

noiembrie 2006
ISSN 1454-8003



2006

HERVEX

HERVEX

- ›hidraulica
- ›pneumatica
- ›elemente de etansare
- ›mecanica fina
- ›scule
- ›dispozitive si echipamente electronice specifice
- ›mecatronica

2006

Editat de
INOE - Institutul de Cercetari pentru Hidraulica si Pneumatica
Camera de Comert si Industrie Valcea

noiembrie 2006
ISSN 1454-8003



HERVEX

- ›hidraulica
- ›pneumatica
- ›elemente de etansare
- ›mecanica fina
- ›scule
- ›dispozitive si echipamente
electronice specifice
- ›mecatronica

Editat de
INOE - Institutul de Cercetari pentru Hidraulica si Pneumatica
Camera de Comert si Industrie Valcea

CUVANT INAINTE

Salonul National de Hidraulica si Pneumatica isi desfasoara cea de a XIV-a editie in conditiile acceptarii Romaniei in UE si de asemenea al intensificarii procesului de globalizare. In ultimii ani domeniul pe care il reprezentam a facut pasi seriosi pe greul drum al integrarii astfel ca schimbarile socio-politice nu mai pot influenta decisiv soarta firmelor existente astazi. Firmele multinationale au patruns de mai mult timp in tara, firmele traditionale romanesti s-au restructurat, iar initiativa particulara a creat un mare numar de IMM-uri care sprijina legatura intre producatori si beneficiari. Este de remarcat ca si cercetarea-dezvoltarea-inovarea s-au integrat acestei restructurari prin aparitia micilor unitati de engineering, prin mentinerea unor unitati de cercetare dezvoltare care s-au adaptat conditiilor de astazi si prin aparitia unor noi structuri in invatamantul superior. Aceasta reorganizare a domeniului poate fi vazuta si la Hevex atat in zona expozitionala cat si in zona de simpozion. De asemenea crearea asociatiei profesionale FLUIDAS reprezinta un mare pas facut de domeniu in directia integrarii europene si al recunoasterii la nivel national a domeniului. Componenta acesteia si problematica asumata se inscriu in directiile organizatorice si de lucru ale asociatiei europene la care incercam sa devenim membri cu drepturi depline.

Ca in fiecare an expozitia prezinta produsele de varf ale firmelor participante, tendintele tehnice si tehnologice, precum si unele aplicatii de mare interes ale hidraulicii si pneumaticii realizate de acestea. Le multumim acestor firme ca ne-au onorat cu prezenta lor, chiar daca manifestarea noastra se tine la sfarsit de sezon cand interesul fata de astfel de manifestari scade si multa lume incepe sa faca bilanturi si sa incerce sa mai repare ce se mai poate repara. Legat de simpozion trebuie sa reamintim interesul organizatorilor pentru lucrari finalizate practic, cu implicare economica si cu transfer tehnologic asigurat. Acest interes nu exclude publicarea unor lucrari teoretice care pot constitui o buna baza de plecare in realizarea unor lucrari de interes pentru unitatile economice. Numarul mare de participanti din tara si din strainatate care si-au anuntat participarea precum si tematica discutiilor care sunt programate asigura din start o manifestare de mare interes, din care vor castiga toti participantii. Organizatorii tin sa multumeasca si pe aceasta cale autoritatilor care ne-au sprijinit, complexului hotelier care ne-a gazduit, precum si tuturor participantilor care prin prezenta lor dau continut intrunirii noastre anuale.

Petrin Drumea



COMITETUL DE ORGANIZARE**A. COORDONATORI**

Ing. Valentin CISMARU CCI Valcea

Dr. ing. Petrin DRUMEA INOE 2000 IHP Bucuresti

Conf. Dr. Ing. Alexandru MARIN - Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti

B. MEMBRII

Prof. Dr. Ing. Nicolae ALEXANDRESCU - Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti

Ing. Ioan AVRAM - MEBIS SA Bistrita

Ing. Radu ALEXANDRU - FESTO S.R.L.

Prof. Dr. Ing. Victor BALASOIU - Universitatea "POLITEHNICA" Timisoara

Prof. Dr. Ing. Valeriu BANU - S.M.C. Romania

Prof. Dr. Ing. Mircea BARGLAZAN - Universitatea "POLITEHNICA" Timisoara

Prof. Dr. Ing. Doru CALARASU - Universitatea "Gh. Asachi" Iasi

Conf. Dr. Ing. Constantin CHIRITA - Universitatea " Gh. Asachi" Iasi

Dr. ing. Tudor CRACIUNOIU - S.C. ICTCM S.A. Bucuresti

Ing. Gelu COCIS VOINESCU - MERKEL Brasov

Dr. ing. Iosif COJOCARU - INMA Bucuresti

Dr. ing. Corneliu CRISTESCU - IHP Bucuresti

Ing. Victor DAHNOVICI - SMC Romania SRL Craiova

Ing. Mircea DANCIU - PARKER Romania

Dr. ing. Gheorghe GHEORGHE - INCDM Mecanica Fina Bucuresti

Dr. ing. Mihaela IORDANESCU - Program INFRAS

Drd. Ing. Ioan LEPADATU - INOE 2000 IHP Bucuresti

Ing. Leopold LUPUSANSCHI - CEROB Bucuresti

Drd. Ing. Daniel MARIN- S.C. General Fluid S.A. Bucuresti

Drd. Ing. Adrian MIREA -ROMFLUID Bucuresti

Ing. Ioan MOLDONEANU - Festo S.R.L.

Prof. Dr. Ing. Erol MURAD - Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti

Ing. Cristian Sen OGRINJI - SUSZI SRL Constanta

Ing. Octavian GANEA - S.C. HERVIL Ramnicu Valcea

Prof. Dr. Ing. Petru PATRUT - Universitatea de Constructii Bucuresti

Ing. Paul PENCIOIU - ICPE Bucuresti

Dr. Ing. Ion PIRNA- INMA Bucuresti

Dr. ing. Mircea PRICOP - S.C. HESPER S.A. Bucuresti

Prof. Dr. Ing. Paul SVASTA - Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti

Prof. Dr. Ing. Liviu VAIDA - Universitatea Tehnica Cluj Napoca

Prof. Dr. Ing. Nicolae Vasiliu - Universitatea POLITEHNICA Bucuresti

Ing. Nicolae TASU - HANSA FLEX Romania

Guido BELFORTE - Universitatea Tehnică Torino, Italia

Włodzimierz KALITA - Universitatea Tehnică Rzeszow, Polonia

Pavel MACH - Facultatea de Inginerie Electrică, Universitatea Tehnică Praga, Cehia

Johann NICOLICS - Universitatea Tehnică Viena, Austria

SECRETAR GENERAL

Ing. Gheorghe RIZOIU - CCI Valcea

COMITETUL EXECUTIV

Ing. Valentin CISMARU - CCI Valcea

Dr. ing. Petrin DRUMEA - INOE 2000 IHP Bucuresti

Prof. Dr. Ing. Mircea BARGLAZAN - Universitatea "POLITEHNICA" Timisoara

Conf. Dr. Ing. Constantin CHIRITA - Universitatea " Gh. Asachi" Iasi

Ing. Gelu COCIS VOINESCU - MERKEL Brasov

Conf. Dr. Ing. Alexandru MARIN - Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti

Prof. Dr. Ing. Erol MURAD - Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti

Ing. Cristian Sen OGRINJI - SUSZI SRL Constanta

Prof. Dr. Ing. Paul SVASTA - Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti

Drd. Ing. Adrian MIREA - ROMFLUID Bucuresti

Ing. Gheorghe RIZOIU - CCI Ramnicu Valcea

Dr. Ing. Gabriela MATAACHE- INOE 2000 IHP Bucuresti

Secretariat CE

Dr. Ing. Gabriela MATAACHE - INOE 2000 IHP Bucuresti

Drd. Ing. Ioana ILIE - INOE 2000 IHP Bucuresti

Genoveva CHIRCA - CCI Valcea

Adriana BADITA - CCI Valcea

Colectiv organizare expozitie

Ing. Gheorghe RIZOIU - CCI Ramnicu Valcea

Drd. Ing. Ioan LEPADATU - INOE 2000 IHP

Genoveva CHIRCA - CCI Ramnicu Valcea

COMITETUL DE REFERINTE DE SPECIALITATE

Dr. Ing. Petrin DRUMEA - INOE 2000 - IHP Bucuresti

Prof. Dr. Ing. Nicolae ALEXANDRESCU - Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti

Prof. Dr. Ing. Paul SVASTA - Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti

Cof. Dr. Ing. Alexandru MARIN - Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti

Conf. Dr. Ing. Constantin CHIRITA - Universitatea " Gh. Asachi" Iasi

Dr. ing. Corneliu CRISTESCU - INOE 2000 - IHP Bucuresti

Mat. Ing. Gabriel RADULESCU - INOE 2000 - IHP Bucuresti

Ing. Mircea DANCIU - PARKER HANNIFIN Corporation Romania

Dr. ing. Mircea PRICOP - S.C. HESPER S.A. Bucuresti

Dr. ing. Valer POTRA- U.M. HIDRAULICA PLOPENI

REDACTIA

Redactor Sef - Dr. Ing. Gabriela MATACHE

Redactor - Asist. cercet. Ana-Maria Carla POPESCU

DIRECTOR DE PUBLICATIE

Dr. Ing. Petrin DRUMEA

SECTIUNEA I - STUDII SI CERCETARI TEORETICE SI EXPERIMENTALE

	Pag.
1 PRINCIPALELE SCHIMBARI SI SIMPLIFICARI OPERATE PENTRU NOUL PROGRAM EUROPEAN DE C&D, FP7, IN RAPORT CU FP6. OBIECTIVELE STIINTIFICE SI TEHNOLOGICE ALE TEMATICILOR C.S. I, Dr. Ing. Veronica CRAIU	12 - 15
2 THE CAVITATION PROBLEMS OF THE AXIAL HYDRAULIC TURBINES MAINTENANCE PhD. Std. Eng. Adrian I. SIMEDRU, Prof. PhD. Eng. Mircea BĂRGLĂZAN	16 - 24
3 DYNAMIC BEHAVIORS OF PELTON TURBINES Lecturer eng. Adriana CATANASE, Prof.dr.ing. Mircea BĂRGLĂZAN	25 - 32
4 O ABORDARE DE SISTEM MULTIFUNCȚIONAL MODULAR, ÎN REALIZAREA UNOR ECHIPAMENTE HIDRAULICE FLEXIBILE DE FORȚĂ 700 [bar] Constantin CHIRIȚĂ, Boris PLAHTEANU	33 - 40
5 EXPERIMENTAL ANALYSIS OF LIQUID-GAS FLOWS IN TORQUE CONVERTERS Prof.dr.ing. Mircea BĂRGLĂZAN, Ș.L.dr.ing. Cornel VELESCU, Ș.L.dr.ing. Adriana MANEA	41 - 47
6 FRECARĂ ȘI CUPLE DE FRECARĂ, ÎN CONDIȚIILE STUDIULUI PROCESELOR TRIBOLOGICE Ing. Titu STĂNESCU, CP II, Dr.Ing. Marian TOPOLOGEANU CP II, Ing. Leonard MIHĂESCU, CP III, Mat.Ing. Gabriel RĂDULESCU	48 - 50
7 CONSIDERAȚII PRIVIND INFLUENȚA TRANSFORMĂRII MARTENSITICE $\gamma \rightarrow \alpha'$ ASUPRA COMPORTAMENTULUI OȚELURILOR AUSTENITICE LA EROZIUNEA CAVITAȚIONALĂ Ilare BORDEAȘU, Mircea POPOVICIU, Victor BĂLĂȘOIU, Mircea BĂRGLĂZAN, Aritina DÎRLEA	51 - 55
8 MODELE ALE UNDELOR DE ȘOC GENERATE LA EXPLOZIA MINELOR MARINE PENTRU STUDIUL INTERACȚIUNII CU BORDAJUL NAVELOR Gl.bg.(r)prof.dr.ing. Tudor CHERECHEȘ, Ing. Paul LIXANDRU, Lt.cdor.ing. Gheorghe ICHIMOAI EI, Slt.ing. Alin-Constantin SAVA	56 - 67
9 CONTRIBUȚII LA ANALIZA REGIMULUI DINAMIC AL SERVOVALVEI ÎN CAZUL FUNCȚIONĂRII CU O CONDUCTĂ LUNGĂ DE RACORD Ing. Petrică KREVEY, Ing. Cătălin DUMITRESCU, Ing. Ioan LEPĂDATU Ing. Genoveva VRÂNCEANU	68 - 73
10 MODELLING OF LIQUID-GAS FLOWS IN TORQUE CONVERTERS Prof.dr.ing. Mircea BĂRGLĂZAN, Ș.L.dr.ing. Eugen DOBÂNDĂ, Conf. dr. ing. Teodor MILOȘ	74 - 82
11 ABORDARE DE SISTEM MULTIFUNCȚIONAL MODULAR, ÎN REALIZAREA UNUI ECHIPAMENT HIDRAULIC FLEXIBIL DE FORȚĂ 700 [bar] PENTRU TEHNOLOGII DE PRELUCRĂRI MECANICE, DEFORMARE PLASTICĂ ȘI VULCANIZARE, DESTINAT ATELIERELOR IMM Constantin CHIRIȚĂ, Boris PLAHTEANU	83 - 88
12 AN ADVANCED MATERIAL MODEL IN THE SIMULATION OF A HYDROFORMING PROCESS D. BANABIC, D.S. COMSA, M. TOPOLOGEANU	89 - 94
13 ABOUT FINITE CASCADE OF PROFILES WHITH REVERSIBLE OPERATION Univ. Assist. PhD. Std. Eng. Ionel Doru BACIU, Prof. PhD. Eng. Mircea BĂRGLĂZAN	95 - 102

SECȚIUNEA II- MECATRONICĂ, AUTOMATIZARE ȘI ROBOTIZARE, STANDURI

	Pag.
14 REțelele de Benchmarking în domeniul mecatronic- instrumente eficiente de măsurare și gestionare a performanței Despina DUMINICA, Mihai AVRAM, Dragos OVEZEA, Diana BADEA, Gabriela MATACHE	115 - 119
15 REALIZAREA REȚELEI DE BENCHMARKING PENTRU COMPANII Diana BADEA, Vasile FINAT, Angela VOICILA, Petrin DRUMEA, Gabriel VALDUT, Dinu COMANESCU	120-123
16 SIGURANȚA ȘI CALITATE ÎN CONTROLUL ȘI MONITORIZAREA INSTALAȚIILOR INDUSTRIALE SUB PRESIUNE PRIN UTILIZAREA TEHNICILOR MODERNE DE MĂSURARE Veronica CRAIU	124-127
17 UNITATE ELECTROHIDRAULICĂ DE TRANSLATIE Niculae IONITA, Petrin DRUMEA, Gabriela MATACHE, Mircea COMES	128-130
18 UNITATE DE POZITIONARE PNEUMATICĂ Mihai AVRAM, Despina DUMINICA	131-135
19 CONTROLUL DIGITAL DE LA DISTANȚĂ AL UNUI BRAT DE ROBOT Iulian DUTU, Radu RADOI	136-139
20 STUDIU PRIN METODE NUMERICE A EFECTELOR EXPLOZIEI MINELOR MARINE ASUPRA BORDAJULUI NAVELOR Tudor CHERECHES, Paul LIXANDRU, Gheorghe ICHIMOAI EI, Alin – C-tin SAVA	140-149
21 SISTEME DE DETECTIE A GAZULUI METAN ȘI MONOXIDULUI DE CARBON, PE BAZA DE SENZORI SEMICONDUCTORI Sergiu CADAR, Cecilia ROMAN, Ludovic FERENCZI, Gabriela PITI, Simona COSTIUG, Mircea CHI NTOANU, Eugen DARVASI	150-154
22 INVESTIGAȚII ASUPRA NIVELULUI DE RADIATII UV SOLARE UTILIZAND APARATUL METRUV Sergiu CADAR, Cecilia ROMAN, Ludovic FERENCZI, Gabriela PITI, Simona COSTIUG, Mircea CHI NTOANU, Eugen DARVASI	155-158
23 AUTOMATIZAREA PROCESULUI DE MĂSURARE A PARAMETRILOR DE FUNCTIONARE A POMPELOR CU ROTI DINTATE Paul ANCUTA, Sergiu DUMITRU, Iulian VASILE	159-163
24 CERCETARI TEORETICE ASUPRA MUSCHILOR PNEUMATICI ARTIFICIALI ȘI APLICATIILE LOR Alexandra Liana VISAN	164-168
25 CERCETARI TEORETICE, EXPERIMENTALE ȘI DE DEZVOLTARE PRIVIND SISTEMELE/ MICROSISTEMELE MECATRONICE INTELIGENTE PENTRU TEHNICA MĂSURĂRII, REGLĂRII ȘI CONTROLULUI INTEGRAT PENTRU MEDII INDUSTRIALE ȘI DE LABORATOR Gheorghe GHEORGHE	169-175
26 STRATEGIA ȘI POLITICA INDUSTRIALĂ PRIVIND DOMENIUL MECATRONIC ȘI TEHNICA MĂSURĂRII Gheorghe GHEORGHE	176-187

SECTIUNEA III – ECOLOGIE MEDIU, IRIGATII

- 27 INSTALATIE DE MICA CAPACITATE PENTRU OBTINERE BIOCOMBUSTIBIL**
Gabriela PITI, Alexandru MATHE, Gheorghe COSARA, Mircea CHINTOANU, Cecilia ROMAN 189-194
- 28 ECHIPAMENT PORTABIL PANTRU ANALIZA SI CONTROLUL POLUANTILOR DIN AER**
Ana Maria INCZE, Alexandru MATHE, Bela ABRAHAM, Marin SENILA, Erika KONRADI, Gabriela PITL, Cecilia ROMAN, Adrian ACIU 195-200
- 29 UTILAJ PENTRU PREPARAREA COMPOSTULUI DIN DESEURI VEGETALE**
Corneliu CRISTESCU, Petrica KREVEY, Genoveva VRANCEANU, Valeriu AVRAMESCU, Ioan LEPADATU, Iulian DUTU, Liliana DUMITRESCU, Adrian MIREA 201-205
- 30 CERCETAREA SI DEZVOLTAREA DE ECHIPAMENT DE FRAGMENTARE-MARUNTIRE A MATERIALULUI LEMNOS REZULTAT LA TOALETAREA ALEILOR, PARCURILOR SI AREALELOR SILVICE, IN SCOPUL OBTINERII COMPOSTULUI ECOLOGIC VEGETAL**
Marian TOPOLOGEANU, Leonard MIHAESCU, Titu STANESCU, Corneliu CRISTESCU 206-210
- 31 INFLUENTA PARAMETRILOR MOTORULUI HIDRAULIC CU BURDUF ASUPRA PROIECTARII UNOR COMPONENTE ALE INSTALATIEI DE IRIGAT PRIN ASPERSIUNE IATF**
Ilie BIOLAN, Gheorghe SOVAIALA, Costinel POPESCU, Nicusor NICULAE 211-220
- 32 TEHNOLOGII CURATE PRIVIND GESTIONAREA SI MANAGEMENTUL DESEURILOR CELULOZICE, IN PERSPECTIVA STRATEGIEI DEZVOLTARII DURABILE, IN CONFORMITATE CU PREVEDERILE SI DIRECTIVELE UNIUNII EUROPENE**
Marian TOPOLOGEANU, Octavian GRIGORE, Valentin BARBU, Leonard MIHAESCU, Mircea MANOLESCU, Titu STANESCU 221-225
- 33 CERCETARI PRIVIND DISTRIBUTIA INGRASAMINTELOR ORGANICE LICHIDE UTILIZATE IN BIOFERTIRIGATIE, IN CADRUL AGRICULTURII BIOLOGICE SI ORGANICE**
Ilie BIOLAN, Gheorghe SOVAIALA, Nicusor NICOLAE, Alexandra VISAN, Carmen NECULA, Valentina TOMA, Florica MARDARE 226-238
- 34 TEHNICA DE COLECTARE, PRELUCRARE ECOLOGICA, STOCARE SI VALORIFICARE A INGRASAMINTELOR DE ORIGINE ANIMALA PENTRU PREVENIREA POLUARII MEDIULUI INCONJURATOR**
Ilie BIOLAN, Gheorghe SOVAIALA, Nicusor NICOLAE, Alexandra VISAN, Carmen NECULA, Valentina TOMA, Florica MARDARE 239-242

MODERNIZARI SI PRODUSE NOI, TRANSFER TEHNOLOGIC

	Pag.
35 ECHIPAMENT HIDRAULIC FLEXIBIL SI PROCEDURA DE REPUNERE PE SINE A TRAMVAIELO DERAIATE Constantin CHIRITA	244-251
36 CONSIDERATII ASUPRA APLICARII UNUI DEMERS INOVATIV AL INGINERIEI VALORII” DE CORECTIE” PENTRU PERFECTIONAREA PRODUSULUI – ECHIPAMENT HIDRAULIC FLEXIBIL DE FORTA 700 [BAR] PENTRU PRELUCRARI MECANICE, DEFORMARE PLASTICA SI VULCANIZARE, DESTINAT ATELIERELOR IMM Constantin CHIRITA , Boris PLEHTEANU	252-256
37 TEMPERATURE CALIBRATOR WITH TEC MODULE Dumitru VLAD, Tudor – Dragos GUTA, Constantin PETRE	257-263
38 ECHIPAMENTE HIDRAULICE FLEXIBILE DE INALTA PRESIUNE, 70 [MPa] SI TEHNOLOGII DE RIDICARE A PODURILOR Constantin CHIRITA, Corneliu-Constantin DUCA	264-269
39 APLICATII TEHNOLOGICE ALE ECHIPAMENTELOR HIDRAULICE FLEXIBILE DE PRETENSIONAT ARMATURI DIN STRUCTURI DE BETON PRECOMPRIMAT Constantin CHIRITA Mitica MANEA	270-275
40 STRUCTURA SI CINEMATICA ACTIONARII HIDRAULICE A DISPOZITIVELOR DE PRETENSIONARE/RELAXARE A STUCTURILOR DIN BETON SAU A CABLURILOR DE ANCORARE Constantin CHIRITA Mitica MANEA	276-281
41 REGULATOARE AUTOMATE DE VITEZA (RAV) PENTRU TURBINE HIDRAULICE DE PUTERE MICA (0,1 – 10MW) Adrian ILIESCU, Marian BLEJAN	282-286
42 REALIZARE SISTEM PENTRU CONTROLUL SERVICIILOR DE ACCES IN SPATIILE PUBLICE SAU PRIVATE Niculae MIHAI, Iulian DUTU	287-294
43 SOLUTII MODERNE DE ACCESIBILIZARE CU ACTIONARE HIDRAULICA Ioan LEPADATU, Corneliu CRISTESCU, Catalin DUMITRESCU, Liliana DUMITRESCU	295-299
44 STAND INFORMATIZAT PENTRU INCERCAREA APARATURII HIDRAULICE LA PRESIUNI FOARTE INALTE Ioan LEPADATU, Isaiea ZAHARIA, Catalin DUMITRESCU, Petrica KREVEY, Iulian DUTU, Liliana DUMITRESCU	300-306
45 SISTEM DE FRANARE CU TRANSMISIE HIDRAULICA PENTRU MIJLOACELE DE TRANSPORT DIN AGRICULTURA Radu CIUPERCA, Lucretia POPA, Iosif COJOCARU, Ancuta NEDELICU	307-309
46 HOTA MICROBIOLOGICA CU FLUX LAMINAR VERTICAL, CLASA II A Cecilia ROMAN, Gabriela PITL, Puskas FERENC, Sergiu CADAR	310-314
47 CAPTAREA SI UTILIZAREA ENERGIEI SOLARE Gabriel RADULESCU, Teodor-Costinel POPESCU, Adrian MIREA, Florin ANDREI, Alina Iolanda POPESCU	315-319
48 APARAT PORTABIL PENTRU ZONE CU PERICOL DE EXPLOZIE Ludovic FERENCZI, Sergiu CADAR, Simona COSTIUG, Gabriela PITL, Emil CORDOS	320-326

