cu reglaj mixt (6 scheme din 36 posibile) (Rossetti și Macor, 2019).
- Figura 2.35: Eficiența transmisiilor prezentate în Figura 2.34 în funcție de capacitatea instantanee a mașinilor hidraulice (Rossetti și Macor, 2019).
- Figura 2.36: Aplicație a transmisiei compacte denumite și power-split (Bosch Rexroth AG, n.d. a).
- Figura 2.37: Schema mecano-hidraulică detaliată a unei transmisii hidraulice în circuit închis, compacte, în linie, de tip power-split cu reglaj mixt (Wu și alții, 2020).
- Figura 2.38: Transmisie hidrostatică de tip split (Costa și Sepehri, 2015).
- Figura 2.39: Schema hidraulică completă a unei transmisii hidrostatice de tip split cu reglaj primar (Poclain Hydraulics, 2021 b) - Anexa 13.
- Figura 2.40: Eficiența unei transmisii hidrostatice de tip split cu reglaj primar (Zarotti și alții, 1979).
- Figura 2.41: Exemplu de aplicație a transmisiei de tip split (Poclain Hydraulics, n.d. a).
- Figura 2.42: „Autovehicule multifuncționale” – disponibile la integrator (de maxim 18 tone, dotate cu transmisie mecanică) (Grădinaru, n.d.).
- Figura 2.43: „Autoutilitare multifuncționale - municipale” – disponibile la importator (de maxim 6,5 tone, dotate cu transmisie hidrostatică) (Costa Utilaje, n.d.).
- Figura 2.44: Unimog – mașină de bază produsă de Mercedes-Benz-Trucks (de 9 tone, dotată cu transmisie hidrodinamică și cutie de viteze automată) (Mercedes-Benz, n.d.).
- Figura 2.45: Autocamion multifuncțional utilizat în domeniul construcțiilor (Poclain Hydraulics, n.d. b).
- Figura 3.1: Pompă hidraulică cu disc înclinat și bloc rotativ – prelucrare după (ASSOFLUID, 2007).
- Figura 3.2: Cilindru hidraulic – prelucrare după (ASSOFLUID, 2007).
- Figura 3.3: Distribuitor cu sertar și comandă hidraulică – prelucrare după (ASSOFLUID, 2007).
- Figura 3.4: Schema de principiu a servo-sistemului de reglare hidrostatică proporțională a cilindrului unei pompei conectate la o transmisie în circuit închis, cu reglaj primar.

Figura 3.5: Schema bloc a sistemului de reglare automată.

Figura 3.6: Ramura de comandă a cilindrului pompei.

Figura 4.1: Standul experimental – vederea din față.

Figura 4.2: Standul experimental – vederea din lateral.

Figura 4.3: Dulapul electric pentru comanda standului și a motorului electric.

Figura 4.4: Servo-pompa A10VG montată pe stand, cu traductorii de presiune montați și conexiunile electrice realizate.

Figura 4.5: Servo-pompa A10VG28 în timpul punerii în funcțiune.

Figura 4.6: Traductorul de debit cu roți dințate KOBOLD KZA-1865R20S3, montat pe ramura „A” a servo-pompei A10VG.

Figura 4.7: Servo-motorul A6VM28EP2/63W montat pe dispozitivul de simulare a sarcinii.

Figura 4.8: Supapa de presiune proporțională cu electronică integrată DBEME 10-51/315YG24K31M.

Figura 4.9: Pompa cu cilindree fixă F112A.

Figura 4.10: Manometru cu conductă hidrolică flexibilă.

Figura 4.11: Modulul de simulare a sarcinii hidraulice.

Figura 4.12: Traductorii de presiune de pe circuitul închis.

Figura 4.13: Contor trifazat IEM3255 – utilizat pentru a măsura puterea absorbită de motorul asincron.

Figura 4.14: Controler proporțional VT11118-10 și caracteristica tensiune – curent a acestuia.

Figura 4.15: Traductorul de curent ACS711EX.

Figura 4.16: Traductorul de turație (encoder) Kubler tip 8.A020.3132.0360.

Figura 4.17: Convertor frecvență – tensiune și afișor digital Kubler tip 0.571.012.E90 (rândul de sus, dreapta).

Figura 4.18: Convertor frecvență – tensiune Pepperl + Fuchs tip KFU8-FSSP-1.D.

Figura 4.19: Placă achiziție date National Instruments USB – 6211.

Figura 4.20: Sursă de laborator programabilă Hameg HM7044.

Figura 4.21: Schema hidrolică a standului experimental pentru studiul transmisiei în circuit închis cu reglaj primar și a servo-mecanismului de reglare a cilindrului pompei – Schema hidrolică la o dimensiune mai mare poate fi consultată în Anexa 25.

Figura 4.22: Panoul aplicației – răspunsul servo-pompei A10VG28EP4 la semnalul treaptă.

Figura 4.23: Schema bloc a aplicației – răspunsul servo-pompei A10VG28EP4 la semnalul treaptă.

Figura 4.24: Panoul aplicației – caracteristica debit – comandă a servo-pompei A10VG28EP4.

Figura 4.25: Schema bloc a aplicației – prima secțiune.

Figura 4.26: Schema bloc a aplicației – a doua secțiune.

Figura 4.27: Schema bloc a aplicației – a treia secțiune.

Figura 4.28: Răspunsul la semnalul treaptă – rezultate centralizate.

Figura 4.29: Variația în timp a tensiunii de comandă, a curentului de comandă și a debitului servo-pompei - Panoul de comandă aferent acestui experiment se poate consulta în Anexa 26.

Figura 4.30: Variația în timp a presiunii pe ramurile circuitului închis, din cadrul răspunsului la semnalul treaptă cu sarcina creată de motorul hidrostatic.

Figura 4.31: Variația în timp a tensiunii de comandă, a curentului de comandă și a debitului servo-pompei - Panoul de comandă aferent acestui experiment se poate consulta în Anexa 27.

Figura 4.32: Variația în timp a presiunii pe ramurile circuitului închis, din cadrul experimentului „Detaliu întârziere cu sarcina creată de motorul hidrostatic”.