STUDII SI CERCETARI TEORETICE SI EXPERIMENTALE

	Pag.
1 PRINCIPALELE SCHIMBARI SI SIMPLIFICARI OPERATE PENTRU NOUL PROGRAM EUROPEAN DE C&D, FP7, IN RAPORT CU FP6. OBIECTIVELE STIINTIFICE SI TEHNOLOGICE ALE TEMATICILOR Veronica CRAIU	12 - 15
2 THE CAVITATION PROBLEMS OF THE AXIAL HYDRAULIC TURBINES MAINTENANCE Adrian I. SIMEDRU, Mircea BĂRGLĂZAN	16 - 24
3 DYNAMIC BEHAVIORS OF PELTON TURBINES Adriana CATANASE, Mircea BĂRGLĂZAN	25 - 32
4 O ABORDARE DE SISTEM MULTIFUNCȚIONAL MODULAR, ÎN REALIZAREA UNOR ECHIPAMENTE HIDRAULICE FLEXIBILE DE FORȚĂ 700 [bar] Constantin CHIRIȚĂ, Boris PLAHTEANU	33 - 40
5 EXPERIMENTAL ANALYSIS OF LIQUID-GAS FLOWS IN TORQUE CONVERTERS Mircea BĂRGLĂZAN, Cornel VELESCU, Adriana MANEA	41 - 47
6 FRECARĂ ȘI CUPLE DE FRECARĂ, ÎN CONDIȚIILE STUDIULUI PROCESELOR TRIBOLOGICE Titu STĂNESCU, Marian TOPOLOGEANU, Leonard MIHĂESCU, Gabriel RĂDULESCU	48 - 50
7 CONSIDERAȚII PRIVIND INFLUENȚA TRANSFORMĂRII MARTENSITICE $\gamma \rightarrow \alpha'$ ASUPRA COMPORTAMENTULUI OȚELURILOR AUSTENITICE LA EROZIUNEA CAVITAȚIONALĂ Ilare BORDEAȘU, Mircea POPOVICIU, Victor BĂLĂȘOIU, Mircea BĂRGLĂZAN, Aritina DÎRLEA	51 - 55
8 MODELE ALE UNDELOR DE ȘOC GENERATE LA EXPLOZIA MINELOR MARINE PENTRU STUDIUL INTERACȚIUNII CU BORDAJUL NAVELOR Tudor CHERECHEȘ, Paul LIXÂNDRU, Gheorghe ICHIMOAI, Alin-Constantin SAVA	56 - 64
9 CONTRIBUȚII LA ANALIZA REGIMULUI DINAMIC AL SERVOVALVEI ÎN CAZUL FUNCȚIONĂRII CU O CONDUCTĂ LUNGĂ DE RACORD Petrică KREVEY, Cătălin DUMITRESCU, Ioan LEPĂDATU, Genoveva VRÂNCEANU	65 - 69
10 MODELLING OF LIQUID-GAS FLOWS IN TORQUE CONVERTERS Mircea BĂRGLĂZAN, Eugen DOBÂNDĂ, Teodor MILOȘ	70 - 77
11 ABORDARE DE SISTEM MULTIFUNCȚIONAL MODULAR, ÎN REALIZAREA UNUI ECHIPAMENT HIDRAULIC FLEXIBIL DE FORȚĂ 700 [bar] PENTRU TEHNOLOGII DE PRELUCRĂRI MECANICE, DEFORMARE PLASTICĂ ȘI VULCANIZARE, DESTINAT ATELIERELOR IMM Constantin CHIRIȚĂ, Boris PLAHTEANU	78 - 82
12 AN ADVANCED MATERIAL MODEL IN THE SIMULATION OF A HYDROFORMING PROCESS D. BANABIC, D.S. COMSA, M. TOPOLOGEANU	83 - 88
13 ABOUT FINITE CASCADE OF PROFILES WITH REVERSIBLE OPERATION Ionel Doru BACIU, Mircea BĂRGLĂZAN	89 - 93
14 SINTEZA ASUPRA REGLAJULUI MECANO-HIDRAULIC SI ELECTROHIDRAULIC REZISTIV DE VITEZA C-tin BUNGAU, LIVIU DEACU,	94
15 ASPECTE TEORETICE PRIVIND CALCULUL SI DIMENSIONAREA SISTEMULUI DE FRANARE PNEUMATIC AL MIJLOACELOR DE TRANSPORT DIN AGRICULTURA Lucretia POPA, Iosif COJOCARU, Radu CIUPERCA, Ancuta NEDELCU	
16 CERCETARI TEORETICE ASUPRA UNITATILOR DE TRANSLATIE PE O AXA Adrian MIREA, Gabriel RADULESCU, Gabriela MATACHE	

PRINCIPALELE SCHIMBARI SI SIMPLIFICARI OPERATE PENTRU NOUL PROGRAM EUROPEAN DE C&D, FP7, IN RAPORT CU FP6. OBIECTIVELE STIINTIFICE SI TEHNOLOGICE ALE TEMATICILOR

C.S. I, Dr. Ing. Veronica CRAIU*

*INCDFM Bucuresti

FP 7 este Program european de Cercetare-Dezvoltare propus de catre **Comisia Europeana** si adoptat de catre **Consiliul si Parlamentul European**. Perioada de desfasurare: 2007-2013.

CONTRIBUTIA LA OBIECTIVELE POLITICII Uniunii Europene din domeniile:
energie, educatia, legislatie, transportul, agricultura si pescuitul, informatia si tehnologiile de comunicare, coeziune economică , serviciile, tehnologie, protectia consumatorului, sanatate, mediu, sprijinirea dezvoltarii

STRUCTURA Programului Cadru 7:

Este organizat in patru programe europene:

- **Cooperation** care este *Orientat catre industrie*, cu 4 sub-programe:
 - Collaborative research;
 - Joint Technology Initiatives;
 - Coordination of non Community research programmes ;
 - International Cooperation ;
- **Ideas** care va spori *excelenta* in Cercetarea Europeană, la frontiera cunoasterii, în toate domeniile stiintei si tehnologiei;
- **People** care va duce la intarirea din punct de vedere cantitativ si calitativ a *resurselor umane* din cercetare si tehnologie;
- **Capacities** care ajuta la sprijinirea *infrastructurilor* din cercetare si construirea a unei *societati efective si democratice* a stiintei europene.

TEMELE IDENTIFICATE PENTRU FP 7:

Sanatate, Transport si Aeronautica, Stiinte Socio-economice si Umaniste, Hrana, Agricultura si Biotehnologia, Tehnologia Informatie si a Comunicarii , Nanostiinte, Nanotehnologii, Materiale si Noi Tehnologii de Productie, Mediu si schimbari Climatice, Cercetarea Spatiului si Securitate

OPINIA COMITETULUI SOCIAL SI ECONOMIC PRIVIND COMUNICATUL COMISIEI CATRE CONSILIUL SI PARLAMENTUL EUROPEAN

Scop: *analizarea diferitelor elemente care caracterizeaza profesia si defineste diferiti factori care conditioneaza dezvoltarea carierei cercetatorilor la nivel UE.*

Comunicatul are urmatoarele teme importante:

- contextul politic;
- definitia cercetatorului;
- necesarul de forta de munca;
- recunoasterea publica a carierelor in C&D;
- puncti intre invatamant si industrie;
- dimensiunea europeana;
- diferentele de gen;
- factori care modeleaza carierele in C&D;
- pregatirea in cercetare;
- mediul;
- programe pentru doctorat;
- metode de recrutare;
- conditii de angajare si de lucru;
- munca;

- remuneratia;
- necesitatea unor oportunitati alternative;
- sisteme de evaluare;
- actiuni si initiative propuse.

PRINCIPALELE OBIECTIVE ale FP7 sunt impartite in cele 4 programe, astfel:

Programul COOPERARE are urmatoarele obiective:

- Initiative tehnologice mixte si platforme tehnologice
- Cercetarea in colaborare
- Coordonare intre programele nationale de cercetare

Programul IDEI, implementat de Consiliul European de Cercetare-Comitetul Stiintific are urmatoarele obiective:

- Idei

Programul PERSONAL, potentialul uman si cariera in stiinta are urmatoarele obiective:

- Potentialul uman

Programul CAPACITATI de cercetare, Infrastructuri, IMM-uri, regiuni si potential are urmatoarele obiective:

- Capacitati

OBIECTIVE STIINTIFICE SI TEHNOLOGICE, LINII DIRECTOARE ALE TEMATICILOR SI ACTIVITATILOR (extras)

SANATATE

Obiectiv: Imbunatatirea sanatatii cetatenilor europeni si cresterea competitivitatii privind industriile si afacerile legate de sanatate

Activitati:

- Biotehnologia, instrumente si tehnologii pentru sanatatea umana;
- Integrarea datelor biologice si a produselor: adunarea de date pe scara larga, sisteme biologice;
- Cercetarea pe creier si bolile conexe, dezvoltarea umana si imbatranirea
- Predictii privind modul de potrivire, siguranta si eficacitatea terapiilor
- Integrarea datelor biologice si a produselor: adunarea de date pe scara larga, sisteme biologice
- Trecerea cercetarilor catre bolile infectioase majore
- Trecerea cercetarilor catre alte boli majore
- Optimizarea furnizarii de servicii in scopul protejarii sanatatii catre cetatenii Europei
- Cooperarea internationala

ALIMENTATIE, AGRICULTURA SI BIOTEHNOLOGIE

Obiectiv: Construirea unei Bio-Economii Europene bazata pe cunoastere

Activitati:

- Productia si gestionarea de durata a resurselor biologice din pamant, paduri si mediul acvatic
- Alimentatia, sanatatea si starea de bine in ferme
- Stiintele vietii si biotehnologia pentru produse si procese ne-alimentare, durabile
- Cooperarea internationala
- Raspuns la nevoile care apar si la nevoile politicii

INFORMATIA SI TEHNOLOGII DE COMUNICARE

Obiectiv: Dezvoltarea viitoare privind Informatia si Tehnologiile de Comunicare

Activitati:

- Pilonii ITC: Nano-electronica, fotonica si micro/nano-sisteme integrate; Retele cu capacitate nelimitata de comunicare
- Sisteme incorporate de calcul si control; Software, retele, securitate si dependenta; Cunostinte, cunoastere sisteme de invatare; simulare, vizualizare, interactiune.
- Integrarea tehnologiilor: medii personale, mediul de casa, sisteme robotice, infrastructuri inteligente.
- Aplicatii ale cercetarii: pentru sanatate, guverne, includere, mobilitate, sprijinirea mediului si dezvoltare durabila, creativitate si dezvoltare personala
- ITC sprijina afacerile si industria
- ITC pentru incredere: ITC pentru incredere; Raspuns la nevoile care apar si la cele politice

NANOSTIINTE, NANO-TEHNOLOGII, MATERIALE SI NOI TEHNOLOGII DE PRODUCTIE

Obiectiv: Imbunatatirea concurentei in industria europeana si asigurarea transformarii ei

Activitati:

- Nanostiintele si nanotehnologiile
- Materiale
- Noi Tehnologii de Productie
- Integrarea tehnologiilor pentru aplicatii industriale
- Cooperarea internationala
- Raspuns la nevoile crescande ale societatii si la cele politice

ENERGIE

Obiectiv: Transformarea combustibilului intr-o energie mult mai convenabila bazata pe un portofoliu de surse de energie combinate cu o energie eficienta

Activitati:

- Generarea de electricitate regenerabila
- Productia de combustibil regenerabil
- Produse regenerabile pentru incalzire si racire
- Cooperarea internationala
- Raspuns la nevoile crescande si la cele politice

MEDIUL SI SCHIMBARILE CLIMATERICE

Obiectiv: Promovarea unui management durabil al mediului natural si uman si al resurselor sale, dezvoltarea de noi tehnologii, instrumente si servicii

Activitati:

- Schimbarile climaterice, poluarea si riscurile
- Gestionarea durabila a resurselor
- Tehnologii privind mediul
- Evaluarea tehnologiei, verificarea si testarea
- Observarea pamantului si instrumente de evaluare
- Cooperarea internationala

TRANSPORT (INCLUSIV AERONAUTICA)

Obiectiv: Tehnologii avansate, dezvoltarea integrarii, sisteme de transport pan-Europene in beneficiul societatii si cetatenilor, respectarea mediului si a resurselor naturale

Activitati:

- Aeronautica si transportul aerian
- Rezolvarea lipsei de experienta in transportul aerian
- Cresterea eficientei din punct de vedere al timpului
- Asigurarea satisfactiei clientilor si a sigurantei
- Imbunatatirea costurilor
- Protectia avionului si a pasagerilor
- Pionerat in transportul aerian in viitor
- Transportul de suprafata (pe sine, sosele si apa)
- Incurajarea decongestionarii transportului prin coridoare
- Sistemul urban mobil si durabil
- Siguranta si securitate
- Sprijin pentru sistemul de navigare prin satelit
- Punerea la dispozitie a instrumentelor si crearea mediului adecvat
- Cooperarea internationala

STIINTE SOCIO-ECONOMOCE SI UMANISTE

Obiectiv: Probleme socio-economice europene, legate de locurile de munca si competitie, coeziunea sociala, calitatea vietii, evolutia, chestiuni de natura culturala, interdependenta globala

Activitati:

- Combinarea obiectivelor economice, sociale si de mediu intr-o perspectiva europeana
- Tendintele principale in societate si implicatiile lor
- Europa in lume
- Cercetarea implicata
- Cetatean in UE

- Indicatori socio-economici si stiintifici
- Activitati de anticipare
- Cooperarea internationala

CERCETAREA SPATIULUI SI SECURITATEA -I-

Obiectiv Securitate: Dezvoltarea tehnologiilor si cunostintelor pentru construirea capacitatilor cu aplicatie civila necesare asigurarii securitatii cetatenilor

Activitati-Securitate:

- Protejarea impotriva terorismului si criminalitatii
- Securitatea infrastructurilor si utilitatilor
- Securitatea frontierelor
- Securitate in perioada de refacere in cazul unor crize
- Integrarea sistemelor de securitate si interoperabilitate
- Securitatea si societatea
- Cercetare privind coordonarea si structurarea securitatii

CERCETAREA SPATIULUI SI SECURITATEA -II-

Obiectiv Spatiu: Sprijinirea unui Program Spatial European concentrat pe aplicatii cum sunt IMES cu beneficii pentru cetateni si pentru competitivitatea industriei spatiale

Activitati - Spatiu:

- Aplicatii de baza privind spatiul in slujba societatii europene
- Explorarea spatiului
- Cercetare -Tehnologie -Dezvoltare pentru intarirea bazelor institutiilor care se ocupa de spatiu
- Cooperarea internationala
- Raspuns la necesitatile care apar si la intarirea politicii

Principalele schimbari operate pentru noul program FP in raport cu vechile prevederi din FP6 se refera la:

- Cunostintele initiale
- Diseminare
- Transferul de proprietate
- Protectia cunostintelor obtinute
- Sprijinul financiar Comunitar
- Dreptul de acces la implementare
- Accesul la folosirea drepturilor
- Accesul pentru cercetare la „frontiera”
- Accesul in beneficiul grupurilor specifice
- Proprietatea comuna asupra cunostintelor dobandite
- Proprietatea asupra cunostintelor
- Proprietatea asupra cunostintelor de catre anumite grupuri
- Prevederi aditionale

Simpificari initiale in FP 7

- O mare flexibilitate de folosire a instrumentelor din FP6, introducerea de noi instrumente
- Materialele informative vor fi rationalizate
- Eficientizarea procesului de selectie
- Folosirea pe scara mai larga a finantarii totale
- Folosirea cat mai eficienta a bugetului dedicat politicii de cercetare
- Autonomie operationala totala acordata consortiului
- Rationalizarea informatiilor cerute de la participanti
- Simplificarea modalitatilor de implementare
- Pastrarea protectiei interesului financiar al Comunitatii Europene
- Eliminarea modelelor de raportare complexe si clarificarea definitiei de „costuri eligibile”.

THE CAVITATION PROBLEMS OF THE AXIAL HYDRAULIC TURBINES MAINTENANCE

PhD. Std. Eng. Adrian I. SIMEDRU*
Prof. PhD. Eng. Mircea BĂRGLĂZAN**

*Hidroserv, Iron Gates.

**University „POLITEHNICA” from Timișoara, Mechanical Engineering Faculty, Hydraulic Machines Chair

Abstract

The cavitation is a phenomenon which decreases the hydraulic machine performances. In order to diminish the cavitation damage it is necessary the use of the stainless materials with great resistance at the hydraulic turbines blades. It is important to respect the special technologies for the repairing quality by welding. In order to appreciate fairly the cavitation phenomenon, the measured parameters must correspond with those aquired from the exploitation diagram. There are obtained smaller measured values of H_s in comparison with the obtained from exploitation diagram at Iron Gates I Power Plant turbines. At the axial turbines with great power like Iron Gates I Power Plant, because of great discharges, it is complicated to obtain an accurate suction head only by the difference from the blade axes to the downstream level measured at the draft tube outlet.

Rezumat

Cavitația este un fenomen care diminuează performanțele mașinilor hidraulice. Pentru micșorarea distrugerilor de cavitație este necesară folosirea unor materiale inoxidabile de rezistență mare la paletelor turbinelor hidraulice axiale de putere mare. Este important să se respecte o anumită tehnologie pentru reparația de calitate prin sudură a paletelor turbinelor. Pentru a evalua corect amploarea fenomenului de cavitație parametrii măsurați nu trebuie să difere față de cei extrași din diagrama de exploatare. S-au obținut valori mult mai mici a lui H_s (căderea de aspirație) după datele de funcționare ale turbinei de la Porțile de Fier I, față de cele din diagrama de exploatare. La turbinele hidraulice axiale de putere mare, cum sunt cele de la Porțile de Fier I, datorită debitelor mari este mai dificil de obținut corect căderea de aspirație numai prin diferența dintre nivelul axei paletelor rotorice și cel al suprafeței apei aval, măsurat la ieșirea din tubul de aspirație.

1. INTRODUCTION

Cavitation is normally defined as the formation of bubbles filled with vapour, gas or their mixture and its collapse. Cavitation differs from boiling by its generating mechanism. It is a phenomenon directly related to the pressure reduction below a certain critical value. The cavitation is the main obstacle to the development of high-performance machines. Cavitation will erode machine parts, deteriorate machine performance, cause noises, vibration and entire sistem oscillations.

To combat cavitation, appropriate measures should be carefully considered and balanced throughout the planning of hydro schemes, machine selection and parametric design, machine (hydrodynamic) design and material selection, mechanical design, determination of machine setting level (the turbine cavitation number) and machine repair. The suction head is one of the main parameters which determines the cavitation phenomenon. If we corectly measure the suction head parameter of the axial turbine of great power we can find the real cavitation of the turbine.

Iron Gates I Power Plant is functioning from 1971 and is located on the Danube at the 942,450 km upstream from Drobeta Turnu Severin town. Considering the long time of the hydrounit operation, and the volume of the reparation in the last years, it was actual the problem of refurbishment units for preparing the next cycle of 30 years in exploitation.

For the initial conditions (1972), the Iron Gates I hydraulic turbines, fig. 1, are with the following characteristics:

Turbine type	Kaplan vertical, spiral concrete case, coupled directly with the generator.
Hydrounit nominal power	$P_A = 178.000 \text{ kW}$
Installed discharge of the turbine	$Q_0 = 725 \text{ m}^3/\text{s}$
Nominal turbine head	$H_T = 27,16 \text{ m}$
Turbine Maximum efficiency	$\eta_{\max} = 94 \%$

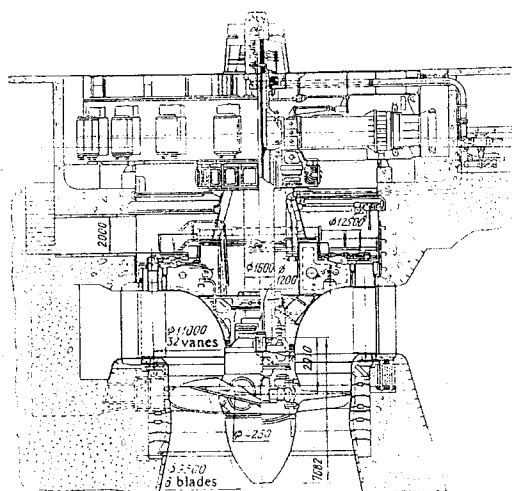


Fig.1. Hydraulic turbine from Iron Gate I Power Plant

Runner type	PL-587 a
Runner diameter	$D_1 = 9,50 \text{ m}$
Rotation speed	$n = 71,43 \text{ rev/min}$
Number of the rotor blades	$Z_r = 6$
Runner blade angle	$\varphi = -10 \text{ to } +17,5 \text{ degrees}$
Number of wicket gate blades	$Z_{ad} = 32$
Maximum opening of the wicket gate	$A_o = 700 \text{ mm}$
Suction head	$H_s = -4,5 \div -8,0 \text{ m}$

We have the next main characteristics of the turbine after the refurbishment:

Nominal turbine head	$H_T = 25,8 \text{ m}$
Installed discharge of the turbine	$Q_0 = 840 \text{ m}^3/\text{s}$
Hydrounit nominal power	$P_A = 194,0 \text{ MW}$
Maximum efficiency	$\eta_{\max} = 94,5 \%$

From the exploitation diagram the lower limit of $H_s = -8,75 \text{ m}$ at the higher heads of 23 m respectively at the overload the limit is approximate - 11,5 m.

Considering the increase of the power from initial turbine (1972), the suction head at greater heads was reduced according to the exploitation diagram from $H_s = -4,5 \text{ m}$ to $H_s = -8,75 \text{ m}$ and from $H_s = -8 \text{ m}$ till $H_s = -11,5 \text{ m}$, for the overload operation, the nominal power increased from 178 MW up to 194 MW, the installed turbine discharge was increased from 725 m^3/s to 840 m^3/s , the head where was obtained the nominal power was reduced from 27,15 m to 25,8 m and the maximum efficiency was increased from 94 % till 94,5 %.

2. THE MATERIALS OF GREAT RESISTENCE

In hydraulic machines subject to cavitation damage, is often the case that carbon steel is used for the body fabrication or casting while zones prone to cavitation damages are protected by stainless steels. Simoneau [4], has shown that such machines are exposed to two different types of cavitation. One is high-intensity cavitation, which is often encountered in high head and high flow velocity machines. The other is the low intensity cavitation combined with galvanic corrosion, which occurs on the carbon steel at the interface between the carbon steel and the stainless steel. Low manganese steels are widely used for turbines (because they are stronger and weldable) with cavitation prone areas protected by austenitic stainless steel are welded, clad or overlayed. The low Mn steel often used contains 0,2% carbon and 1% manganese.

Today practice is to use the materials with better cavitation resistance such as martensitic stainless steel (containing 13% Cr and 4% Ni or 17% Cr and 7% Ni) to replace the low Mn steel for fabricating machines particularly for high head and high flow velocity machines. These machines show less cavitation damages with repair intervals varying from 2 to 4 years. The damaged areas are then repaired with a properly selected stainless steel.

The two stainless steel used at Iron Gates I runner blades respectively OH12NDL and CA6NM after the refurbishment have almost the same concentration for chromium 13% and nickel is 4% for the new stainless steel comparing with 1% for the old one.

The thermal martensite is unfavourable to the cavitation resistance, presumably, because the thermal martensite has a tetragonal structure compared with the body centred cubic structure possessed by the stress induced of α' martensite.

This explains why the alloys containing thermal martensite such as OH12NDL and CA6NM have higher erosion rates than fully austenitic alloys.

Other factors such as stress status, heat treatment and corrosion also affect the cavitation resistance of the material.

As to the status and level of stress, the vibratory test conducted by Rao & Kung [4], shows that for stainless steels, the applied stress lowers the cavitation resistance of martensitic stainless steel such as OH12NDL and CA6NM. The residual stress caused by weld has a complex influence on cavitation resistance because of involvement of three different materials, the weldment, base material and their interface, whose chemical composition are further changed dramatically due to the dilution process occurring in the welding. The most used materials in the equipments for the hydraulic power are the stainless steel with the martensitic structure of "spineless" type.

In the last 30 years the steel with 13% chromium and 1% nickel was considered the optimum material for the construction of blades and runner hydraulic turbines such as russian stainless steel OH12NDL used before the refurbishment at Iron Gates I Power Plant.

In order to improve the metallurgy and technology behavior at welding, and for increasing the hardness in great sections of pieces, there are realised the steels with maximum 6% nickel, the steels 13/4 and 13/6 have the best performance and signify 13% chromium and 4-6% nickel. After the casting operation it was applied an annealing for stress relaxation, then an annealing for the homogeneity and high tempering. The cycle of secondary thermic treatment is constituted from a volume martensite hardening from $1050 \pm 10^\circ\text{C}$ with cooling in air succeeded by high tempering at $580 \div 600^\circ\text{C}$. After the improvement treatment the steel microstructure with 13% chromium has tempering martensite, δ ferrite and vestigial austenite. At the steel alloys over 3,5% nickel (13/4, 13/6), at the tempering thermal treatment to $580 \div 620^\circ\text{C}$ it is realised in the microstructure a delicate austenite dispersed (tempering austenite) of 20-30% at steel 13/4 and 20-31% at 13/6. This phase ensures the increase of the tenacity and ductility characteristic with good effects at the cavitation resistance.

The martensite alloy with nickel and low content of carbon has relatively low toughness which diminishes the eventuality of cold cracks, ensures the fragile strength, increase the cavitation erosion resistance. The highest values of the strength R_m and limit $R_{p0,2}$ are obtained at the steel 13/4 and the best tenacity has the steel 13/6. While the tenacity is important, the high strength and limit for the steel 13/4 ensures higher cavitation resistance.

3. THE DAMAGES AND THE REPAIR BY WELDING AT KAPLAN TURBINE BLADES

The cavitation damage zones often observed on the blades are shown in fig. 2. The leadig edge cavitation damage zone I_s on the suction side is due to the operating head being higher than the design head; while in counterpart zone I_p on the pressure side is due to the operating head being lower than the design head.

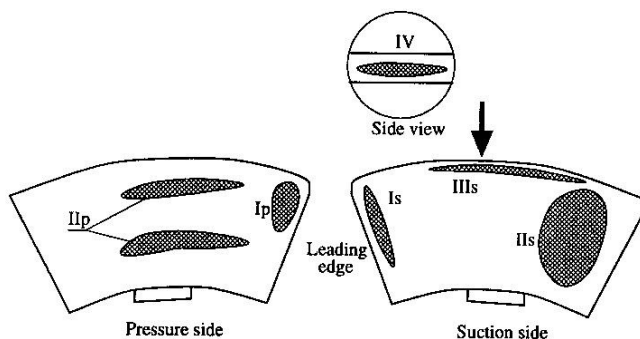


Fig. 2. Runner blade surfaces damaged by cavitation

The damage in zone III_s along the mid-chord length on the periphery of suction side and on zone IV because the tip-end along the mid-end region are caused by tip vortex cavitation. Travelling cavitation is often responsible for the damaged zone II_s observed in the area of the mid-chord of the tail, which occurs at high flow rates.

The roughness is one of the main factors which influence the cavitation erosion. It is recommended in USA the following high limits:

The surface roughness SR for the surface processing at $H_T < 91$ m, $SR \leq 6,3 \mu m$; pentru $H_T = 91 \div 305$ m, $SR \leq 2,3 \mu m$ and at $H_T > 305$ m, $SR \leq 2,3 \mu m$.

The blades from Iron Gates I power plant were refurbished with CA6NM martensitic stainless steel. For welding the abrasion sectors are cleaned out.

The gap between the discharge ring and the runner blade is adjusted with copper plate and a heat isolation mat. It is cleaned or ungreased the surface for the surface crack detection testing. It is preheated the welding zone approximate 200mm around the extremities by the gas flame.

It is suggested to weld the buffer layers up to 8 mm below the surface contour with austenitic filler metal and the rest with cavitation resistance metal (fig. 3).

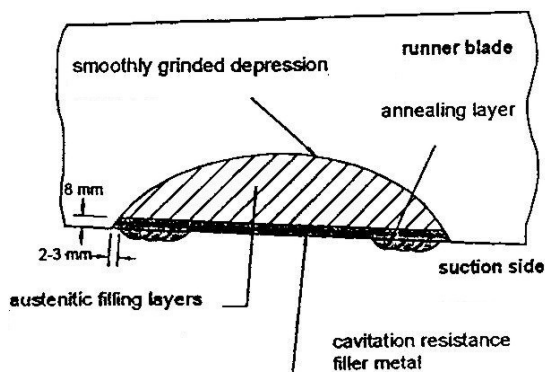


Fig. 3. The weld and the blade protection

For the zones with erosion depth smaller than 8mm it is directly welded the cavitation resistance metal over the base metal. Other sharpened areas will be welded with the austenitic filler metal up to the surface contour. It is inspected the distance between the anti-cavitation lip and the discharge ring with suitable measure equipment. The tolerable displacement of the anti-cavitation lip is 0-2 mm from the origin gap. It is proposed to weld the cover layers (8mm) with the cavitation resistance filler at the defined areas up to approximate 2-3 mm over the origin contour. Cooling down the welded areas to room temperature below 25 °C. Grinding the welded areas near to contour down to 0,5 to 1 mm Fig 4. Preheating of the welding areas approximate 200 mm around the borders by gas flame and then it is welded annealing layers according to the covered filled material. After cooling down the welding areas to room temperature, it is grinded the surface contour with smooth transition. Then surface crack detection of the grounded areas.

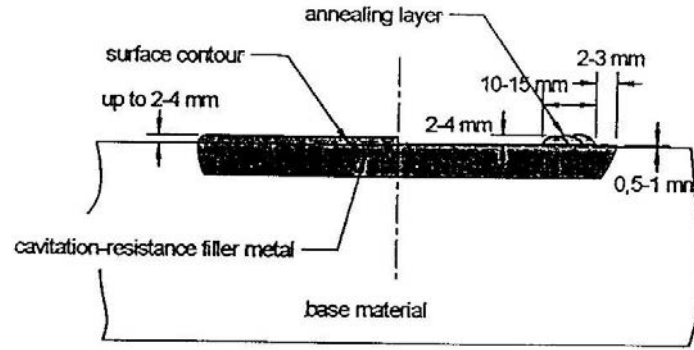


Fig. 4. Execution of annealing layer

Heat treatment during welding:
Preheat temperature: 80°-120°C.
Intermediate temperature: ≤ 150°C.

4. THE CAVITATION PARAMETERS

If we neglect the friction in the draft tube and the head occurred from the water speed we have cavitation number:

$$\sigma_{inst} = \frac{H_a - H_s - H_v}{H} = \frac{p_{at} - p_v}{\rho g H} - \frac{H_s}{H}$$

p_v = water vapour pressure

p_{at} = atmosphere pressure

g – acceleration due to gravity

ρ - density of water

H_a = barometric head

H_s = suction head defined as the difference between the blade axis and the draft tube outlet level of water.

H_v = vapour head

The cavitation phenomenon appears when the pressure in a point is equal with the vapour pressure.

$$\sigma_{inst} = \sigma_T = \sigma_{crit}$$

In order to prevent the cavitation, it is necessary that all the points of the hydraulic discharge section to have the pressure greater than the vapour pressure:

It results $\sigma_{inst} > \sigma_T$.

For certain turbine suction head, H_s , it results a given σ_{inst} then the turbine design implies a smaller value for the cavitation index of the turbine σ_T . It is difficult to determine the point where occurs the minimum pressure and its value. Both parameters (position and value), are modified with the change of exploitation turbine regime.

The cavitation occurrence doesn't depend only by the operation regime of the machine and the vapour pressure, p_v , but also depends from the air content of the water.

$$\text{We have: } k_\sigma = \frac{\sigma_{inst}}{\sigma_T} > 1 \text{ for the cavitation free flow in the hydraulic machine.}$$

It is recommended for Kaplan turbines in the literature [1], [2], [3] : $k_\sigma = 1,1$

Calculation with statistical relation for determining σ_T , for the refurbished machine, is given in Table 1:

Table 1			
Cavitation index	LMZ formula [2]	SUA formula [2]	S. Fukasu formula (Japan) [2]
Formula	$\sigma_T = 0,28 + \frac{1}{638} \left(\frac{n_{S \text{ CP}}}{100} \right)^3$	$\sigma_T = 0,255 + 10^{-5} [n_{S \text{ kW}}]^{1,64}$	$\sigma_T = 0,056 \left(\frac{n_{S \text{ kW}}}{100} \right)^{3/2}$

Value	0,685	0,563	0,713
Cavitation index	SUA – ASA [1]	M. Bărglăzan [1]	Leva [9]
Formula	$\sigma_T = 0,038 \left(\frac{n_{S\ CP}}{100} \right)^{1,64}$	$\sigma_T = e^{\{1,63 [\ln n_{S\ CP} - 4,29] - 3,5\}}$	$\sigma_T = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot n_q^{1,46}$
Value	0,791	1,032	0,628

$$\text{where } n_{S\ kW} = \frac{P_{kW}^{1/2}}{H_T^{5/4}} \cdot n \quad n_q = \frac{Q_o^{1/2} \cdot n}{H_T^{3/4}} \quad n_{S\ CP} = \frac{P_{CP}^{1/2}}{H_T^{5/4}} \cdot n$$

Generally the calculation from statistical relations gives very different values for σ_T which isn't real for the axial great power turbine operation with cavitation at the Iron Gates I. In the literature [8] it are given for the axial hydraulic turbines, Kaplan type, of hydropowerplants, with specific speeds in the same range, very varied values for cavitation index, table 2.

Table 2

Hydrounit	P_A MW	H_T m	n_q rev / min	$\sigma_{T\ max}$
Jebba	84,6	24,7	151	0,654
Machicura	46,55	34	151	0,49
Ligga III	168,4	35,2	156	0,722
Manavgat	8,92	9,2	165	1,54
Limestone	114,0	25,7	167	0,721
Taquarucu	78,8	17,7	191	1,10
Verbois	24,5	17,2	193	0,74
Gezhouba	74	10,6	203	2,10
Wells Dam	75,2	16,46	210	1,486
Porto-Primavera	60,5	13,3	211	1,33

Comparing the results from Table 1 and 2 the turbine design was made with a value for cavitation index approximately equal with the value obtained from Fukasu formula. This means also, that it is assumed, a degree of cavitation in the hydraulic machine as a technic-econuomic compromise. Than it was chosen S. Fukasu (Japan) formula because the value σ_T was nearer the above mentioned condition and brought closer to the actuality the exploitation with cavitation of the hydraulic turbines at the Iron Gates I.

$P_m = P_A / \eta_G$, mechanical power (at the turbine shaft)

P_A = electric active power of the hydrounit

η_G = electric generator efficiency

$n = 71,43$ rot/min

$\eta_G = 0,98$

4.1. At the turbine without refurbishment: $P_A = 178.000$ kW $H_T = 27,15$ m calculus turbine head $n_{S\ kW} = 486,27$ 4.1.1. For $H_S = - 4,5$ m according to LMZ initial exploitation diagram $\sigma_T = 0,609$ $\sigma_{inst} = 0,538$ $k_\sigma = 0,88 < 1$ The initial installed turbine (1972) at nominal power has lower cavitation conditions from the refurbished turbine. 4.1.2. For $H_S = - 8$ we have : $\sigma_T = 0,609$ $\sigma_{inst} = 0,667$ $k_\sigma = 1,09$	4.2. For the refurbished turbine : $P_A = 194.000$ kW $H_T = 25,8$ m calculus turbine head $H_S = - 8,75$ m according to VA TECH exploitation diagram. $n_{S\ kW} = 545,46$ $\sigma_T = 0,713$ $\sigma_{inst} = 0,731$ $k_\sigma = 1,08$ $n_{S\ CP} = 637,4$
---	---

For the Iron Gates turbine without refurbishment at the nominal power and $H_S = -8$ m, the parameter k_σ isn't much higher from the new turbine. In conclusion for the refurbishment with increased power, there aren't significant differences by the coefficient k_σ , if the turbines are operating with the nominal power.

It was considered at the calculation of σ_{inst} the suction head – 8 m for the turbine without refurbishment, because of the Iron Gates II Power Plant, the turbines from Iron Gates I was operating with lower suction heads than - 4,5 m the limit value from LMZ exploitation diagram.

5. THE PARAMETERS WHICH INFLUENCE THE CAVITATION AT THE IRON GATES I FROM THE EXPLOITATION VALUES RECORDED ON HYDROUNIT 6 IN 2006

It is considered for comparison and calculation of σ_{inst} , the average suction head – 8 m because is near the appropriate values from the exploitation diagram. We noted with $k_{\sigma \text{ real}}$ the ratio between $\sigma_{inst \text{ real}}$ obtained with $H_{S \text{ measured}}$ and σ_T . The value of $H_{S \text{ measured}}$ was obtained by difference from blade axis level to downstream flow level measured at the draft tube outlet.

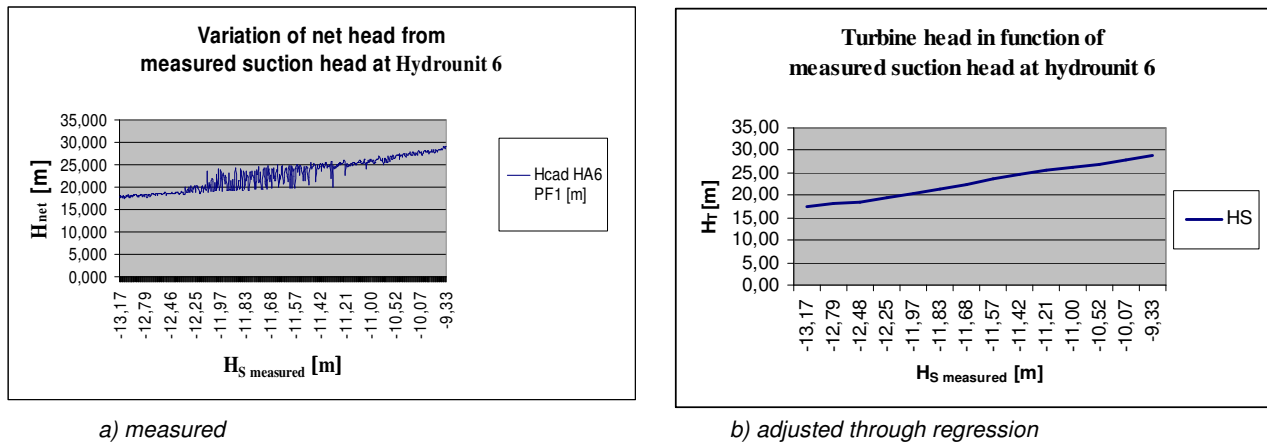


Fig.5. Turbine head in function of suction head

Generally at the Iron Gates I Power Plant the downstream level is over 40 mdmA, thus it results $H_{S \text{ measured}} < -9$ m in contradiction with the exploitation limit value from the exploitation diagram $H_S = -8,75$ m at the heads higher than 23 m.

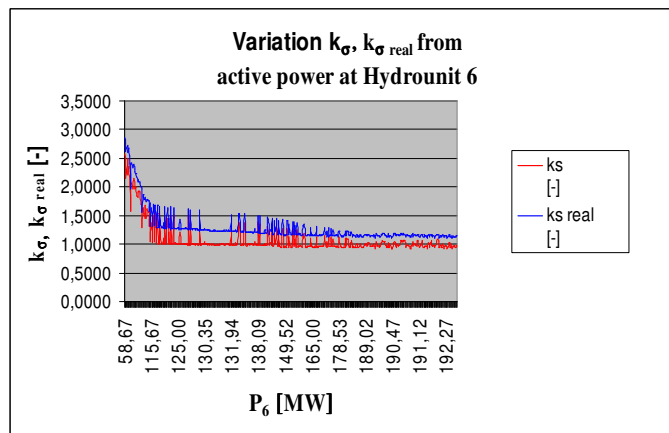


Fig.6. k_σ , $k_{\sigma \text{ real}}$ coefficients in function of active power

The value k_σ is higher for lower powers. Generally we observe from fig. 6 that at the Iron Gates I turbines $k_\sigma \leq 1$ for higher power, resulting prone to cavitation conditions.

It is observed that value $k_{\sigma \text{ real}}$ is higher at any power, resulting the better cavitation condition around the domain which aren't real because there are cavitation damages.

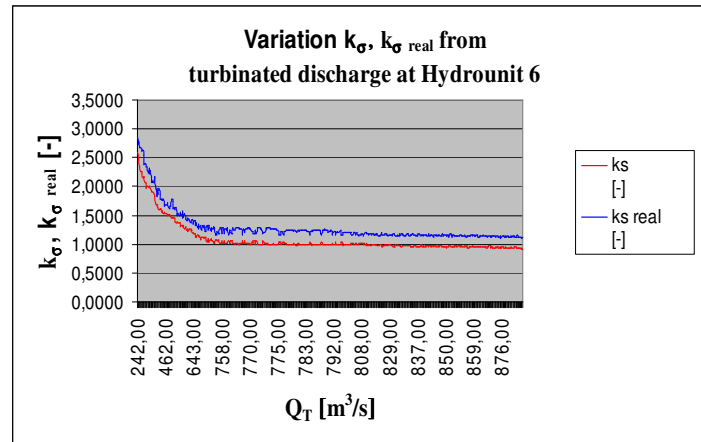


Fig.7. k_σ , $k_{\sigma \text{ real}}$ coefficients in function of turbine discharge

We have lower cavitations conditions at higher discharges where $k_\sigma \leq 1$ at the Iron Gates I turbines. For $H_{S \text{ measured}}$, $k_{\sigma \text{ real}} > 1$, it results better cavitation condition around the domain..

It is seen from diagrams that around the domain with blue colour $k_{\sigma \text{ real}} > 1$, thus should result the very good cavitation conditions, situation which contradicts the exploitation with cavitation of the turbines from Iron Gates I. This is because $H_{S \text{ measured}}$ is lower than from the exploitation diagram. At the axial turbines with great discharges like Iron Gates I, because of great discharges it is difficult to obtain correctly the suction head only by difference from blade axis level to downstream level measured at the draft tube outlet.

6. CONCLUSIONS

1. The martensite alloy with nickel and low content of carbon has relatively low toughness which diminishes the eventuality of cold cracks, ensures the fragile strength, increase the cavitation erosion resistance. The highest values of the strength R_m and limit $R_{P0,2}$ are obtained at the steel 13/4 and the best tenacity has the steel 13/6. While the tenacity is important, the high strength and limit for the steel 13/4 ensures higher cavitation resistance.

2. At the Iron Gates I blades the cavitation damages are repaired by welding the buffer layers up to 8 mm below the surface contour with austenitic filler metal and the rest with cavitation resistance metal. For the zones with erosion depth smaller than 8 mm it is directly welded the cavitation resistance metal over the base metal. Other sharpened areas will be welded with the austenitic filler metal up to the surface contour.

3. For the Iron Gates turbine without refurbishment at the nominal power and $H_S = -4,5$ m, the parameter k_σ isn't much lower than by the new turbine. In conclusion at the refurbishment with increased power, there aren't significant differences by the coefficient k_σ , if the turbines are operating with the nominal power.

4. Generally the calculation with statistical formula give scattered values for σ_T . From the measurement made at the hydraulic turbines it is concluded that the machine was aloud to operate with a certain degree of cavitation.

5. It is observed that at the Iron Gates I turbine the real suction head registered is lower from the values from exploitation diagrams, thus it should result the higher values $\sigma_{\text{inst real}}$ and good cavitation conditions, situation which contradicts the exploitation with cavitation of the turbines from Iron Gates I.

6. Generally at the Iron Gates I the upstream level is higher than 40 mdmA thus $H_{S \text{ measured}} < -9$ m which contradicts the exploitation lower limit for the refurbished turbine on the exploitation diagram $H_S = -8,75$ m at higher heads than 23 m respectively at the overload is approximately -11,5 m. This result are because of the calculation error for the $H_{S \text{ measured}}$ at the axial turbine with great discharges if it is considered only the difference from blade axis to downstream level at the draft tube outlet. It is not real because results lower than the concordant value from the exploitation diagram.

7. The shape of the curves from Fig. 5a and 6 shows a great variability – during large elapses of time – of the head in comparison with the suction head. This is explained through the imposed operating regimes – in tandem – of the two hydropowerplants, iron Gates I and II.

References

- [1] M. Bărglăzan, *Turbine hidraulice și transmisii hidrodinamice*, Ed. Politehnica, Timișoara, 1999
- [2] I. Anton, *Turbine hidraulice*, Ed. Facla, Timișoara, 1979
- [3] I. Anton, *Cavitatia*, vol. II, Ed. Academiei, București, 1985
- [4] S.C. L, *Cavitation of Hydraulic Machinery*, Imperial College Press, London, 2000
- [5] R. T. Knapp, J. W. Daily, F. G. Hammit, *Cavitation*, McGrawHill Book Company, New York, 1977
- [6] I. Bordeas, *Eroziunea cavitațională*, Ed. Politehnica, Timișoara, 2006
- [7] F. Numachi, *Cavitation Tests on Hydrofoils in Cascade and its Theoretical Basis of Experiment* (1954), Rep. Inst. High Speed Mech. Eng. Tohoku Univ. Vol. 4, Japan
- [8] P. Henry, *Turbomachines hydrauliques*, Presses Polytechniques Univ. Romandes, Lausanne, 1992
- [9] R. Krishna, *Hydraulic Design of Hydraulic Machinery*, Avebury, Aldershot, 1997.

DYNAMIC BEHAVIORS OF PELTON TURBINES

Lecturer eng. Adriana CATANASE ^{*)}
 Prof.dr.ing. Mircea BĂRGLĂZAN ^{**)}

^{*)} Universitatea din Oradea, Facultatea de Energetică

^{**)} Universitatea „POLITEHNICA” din Timișoara, Facultatea de Mecanică, Catedra de Mașini Hidraulice

Rezumat

Lucrarea abordează funcționarea în regim dinamic a turbinelor Pelton. Una din metodele de identificare dinamică a turbinelor Pelton este metoda ce folosește semnale de probă sinusoidale.

Pentru a putea folosi această metodă am construit un generator de semnale sinusoidale cu ajutorul căruia să putem imprima mării de intrare o variație armonică.

Pe baza măsurătorilor efectuate în stațiunea experimentală am obținut variația în timp a parametrilor fundamentali ai turbinei Pelton și caracteristicile de frecvență ale acesteia.

1. INTRODUCTION

In the new context of the development of energy market, it is very important to have details about the operation of the hydraulic turbines in unsteady regimes.