Figura 4.33: Variația în timp a tensiunii de comandă, a curentului de comandă și a debitului servo-pompei - Panoul de comandă aferent acestui experiment se poate consulta în Anexa 28.

Figura 4.34: Variația în timp a presiunii pe ramurile circuitului închis, din cadrul răspunsului la semnalul treaptă fără sarcină.

Figura 4.35: Variația în timp a tensiunii de comandă, a curentului de comandă și a debitului servo-pompei - Panoul de comandă aferent acestui experiment se poate consulta în Anexa 29.

Figura 4.36: Variația în timp a presiunii pe ramurile circuitului închis, din cadrul experimentului „Detaliu întârziere fără sarcină”.

Figura 4.37: Debitul servo-pompei în funcție de turația motorului hidrostatic.

Figura 4.38: Panoul aplicației aferente experimentării cu sarcina creată de motorul hidrostatic și semnalul maxim de comandă.

Figura 4.39: Caracteristica de reglare a transmisiei (stânga) și caracteristica de reglare a servo-pompei (dreapta) - Panoul aplicației la o dimensiune mai mare și toate graficele aferente acestui experiment pot fi consultate în Anexa 30.

Figura 4.40: Panoul aplicației aferente experimentării cu sarcina creată de motorul hidrostatic și semnalul minim de comandă.

Figura 4.41: Caracteristica de reglare a transmisiei (stânga) și caracteristica de reglare a servo-pompei (dreapta) - Panoul aplicației la o dimensiune mai mare și toate graficele aferente acestui experiment pot fi consultate în Anexa 31.

Figura 4.42: Panoul aplicației aferente experimentării fără sarcină, scurtcircuitând circuitul închis și semnalul maxim de comandă.

Figura 4.43: Caracteristicile de reglare a servo-pompei - Panoul aplicației la o dimensiune mai mare și toate graficele aferente acestui experiment pot fi consultate în Anexa 32.

Figura 4.44: Panoul aplicației aferente experimentării fără sarcină, scurtcircuitând circuitul închis și semnalul minim de comandă.

Figura 4.45: Caracteristicile de reglare a servo-pompei - Panoul aplicației la o dimensiune mai mare și toate graficele aferente acestui experiment pot fi consultate în Anexa 33.

Figura 5.1: Arhitectura Simcenter Amesim (vedere simplificată) – prelucrare după (Siemens, 2020).

Figura 5.2: Rețeaua de simulare a servo-pompei.

Figura 5.3: Parametrii pompei de compensare.

Figura 5.4: Parametrii distribuitorului proporțional.

Figura 5.5: Parametrii hidraulici ai cilindrului servo-mecanismului.

Figura 5.6: Parametrii mecanici ai cilindrului servo-mecanismului.

Figura 5.7: Parametrii fluidului hidrolic.

Figura 5.8: Parametrii pompei principale.

Figura 5.9: Debitul pompei principale și curentul de comandă al acesteia – validarea simulării numerice.

Figura 5.10: Parametrii pompei de compensare.

Figura 5.11: Parametrii distribuitorului proporțional.

Figura 5.12: Parametrii hidraulici ai cilindrului servo-mecanismului.

Figura 5.13: Parametrii mecanici ai cilindrului servo-mecanismului.

Figura 5.14: Parametrii fluidului hidrolic.

Figura 5.15: Parametrii pompei principale.

Figura 5.16: Caracteristica debit-curent de comandă – validarea rezultatelor simulării numerice.

Figura 5.17: Indicele de corelație liniară - simulare vs. experimentare.

Figura 5.18: Semnalul de comandă vobulat și frecvența acestuia.