The impulse turbine, of Pelton type, is one in which all available energy of the flow is converted by a nozzle into kinetic energy at atmospheric pressure before the fluid contacts the moving blades. Also, the free surface jet flow out of the nozzle of a Pelton turbine is highly dynamic and belongs to the most important components affecting the efficiency of the entire turbine system.

Because of the few particularities of the flow, it is very difficult to establish an exact model for Pelton turbines. Only the dynamic identification of the system will validate or deny the proposed models. The performances of a dynamic model can open the new perspectives to simulate the complex operating cases of a hydroelectric power plant.

The characteristic parameters of the Pelton turbine – monitored through the steady and unsteady state – are the flow rate and pressure at the entrance of the turbine, speed of the turbine – generator assembly and electric power measured at the generator terminals. For different amplitude and frequency of the input signal we represent in time variation of the main characteristics of Pelton turbines. Based on the data recorded we can calculate the values of response characteristic.

The Pelton turbine belongs to the testing rig for the hydropower-plant “Gemenele” placed in the Hydraulic Machinery Laboratory from the “Politehnica” University of Timisoara.

In this paper we present the testing rig for dynamic identification of Pelton turbines, the system for generate sine wave signals for the testing rig, and, based on the measurements, we determined the variation in time of all Pelton turbine parameters. These variations result when the position of nozzle’s needle is modified upon a sinusoidal law. Using the measurements we determine the frequency responses for Pelton turbines.

2. ABOUT DYNAMIC IDENTIFICATION OF PELTON TURBINES

One of the methods for experimental determination of dynamic characteristics is the identification method using sinusoidal test signals.

To determine the frequency response, we examine the processes that appear when we apply to the input parameter some harmonic signals of different angular frequency ω . Therefore, when at the element input we apply a sinusoidal signal, described as:

$$x_i(t) = A_i \sin \omega t \quad (1)$$

then, at element output, after a certain period, stabilized oscillations of output parameter appears, $x_e(t)$, with the same angular frequency ω , but with different amplitude A_e and a phase difference related to the input oscillations:

$$x_e(t) = A_e \sin(\omega t + \varphi) \quad (2)$$

For the frequency response determination, it's adequate only a comparative analysis of the two signals, represented in figure 1, for different angular frequency ω . Therefore, we are able to obtain $\phi(\omega)$ and $Y(\omega)$, or other characteristics, like $\text{Re}[Y(j\omega)]$, $\text{Im}[Y(j\omega)]$, etc.

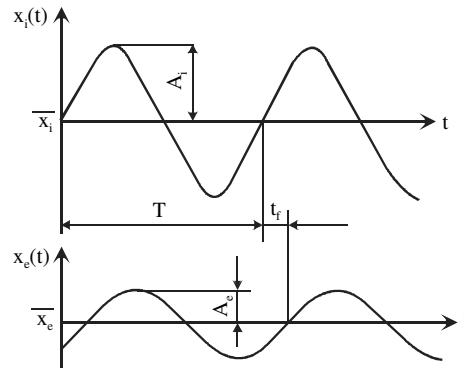


Figure1. *Input and output signals recorded*

The input parameter for a Pelton turbine is the needle stroke and the output parameter is the speed of the turbine – generator assembly. Therefore, in order to give a harmonic movement to the needle, we designed a sinusoidal signals generator.

Also, in order to experimentally identifying the Pelton turbine, the testing rig must be thoroughly prepared for unsteady state measurements.

3. TECHNICAL SOLUTION TO GENERATE THE SINUSOIDAL SIGNAL

Beside the advantages of the methods that use sinusoidal testing signals, these methods need special equipment to generate the signals and process the data and – also – a large period of time to perform the experiment.

We have studied several solutions for the sinusoidal signal generators in order to prepare the testing rig for dynamic measurements. When we choose the final solution to generate sinusoidal signals we take into account the fact that in dynamic identification we need both the amplitude and frequency variation for the input signals.

So, in order to perform the dynamic measurements and obtain a sinusoidal variation of the input data, we choose a cylindrical cam mechanism with cam displacement follower.

For a hydraulic turbine of Pelton type, the flow rate control is made by modifying the needle stroke that represents exactly the input parameter of the process. To move the needle upon a sinusoidal law, we designed a cam mechanism with cylindrical cams. In figure2 we present the sinusoidal signals generator that we've built and mounted in the testing rig.



Figure2. *Sinusoidal signals generator*

To give different amplitude for input signal we have five cylindrical cams but with different eccentricity of 2, 3, 4, 5 and 6 mm. To obtain different frequencies of the signal, the cam mechanism is run by a d.c.

motor having a continuous variable voltage supply. The connection between the electric motor and the cam mechanism is done through a worm driving-gear. Also, the sine wave generator, mounted in the testing rig, is presented in figure 3.

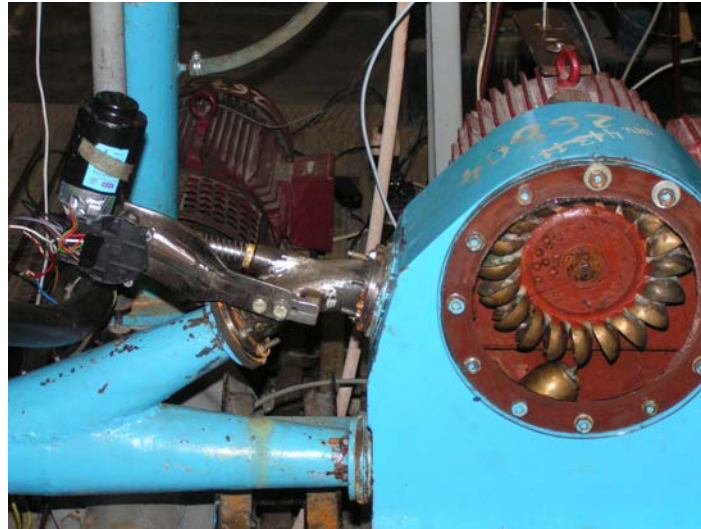


Figure3. Sinusoidal signals generator mounted in the testing rig

4. FREQUENCY RESPONSE FOR PELTON TURBINE

The purpose of the measurements is the experimental identification of the Pelton turbine using sinusoidal test signals. As it was shown in chapter 2, by applying – at the input of the process – a sinusoidal signal of certain amplitude and frequency, at the process output we get a signal having the same frequency, but different amplitude and displaced in phase from the input signal. To determine the frequency response, it is just enough a comparative analysis of the two signals, for different angular frequency ω . Therefore, we are able to obtain $\phi(\omega)$ and $Y(\omega)$, or other characteristics, like $\text{Re}[Y(j\omega)]$, $\text{Im}[Y(j\omega)]$, etc.

Based on the data recorded we can calculate the values of response characteristic.

To be able to do measurements it is necessary to install the transducers, in order to record in real-time the variation of the process fundamental parameters. Also, an essential element is the data acquisition device, with the assistance of which the parameters variation is stored in the computer's memory. The acquisition of signals generated by these four transducers is done using an external data acquisition device (NI-DAQ mx type), produced by National Instruments. This device can be connected to a computer trough a USB port. The computer used for data acquisition and storage is a HP, Pentium III laptop and the application software is VI Logger, delivered together with the data acquisition device. The above presented assembly is shown in figure 4.

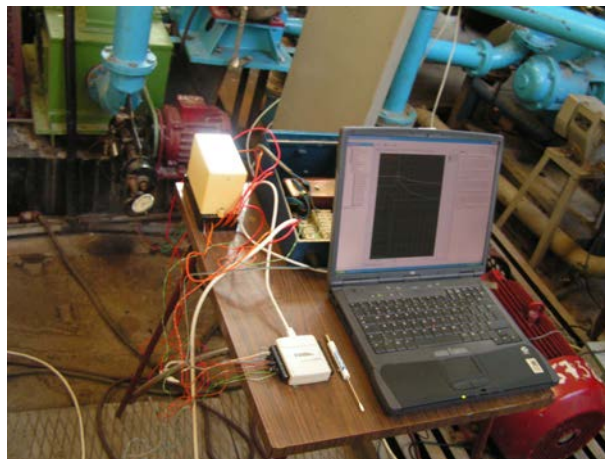


Figure4. Computer and data acquisition device

In order to perform the dynamic measurements and obtain a sinusoidal variation of the input data, we choose the cam mechanism that we mentioned above.

For each cam (that means amplitude of the input signal) I've made a set of measurements for different frequencies. We obtain different frequencies by modifying the supplying voltage of the d.c. motor that runs the cam mechanism. The period of each measurement was one minute, at a sample rate of ten samples per second for every parameter that was measured. The set of data obtained for each measurement was saved in an Excel file and the real-time records were saved in "Stand Probe" file, in VI Logger Tasks, in the data acquisition device software, VI Logger.

In figure 5 we presented one of this real-time records, for six millimeters cam at a frequency of 0,6 Hz.

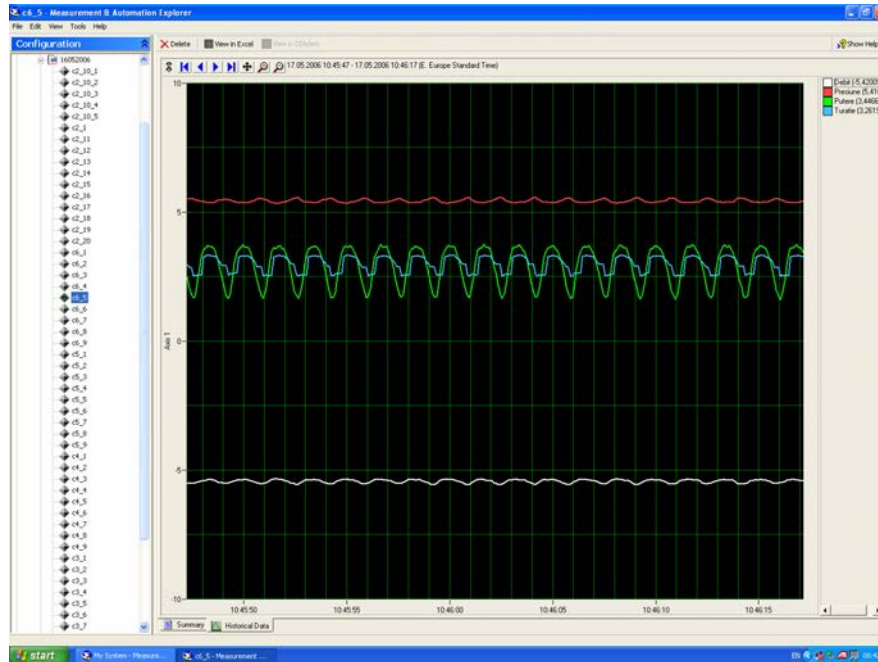


Figure5. Variation in real time of the main characteristics of Pelton turbine

In the following figures, the variations in time of the characteristic parameters are shown (for the measurements made with the six millimeters cam at $f = 0,6$ Hz frequency). Also, the time variations of efficiency and hydraulic power were calculated and drawn.

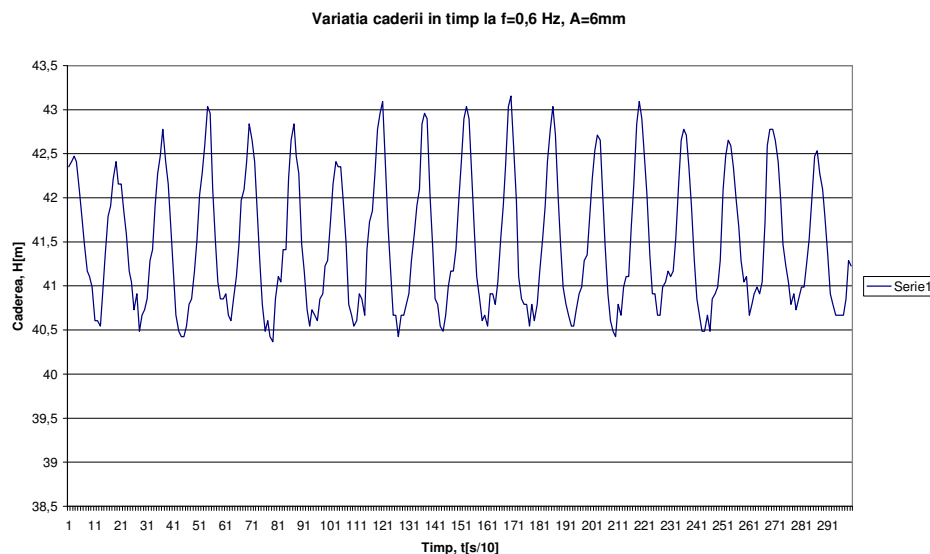


Figure6. Head variation at $f = 0,6$ Hz

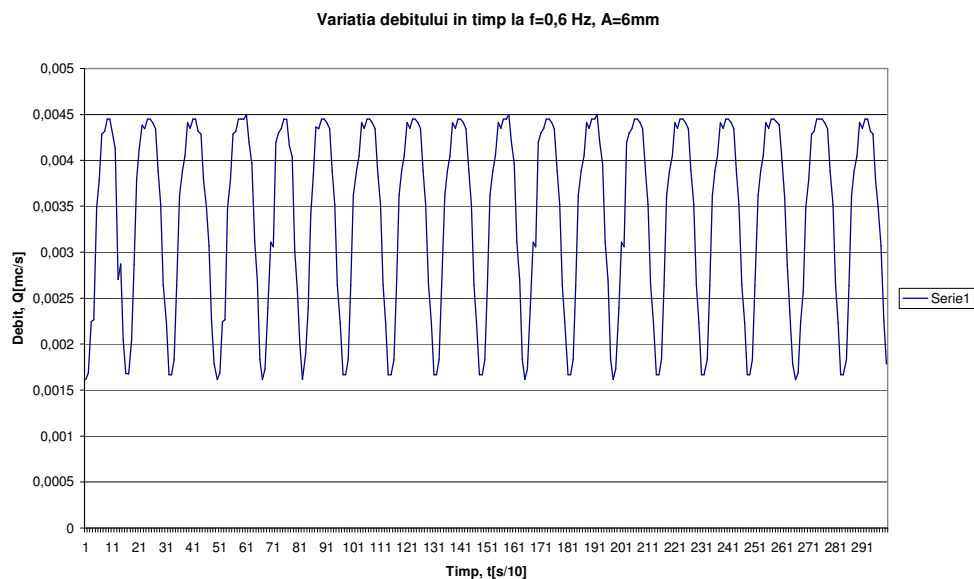


Figure7. Flow rate variation at $f = 0,6$ Hz

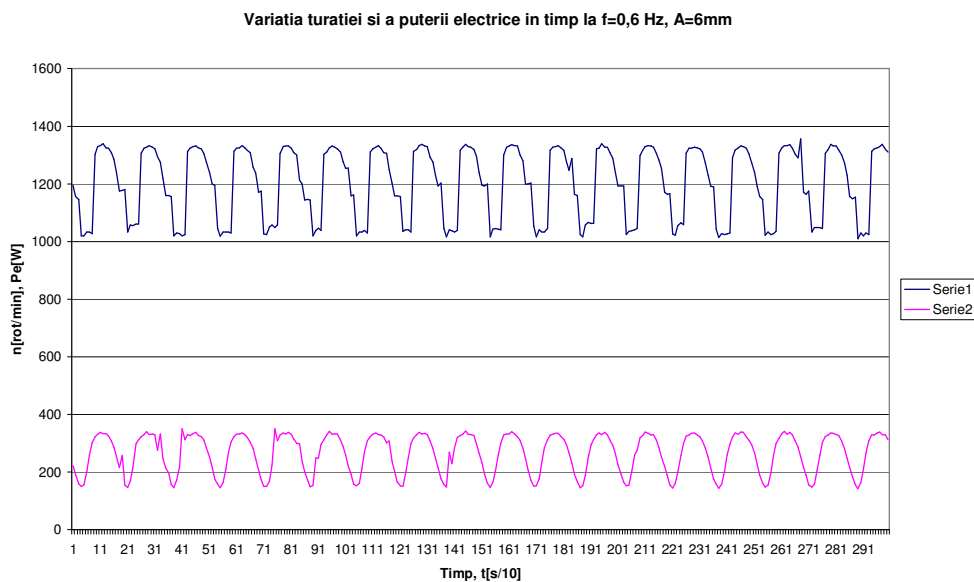


Figure8. Speed and electric power variation at $f = 0,6$ Hz

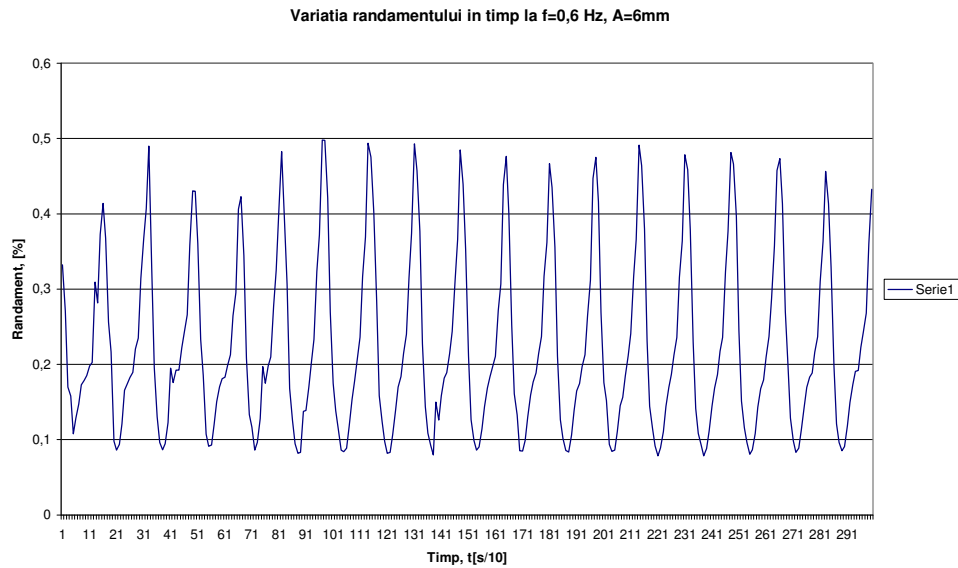


Figure9. Efficiency variation at $f = 0,6$ Hz

These parameter variations that we presented in the above figures were recorded for all the cams that we designed. It means that to each amplitude and frequency of the input signal, the data acquisition device stored the amplitude and phase difference of the output signal. Therefore, a first conclusion results from measurements processing and comparative analysis of the two signals. If the needle stroke is the input parameter, then the flow rate, speed, hydraulic power, electric power and efficiency are in phase with it, and the turbine head and pressure are phase-shifted with the needle stroke.

As we mentioned above, the input parameters of Pelton turbines are the head and the flow rate and the output parameters are the speed and the electric power of the turbine-generator assembly. With the data recorded, for all the cams used, we obtain the gain-phase characteristics.

In the following figures we presented the gain-phase characteristics for the cylindrical cam that generate a sinusoidal signal with 6 mm amplitude and 0,6 Hz frequency.

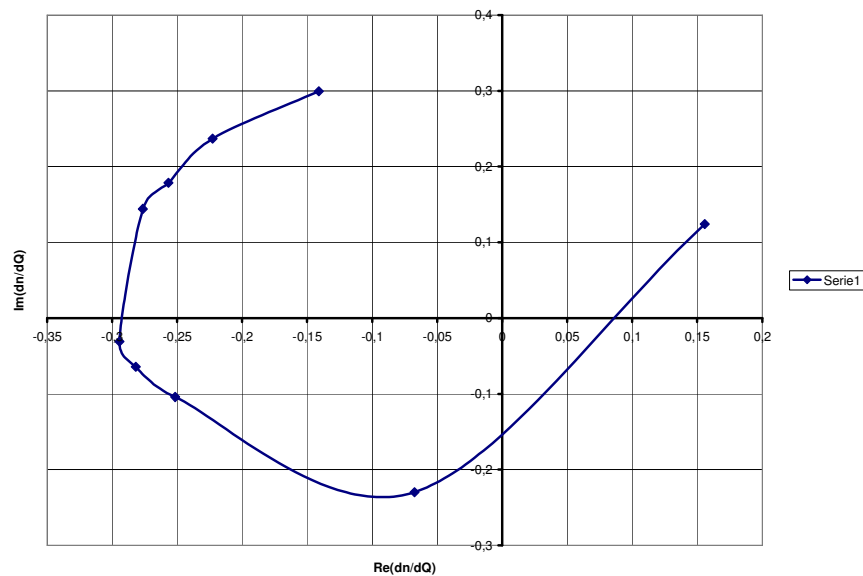


Figure10. Gain-phase characteristic for $\Delta n/\Delta Q$

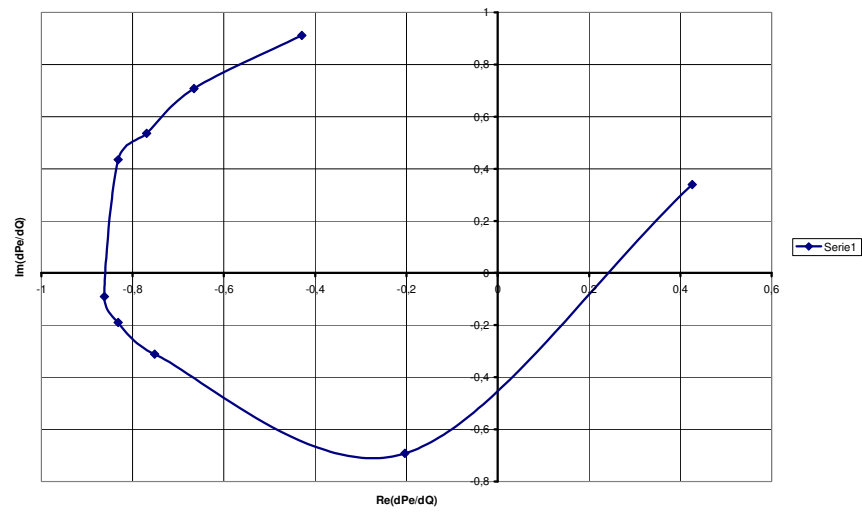


Figure11. Gain-phase characteristic for $\Delta Pe/\Delta Q$

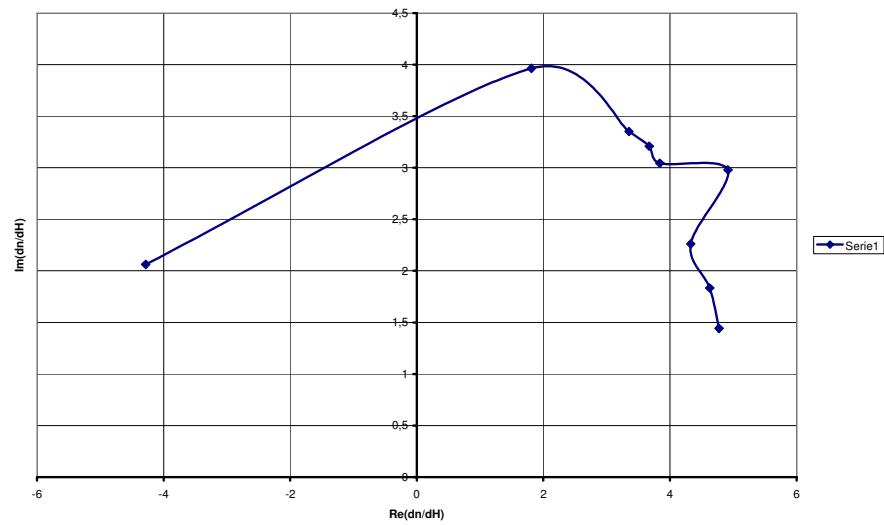


Figure12. Gain-phase characteristic for $\Delta n/\Delta H$

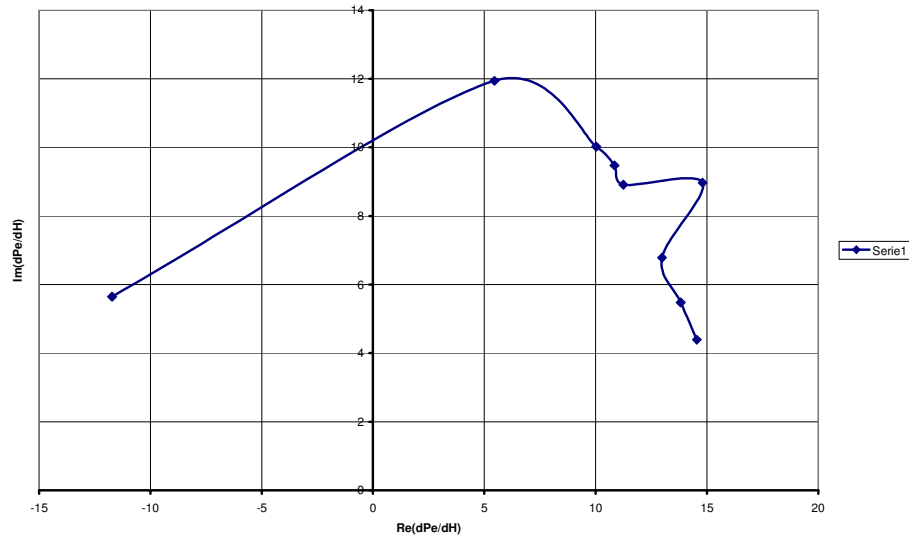


Figure13. Gain-phase characteristic for $\Delta Pe/\Delta H$

Also, taking into account the above characteristics, we can obtain the gain – frequency characteristic and phase - frequency characteristic for the Pelton turbine.

5. CONCLUSIONS

5.1. One of the methods used for experimental determination of dynamic characteristics is the identification method with sinusoidal test signals. For that purpose we designed a sinusoidal signal generator that we mounted in the testing rig.

5.2 Based on the measurements, we determined the variation in time of all Pelton turbine parameters. These variations result when the position of nozzle's needle is modified upon a sinusoidal law.

5.3 Also, based on the experimental measurements, we determine gain-phase characteristics, from which we obtain the frequency responses of Pelton turbine.

References

- [1] Penescu C., Ionescu G., Tertișco M., *Identificarea experimentală a proceselor automatizate*, Ed. Tehnică, București, 1971
- [2] M. Bărglăzan – Reglarea și automatizarea mașinilor hidraulice, *Lucrări de laborator*, Institutul Politehnic Traian Vuia Timișoara, 1974
- [3] Bărglăzan M, *Turbine hidraulice și transmisii hidrodinamice*, Editura Politehnica, Timișoara, 1999.
- [4] Catanase A., Hora C., *Choosing a solution generate the sinusoidal signal for a dynamic identification of Pelton turbines*, Modelling and optimization in the machines building field, MOCM-11, Vol. 3, Romanian Technical Sciences Academy, Bacau, 2005.

O ABORDARE DE SISTEM MULTIFUNCȚIONAL MODULAR, ÎN REALIZAREA UNOR ECHIPAMENTE HIDRAULICE FLEXIBILE DE FORȚĂ 700 [bar]

Constantin CHIRIȚĂ*

Boris PLAȚEANU**

* Conf. Dr. Ing., Director al Departamentului de Ingineria Sistemelor de Acționări Hidraulice și Pneumatice,

Centru de excelență în cercetare, Catedra Mașini-Unelte și Scule, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, Titular al disciplinei Hidraulica Mașinilor-Unelte.

** Prof.Univ.Dr.Ing., Director al Institutului Național de Inventică Iași. Domeniul de competență, Mașini-Unelte

și Echipamente Tehnologice, Ingineria Valorii, Inventică, inventator.

Rezumat

Identificând operațiile tehnologice de prelucrări mecanice, de deformare plastică, tehnologii de mentenanță, ridicare de sarcini, deplasare și transport și criteriile de performanță cerute, se abordează sistemic un traseu conceptual pentru crearea unor echipamente hidraulice de acționare, inovative, flexibile capabile să îndeplinească acest ansamblu de funcții.

Cuvinte cheie: echipament hidraulic de acționare, sistem, multifuncțional, flexibil, ingineria valorii

Key words: Hydraulic power equipment, system, multifunctional, flexible, value engineering

Abstract

Starting with identification of technological steps on the mechanical engineering, plastic strain, maintenance technologies, heavy weight lifting, moving and transportation with the performance criteria requested, it is necessary to aboard systematic a conceptual way for defining a family of hydraulic power equipments, completely new (innovator), flexible, capable to resolve this assemble of functions.

In this circumstance we build a completely new line of models: compositional, structural, functional and from the point of view of materials. For a complete analyse of the value of the assemble of the new family of equipments, with a minimum number of elements, we make a functional ideal model using the coagulation technology.

1. INTRODUCERE

Analiza sistemică și de elaborare a soluțiilor tehnice performante în Contractele de cercetare realizate de colectivul Departamentului de Ingineria Acționării Hidraulice și Pneumatice, din cadrul Catedrei de Mașini-unelte și Scule, Univ. Tehnică "Gh. Asachi" Iași, transferate în echipamente și livrate producției de Compania HYDRAMOLD, a permis promovarea un complex de construcții interdependente asamblabile în sisteme multifuncționale și cu grad ridicat de flexibilitate, pentru realizarea unui ansamblu larg de operații tehnologice în diversele domenii ale industriilor, transportului și serviciilor.

Există o subordonare ierarhică a obiectelor tehnice (OT) aflate la diverse nivele, și în acest context în cazul unui suprasistem putem să facem o proiecție în care obiectul nostru tehnic este implicat funcțional. Prelucrarea substanței, energiei sau informației presupune în sine, îndeplinirea cu ajutorul OT a unei succesiuni determinate de operații. În legătură cu aceasta vom defini tehnologiile (T) – procedeele, metodele și programele de transformare a substanței, energiei sau informației dintr-o stare inițială dată în starea finală.

Descriptorul formalizat al cerințelor (funcțiilor) reprezentat prin:

$$C = (A, O, R), \quad (1)$$

care trebuie să conțină următoarea informație:

A- denumirea acțiunii, O- obiectul asupra căruia se execută acțiunea, R- condițiile speciale și restricțiile.

Prof. A. Polovinkin [1] formulează recomandări complete și precise într-o descriere a funcțiilor sistemului tehnic. Și în acest context, în cazul nostru, apare ca deosebită descrierea funcțiilor complexului de construcții aflat în interacțiune și care unește câteva obiecte. La baza analizei funcțiilor sistemului tehnic va sta principiul separării și examinării structurilor cu dublul nivel al ierarhiei, asocierea unor astfel de structuri ierarhice va permite să se obțină o structură multinivel.

În reprezentarea formală a operațiilor fizice, folosind operația Koller [2], răspundem la întrebările “ce”, “cum” și “în ce” se transformă prin intermediul obiectului tehnic descris, și mai departe stabilim structurile funcționale, constructive și în flux. În elaborarea echipamentului hidraulic, multifuncțional flexibil, când se pune drept scop obținerea unui produs performant, deasupra nivelului celor mai bune realizări mondiale, a trebuit să rezolvăm un ansamblu de probleme conform **metodei sistemic ierarhice de selectare a soluțiilor concurențiale [2], pe baza arborelui problemelor de concepție.**

Pe această bază am efectuat construcția șirului succesiv de modele: compozițional, structural, al fluxurilor materiale, funcțional. Pentru a realiza ansamblul valorii de întreținere al echipamentului creat, cu un număr minim de elemente, am generat modelul funcțional ideal prin **procedura tehnologiei coagulării.**

2. ARBORELE PROBLEMELOR DE CONCEPȚIE

La concepția obiectului tehnic există o listă a cerințelor pe care sistemul multifuncțional flexibil, modular pentru prelucrări mecanice, deformarea plastică, mentenanță etc., trebuie să le satisfacă și care în demersul ingineresc permite stabilirea nucleului problemei tehnice [3], [4]. În procesul concepției au fost elaborate și precizate câteva liste de cerințe ierarhic interdependente, care corespund celor șase etape ale arborelui descrierii obiectului tehnic. Iată tablourile acestor liste de cerințe :

Lista de cerințe 1 (LC1) - corespunde etapei I, de formulare a cerințelor funcționale și cuprinde o înșiruire de indicatori cantitativi de acțiune, indicatori cantitativi ai obiectului asupra căruia este îndreptată acțiunea, indicatori cantitativi ai condițiilor speciale și restricțiilor, în care se îndeplinește acțiunea. În primul rând, aici ne referim la fiabilitate, tipul și indicatorii energetici folosiți, interacțiunile de bază cu mediul înconjurător.

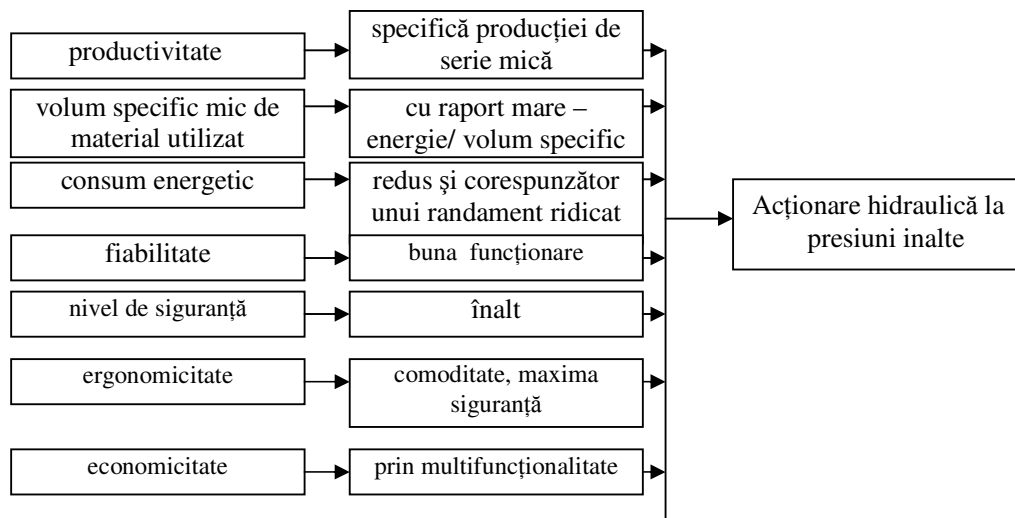


Fig.1. Lista de cerințe LC1

Lista de cerințe 2 (LC2) - corespunde etapei II, de stabilire a funcției tehnice și include suplimentar enumerarea fluxurilor de substanță, energie, informații, la intrarea și la ieșirea din obiectul tehnic, sau enumerarea cerințelor și condițiilor de alegere a acestor fluxuri; valoarea mărimilor fizice ce caracterizează fluxurile; condițiile și restricțiile fluxurilor, reclamate de interacțiunile OT, ca suprasistem și cu mediul înconjurător; condițiile și restricțiile în flux, legate de transformarea lor în interiorul OT:

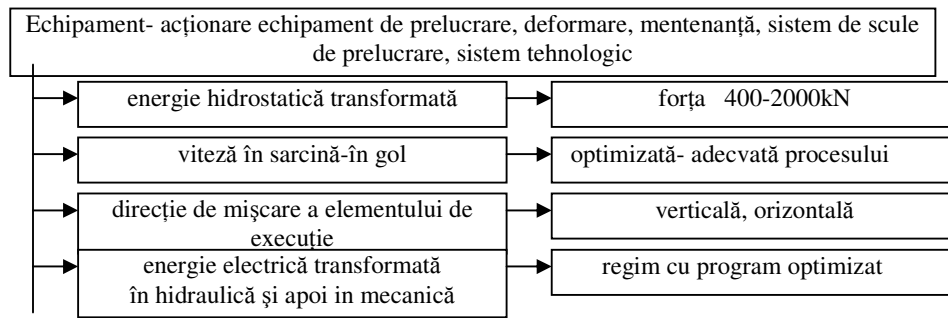


Fig.2. Lista de cerințe LC2

Lista de cerințe 3 (LC3) - ce corespunde etapei III a structurii funcționale, și include suplimentar un set de cerințe analoge listelor (LC 1) și (LC 2), dar cu referire la elementele funcționale din care se compune OT. Lista LC 3, definitivată, depinde de structura funcțională adoptată.

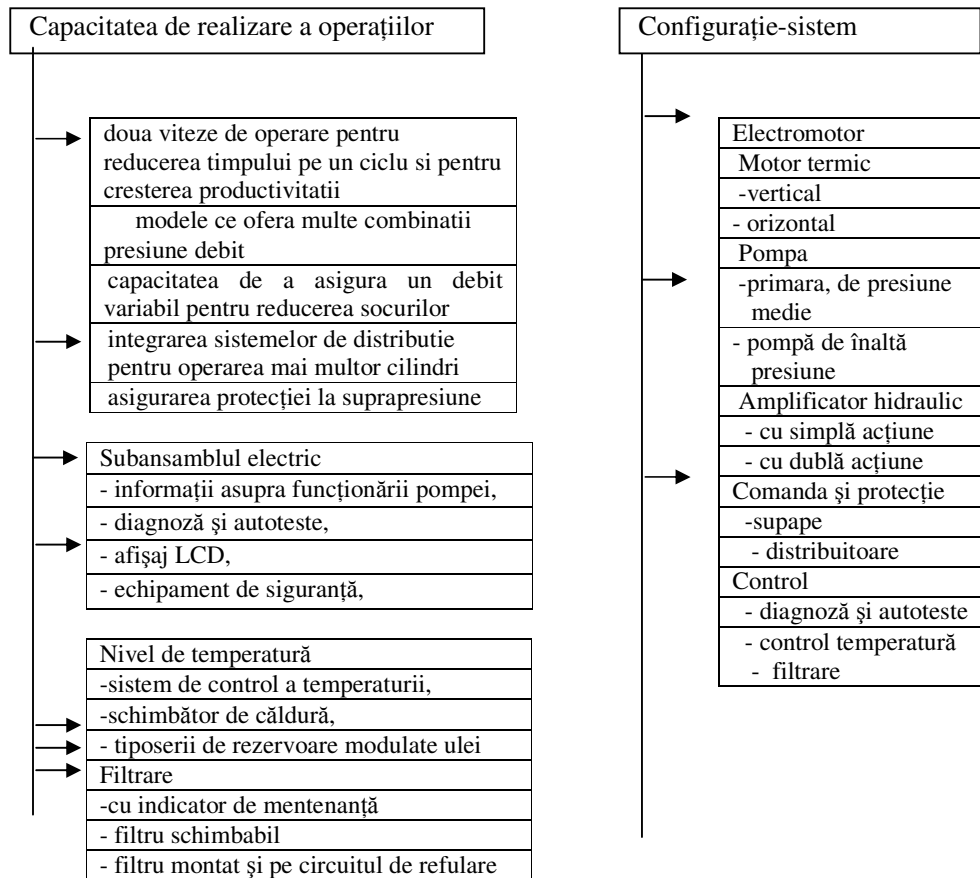


Fig.3 Lista de cerințe LC3

Listă de cerințe 4 (LC4)- În completarea listelor (LC 1), (LC 2), (LC 3) se întocmește separat, pentru fiecare principiu fizic de funcționare. În LC 4 intră condițiile și restricțiile impuse la alegerea materialelor, utilizate pentru realizarea **efectelor fizico - tehnice** și deasemeni condițiile și restricțiile, datorate interacțiunilor suplimentare, ce însoțesc efectele realizate atât în elementele OT cât și în mediul exterior. În afară de aceasta, LC 4 include restricțiile asupra energiei utilizate, materialelor prelucrate sau informațiilor ș.a.m.d.

Lista de cerințe 5 (LC5) - Cuprinde condițiile și restricțiile impuse pentru realizarea proceselor fizico-tehnice. Lista include condițiile și restricțiile privind regimul energetic și ale materialelor prelucrate. - corespunzătoare etapei a V-a - alegerea soluției tehnice. Conține suplimentar setul de cerințe și indicatorii cantitativi legați de masă, formă, dimensiuni de gabarit și compoziție; alegerea materialelor folosite și a produselor de completare; metode și mijloace de îmbinare și legăturilor elementelor între ele; comanda și reglarea; siguranța exploatarei; brevetabilitatea; limită de preț ș.a.m.d.

Lista de cerințe 6 (LC6) - include setul de cerințe pentru alegerea **parametrilor optimi** ai OT: rezerva de rezistență, durabilitate, fiabilitate, seria de OT executate, utilizarea utilajului tehnologic, interschimbabilitatea, standardizarea și normalizarea, condiții de exploatare, transport și depozitare.

3. ȘIRUL PARAMETRIC ȘI TIPOSERIA PRODUSELOR

Se cunoaște faptul ca unificarea, modularizarea si flexibilizarea presupun în sine găsirea mijloacelor efective și eficiente de elaborare pe baza unui model de bază, a șirul de echipamente produse cu aceeași destinație dar cu diverși indicatori de putere, productivitate ș.a.m.d. sau mașini cu destinație diferită, ce indeplinesc calitativ alte operații, și deasemeni sunt diferite la lansarea oricărei producții.

S-au utilizat câteva direcții de rezolvare a acestei probleme. Nu toate pot fi considerate universale. În majoritatea cazurilor fiecare metodă este utilizabilă numai la o anumită categorie de mașini, având în vedere că efectul economic este diferit.

Problema reducerii nomenclurii și numărului de obiecte este rezolvată prin următoarele mijloace de bază:

- elaborarea *șirurilor parametrice* ale echipamentelor cu intervale între ele, alese rațional.

Tabelul 1

Pompe manuale și de picior													
Firma	ENERPAC					Hi Force				Holmatro		Power Team	
model	1	2	3	4	5	1	2	3	4	de mână	de picior		
Forța max. de acț. daN	32,7											35	43
Presiune treapta1, bari	13										45	59	
Presiune treapta2, bari	700					700				720	720	700	
Debit treapta 1, cmc/cursa			3,6 2	11,2 6	39,3 3	14, 2	13	13	2,8	5	28	4,1	12
Debit treapta 2, cmc/cursa	0,9	2,4 7	0,9	2,47	2,47	2,3	2,3 dublă acț.	2,3	-	1	2,3	0,8	2,5
greutate	2,0	4,1	2,0	4,1	10	8	12,5	10, 5	4,6	4	11,5	2,3	4,1
Capacitate rezervor, cc	327	901	327	901	2540	2,5 0	230	100	45	300	1800	475	113 1
Dimensiune piston	12, 7	25, 4	12, 7	25,4	25,4								
Temperatura de lucru	-20 ⁰ - +60 ⁰												

Tabelul 2

Echimate de acționare electrohidraulice										
Firma	ENERPAC					Hi Force				Holmatro
model	economic e	cu pompa cu piston	sumersat e	modulare	cu pistoane axiale	1	2	3	4	
Putere, Kw	0,37	0,84	0,37	0,75-2,2	4-9,5	0,35	0,45			0,9
Presiune treapta1, bari						13				190
Presiune treapta2, bari	700					700				700
Debit treapta 1, l/min						2	3	5-11	4-17	2,4
Debit treapta 2, l/min	0,32	0,98	0,27	0,55-1,64	4x2,58	0,25	0,40.	0,65	2	0,71
greutate	min 28 kg					5,8	16,8	48	64	28
capacitate rezervor, litri	5	5-40	5,5	10-40	80	10	20	40	60	
tensiune lucru	220-360 V					240 V				
zgomot dB	85-80									76-62

La rezolvarea acestor probleme este necesar să se considere gradul de utilizare a diferitelor tipodimensiuni de echipament probabilitatea de a lucra în exploatare la unele regimuri de lucru, gradul de flexibilitate și capacitatea de adaptare a echipamentelor din clasa dată (posibilitatea de variere a indicatorilor de exploatare), posibilitatea de a fi modificate.(fig.4, 5. 6.) Din acest motiv la proiectarea șirului parametric au trebuit să fie luate în considerare starea actuală și perspectivele dezvoltării.

Șirul dimensional a fost construit pe baza principalelor caracteristici (putere, productivitate etc.) și nu pe parametrii geometrici, având în vedere că în interiorul legilor șirului principalele caracteristici sunt dispuse conform unor legități, diferite de legitățile de modificare a caracteristicilor geometrice.(tab. 4., tab., 5., tab. 6). Acestea din urmă apar ca variabile dependente.

Tabelul 4

Pompe manuale HYDRAMOLD						
Nr. crt	Denumirea		U.M	HPHM-700.050	HPHM-700.025	HPHM-700.035
		treapta a II-a		700	700	700
2	Debitul refulat	treapta I	cm ³ /ciclu	22,2	22,2	22,2
		treapta a II-a		2,6	2,6	2,6
3	Forța maximă de acționare (la p _{max} =700 bar)		daN	45	45	45
4	Volumul rezervorului de ulei		l	5	3,5	3,5
5	Acționare mâner		-	manual	manual	manual
6	Acționare robinet descărcare		-	manual	manual	manual



Fig.4. Pompa manuală de înaltă presiune HYDRAMOLD

Universalizarea a fost deasemenea urmărită în scopul lărgirii funcțiilor echipamentelor, a creșterii diapazonului de indeplinire a unui cât mai mare număr de operații, a lărgirii nomenclatorului de procese și tehnologii promovate.

Pe această bază a urmat un proces de reprezentare, ilustrare sau descriere a sistemului în ansamblu și a subsistemelor de produs (modelare) având ca rezultat modelele: compozițional, structural, al fluxurilor materiale, funcțional.

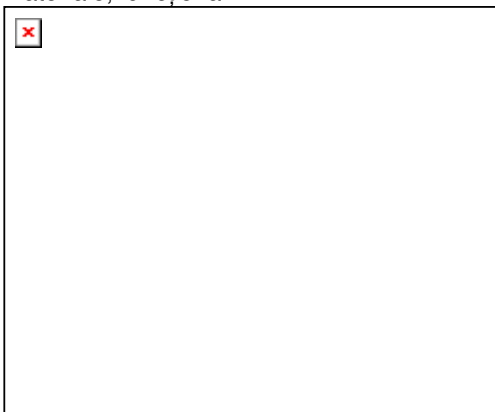


Fig. 6 . Diagramele debit- presiune obținute de unitățile de acționare hidraulice HYDRAMOLD

Pentru aceasta au fost consultate diverse soluții constructive de echipamente flexibile și tehnologii pentru prelucrări mecanice, deformare plastică, ridicare, translare, tehnologii de management, produse de către firme de prestigiu din Franța, Canada, Italia, SUA, Germania, ca: Tractel, Simplex, OMCN, PowerTeam, Enerpac, Holmatro. Aceste firme și-au concentrat preocuparea pe dezvoltarea tipodimensiunilor de echipamente de înaltă presiune.