- Figura 5.19: Debitul servo-pompei ca răspuns la semnalul de comandă vobulat.
- Figura 5.20: Diagrama Bode pentru răspunsul în frecvență al debitului servo-pompei.
- Figura 5.21: Rețeaua de simulare a celor trei transmisii cu subsisteme diferite.
- Figura 5.22: Rețeaua de simulare a transmisiei 1.
- Figura 5.23: Rețeaua de simulare a transmisiei 2.
- Figura 5.24: Rețeaua de simulare a transmisiei 3.
- Figura 5.25: Debitul pompelor principale.
- Figura 5.26: Presiunea la portul de refulare al pompelor principale.
- Figura 5.27: Turația motoarelor hidrostatice.
- Figura 5.28: Cuplul dezvoltat de cele trei motoare hidrostatice.
- Figura 5.29: Presiunea pe aspirația pompelor principale.
- Figura 5.30: Debitul trimis la rezervor de cele trei transmisii.
- Figura 5.31: Temperatura debitului trimis la rezervor de cele trei transmisii.
- Figura 5.32: Deplasarea celor 3 servo-mecanisme.
- Figura 5.33: Puterea consumată de un servo-mecanism.
- Figura 5.34: Puterea consumată de cele 3 subsisteme ale transmisiilor.
- Figura 5.35: Puterea consumată de cele 3 subsisteme în funcție de presiunea din circuitul închis a celor 3 transmisii.
- Figura 5.36: Puterea consumată de cele 3 subsisteme, exprimată procentual, în funcție de presiunea din circuitul închis, relativ la consumul subsistemului nr. 1.
- Figura 5.37: Energia consumată de cele 3 subsisteme.
- Figura 5.38: Autocamionul MAN TGM 18.320 cu tracțiune 4x4 (Man, n.d. b).
- Figura 5.39: Caracteristica de cuplu și de putere a motorului termic D0836 LFL52 în funcție de turația acestuia (Man, n.d. a) - Anexa 36.
- Figura 5.40: Rețeaua de simulare a randamentului pompei principale din componența servo-pompei.
- Figura 5.41: Pierderile volumetrice ale pompei principale din componența servo-pompei (modelate detaliat).
- Figura 5.42: Randamentul pompei principale din componența servo-pompei.
- Figura 5.43: Rețeaua de simulare a autocamionului dotat cu transmisia hidrostatică în circuit închis și reglaj primar.
- Figura 5.44: Acordarea automată a regulatorului PID și răspunsul la semnalul treaptă.
- Figura 5.45: Variația în timp a parametrilor de intrare ai transmisiei.
- Figura 5.46: Variația în timp a parametrilor pompei principale.
- Figura 5.47: Variația în timp a parametrilor pompei de compensare.
- Figura 5.48: Variația în timp a debitului prin supapele circuitului închis.
- Figura 5.49: Variația în timp a parametrilor circuitului de compensare.
- Figura 5.50: Variația în timp a temperaturilor din circuitul închis.
- Figura 5.51: Variația în timp a parametrilor motorului hidrostatic.
- Figura 5.52: Variația în timp a temperaturilor din imediata vecinătate a motorului hidrostatic.
- Figura 5.53: Variația în timp a parametrilor distribuitorului proporțional al servo-mecanismului de reglare al cilindrului pompei.
- Figura 5.54: Variația în timp a parametrilor fluidului hidraulic.
- Figura 5.55: Variația în timp a parametrilor cutiei de transfer.
- Figura 5.56: Variația în timp a parametrilor punților autocamionului.
- Figura 5.57: Variația în timp a parametrilor roților autocamionului.
- Figura 5.58: Variația în timp a parametrilor autocamionului.
- Figura 5.59: Variația în timp a parametrilor dinamici ai autocamionului.
- Figura 5.60: Performanțele de reglare continuă a vitezei de deplasare a autocamionului.
- Figura 5.61: Viteza minimă de deplasare a autocamionului.
- Figura 5.62: Spectrul de frecvență al debitului pompei principale.
- Figura 5.63: Graficul locului geometric al rădăcinilor (0 – 50 Hz).
- Figura 5.64: Graficul locului geometric al rădăcinilor (0 – 25 Hz) – detaliu.
- Figura 5.65: Cazurile particulare de stabilitate și amortizare a sistemului de reglare automată a vitezei.
- Figura 5.66: Variația în timp a parametrilor de intrare ai transmisiei hidrostatice.
- Figura 5.67: Variația în timp a parametrilor pompei principale.
- Figura 5.68: Variația în timp a parametrilor supapelor de sens și presiune din circuitul închis.
- Figura 5.69: Variația în timp a parametrilor punților autocamionului.
- Figura 5.70: Variația în timp a parametrilor roților autocamionului.
- Figura 5.71: Variația în timp a parametrilor autocamionului.
- Figura 5.72: Variația în timp a parametrilor dinamici ai autocamionului.
- Figura 5.73: Performanțele de reglare staționară a vitezei de deplasare a autocamionului.
- Figura 5.74: Variația în timp a vitezei pentru timpul de simulare extins.
- Figura 5.75: Variația în timp a temperaturilor în diverse zone ale pompei principale.
- Figura 5.76: Variația în timp a temperaturilor în diverse zone ale motorului hidrostatic.
- Figura 5.77: Variația în timp a parametrilor fluidului hidraulic.
- Figura 5.78: Variația în timp a parametrilor rezervorului cu fluid hidraulic.
- Figura 5.79: Variația în timp a parametrilor răcitorului (schimbător de căldură).
- Figura 5.80: Variația în timp a parametrilor de intrare ai transmisiei hidrostatice pentru $i = 1,007$.
- Figura 5.81: Variația în timp a parametrilor pompei principale pentru $i = 1,007$.
- Figura 5.82: Variația în timp a parametrilor roților autocamionului pentru $i = 1,007$.
- Figura 5.83: Variația în timp a parametrilor de tracțiune ai autocamionului pentru $i = 1,007$.
- Figura 5.84: Variația în timp a parametrilor dinamici ai autocamionului pentru $i = 1,007$.
- Figura 5.85: Performanțele de reglare staționară a vitezei de deplasare a autocamionului pentru $i = 1,007$.
- Figura 5.86: Comparație între parametrii dinamici optimizați ai autocamionului dotat cu o transmisie hidrostatică în circuit închis, cu reglaj primar, și autocamionul TGM 18.
- Figura 6.1: Autocamion multifuncțional utilizat în domeniul construcțiilor, dotat cu un exemplu de echipament tehnologic (Poclain Hydraulics, n.d. b).
- Figura 6.2: Autovehicule utilitare care realizează lucrări pe carosabil și în imediata vecinătate a acestuia (Grădinariu, n.d.).