Fig. 5. Tiposeria de unități de acționare electro hidraulică de înaltă presiune

Tabelul 5

Nr. crt	Denumirea			U.M	Datele	
1	Presiunea maximă dezvoltată	treapta I		bar	110	110
		treapta a II-a			700	700
2	Debitul de ulei	treapta I		l/min	6	6
		treapta a II a			1	1
		Felul curentului		-	monofazat	
				-	trifazat	
		Tensiunea nominală	varianta A	V	asincron cu rotorul în scurt-circuit	asincron cu rotorul în scurt-circuit
			varianta B		ASI90L-24-4	ASI90L-24-4/ ASI100L-28-4
		Frecvența		Hz	50± 5%	
		Curentul nominal	varianta A	A	monofazat	
			varianta B		trifazat	
		Puterea		kw	1,5	220- 380
					1,5/2,2	1,5/2,2
Turația		rot/min	1500	1500		
4	Instalația hidraulică	Rezervor ulei-capacitate		l	10; 20; 30; 40; 60	10; 20; 30; 40; 60
		pompă	cilindree	cm ³ /rot	3,8/5,27	11
		Manometru		-	0 ... 1000 bar	0 ... 1000 bar
		Filtru admisie		-	668.22.01.100	668.22.01.100
		Supapă de presiune		-	SPP6-04-1-H-O	
		Multiplicator hidraulic		-	HM.030.400.000	
7	Mase			kg	91;100; 126; 145;190 (funcție de capacitatea rezervorului)	190



Fig. 7. Unitate HYDRAMOLD de acționare hidraulică cu motor termic

Tabelul 6

Unitate de acționare cu motor termic		
1	Debit presiune joasă	2,3 l/min
2	Debit presiune înaltă	0,3 l/min
3	Motor	4,5 CP
4	Presiune maximă	700 bari
5	greutate	63 kg

3. CONCLUZII

Pentru elaborarea unei configurații standard de echipament modular, multifuncțional, flexibil s-a avut în vedere:

- importanța deosebită a concentrării de forță în echipamentul tehnologic ;
- modularizarea subsistemelor hidraulice de generare a energiei de presiune, a subsistemelor de transfer energetic și a celor de execuție ;
- asigurarea prin concepția subsistemelor a mecanizării operațiilor tehnologice care necesită forțe mari, repetabile;
- monitorizarea și reglarea controlată a parametrilor de lucru;
- asigurarea unui grad ridicat de mobilitate (prin greutate redusă, manevrabilitate, amplasare în poziții adecvate de lucru);
- capacitatea de dezvoltare, prin extinderea aplicațiilor tehnologice date prin teme de proiectare identificate de potențiali beneficiari, cu conceperea inovativă de subsisteme flexibile și tehnologiile pe care le pot utiliza , cu certificarea conformității proceselor tehnologice și asigurarea de sisteme de achiziții, memorare și prelucrare a parametrilor de lucru în vederea atingerii performanței.

Bibliografie

- [1] A.Polovinkin, *Ocnovă injenernovo tvorcestva*, Ed.Mashinostroenie , Moskva,1988
- [2] B. Plahteanu, *Ingineria Valorii și performanța în creația tehnică*, Ed. Performantica, Iași, 1999
- [3] B. Plahteanu, s.a. *Concepția și proiectarea creativă a mașinilor unelte*, Ed. Performantica, Iași, 2002
- [4] V. Belous, B. Plahteanu, *Fundamentele creației tehnice*, Ed. Performantica, Iași, 2005

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF LIQUID-GAS FLOWS IN TORQUE CONVERTERS

**Prof.dr.ing. Mircea BĂRGLĂZAN^{*)} Ș.L.dr.ing. Cornel VELESCU^{*)}
Ș.L.dr.ing. Adriana MANEA^{*)}**

^{*)} *Universitatea „POLITEHNICA” din Timișoara, Facultatea de Mecanică, Catedra de Mașini Hidraulice*

Abstract

In this paper are presented the tests and performances of a torque converter operating with oil-air mixture as a liquid-gas two-phase flow. Special attention was given to temperature measurement and the volume fraction of air. The results permit to establish the characteristic curves of the hydraulic transmission plotted as dependences of global parameters.

Rezumat

În acest articol sunt prezentate încercările experimentale și performanțele realizate de către un transformator hidrodinamic funcționând cu amestec bi-fazic de lichid cu gaz, și anume, ulei cu aer. O atenție specială s-a acordat măsurărilor de temperatură și a fracțiunilor volumice de aer. Rezultatele permit stabilirea curbelor caracteristice ale transmisiei hidraulice reprezentate sub forma unor dependențe între parametrii globali ai mașinii.

1. INTRODUCTION

Experimental approach to liquid-gas flows in torque converters as a particular situation of two-phase flow in turbomachinery is a difficult challenge. Surely more often are tested, in special facilities, hydraulic turbines or hydrodynamic pumps than hydrodynamic transmissions [1] [2] [3]. The erection of a testing rig for two-phase flow in hydrodynamic transmissions contains a vast field of experimental techniques. A persistent theme throughout the study and research of multiphase flows in turbomachinery is the need to measure, model and predict the detailed behavior of those flows and the phenomena that it manifest together with the global parameter of the machine, namely the torque converter.

Often interesting phenomena occurs here, namely instabilities, which have no equivalent in single phase flow. In the torque converter operation are many large pressure and flow rate or volume fraction oscillations that, at best, disrupt the expected behavior and produce consequences in the values of the global parameters. If the scope of two-phase flow in the machine is to control the torque converter it is necessary to avoid these non stationary regimes. It is advisable to introduce analytical or numerical models for the generalization of the experimental results.

2. TESTING RIG

The testing rig of hydraulic transmissions is located in the testing Laboratory of Hydraulic Machinery from “Politehnica” University of Timișoara.

The facility for testing is presented, in a structural view, in the Figure1.

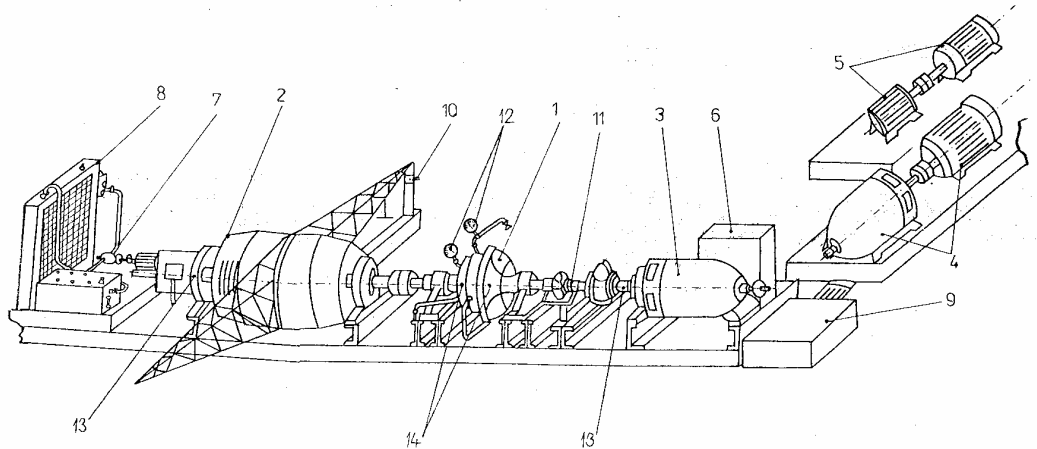


Fig.1. Testing rig of hydraulic transmissions from "Politehnica" University of Timișoara.

The structure of testing rig, (Fig.1), is the following: 1- torque converter Lysholm- Smith; 2- multiple speed induction motor; 3- dynamo for load; 4- system Ward- Leonhard for power regeneration; 5- additional aggregate for excitation; 6- circuit closer for coupling brake circuit; 7- gear pump; 8- radiator; 9- regulating starter; 10- force cell; 11- bonded strain gauge for torque; 12- spring manometer; 13- photoelectric rotary transducer; 14- peepholes of transparent acrylic glass.

The testing rig, what in the Fig.1 is presented, permits the testing of hydraulic transmissions in "ordinary" conditions, that is working with, monophase fluid. Through the achievement of structural adjustments and alterations, and, respectively, through the alteration of the degree of admission, (through the partial filling), of hydraulic transmission, the testing of torque converter working with two-phase fluid liquid-gas was achieved.

The tested torque converter, 1, (Fig.1), it is an hydrodynamic converter of type Lysholm- Smith, with the runner of a turbine with three stages and the fixed coil with two stages, that was achieved at the concern "Hidromecanica" S.A. Brașov.

3. EXPERIMENTAL RESULTS

Experimental research in this domain [1], [3], [4], [8], demonstrates that hydraulic transmission work have full efficiency at temperature domain $t = (70...90)^{\circ}\text{C}$. Next present experimental research, were obtained from measurements in this eighth interval of temperature. Temperature was measured by thermocouple Chromel-Alumel type. To measurements, thermocouple was calibrated.

The probe of industrial thermocouples has two thermoelectric conductors protected by a metallic sheath, being highly compacted magnesium oxide powder. The thermoelectric conductors are welded at one end to form a hot junction. The sheath is closed by argon-arc welding, the hot junction remaining insulated from the sheath. The probe is extended by a flexible extension cable having two conductors and a copper shielding braid extending the protecting tube. The shielding braid is insulated and protected by an outer plastic cover. The hot junction and connections to the thermoelectric conductors are produced by electric welding without the addition of any foreign constituents. Used probe is Chromel – Alumel type having 1,5 mm diameter, maximum temperatures for use 1000°C and accuracy $\pm 0,75\%$.

The advantages of measurements with thermocouples are:

- ready for connection to the measuring instrument,
- not sensible to shock and vibration,
- resistant to extreme pressures,
- corrosion resistant.

For small changes in temperature, the voltage is approximately linear, or:

$$\Delta U \cong S \Delta T \quad (1)$$

where ΔU is the change in voltage, ΔT is the change in temperature and S is the Seebeck coefficient. In fig. 2 is presented Seebeck coefficient for Chromel and Alumel and in fig. 3 is presented Seebeck coefficient for Chromel vs Alumel.

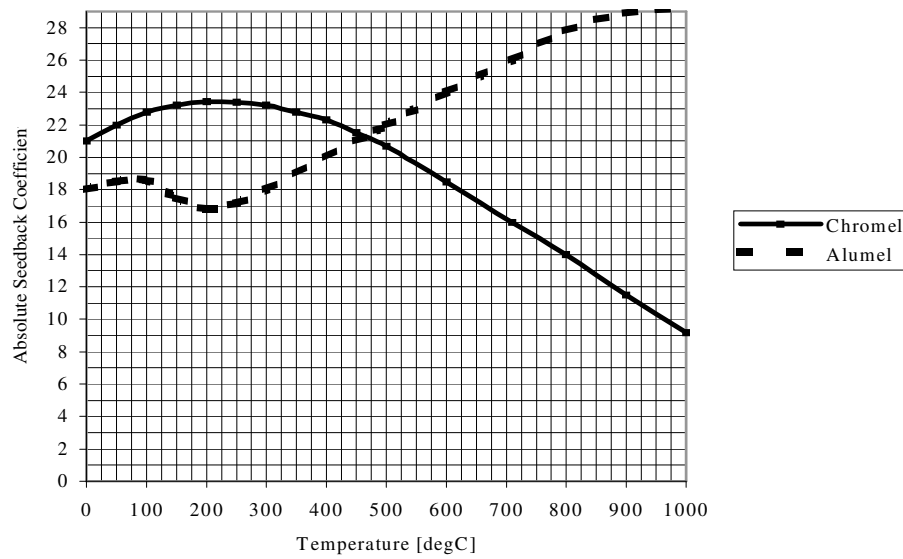


Fig. 2. Seebeck absolute coefficient

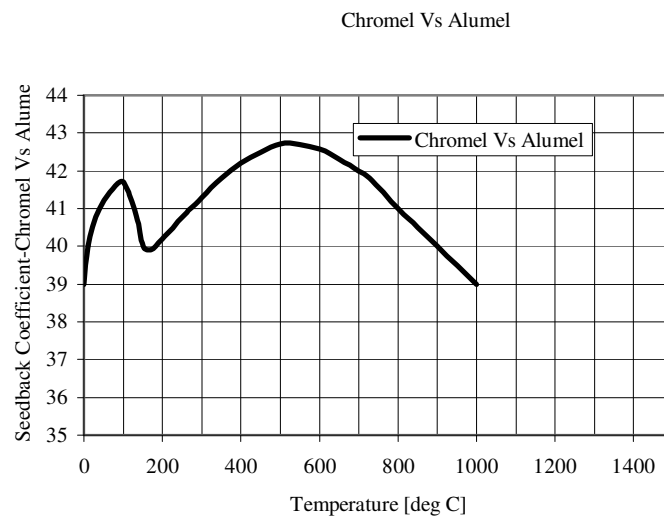


Fig. 3. Seebeck relative coefficient

The used thermocouple was calibrated and the obtained curve is plotted fig. 4.

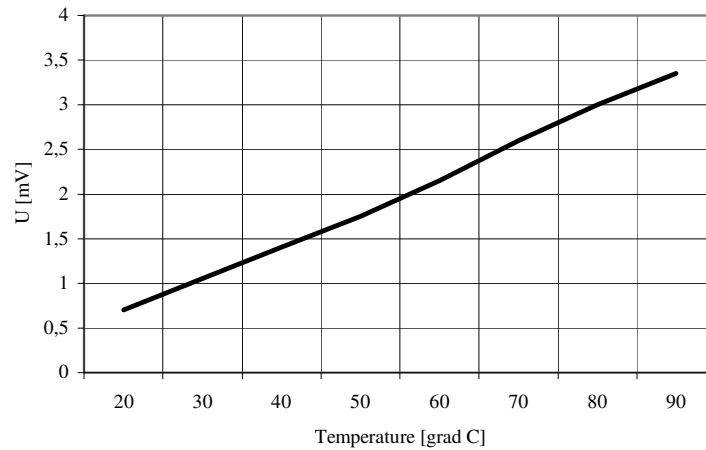


Fig. 4. Calibrated curve obtained for Chromel – Alumel used thermocouple

Having the calibration curve presented in fig. 4, we measured the temperature of working oil placed in hydraulic transmission. It's obtained curve is presented in fig. 5. For time interval 0-3000 seconds, temperature in the oil grow from 20 °C to 85 °C. Time interval in which measurements are possible is at 2000 second to 3000 seconds after experiment session started.

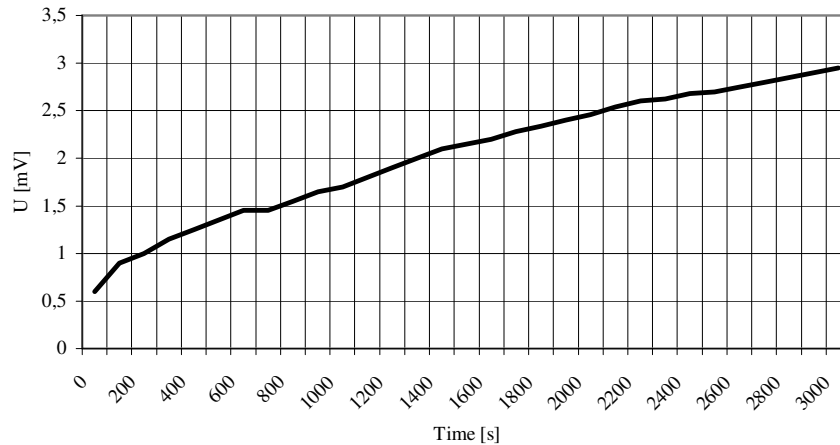


Fig. 5. Voltage various in terms of time

It is known from [1], [2], [3], [4], [8], that the effect of operating condition alteration produce, and, , the control of hydraulic transmissions, through many methods are possible to be achieved and influenced.

Thus, the one thing among these metods is the alteration of the degree of filling from the hydraulic transmission, χ_u , respectively, the working with two- phase fluid liquid-gas.

From both viewpoint, of theory and of experiment, the influence of the degree of filling on the working characteristics of hydraulic transmissions, generally, it is praised best through the primary and universal characteristics sets of curves $M_2 = f(n_2)$, $M_2 = f(i)$, $\eta_{TR} = f(n_2)$, $\eta_{TR} = f(i)$, for the rotational speed $n_1 \cong const.$, [1], [2], [8], and others.

The experimental investigation that was developed in this paper, has the purpose to obtain results and general conclusions.

For the streamlining of experimental research, of obtaining results, the tests were made in the best range of temperature, $\theta \in (70, \dots, 90)^\circ C$, [1], [2], while the initial operational factors from entry were considered steady and equal with the theirs rated values, $M_1 \cong const.$ and $n_1 \cong const.$

The tests were conducted after the known testing method, [4], [8], [9], and others, while the arrangement and the gathering were done both after the normal speed from entry, $n_1 \cong \text{const.}$, and after the degree of admission $\chi_u = \text{const.}$

Thus, the influence of two-phase fluid liquid-gas was praised through the parametric alteration of the degree of filling, χ_u . This had, successively, the values: $\chi_u = \text{const.} = 100\%$; 97,5%; 95%; 92,5%; 90%; 87,5%; 85%; 82,5%; 80%; 75%; 70%.

Some from among the experimental results, that were obtained through tests and calculations, are presented in the Fig. 6,7,8 and 9. The experimental results are plotted in the shape of primary and universal characteristics sets of curves, (Fig. 6,...,9).

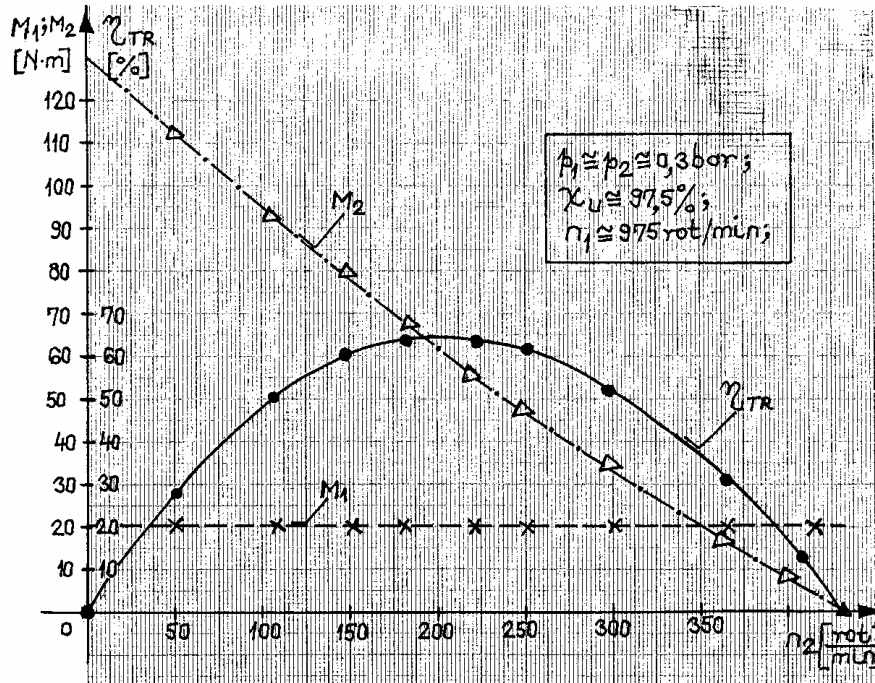


Fig. 6. Primary set of curves.

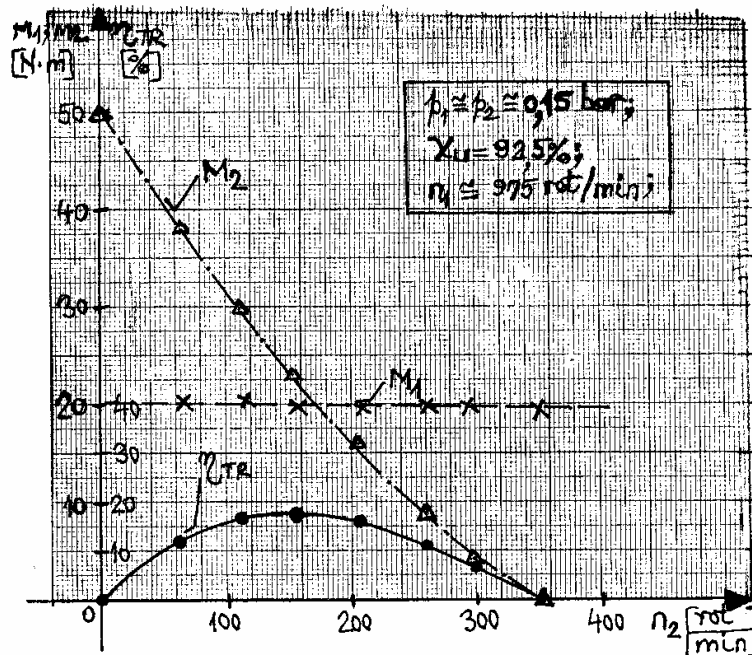


Fig. 7. Primary set of curves.

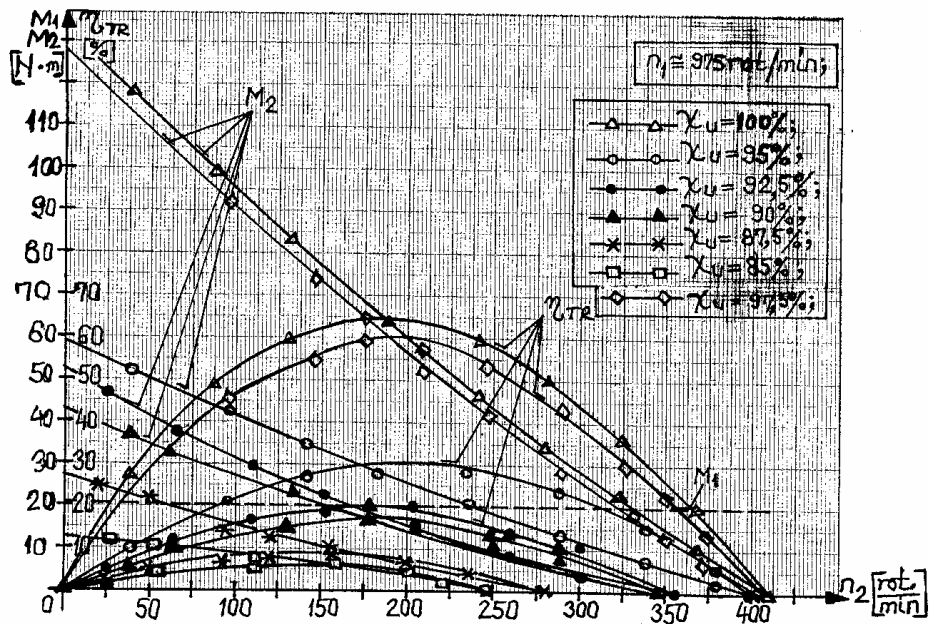


Fig. 8. Comparative primary sets of curves.

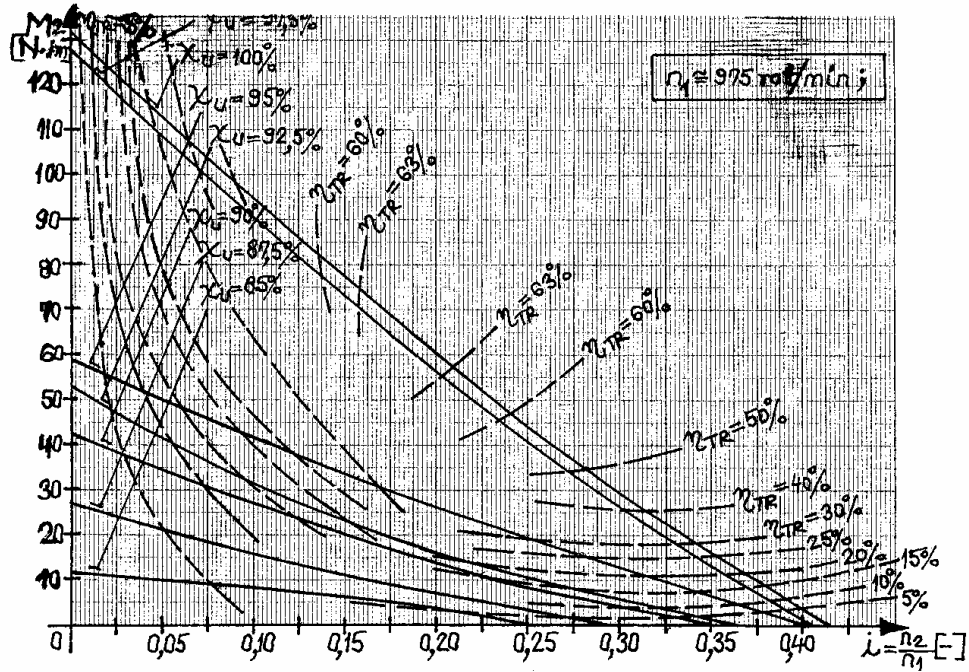


Fig. 9. Universal diagram of torque converter.