Anexa 3 - Referințele tezei

- * Ahn, S., Choi, J., Son, H., Kim, S., Lee, J., și Kim, H., 2016, "Development of a new sub-shift schedule and control algorithm for a hydro-mechanical transmission", **Advances in Mechanical Engineering** 8(12), pp. 1–14.
- * Akers, A., Gassman, M., și Smith, R., 2006, **Hydraulic power system analysis**, USA: CRC Press.
- * Allain, L., Neyrat, S., și Viel, A., 2009, "Linear Analysis Approach for Modelica Models", **Proceedings of the 7th International Modelica Conference**, pp. 646-656.
- * Allegro, 2013, **Hall Effect Linear Current Sensor with Overcurrent Fault Output for <100 V Isolation Applications**, electronic data sheet, accesat 21 octombrie 2020, <www.allegromicro.com>.
- * Amortilă, V., Mereuță, E., Bălăsoiu, G., Humelnicu, C., și Gingărașu, M., 2021, "Modeling and Simulation of a Simple Linear Suspension with Simcenter Amesim Software", **EuroEconomica** 40(2), pp. 180 – 186.
- * Antonelli, M., Baccioli, A., Francesconi, M., Psaroudakis, P., și Martorano L., 2015, "Small scale ORC plant modeling with the AMESim simulation tool: analysis of working fluid and thermodynamic cycle parameters influence", **Energy Procedia** 81, pp. 440 – 449.
- * ASSOFLUID, 2007, **Hydraulics in Industrial and Mobile Applications**, Brughiero (Milano): Grafiche Parole Nuove s.r.l.
- * Axinti, G. și Axinti, A. S., 2008 a, **Acționări hidraulice și pneumatice. Vol. 1. Componente și sisteme, funcții și caracteristici**, Chișinău: Editura "Tehnica-Info".
- * Axinti, G. și Axinti, A. S., 2008 b, **Acționări hidraulice și pneumatice. Vol. 2. Dinamica echipamentelor și sistemelor**, Chișinău: Editura "Tehnica-Info".
- * Axinti, G. și Axinti, A. S., 2009, **Acționări hidraulice și pneumatice. Vol. 3. Baze de calcul, proiectare, exploatare, fiabilitate și scheme de acționare**, Chișinău: Editura "Tehnica-Info".
- * Backas, J., Ghabcheloo, R., și Huhtala, K., 2017, "Gain scheduled state feedback velocity control of hydrostatic drive transmissions", **Control Engineering Practice** 58, pp. 214–224.
- * Barnwal, M. K., Gangwar, G. K., Kumar, N., Kumar, A., și Das, J., 2013, "Steady state performance analysis of hydrostatic transmission system (HST)", **International Journal of Mechanical and Production Engineering** 1(6), pp. 48–51.
- * Baumer, 2021, **Pressure measurement PBM4**, electronic data sheet, accesat 10 martie 2022, <www.baumer.com>.
- * Bauer, J. J., 1973, "Application of hydrostatic transmissions to small and medium horsepower vehicles", **SAE Technical Paper**, 730786.
- * Bălăsoiu, V., Cristian, I., și Bordeasu, I., 2008, **Echipamente și sisteme hidraulice de acționare și automatizare. Vol. 2. Aparatură hidraulică**, Timișoara: Editura Orizonturi Universitare.
- * Bell, P. C., 1971, **Mechanical Power Transmission**, 1st edition, New York: Macmillan Publishers.
- * Berthou, V., Furic, S., și Wagner, L., 2014, "Statecharts as a Means to Control Plant Models in LMS Imagine.Lab AMESim", **Proceedings of the 10th International Modelica Conference**, pp. 1237-1246.
- * Blackburn, J.F., Reethof, G., și Shearer, J.L., 1960, **Fluid power control**, Vol. 1, 2, 3, USA: Technology press of M.I.T. și John Wiley & Sons.
- * Bosch Rexroth AG, n.d. a, [EN] **Bosch Rexroth: A41CT Compact Unit for Hydromechanical Power-Split Gearboxes**, online video, YouTube, accesat 14 octombrie 2020, <https://www.youtube.com/watch?v=T5vpqI7Smic>.
- * Bosch Rexroth AG, n.d. b, **Variable Pump A10VG 28–63 Series 10, Repair Manual RDE 92750-21-R/02.08**, accesat 3 mai 2021, <www.boschrexroth.de>.
- * Bosch Rexroth AG, 2012 a, **Analog amplifier module Type VT 11118 Component Series 1X**, electronic data sheet, accesat 29 aprilie 2021, <www.boschrexroth.de>.
- * Bosch Rexroth AG, 2012 b, **Axial Piston Variable Motor A6VM Series 63, Instruction manual RE 91604-01-B/01.2012**, accesat 3 mai 2021, <www.boschrexroth.de>.
- * Bosch Rexroth AG, 2013, **Proportional pressure relief valve, pilot operated Type DBEM and DBEME**, electronic data sheet, accesat 29 aprilie 2021, <www.boschrexroth.de>.
- * Bosch Rexroth AG, 2016, **Axial piston variable motor A6VM Series 63**, electronic data sheet, accesat 29 aprilie 2021, <www.boschrexroth.de>.
- * Bosch Rexroth AG, 2020 a, **Axial piston variable pump A10VG Series 10**, electronic data sheet, accesat 29 aprilie 2021, <www.boschrexroth.de>.
- * Bosch Rexroth AG, 2020 b, **Axial piston variable pump A4VG Series 35**, electronic data sheet, accesat 29 aprilie 2021, <www.boschrexroth.de>.
- * Bosch Rexroth AG, 2020 c, **Axial piston variable pump A4VG Series 40**, electronic data sheet, accesat 29 aprilie 2021, <www.boschrexroth.de>.
- * Bury, P., Stosiak, M., Urbanowicz, K., Kodura, A., Kubrak, M., și Malesińska, A., 2022, "A case study of open- and closed-loop control of hydrostatic transmission with proportional valve start-up process", **Energies** 15, ID 1860.
- * Cao, W., Li, D., Chen, Z., Tang, W., Lv, Q., și Huang, M., 2015, "Research on Model and Simulation of Hydraulic Lifting System of the Wave Power Generating Platform based on AMESim", **Proceedings of the 2015 International Industrial Informatics and Computer Engineering Conference (IIIEEC 2015)**, pp. 340-344.
- * Chapple, P. J., 2003, **Principles of Hydraulic System Design**, Oxford: Coxworth Publishing Company.
- * Chiriță, Al. P., 2022, [acceptat la publicare], "The influence of hydraulic fluid temperature on the adjustment capabilities of servo-mechanisms and closed-circuit hydrostatic transmissions", **Proceedings of 2022 International Conference on Hydraulics and Pneumatics HERVEX**.
- * Chiriță, Al. P., Dumitrescu L., și Sauciuc, R., 2017, "Numerical simulation of the dynamic behavior of a multifunctional motor vehicle equipped with a primary adjustment hydrostatic transmission", **Proceedings of ISB-INMA TEH' 2017 International Symposium**, pp. 375-380.
- * Chiriță, Al. P. și Pavel, C., 2022, [acceptat la publicare], "Mathematical modeling, laboratory testing and numerical simulation of a servo-pump as part of a closed circuit primary control hydrostatic transmission for multi-purpose trucks", **Hidraulica Magazine** (4).
- * Chiriță, Al. P. și Pavel, C., 2023, [acceptat la publicare], "Agricultural platform equipped with a hydrostatic transmission capable of continuously adjustable travel velocity and non-linear disturbance compensation capabilities", **INMATEH - Agricultural Engineering** 69(1).
- * Chiriță, Al. P., Rădoi R. I., Tudor, B. Al., Șefu, Șt. M., și Popescu, A.-M., 2022, "Control performance of an energy efficient hydrotronic transmission", **Hidraulica Magazine** (2), pp. 07–14.
- * Comellas, M., Pijuan, J., Potau, X., Nogués, M., și Roca, J., 2013, "Efficiency sensitivity analysis of a hydrostatic transmission for an off-road multiple axle vehicle", **International Journal of Automotive Technology** 14(1), pp. 151–161.
- * Costa, G. K. și Sepehri, N., 2015, **Hydrostatic transmissions and actuators: operation, modelling and applications**, West Sussex: John Wiley & Sons, Inc., ISBN 9781118818909.
- * Costa, G. K. și Sepehri, N., 2018, "Understanding overall efficiency of hydrostatic pumps and motors", **International Journal of Fluid Power** 19(2), pp. 106–116.
- * Costa Utilaje, n.d., **Multifuncționale, digital image**, accesat 11 mai 2022, <https://costautilaje.ro/multifuncționale/>.

- * Czyński, M., 2008, "Energy efficiency of hydrostatic transmission. Comparing results of laboratory and simulation tests", **Scientific Problems of Machines Operation and Maintenance** 43 (2 / 154), pp. 59-70.
- * Dasgupta, K., Mandal, S.K., și Pan, S., 2012, "Dynamic analysis of a low speed high torque hydrostatic drive using steady-state characteristics", **Mechanism and Machine Theory** 52, pp. 1-17.
- * Deng, X., Sun, K., Zhang, H., Zhang, Y. și Li, T., 2020, "Modeling and Simulation of the Water Hydraulic Cylinder System Based on AMESim", **Journal of Physics: Conference Series** 1637, 8th Annual International Conference on Material Science and Engineering (ICMSE2020), ID 012146.
- * Ding, H. și Zhao, J., 2017, "Dynamic characteristic analysis of replenishing/leaking parallel valve control systems", **Automatika** 58(2), pp. 182-194.
- * Do, H. T. și Ahn, K. K., 2013, "Velocity control of a secondary controlled closed-loop hydrostatic transmission system using an adaptive fuzzy sliding mode controller", **Journal of Mechanical Science and Technology** 27(3), pp. 875-884.
- * Dobre, Al., Vasiliu, N., Hadăr, A., și Andreescu, C. N., 2015, "Modeling and simulation of the car suspensions with AMESim", **Lucrările celei de-a X-a ediții a Conferinței anuale a ASTR**, pp. 254-260.
- * Fu, Y. L. și Qi, H. T., 2011, *Tutorial Examples of LMS Imagine*. In **Lab AMESim System Modeling and Simulation**, Beijing: Beihang University Press.
- * Fuchshumer, F., 2009, **Modellierung, Analyse und nichtlineare modellbasierte Regelung von verstellbaren Axialkolbenpumpen/Modelling, analysis and non-linear model-based control of variable axial piston pumps**, Aachen: Shaker Verlag.
- * Galal Rabie, M., 2009, **Fluid Power Engineering**, New York: The McGraw-Hill Companies, Inc.
- * Gangwar, G. K., Barnwal, M. K., și Das, J., 2013, "Modeling and simulation of hydrostatic transmission system: A literature survey", **International Journal of Mechanical and Production Engineering** 1(6), pp. 43-47.
- * Gies, H. M. S., 2008, **Fluidtechnik für mobile anwendungen / Fluid technology for mobile applications**, Aachen: Shaker Verlag.
- * Grădinariu, n.d., *Multifunctional de capacitate mare*, accesat 20 octombrie 2020, <<https://www.gradinariu.ro/utilaj-multifunctional-de-capacitate-mare>>.
- * Guillon, M. și Thoraval, B., 1992, **Commande et asservissement hydrauliques et électrohydrauliques**, Paris: Tec. et doc.-Lavoisier.
- * Guo, X. și Vacca, A., 2021, "Advanced design and optimal sizing of hydrostatic transmission systems", **Actuators** 10, ID 243.
- * Haimovici, E. M., 1969, **L'Hydro Automatique et les Hydrauliques**, vol. IV, Montrouge: Imp. de l'Édition et de l'Industrie.
- * Heisler, H., 2002, **Advanced Vehicle Technology**, Second edition. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- * Ho, T. H. și Ahn, K. K., 2010, "Modeling and simulation of hydrostatic transmission system with energy regeneration using hydraulic accumulator", **Journal of Mechanical Science and Technology** 24(5), pp. 1163-1175.
- * Inada, T., Miura, T., și Matsuzaka, K., 2017, "Hydraulic pump and track motor for hydrostatic transmission", **KYB Technical Review** (55), pp. 33-38.
- * Hu, Y., Zeng, Q., Jiang, S., Yu, P., și Yang, Z., 2018, "Dynamic Analysis of Chain Drive System for Scraper Conveyor Based on Amesim", **IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering** 452, ID 042127.
- * Ion Guță, D. D., Popescu, T. C., și Dumitrescu, C., 2010, "Optimization of hydrostatic transmissions by means of virtual instrumentation technique", **Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering** 7821, ID 782129.
- * INOE 2000 - HYDRAULICS AND PNEUMATICS RESEARCH INSTITUTE (IHP BUCHAREST), n.d., 66. *Stand for testing hydrostatic transmissions*, **EERIS page**, accesat 12 martie 2020, <<https://eeris.eu/ERIF-2000-000J-0884>>.
- * Jelali, M. și Kroll, A., 2003, **Hydraulic Servo-Systems: Modelling, Identification and Control**, UK: Springer-Verlag.