3. CONCLUSIONS

The analysis of results, that were obtained and were presented partly in the Fig. 6, 7, 8 and 9, praise the influence of the degree of admission, χ_u , of the two- phase fluid liquid-gas, respectively, about the operating conditions of torque converters, thus:

a). The strong decline of operating performances of hydraulic transmissions, M_2, n_2, P_2, η_{TR} , at the same time with the decrease of the degree of filling, χ_u ;

b). The very strong reducing of operational parameters M_2, n_2, P_2, η_{TR} , respectively, fulfilled at the same time with the decline of the degree of filling from the value $\chi_u \cong 100\%$ at $\chi_u \cong 95\%$. After this value, the decline it is more "well-balanced", except of cases when the degree of filling is $\chi_u < 75\%$, when the power conversion has the smallest coefficient of efficiency;

c). The universal characteristics set of curves, (universal diagram), that is presented in the Fig. 9, gives a possible best load range of the torque converter, for $\chi_u \in (95, \dots, 100)\%$, $M_2 \in (50, \dots, 90)N \cdot m$,

and $i = \frac{n_2}{n_1} \in (0,15, \dots, 0,25)$.

d). The existence of a considerable hysteresis, especially to small rotational speeds, n_2 , great driving torques, M_2 , and at operating conditions that are outwardly of the best temperature range, $\theta \in (70, \dots, 90)^\circ C$.

References

- [1]. M.Bărglăzan, C.Velescu, *Cuplaje, transformatoare și frâne hidrodinamice*, Editura "Politehnica" Timișoara, 2006.
- [2]. M.Bărglăzan, *Transmisii hidrodinamice*. Editura "Politehnica" Timișoara, 2002.
- [3]. A.Bărglăzan, V.Dobândă, *Turbotransmisiile hidraulice*. Editura Tehnică, București, 1957.
- [4]. N. Peligrad, *Cuplaje hidraulice și convertizoare hidraulice de cuplu*. Editura Tehnică, București, 1985.
- [5]. M. Bărglăzan, *Turbine hidraulice și transmisii hidrodinamice*. Editura "Politehnica" din Timișoara, 2001.
- [6]. I.Anton, M.Bărglăzan, C.Jurma, *Asupra încercării a trei tipuri de variatoare hidraulice de turație*. Construcția de mașini Nr. 2 /1968.
- [7]. A.Bărglăzan, I.Anton, V.Anton, I.Preda, *Încercările mașinilor hidraulice și pneumatice*. Editura Tehnică, București, 1959.
- [8]. L.Șandor, P.Brânzaș, I.Rus, *Transmisii hidrodinamice*. Editura „Dacia” din Cluj Napoca, 1990.
- [9]. M.Tămaș, *Studiul experimental și teoretic al pierderilor hidraulice în transformatoarele hidrodinamice*. Teza de doctorat, I.P. "T.V." Timișoara, 1986.
- [10]. R.R.By, B.Lakshminarayana, *Measurement and Analysis of Static Pressure Field in a Torque Converter Pump*. Journal of Fluids Engineering, Nr. 1/1995.
- [11]. R.R.By, B.Lakshminarayana, *Measurement and Analysis of Static Pressure Field in a Torque Converter Turbine*. Journal of Fluids Engineering, Nr. 3/1995.
- [12]. G.F.Wislicenus, *Fluid Mechanics of Turbomachinery*. Dover Pub. New York, 1965.
- [13]. M.Bărglăzan, *About Hydrodynamic Converter Operation* Buletinul Șt. Tehn. al I. P. "T.V." Timișoara, 35(49), Fasc. 1-2, 1990.
- [14]. N.Peligrad, *Pierderile hidraulice în circuitul convertizoarelor hidraulice de cuplu în diferite regimuri de lucru*. Teza de doctorat. I. P.T.V." Timișoara, 1984.
- [15]. Iu. F. Ponomarenco, *Ispîtanie ghidoperedaci*, Izd. Mašinostroenie, Moscva, 1969.
- [16]. Iu. I. Cerednicenco, *Ispîtanii avtomobilnih ghidromehaniceskikh peredaci*, Izd. Mašinostroenie, Moscva, 1969.
- [17]. M. Wolf, *Strömungskupplungen and Strömungswandler*, Springer Verlag, Berlin, 1962.

FRECARE ȘI CUPLE DE FRECARĂ, ÎN CONDIȚIILE STUDIULUI PROCESELOR TRIBOLOGICE

Ing. Titu STĂNESCU, CP II*, Dr. Ing. Marian TOPOLOGEANU CP II*,
Ing. Leonard MIHĂESCU, CP III*, Mat. Ing. Gabriel RĂDULESCU **

*S.C. ICTCM-SA București

**INOE 2000-IHP București

Introducere

La frontiera dintre mecanica solidelor și mecanica fluidelor s-a conturat o nouă știință „tribologia”, definită ca „știința și tehnologia interacțiunii suprafețelor în mișcare relativă și a aplicațiilor ce rezultă”.

Cercetările de frecare, uzură și ungere prin natura lor complexă solicită pe lângă mecanica corpului solid și lubrificația și alte domenii ale științelor: cristalografie, rezistența materialelor, termotehnica, fizico-chimia suprafețelor, chimia moleculară și a lubrifianților, sisteme de ungere.

În cadrul prezentului articol se va pune accentul pe procesul de frecare și cuple de frecare, în condiții tribologice.

FRECAREA ÎNTRE SUPRAFEȚE DE CONTACT, CU MIȘCARE RELATIVĂ

Suprafața solidului, așa cum intervine ea în procesele fizice, este o noțiune complexă care poate fi numai parțial descrisă prin mărimi ca: rugozitate, duritate, energie superficială, etc. Orice acțiune asupra suprafeței va antrena în general modificări ale tuturor mărimilor caracteristice. Cunoașterea aprofundată a proprietăților suprafeței este deosebit de importantă pentru procesul de frecare-uzare, procesul de oboseală și alte forme de deteriorare a elementelor cuplelor de frecare.

Suprafețele reale ale solidelor, oricare ar fi procesul lor de prelucrare, prezintă neregularități sau abateri de la forma geometrică prescrisă. Chiar și cele mai netede suprafețe, ca de exemplu cele obținute prin clivajul unor cristale au încă denivelări a căror înălțime depășește de câteva ori distanțele inter-atomice.

Orice măsurare a caracteristicilor suprafeței va lua în considerare forma geometrică ideală a acesteia. Suprafața efectivă este apoi comparată cu suprafața geometrică. Abaterile suprafeței efective față de suprafața geometrică pot fi împărțite în mai multe categorii. Abaterile de prim ordin se referă la abaterile de formă. Abaterile de ordinul doi se referă la undulații, în timp ce rugozitatea include abaterile de ordinul trei și următoarele. Pentru aplicațiile tehnice interesează în primul rând rugozitatea macroscopică, care ar corespunde ordinului doi și celor imediat următoare. Pentru problemele de fizico-chimia ale suprafețelor, prezintă interes microrugozitatea suprafețelor sau abaterilor de ordin superior.

Metodele de investigare a suprafețelor se lovesc de dificultăți datorate în primul rând scării microscopice la care se desfășoară procesele tribologice și a imposibilității observării lui directe.

Caracterul discret al contactului suprafețelor, multitudinea parametrilor și complexitatea fenomenului frecare-uzare-ungere au făcut ca determinările experimentale, empirice, să nu permită depășirea unei anumite etape de început. Pentru verificarea fenomenului s-au cerut verificate o serie de ipoteze de natură diferită (mecanică, fizico-chimică, electrică), privind natura forței de frecare, caracterul suprafeței de contact, formarea și ruperea stratului de suprafață (limită, oxizi de reacție, etc.). Caracterul uzării și a tipurilor de uzură, influența și acțiunea mediului și a altor parametrii (regim termic, sarcină, viteză, duritate, etc.), transformările suferite de stratul de suprafață datorită efectelor consecutive ale sarcinii, forței de frecare, a tensiunilor interne etc. impuneau posibilitatea de măsură și de control la diferite scări microscopice pentru a putea urmări starea suprafeței de frecare a microrugozităților înainte și după acest proces și de asemenea a putea explora transformări intime, straturi, pelicule și microfisuri până la adâncimi de ordinul zecilor și sutelor de angstromi și mai mult.

Dacă măsurarea globală a forței de frecare și a uzurii a fost ușor de rezolvat posibilitatea de a urmări cum apar și cum evoluează ele, a cerut eforturi mari și necesitatea utilizării unor metode de mare sensibilitate și finețe, cum sunt cele utilizate în fizica corpului solid.

Pentru a se înțelege modul în care se produce contactul suprafețelor în timpul frecării, trebuie utilizate metode diverse și deosebit de eficiente.

Astfel, pentru determinarea ariei de contact este necesară microscopia optică, interferometria, rugozimetria sau alte metode electrice.

Microscopia electronică de diferite feluri și sonda electronică sunt necesare pentru a studia calea în care suprafețele sunt deformate în timpul alunecării și cum apare transferul de material de la o suprafață la alta.

La acest procedeu fascicolul de electroni explorează suprafața sub un unghi foarte ascuțit. Deși puterea de rezoluție este mică, procedeul se folosește în studiul suprafețelor datorită posibilităților care le oferă punerea în evidență a microgeometriei.

Difracția de electroni sau de raze X este utilă cunoșterii structurii suprafețelor și a compoziției și structurii filmelor de suprafață. Pentru a putea studia uzura și transferul se folosesc cu succes și trasorii radioactivi.

Sunt metode moderne și de ultimă oră folosite în lume și care sunt mai puțin cunoscute la noi în țară (de exemplu scanning tunneling microscopy, metodă pentru care în 1986 s-a acordat Premiul Nobel pentru fizică).

Scanning Tunneling Microscopy (STM) –reprezintă o tehnică microscopică nou apărută și care este capabilă de imagini de o înaltă rezoluție a suprafețelor atât în direcție orizontală cât și verticală. Această rezoluție înaltă este obținută în aer, vacuum, mediu lichid, lucru care face ca această tehnică să fie folositoare pentru specimene practice.

Este vorba de un vârf conducător ascuțit adus la o distanță de 1 nm de suprafața de investigat, numită și suprafața specimen. În mod curent o tensiune variind între 0.01 și 1 V este aplicată între vârf și suprafață. În aceste condiții interstițiul vârf-suprafață, este suficient de mic ca electronii să își facă drum de la vârf la suprafață și invers.

Mișcările în sus și în jos ale vârfului, trasează topografia suprafeței, analog cu tehnicile convenționale ale profilometriei, excepție făcând faptul că la STM vârful nu atinge niciodată suprafața. Modul de funcționare a STM-ului în vacuum este același ca și în aer sau în lichide.

O metodă foarte uzitată în studiul proceselor tribologice este metoda trasorului radioactiv

Trasorii radioactivi au fost aplicați la studiul următoarelor fenomene :

- uzura suprafeței cu formarea de reziduri de substanțe organice de uzură (wear debris)
- transfer de material între suprafețele cuplei de frecare
- interacțiune între suprafață și lubrifiant.

Locul în care metoda și-a dovedit cel mai mult utilitatea l-a constituit studiul uzurii suprafețelor.

Pentru a determina uzura unei componente prin intermediul trasorilor radioactivi este necesar a avea o distribuție uniformă a izotopului asupra întregului volum al componentei sau cel puțin într-un suficient de mic volum de material. Acest lucru este necesar întrucât aliajele au o microstructură ce poate afecta distribuția radioizotopului.

Tehnicile de activare ale suprafețelor în contact sunt următoarele:

- activare integrală
- introducerea izotopilor în timpul turnării
- depunerea pe suprafața de frecare de radioizotopi prin difuzie, depunere electrolitică
- activarea straturilor subțiri.

În ultima perioadă cea mai des folosită metodă este aceea a activării la IFA-Măgurele a straturilor subțiri. Aceasta este o tehnică foarte eficientă de reducere a radioactivității totale fără descreșteri în activitatea specifică. În acest caz, izotopii radioactivi sunt obținuți prin reacții nucleare între particule încărcate cu energie înaltă, dintr-un accelerator, și atomii suprafeței ce urmează a fi iradiată.

Determinarea volumului materialului uzat se realizează fie prin măsurarea activității lubrifiantului sau prin măsurarea activității totale a părții iradiate. Acest lucru permite determinarea uzurii componentelor utilajelor în sarcină.

CUPLE DE FRECARÉ

Frecarea poate fi denumită ca un proces complex de natură moleculară, mecanică și energetică, care are loc între suprafețele de contact ce au mișcarea relativă.

După rolul funcțional al cuplei, frecarea dintre elementele ei poate fi privită ca :

- *dăunătoare*: datorită efectelor principale (încălzirea și uzura), care conduc la scoaterea din uz a subsansamblului de frecare (lagăre, piston-cilindru, angrenaje etc.) sau datorită întreținerii unor vibrații (mișcarea sacadată ce apare la ghidajele MU, preselor, etc.)
- *utilă*, deși poate fi însoțită de asemenea de încălzire, vibrații sau uzare (ambreaje, frâne, îmbinări cu pană, variatoare prin fricțiune, etc.)

În construcția de mașini, frecarea uscată nu este singurul regim producător de uzură, deoarece, în anumite condiții , chiar și în prezența lubrifiantului, pot avea loc contacte ale microasperităților. Astfel, frecarea limită, frecarea mixtă și regimul parțial elastohidrodinamic constituie și ele regimuri de frecare (în prezența unui mediu lubrifiant) la care apare uzura.

Din punct de vedere tribologic o cuplă de frecare a fost definită ca fiind un ansamblu de două sau mai multe corpuri în contact având o mișcare relativă de alunecare, rostogolire, pivotare sau combinații ale acestora.

În tabelul 1.1 este prezentată clasificarea cuplelor de frecare, din care se remarcă diferențe esențiale între ariile aparente sau nominale ale cuplelor de frecare denumite superioare (clasele I-II) și cele denumite inferioare (clasele III-IV).

Tabelul 1.1

Tipul contactului	Categoria cuplei	Clasa	Numărul contactelor	Exemple
Punctiform	Superioară	I	1-4 și mai multe	Contacte pe vârfuri ; bilă/plan ; patru bile ; rulmenți cu bile etc.
Liniar	Superioară	II-a	1-4	Rolă sau fus/plan; două role; lagăr cuțit; trei role; rolă și patru contacte; angrenaj cilindric etc.
Suprafață cilindrică și sferică	Inferioară	III-a	1-2 și mai multe	Rolă sau fus cu unul sau doi saboți ; lagăr circular ; piston-cilindru ; șurub piuliță etc.
Suprafață plană	Inferioară	IV-a	1-2	Baza epruvetei cilindrice/plan; două inele glisieră cu una sau două suprafețe în contact etc.

În fig.1 sunt prezentate cuplele de frecare de clasa a II-a, cele mai reprezentative:

Tipuri de cuple de frecare de clasa a II-a

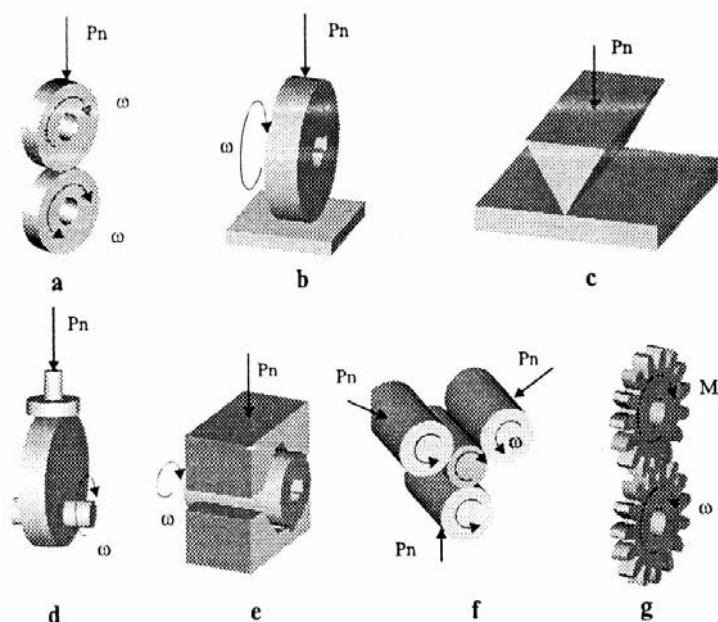


Fig. 1 a) cilindrii cu axe paralele (SAE) ; b) cilindru pe plan (TIMKEN) ; c) lagăr cuțit ; d) camă-tachet ; e) cilindru cu partu contcte (FALEX) ; f) trei cilindri ; g) angrenaj cilindric

CONCLUZII

Studiul evoluției fenomenului de uzură ca o consecință a frecării indică existența unui anumit tip de relații între microstructură și macrostructură, procesul prezentând dublu aspect.

Verificându-se ipoteza schimbării continue a stării de suprafață, se dovedește totodată că acest proces, cu dublu aspect, evoluează după o lege statistică.

Urmărirea evoluției fenomenului uzării în frecarea de alunecare limită sau mixtă, indică o continuă schimbare în relațiile dintre microstructură și macrostructură, situație care complexează factori de eroare și care la rândul ei este complicată de prezența și influența diferită a principalilor parametri: starea de suprafață, sarcină, viscozitate – lubrifiant, caracteristicile materialului, viteza, etc.

Bibliografie

- [1] Pavelescu, Dan, *Concepții noi, calcul și aplicații în frecarea și uzarea solidelor deformabile*, Editura Academiei, 1971;
- [2] Pavelescu Dan, *Tribologie*, Editura Didactică și Pedagogică, 1977
- [3] Tabor, D., *The Contribution of the Physicist to Tribology*, The Inst. of Mech. Engineers Proced, London 1967;
- [4] Chung, W. , Sriram, T.S., *Scanning Tunneling Microscopy, Wear*;
- [5] Iliuc, I., *Tribology of thin layers*, Elsevier Scientific Publishing Company, Amsterdam 1980.

CONSIDERAȚII PRIVIND INFLUENȚA TRANSFORMĂRII MARTENSITICE $\gamma \rightarrow \alpha'$ ASUPRA COMPORTAMENTULUI OȚELURILOR AUSTENITICE LA EROZIUNEA CAVITAȚIONALĂ

Ilare BORDEAȘU, Mircea POPOVICIU,
Victor BĂLĂȘOIU, Mircea BĂRGLĂZAN, Aritina DÎRLEA

Rezumat

În lucrare se studiază influența transformării $\gamma \rightarrow \alpha'$ asupra comportamentului oțelurilor cu structură austenitică la eroziune cavitațională. Pentru aceasta, microstructurile erodate sunt analizate cu microscopul electronic cu baleiaj TESLA BS 613. Totodată se analizează și evoluția microdureții în suprafața erodată cavitațional, determinată de transformarea austenitei în martensită. Pentru realizarea obiectivelor menționate au fost studiate probe provenite din două oțeluri inoxidabile, cu structuri preponderent austenitice, turnate la Combinatul Siderurgic Reșița. Atacul cavitațional este realizat în aparatul vibrator magnetostrictiv cu tub de nichel al Laboratorului de Mașini Hidraulice din Timișoara.

Cuvinte-cheie: eroziune, cavitație, oțel, microstructură, martensită, austenită

1. INTRODUCERE

Eroziunea cavitațională este determinată de forțele dezvoltate, pe suprafața solidă, prin implozia repetată a unor bule de vapori formate în zonele în care presiunea lichidului a scăzut sub o anumită valoare. La mașinile hidraulice apariția acestui fenomen poate fi suficient de intens pentru a provoca uzuri locale cu adâncimi care depășesc 10 mm/an [1]. Repararea acestor uzuri este deosebit de costisitoare atât prin operațiile conexe cât și prin pierderile de producție determinate de duratele mari ale scoaterii din funcție a echipamentului.

Dintre oțelurile utilizate ca materiale de fabricație și reparație cele inoxidabile cu conținut ridicat de Ni și Cr sunt cunoscute ca având o foarte bună rezistență la eroziunea cavitațională și au fost utilizate, pe scară largă, la fabricarea turbinelor hidraulice începând din 1950. Pentru turnarea monobloc a pieselor au fost utilizate oțeluri martensitice ($\approx 0,1\%C$, $13\%Cr$, $5\%Ni$), iar pentru reparații au fost utilizate oțeluri austenitice ($\approx 0,1\%C$, $18\%Cr$, $8\%Ni$) sau austenito-fertice ($\approx 0,1\%C$, $22\%Cr$, $10\%Ni$). Performanțele acestor oțeluri au variat de la satisfăcător la foarte bine în funcție de condițiile particulare ale echipamentului (atât pentru cele de proiectare cât și pentru cele de exploatare) [5].

Obiectivul articolului de față este prezentarea rezultatelor obținute pe două oțeluri inoxidabile austenitice cu privire la efectul pe care îl are transformarea austenitei (γ) în martensită (α') asupra procesului de eroziune cavitațională.

Pentru discuții și concluzii pertinente în lucrare se fac referiri/raportări la ale lui Lambert [3], obținute pe oțelurile inoxidabile austenitice IRECA I (A), 301N și 304, testate într-un aparat vibrator asemănător celui folosit în cercetările efectuate în cadrul acestei lucrări.

2. MATERIALELE TESTATE

Oțelurile inoxidabile, studiate, au fost procurate de la Combinatul Siderurgic Reșița și au fost turnate după rețete proprii sub denumirile T07CuMoMnNiCr165Nb, respectiv T09CuMoMnNiCr185Ti. Compoziția chimică, determinată în laboratorul de analize chimice de la U.C.M. REȘIȚA, este:

Oțelul T07CuMoMnNiCr165Nb

C = 0,07 %

Mn = 1,72%

S = 0,019%

Ni = 3,86%

Mo = 0,32 %

Fe = rest

Si = 0,49%

P = 0,07 %

Cu = 1,89%

Cr = 16,48 %

Nb = 0,45 %

Proprietățile mecanice ale oțelului, înainte de începerea testelor cavitaționale sunt:

Duritatea Brinel = 194 HB

Limita de curgere $R_{p0,2} = 815 \text{ N/mm}^2$;

Rezistența mecanică la rupere = 915 N/mm^2 ;

Alungirea la rupere $A_5 = 12 \%$;

Gâtuirea procentuală $Z = 47 \%$;

Reziliența $KCU_{300/2} = 40 \text{ J/cm}^2$.