- * Jia, W., Yin, C., Li, G., și Sun, M., 2017, "Modeling and stability of electro-hydraulic servo of hydraulic excavator", **IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science (EEMS 2017)** 94, ID 012013.
- * Jun, L., Dongyun, W., Xiaobing, X., și Hualin, R., 2017, "Study On Hybrid Modeling Of Hydraulic Excavator", **Topics in Intelligent Computing and Industry Design (ICID)**, 1(2), pp. 30-33.
- * Jung, G., Kim, H., și Kim, J., 2005, "Performance and transmission efficiency analysis of 2-mode hydro mechanical transmission", **Transactions of KSAE** 13(1), pp. 90-98.
- * Kaps Automatic, n.d., *Torque converters, digital image*, accesat 5 aprilie 2022, <<https://eng.kaps.cz/data/aktuality/main-photo/964.jpg>>.
- * Kiencke, U. și Nielsen L., 2005, **Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle**, 2nd ed., Germany: Springer-Verlag.
- * Kobold, 2017, *Gear Wheel Flow Meter Made of Aluminium for Viscous Fluids Model KZA*, electronic data sheet, accesat 15 aprilie 2021, <www.kobold.com>.
- * Kübler, 2018, *Incremental encoders Large hollow shaft optical A020*, electronic data sheet, accesat 19 aprilie 2021, <www.kuebler.com>.
- * Kugi, A., Schlacher, K., Aitzetmüller, H., și Hirmann, G., 2000, "Modeling and simulation of a hydrostatic transmission with variable-displacement pump", **Mathematics and Computers in Simulation** 53, pp. 409-414.
- * Kumar, A., Das, J., și Mishra, S. K., 2013, "Performance investigation of a proportional valve controlled hydraulic motor used in hydrostatic transmission system", **Proceedings of 7th ICECSME-2013**, pp. 28-31.
- * Kumar, N., Dasgupta, K., și Ghoshal, S. K., 2015, "Dynamic analysis of a closed-circuit hydrostatic summation drive using bent axis motors", **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and Control Engineering** 229(8), pp. 761-777.
- * Lai, J. C. S. și Grigg, F. W., 1987, "A hydrostatic transmission for a load-haul-dump vehicle", **SAE Technical Paper**, 871599.
- * Lee, J.-S., Ahn, J.-H., Chae, H.-I., Lee, H.-C., și Rhi, S.-H., 2022, "1-D Modeling of Two Phase Flow Process in Concentric Annular Heat Pipe and Experimental Investigation", **Processes** 10(3), ID 493.
- * Lepădatu, I., Cristescu, C., Chiriță, Al. P., și Mărculescu, C., 2017, "Four-wheel drive high efficiency hybrid transmission for multipurpose motor vehicles", **Proceedings of 2017 International Conference on Hydraulics and Pneumatics HERVEX**, pp. 140-146.
- * Likaj, R. și Shala, A., 2017, "Design of automatic system with hydrostatic transmission", **Annals of Faculty Engineering Hunedoara - International Journal of Engineering** 15(2), pp. 159-162.
- * Liu, F., Wu, W., Hu, J., și Yuan, S., 2019, "Design of multi-range hydro-mechanical transmission using modular method", **Mechanical Systems and Signal Processing** 126, pp. 1-20.
- * Magnom, n.d., *Hydrostatic Transmission, digital image*, accesat 5 aprilie 2022, <<https://magnom.com/wp-content/uploads/2018/06/HydrostaticTransmission-2-online.jpg>>.
- * Mandal, S. K., Singh, A. K., Verma, Y., și Dasgupta, K., 2012, "Performance investigation of hydrostatic transmission system as a function of pump speed and load torque", **Journal of The Institution of Engineers (India): Series C** 93(2), pp. 187-193.
- * Manring, N. D., 2013, **Fluid Power Pumps and Motors: Analysis, Design, and Control**, New York: McGraw-Hill.
- * Manring, N. D., 2016, "Mapping the efficiency for a hydrostatic transmission", **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control** 138, pp. 031004-1-031004-8.
- * Manring, N. D. și Luecke, G. R., 1998, "Modeling and designing a hydrostatic transmission with a fixed-displacement motor", **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control** 120, pp. 45-49.
- * Man, n.d. a, *D 0834, D 0836 Euro4 vehicle diesel engines 110-240 kW (150-326 hp)*, electronic data sheet, accesat 14 martie 2018, <www.man-mn.com>.

- * Man, n.d. b, *MANTED® - Technical Data and Guide To Fitting Bodies*, accesat 27 februarie 2018, <https://www.manted.de/manted/epl/loginmtd.epl?forward=&sprache=us&session=®ISTER_ABRL_BUS=0&from=manted&command=&kennung=>.
- * Man, 2017 a, *MAN Guidelines to fitting bodies Truck Power take-offs Edition 2017 V1.0*, electronic manual, accesat 28 februarie 2018, <www.manted.de>.
- * Man, 2017 b, *MAN Guidelines to fitting bodies Truck Series TGL/TGM Edition 2017 V1.0*, electronic manual, accesat 28 februarie 2018, <www.manted.de>.
- * MBT, n.d., *ROBOSCAN R1MC*, accesat 18 martie 2022, <<http://www.mbttelecom.ro/Produse/ROBOSCAN%20R1MC>>.
- * Merritt, H. E., 1967, *Hydraulic control systems*, US: John Wiley & Sons.
- * Meyer, R., 1970, *Introduction to Mathematical Fluid Dynamics*, New York: Wiley-Interscience.
- * Mercedes-Benz, n.d., *DATE TEHNICE Unimog U 219 – U 535*, accesat 16 noiembrie 2020, <https://www.mercedes-benz-trucks.com/ro_RO/models/unimog-implement-carrier/technical-data.html>.
- * Miller, M. K., Khalid, H., Michael, P., W., Guevremont, J. M., Garelick, K. J., Pollard, G. W., Whitworth, A. J., și Devlin, M. T., 2014, "An investigation of hydraulic motor efficiency and tribological surface properties", *Tribology Transactions* 57(4), pp. 622-630.
- * Mistry, K. A., Patel, B. A., Patel, D. J., Parsana, P. M., și Patel, J. P., 2018, "Design and analysis of hydrostatic transmission system", *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (ICoNAMMA-2017)* 310, ID 012048.
- * Mohanty, A. și Yao, B., 2011, "Integrated direct/indirect adaptive robust control of hydraulic manipulators with valve deadband", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 16(4), pp. 707-715.
- * Murrenhoff, H., 2008, *Servohydraulik – Geregelt Hydraulische Antriebe / Servo hydraulics - Controlled hydraulic drives*, 3., neu überarbeitete Auflage / 3rd, newly revised edition, Aachen: Shaker Verlag.
- * National Instruments, n.d., *USB-6211 – QUARC Data Acquisition Card Support*, electronic data sheet, accesat 18 iunie 2020, <www.ni.com>.
- * Nervergna, N. și Rundo, M., 2020, *Passi Nell'oleodinamica / Steps in hydraulics*, Torino: Epics.
- * Neto, M. M. și Góes, L. C. S., 2017, "Use of LMS Amesim® Model to Predict Behavior Impacts of Typical Failures in an Aircraft Hydraulic Brake System", *Proceedings of The 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'17*, pp. 29-43.
- * Nie, D. și Fu, C., 2020, "The application of closed hydraulic system of hoisting mechanism in auto crane", *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering JJMIE* 14(1), pp. 37-41.
- * Paoluzzi, R. și Zarotti, L. G., 2013, "The minimum size of hydrostatic transmissions for locomotion", *Journal of Terramechanics* 50, pp. 153–164.
- * Pandey, A. K., Dasgupta, K., și Kumar, N., 2019 a, "Steady-state performance investigation of closed-circuit hydrostatic system: A practical approach", *Kuwait Journal of Science* 46(1), pp. 76-83.
- * Pandey, A. K., Vardhan, A., și Dasgupta, K., 2019 b, "Theoretical and experimental studies of the steady-state performance of a primary and secondary-controlled closed-circuit hydrostatic drive", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering* 223(5), pp. 1024-1035.
- * Park, S. H., Alam, K., Jeong, Y. M., Lee, C. D., și Yang, S. Y., 2009, "Modeling and simulation of hydraulic system for a wheel loader using AMESim", *Proceedings of ICCAS-SICE 2009: ICROS-SICE International Joint Conference 2009*, pp. 2991-2996.
- * Parker Hannifin Corporation, 2014, *Denison GOLD CUP® Application Handbook Piston Pumps & Motors For Open & Closed Circuits*, electronic manual HY28-2668-01/GC/NA,EU, accesat 8 aprilie 2022, <www.parker.com>.
- * Parker Hannifin Corporation, 2022, *Denison GOLD CUP® Product Catalog Piston Pumps & Motors For Open & Closed Circuits*, Catalogue HY28-2667-01/GC/NA,EU, accesat 11 aprilie 2022, <www.parker.com>.
- * Pepperl+Fuchs, 2020, *Frequency voltage current converter KFÜ8-FSSP-1.D*, electronic data sheet, accesat 20 iulie 2021, <www.pepperl-fuchs.com>.
- * Pettersson, K., Larsson, L. V., Larsson, K. V., și Krus, P., 2014, "Simulation aided design and testing of hydromechanical transmissions", *Proceedings of the 9th JFPS International Symposium on Fluid Power*, pp. 487-495.
- * Poclain Hydraulics, n.d. a, *CreepDrive™*, accesat 24 septembrie 2020, <<https://poclain-hydraulics.com/systems/creepdrivetm>>.
- * Poclain Hydraulics, n.d. b, *CreepDrive Consistent Low Speed Drive*, electronic brochure, accesat 24 septembrie 2020, <www.poclain-hydraulics.com>.
- * Poclain Hydraulics, 2017 a, *CDM 222-050 CreepDrive Motor*, Technical Catalog, accesat 22 septembrie 2020, <www.poclain-hydraulics.com>.
- * Poclain Hydraulics, 2017 b, *P90 Variable Displacement Pump*, Technical Catalog, accesat 23 septembrie 2020, <www.poclain-hydraulics.com>.
- * Poclain Hydraulics, 2020, *CDM 20 CreepDrive Motor*, Technical Catalog, accesat 10 august 2021, <www.poclain-hydraulics.com>.
- * Poclain Hydraulics, 2021 a, *CDM 10 CreepDrive Motor*, Technical Catalog, accesat 10 august 2021, <www.poclain-hydraulics.com>.
- * Poclain Hydraulics, 2021 b, *CreepDrive™ System Low Speed Applications*, Technical Catalog, accesat 7 septembrie 2021, <www.poclain-hydraulics.com>.
- * Poclain Hydraulics, 2021 c, *Power Transmission Valves*, Technical Catalog, accesat 5 noiembrie 2021, <www.poclain-hydraulics.com>.
- * Popescu, T. C., Ion Guta, D. D., și Calinoiu, C., 2010 a, "Modern instruments for analysis of hydrostatic transmissions", *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering* 72(4), pp. 201-210.
- * Prabel, R. și Aschemann, H., 2017, "Torque control of a hydrostatic transmission using extended linearisation techniques", *Proceedings of The 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'17*, pp. 352–360.
- * Rahmfeld, R. și Skirde, E., 2010, "Efficiency measurement and modeling - essential for optimizing hydrostatic systems", *Proceedings of 7th International Fluid Power Conference (7. IFK)* 3, pp. 53-66.
- * Roccatallo, A., Mancò, S., și Nervegna, N., 2007, "Modelling a variable displacement axial piston pump in a multibody simulation environment", *Transactions of the ASME. Journal of dynamic systems, measurement and control* 129, pp. 456-468.
- * Rossetti, A. și Macor, A., 2019, "Continuous formulation of the layout of a hydromechanical transmission", *Mechanism and Machine Theory* 133, pp. 545-558.
- * Rossetti, A. și Macor, A., 2013, "Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions", *Mechanism and Machine Theory* 62, pp. 112–128.
- * Rossetti, A., Macor, A., și Scamperle, M., 2017, "Optimization of components and layouts of hydromechanical transmissions", *International Journal of Fluid Power* 18(2), pp. 123–134.
- * Ruggeri, M., 2002, "Flexible automotive strategy (FAST) for hydrostatic transmissions", *Proceedings of the 5th JFPS International Symposium on Fluid Power* 3, pp. 787-793.
- * Rydberg, K.-E., 2007, "Design of energy efficient hydraulic systems - System concepts and control aspects", *Proceedings of ISFP'2007: 5th International Symposium on Fluid Power Transmission and Control*.
- * Sathiyaseelan, A., și Selvan, A. M., 2020, "Modeling and Simulation of a Fighter Aircraft Cabin Temperature Control System Using AMESim", *SAE Technical Paper*, 2020-28-0497.

- * Schneider Electric, 2022, *Energy meters iEM3100 / iEM3200 / iEM3300 series*, **User manual DOCA0005EN-13**, accesat 8 aprilie 2022, <www.se.com>.
- * Shearer, L., Murphy, A., și Richardson, H., 1967, **Introduction to System Dynamics**, Reading, Pennsylvania: Addison-Wesley.
- * Shi, X., Sun, G., și Liu, H., 2013, "Analysis of torque loading system based on hydraulic energy closed-loop", **TELKOMNIKA** 11(12), pp. 7197-7205.
- * Siemens, 2020, *Simcenter Amesim 2020 User guide / Help contents*, Plano, Texas, USA.
- * Sill, J., Molla, S., și Ayalew, B., 2011, "Modelling and control of handling dynamics for a hydrostatically driven vehicle", **International Journal of Heavy Vehicle Systems** 18(3), pp. 322-340.
- * Singh, R. B., Kumar, R., și Das, J., 2013, "Hydrostatic transmission systems in heavy machinery: Overview", **International Journal of Mechanical and Production Engineering** 1(4), pp. 47-51.
- * Skorek, G., 2013, "Energy efficiency of a hydrostatic drive with proportional control compared with volumetric control", **Polish Maritime Research** 20(3), pp. 14-19.
- * Stringer, J., 1976, **Hydraulic system analysis: an introduction**, Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons.
- * Sunny, S., Pawar, S., Ozarkar, S., și Biswas, S., 2014, "Hydrostatic transmission as an alternative to conventional gearbox", **IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology** 3(5), pp. 136-142.
- * Ting-ting, M. și Guo-ping, Y., 2016, "Study on Hydraulic Vibration System of Roller Based on AMESIM", **International Journal of Research in Engineering and Science (IJRES)** 4(7), pp. 28-37.
- * Tripathi, J. P., Ghoshal, S. K., Hasan, M. E., Dasgupta, K., și Das J., 2018, "Speed control of a hydrostatic drive using inverse steady state model", **IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering (International Conference on Mechanical, Materials and Renewable Energy)** 377, ID 012115.
- * U.M.P., n.d., *Axial piston units Pompe hidraulice cu pistoane axiale*, catalog electronic, accesat 23 septembrie 2020, <www.ump.ro>.
- * Vacca, A. și Franzoni, G., 2021, **Hydraulic Fluid Power: Fundamentals, Applications, and Circuit Design**, Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons.
- * Vasiliu, G. C., Vasiliu, D., Vasiliu, N., și Ion Guță, D., 2014, "Numerical simulation of the mechanical feedback servopumps by AMESIM", **U.P.B. Sci. Bull., Series D**, 76(3), pp. 189-198.
- * Vasiliu, N. și Catană, I., 1988, **Transmisii hidraulice și electrohidraulice**. Vol. I - Mașini hidraulice volumice, București: Editura Tehnică.
- * Vasiliu, N. și Vasiliu, D., 2004, **Aționări hidraulice și pneumatice**. Vol. I, București: Editura Tehnică.
- * Vrcan, Z., Siminiati, D., și Lovrin, N., 2011, "Design proposal for a hydrostatic city bus transmission", **Engineering Review** 31(2), pp. 81-89.
- * Wang, J., Xu, H., Xu, X., și Pan, C., 2017, "Design and simulation of liquid cooled system for power battery of PHEV", **IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering**, 231, ID 012025.
- * Wei, H. -B. și Su, W. -B., 2022, "Simulation Based on AMESim and Performance Experiment of Ocean Current Hydraulic Power Generation," **Proceedings of 5th International Conference on Energy, Electrical and Power Engineering (CEEPE)**, pp. 1265-1269.
- * Wei, X., Wang, L., Ni, X., Han, S., Zhao, X., și Li, S., 2021, "Speed control strategy for pump-motor hydraulic transmission subsystem in hydro-mechanical continuously variable transmission", **Journal of Mechanical Science and Technology** 35(12), pp. 5665-5679.
- * Wilson, W. E. și Lemme, C. D., 1968, "The Hydromechanical Transmission — Ideal and Real", **SAE Technical Paper**, 680605.
- * Wu, W., Luo, J., Wei, C., Liu, H., și Yuan, S., 2020, "Design and control of a hydro-mechanical transmission for all-terrain vehicle", **Mechanism and Machine Theory** 154, ID 104052.
- * Xiang, Y., Mutschler, S., Brix, N., Brach, C., și Geimer, M., 2020, "Optimization of hydrostatic-mechanical transmission control strategy by means of torque control", **Proceedings of 12th International Fluid Power Conference (12. IFK)**, pp. 421-431.
- * Yilun, W., 2005, **Hydraulic transmission**, Harbin: Harbin Engineering University Press.
- * Zarotti, L. G., Nervegna, N., și Miotto, G., 1979, "Hydrostatic transmissions controls — Is there space for optimization?", **SAE Transactions** 87(3), pp. 2090-2101.
- * Zarotti, L. G. și Paoluzzi, R., 1996, "In quest of the transmission size", **Proceedings of the Third JHPS International Symposium on Fluid Power**, pp. 295-300.
- * Zeman, P., Kemmetmüller, W., și Kugi, A., 2015, "Mathematical modeling and analysis of a hydrostatic drive train", **IFAC-PapersOnLine** 48(1), pp. 508-513.
- * Zhou, W., 2019, "Simulation of Hydraulic System Faults for Marine Machinery Based on AMESim," **Journal of Coastal Research** 94(sp1), pp. 357-361.

Anexa 4 - Statistică bibliometrică a tezei

	Referințe noi (≥ anul 2013)	Referințe vechi (< anul 2013)	TOTAL referințe
Articole științifice	59	23	82
Cărți	5	26	31
TOTAL Articole și Cărți	64	49	113
Fișe tehnice	20	8	28
Website-uri	0	10*	10
TOTAL GENERAL	84	67	151

*Deoarece data publicării informațiilor pe website-uri nu a putut fi determinată, referințele aferente (înregistrate ca „n.d.” – „no date”) au fost considerate mai vechi de anul 2013.