Oțelul T09CuMoMnNiCr185Ti:

C = 0,089%

Mn = 2,10%

S = 0,003%

Ni = 3,92%

Mo = 0,14 %

Fe = rest

Si = 0,58%

P = 0,013 %

Cu = 1,93%

Cr = 18,61 %

Ti = 0,12 %

Proprietățile mecanice ale oțelului, înainte de începerea testelor cavitaționale sunt:

Duritatea Brinel = 195 HB

Limita de curgere $R_{p0,2} = 485 \text{ N/mm}^2$;

Rezistența mecanică la rupere = 769 N/mm^2 ;

Alungirea la rupere $A_5 = 25 \%$;

Gâtuirea procentuală $Z = 41,5 \%$;

Reziliența $KCU_{300/2} = 160 \text{ J/cm}^2$

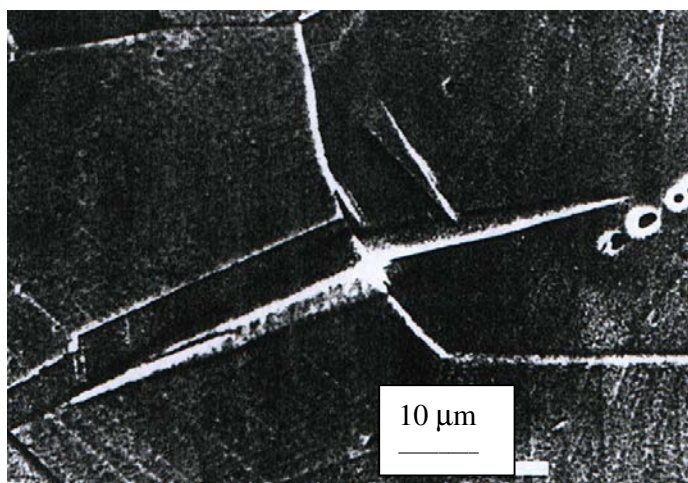
Duritățile măsurate prin metoda Vickers în Laboratorul de Rezistență mecanică al Universității „Politehnica” din Timișoara, la sfârșitul perioadei de atac cavitațional (165 minute), sunt: 392 HV5/30 pentru oțelul T07CuMoMnNiCr165Nb, respectiv 371 HV5/30 pentru oțelul T09CuMoMnNiCr185Ti.

3. APARATURA ȘI METODICA DE ÎNCERCARE

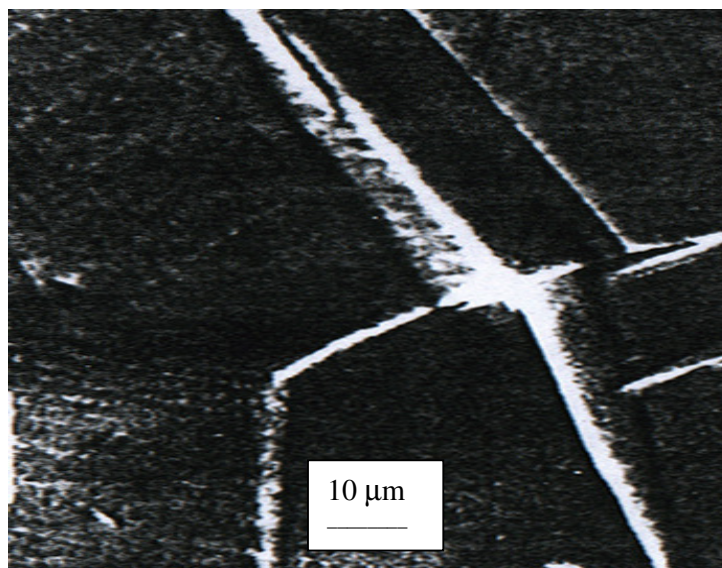
Cercetările experimentale au fost efectuate pe stațiunea magnetostrictivă cu tub de nichel T1, aparținând Laboratorului de Mașini Hidraulice Timișoara de la Universitatea “Politehnica” din Timișoara. Parametrii funcționali ai stațiunii au fost menținuți constanți pe toată perioada testului cavitațional la valorile:

- frecvența oscilațiilor: $7000 \pm 5\% \text{ Hz}$;
- amplitudinea oscilațiilor: $47 \mu\text{m}$;
- diametrul probei: 14 mm;
- temperatura mediului lichid: $20 \pm 1^\circ\text{C}$;
- presiunea la suprafața lichidului de lucru: $p = p_{at}$;
- adâncimea de imersare a probei: 3...5 mm;

Ca mediu lichid de lucru s-a folosit, conform prevederilor normelor ASTM [4], apă dublu distilată. Durata atacului cavitațional a fost oprită la timpi mai mici decât durata finală (165 minute) pentru a se urmări evoluția transformărilor microstructurale (fig.1).



a) T07CuMoMnNiCr165Nb



b) T09CuMoMnNiCr185Ti

Fig. 1 Formarea macromacelor de deformare al interfața unei macle de creștere. Durata de atac cavitațional: zece minute

4. REZULTATE EXPERIMENTALE. DISCUȚII

Pentru punerea în evidență a transformărilor ce au avut loc în structura materialului pe parcursul atacului cavitațional probele de eroziune au fost secționate în suprafețe distruse și analizate la microscopul optic și electronic cu baleiaj TESLA BS613 și s-au efectuat măsurări de duritate cu microdurimetru PM3.

Reamintim că elementele de aliere N, Mn, Co, Cr, și Si, conform cercetărilor lui Lambert [3], vizează: evitarea formării martensitei α' , favorizarea micșorării energiei defectelor de împachetare și a formării martensitei ϵ . Cu toate acestea rezultatele obținute în cadrul acestei faze aduc unele concluzii care, parțial, le contrazic pe ale lui Lambert.

Rezultatele cercetărilor noastre arată că dezvoltarea progresivă a transformării $\gamma \Rightarrow \alpha'$, ca urmare a cavităției, nu duce la scăderea rezistenței ci dimpotrivă ea permite să se mențină un nivel de duritate ridicat. Această duritate ridicată favorizează o bună rezistență la inițierea fisurilor în special în cazul T07CuMoMnNiCr165Nb care, după o expunere la cavităție de 165 minute, prezintă o suprafață complet martensitică și foarte rugoasă (figura 2a), care ilustrează o mare rezistență la inițierea eroziunii în această fază.

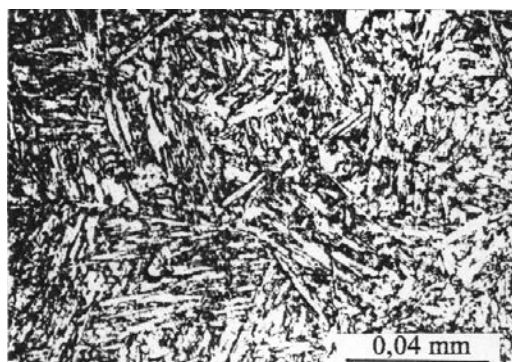


Fig.2.a (T07CuMoMnNiCr165Nb)

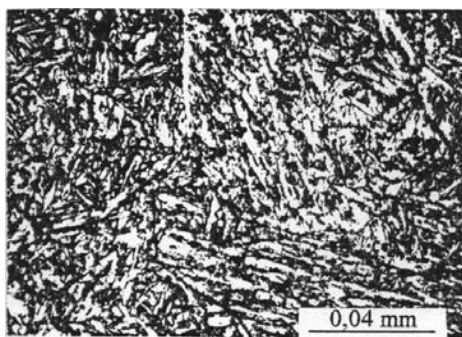


Fig.2.b (T09CuMoMnNiCr185Ti)

Dat fiind faptul că o mare parte a transformării martensitice $\gamma \Rightarrow \alpha'$, provocată de cavitație, are loc fără o creștere apreciabilă a durității (tabelul 1), este posibil, așa cum a sugerat și Lambert [3] ca această transformare să contribuie la absorbția într-o manieră plastică a unei părți din energia de impact a imploziilor. Evident, cuantificarea contribuțiilor relative a acestor efecte este dificilă.

Tabelul 1 Variația durității cu adâncimea suprafeței erodate

T07CuMoMnNiCr165Nb		T09CuMoMnNiCr185Ti	
d(μm)	HV _{0,2}	d(μm)	HV _{0,2}
33	330	35	312
68	335	70	281
103	296	106	291
138	301	142	272
173	308	179	268
208	301	216	272

Așa cum se prezintă în figura 3, în timpul solicitării la cavitație a oțelurilor inoxidabile austenitice se formează martensita α' . În acest timp, curbele prezentate în această figură arată că transformarea $\gamma - \alpha'$ joacă un rol minor în creșterea duratei în timp a cavitației și ea se produce mai rapid la suprafața oțelului T07CuMoMnNiCr165Nb, prin comparație cu oțelul T09CuMoMnNiCr185Ti, care are, în același timp, un grad de consolidare a cavitației superior. În această figură sunt date și rezultate comparative obținute de Lambert [3].

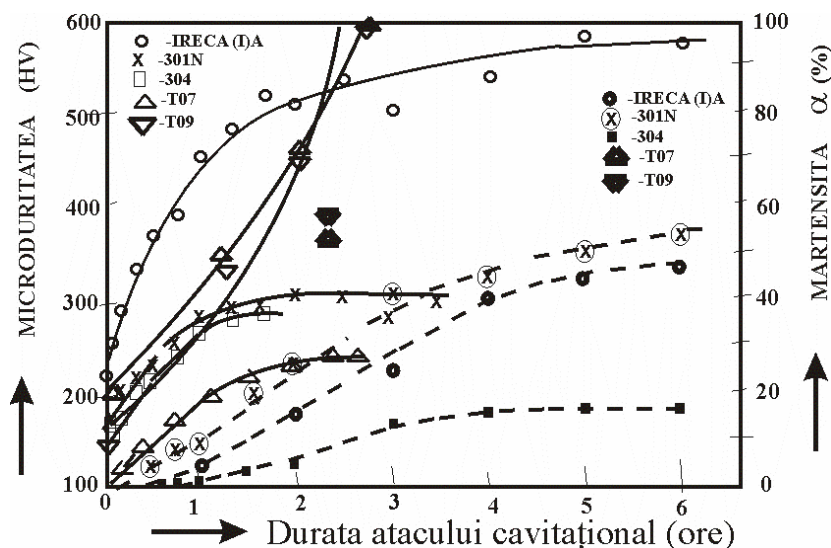


Fig. 3 Variația conținutului de martensită α' și a microdurității suprafeței oțelurilor încercate, în funcție de durata atacului cavitațional (Comparație cu oțelurile tesate de Lambert [3])

Deși la începutul perioadei de incubare, transformarea martensitică $\gamma \Rightarrow \alpha'$ are o contribuție mică la consolidarea materialului, în regim de cavitație permanent propagarea fisurilor are loc într-un material cu plachete de martensită pentru cele două oțeluri. Indiferent dacă structura cristalină este cubică sau tetragonală cu volum centrat în funcție de procentajul de carbon, nu au fost găsite indicații fractografice ale tranziției ductil-fragil, generate de viteza ridicată de deformare determinată de cavitație. Această absență a sensibilității la viteza de deformare pare a fi legată de marea finețe a martensitei induse prin deformare.

Analizele difractometrice ale suprafeței oțelurilor T07CuMoMnNiCr165Nb și T09CuMoMnNiCr185Ti în regim permanent au arătat că, la sfârșitul perioadei de atac, acestea conțineau 100 % martensită α' .

Pe suprafața oțelurilor, în timpul atacului, nu s-au observat striatii. Aceasta sugerează că eroziunea are loc printr-un mecanism fragil și prin oboseală, datorată propagării fisurilor verticale, dar că clivajul ciclic, observat pe suprafața oțelurilor, joacă un rol minor. Așadar considerăm că formarea fazei α' poate contribui la creșterea fragilității suprafeței oțelurilor T07CuMoMnNiCr165Nb și T09CuMoMnNiCr185Ti, încercate la cavitație. În același timp, mecanismele de deformare cavitațională a acestor oțeluri favorizează atât smulgerea de material, cât și ruperea ductilă.

Heathcock și colectivul [2] sugerează că gradul de consolidare a oțelurilor inoxidabile austenitice este direct proporțional cu rezistența la eroziune cavitațională. În conformitate cu opinia acestor cercetători, apreciem că rezistența superioară a oțelului T07CuMoMnNiCr165Nb, prin comparație cu a oțelului T09CuMoMnNiCr185Ti, se datorește transformării $\gamma \rightarrow \alpha'$, pentru care gradul de consolidare este ridicat.

Întrucât, cele două oțeluri conțineau și proporții de martensită, încă de la începutul atacului, considerăm că transformarea martensitică $\gamma \rightarrow \alpha'$ are un efect neglijabil asupra gradului de consolidare la cavitație a oțelurilor inoxidabile austenitice și că rezistența la cavitație a acestor materiale este legată de mecanismele de deformare proprii fiecărui oțel, mai degrabă decât gradului de consolidare. Totodată, în concordanță cu Heathcock și colectivul [2], apreciem că un grad de consolidare ridicat favorizează o mai bună rezistență la eroziune cavitațională, precum s-a indicat în figura 3.

Cu toate că transformarea $\gamma \rightarrow \alpha'$ nu pare a avea un efect apreciabil asupra gradului de consolidare a cavitației oțelurilor austenitice studiate și că ar fi posibil ca ea să favorizeze fragilitatea suprafeței, aceasta cere o anumită cantitate de energie de deformare pentru a se produce. Astfel, transformarea $\gamma \rightarrow \alpha'$ mai rapidă în cazul oțelului T07CuMoMnNiCr165Nb, față de cazul oțelului T09CuMoMnNiCr185Ti, poate contribui la rezistența superioară a primei mărci, absorbând o parte din energia dezvoltată de fenomenul de cavitație, ceea ce poate întârzia inițierea primelor fisuri.

CONCLUZII

1. Transformarea martensitică $\gamma \rightarrow \alpha'$ are un efect minor asupra rezistenței la cavitație a oțelurilor inoxidabile studiate, ca urmare a cantității de martensită aflată în structură încă de la începutul atacului cavitațional. Cele două oțeluri prezintă o finisare microstructurală mai puțin importantă dar au, în același timp, o consolidare excelentă în timpul cavitației. Această consolidare permite absorbirea unei cantități importante a energiei de cavitație de o manieră elastică și limitează astfel viteza de propagare la fiecare ciclu de avans al microfisurilor.

2. Aliajele T07CuMoMnNiCr165Nb, T09CuMoMnNiCr185Ti suferă transformări martensitice $\gamma_{cfc} \Rightarrow \alpha'_{(cvc \text{ sau } tvc)}$ în timpul solicitărilor cavitaționale dar suprafețele erodate nu prezintă semne accentuate de propagare fragilă a fisurilor (clivaj). Acest fapt este, probabil, provocat de finețea ridicată a martensitei produse în timpul deformațiilor.

3. Drept considerație finală, subliniem că există doi parametri decisivi în obținerea rezistenței sporite la cavitație și anume: o bună consolidare și o finisare microstructurală importantă. Cum acești factori depind mult și de constituția chimică, rezultă că necesitatea unor studii orientate spre aliajele ce pot combina cele două caracteristici pe parcursul solicitării cavitaționale.

Bibliografie

- [1] **Bordeașu, I.**, *Eroziunea cavitațională asupra materialelor utilizate în construcția mașinilor hidraulice și elicelor navale. Efecte de scară*, Teză de doctorat, Timișoara. 1997
- [2] **Heathcock a.o.**, - Proc. Of the 5th int. Conf. On Erosion by Solid and Liquid Impact, 1979, p. 63-1
- [3] **Lambert, P.**, *Déformation plastique et résistance à l'érosion de cavitation d'aciers inoxydables austénitiques, Mémoire présente en vue de l'obtention du grade du maître est sciences appliquées*, 1986, Montréal, Canada, pp.110-197
- [4] ******* *Standard method of vibratory cavitation erosion test*, ASTM, Standard G32-85
- [5] ***** GrantCNCSIS 154, Proiect TIP A, Tema 5, Contract nr. 2738/22.06.2006 - Studiul deformării și fisurării produse prin eroziune cavitațională la oțelurile inoxidabile austenitice folosite la turnarea paletelor de turbină hidraulică**, 2006

MODELE ALE UNDELOR DE ȘOC GENERATE LA EXPLOZIA MINELOR MARINE PENTRU STUDIUL INTERACȚIUNII CU BORDAJUL NAVELOR

Gl.bg.(r)prof.dr.ing. Tudor CHERECHEȘ*

Ing. Paul LIXANDRU*

Lt.cdor.ing. Gheorghe ICHIMOAIE**

Slt.ing. Alin-Constantin SAVA*

* Academia Tehnică Militară

** Academia Navală Mircea cel Bătrân

1. ADOPTAREA MODELULUI FIZIC AL MEDIULUI DE PROPAGARE A UNDELOR DE ȘOC PENTRU SIMULĂRILE NUMERICE PRIN METODA ELEMENTELOR FINITE

Propagarea undelor de șoc prin diferite medii, considerate continue și deformabile, se modelează cu ecuațiile mecanicii mediilor deformabile, care includ, pe lângă ecuațiile de mișcare și de continuitate, ecuațiile constitutive care reflectă proprietățile fizice determinative ale mediilor de propagare. Aceste ecuații, privite ca ecuații de stare, conectează abstractizarea matematică la realitatea fizică.

La formularea modelului fizic al mediului de propagare a undelor de șoc s-au luat în seamă cele mai adecvate reprezentări (Tait, Rankine-Hugoniot), verificate experimental în decursul ultimului secol.

Apa de mare, ca mediu fluid de propagare a undelor de șoc, este supusă legilor compresibilității, exprimate prin ecuații de forma celei de mai jos

$$P = P(v) \quad (1.1)$$

în care P și v sunt presiunea, respectiv volumul specific.

Reprezentările menționate scot în evidență caracterul profund neliniar al fenomenelor dinamice rapide, de mare intensitate, care se produc în mediul de propagare analizat.

În metoda elementelor finite, în general, ecuațiile constitutive se exprimă prin combinații ale unor mărimi mecanice (tensiuni, derivatele în timp ale tensiunilor) și ale deformațiilor și vitezelor de deformare, precum în ecuația (1.2)

$$f(\sigma, \dot{\sigma}, \varepsilon, \dot{\varepsilon}) = 0 \quad (1.2)$$

în care argumentele funcției f sunt mărimi tensoriale.

Ecuațiile constitutive sunt particularizate în funcție de mediul analizat. Pentru mediile fluide newtoniene, ecuațiile constitutive sunt exprimate prin funcții care includ tensiunile, deformațiile și vitezele de deformare. În ecuațiile constitutive sunt încorporați coeficienți care reflectă proprietățile de material. O ecuație constitutivă este particularizată pentru un anumit mediu prin coeficienții specifici de material.

Idealizarea apei de mare, ca mediu de propagare a undelor de șoc, a condus la ecuația fizică, ecuație care poate fi preluată cu anumite modificări formale, pentru formularea simulărilor prin metoda elementului finit.

Modelul fizic al mediului de propagare a undelor de șoc, formulat în paragrafele anterioare, se poate transpune în termenii metodei elementelor finite, rezultând relația

$$P = P(\varepsilon, \dot{\varepsilon}) \quad (1.3)$$

în care ε reprezintă deformația volumică specifică iar $\dot{\varepsilon}$ este viteza de deformare volumică.

Forțe de calcul a programelor de analiză cu elemente finite permite asocierea la ecuații constitutivă și a proprietății de vâscozitate, care la formularea ecuației au fost neglijate.

Pentru mediul marin supus modelării cu elemente finite, ecuația se poate pune sub formă decuplată

$$P = f(\varepsilon) + (c_1 \dot{\varepsilon}^2 - c_2 \dot{\varepsilon}), \quad (1.4)$$

unde $f(\varepsilon)$ este funcția de deformație volumică, iar termenii din paranteză definesc forțele de vâscozitate volumică. Coeficienții C_1 și C_2 sunt determinați de proprietățile de vâscozitate ale mediului fluid de propagare.

Ecuația este valabilă numai în starea de compresiune volumică ($\varepsilon \leq 0$). În consecință, analiza comportării mediului fluid în timpul propagării undelor de șoc se poate face numai pentru starea de compresiune volumică. La lichide, tendința de coborâre a presiunii absolute sub valoarea 0 este anihilată de fenomenul de *cavitație*. Acest fenomen fizic este reflectat în modelul mediului de propagare a undelor de șoc prin introducerea presiunii de tăiere cu valoarea absolută apropiată de zero.

Caracterul neliniar al modelului fizic al apei de mare este dat de ambele componente ale ecuației și, sub aspectul mecanicii mediului deformabil, se încadrează în categoria neliniarității de material.

Fenomenul propagării undelor de șoc este caracterizat de presiuni înalte și deformări volumice importante. Deformațiile mari induc în formularea problemei cel de-al doilea tip de neliniaritate –

neliniaritatea geometrică, abordarea problemei de mecanică cu neliniarități geometrice prin metoda elementelor finite se realizează eficient pe baza formulării Lagrange, în care se utilizează tensorul lui Lagrange actualizat pe starea de deformare atinsă la momentul în care se face analiza. Această formulare cuantifică utilizarea formei logaritmice a deformației. Astfel, deformația volumică este definită prin relația:

$$\varepsilon = \ln \frac{v}{v_0} . \quad (1.5)$$

Pe baza acestei considerații, trecerea de la adiabatica la curba caracteristică se face prin schimbarea abscisei de la scara liniară la scara logaritmică.

În simularea prin metoda elementelor finite a problemelor de mecanica fluidelor în care intervin și proprietățile de vâscozitate, coeficienții C_1 și C_2 sunt dați de proprietățile de material, corelate cu dimensiunile elementelor finite. Cu toate că efectul vâscozității în volum este minor în fenomenul de propagare a undelor de șoc, introducerea acestei proprietăți în formularea cu elemente finite are efecte benefice asupra stabilității mișcării și a convergenței soluțiilor numerice.

Modelul fizic al mediului de propagare a undelor de șoc, descris în acest paragraf, are acoperire experimentală, exceptând regiunea presiunilor foarte înalte, inaccesibilă mijloacelor directe de investigare. Cu toate acestea, prin extrapolări și determinări pe cale indirectă ale mărimilor caracteristice la presiunile foarte înalte, cu mijloace de înregistrare rapidă, aplicarea modelului fizic al mediului de propagare a undelor de șoc în simulările numerice cu elemente finite, asigură precizia satisfăcătoare a soluțiilor.

2. VALIDAREA MODELULUI FIZIC AL MEDIULUI DE PROPAGARE A UNDELOR DE ȘOC FORMULAT PENTRU SIMULĂRI NUMERICE PRIN METODA ELEMENTELOR FINITE

Validarea modelului fizic al mediului de propagare a undelor de șoc se poate face pe căi simple, prin teste simulate ale căror rezultate se compară cu datele certe, existente în literatura de specialitate și cu unele date obținute personal pe cale experimentală.

Testele simulate s-au realizat prin analiza numerică cu elemente finite a următoarelor probleme clasice:

- 1) propagarea undelor de șoc plane sub presiune constantă;
- 2) propagarea undelor de șoc sferice generate de detonația explozivilor;
- 3) propagarea spațială a undelor de șoc sferice cu reflexie pe o placă plană;
- 4) propagarea undelor de șoc sferice în mediul modelat.

2.1 Propagarea undelor de șoc plane sub presiune constantă

Pentru analiza undelor de șoc plane se utilizează un model simplu cu elemente finite.

Deoarece problema undelor de șoc plane se reduce la o problemă unidimensională, domeniul de propagare se consideră tubular, cu secțiune patrulateră, constantă, umplut cu apă de mare. Lungimea tubului acoperă distanța parcursă de unda de șoc cea mai rapidă pe durata analizei.

Pentru durata analizei de 5 ms lungimea tubului de 20 m acoperă toate variantele de încărcare cu presiunile produse prin detonarea explozivilor cunoscuți.

Modelul cu elemente finite al tubului umplut cu apa de mare se obține prin discretizarea cu elemente finite de volum, regulate, hexaedrice cu 8 noduri fiecare. Problema fiind unidimensională, în secțiune s-a luat un singur element. Dimensiunea axială a elementelor s-a ales în concordanță cu dimensiunile elementelor din aplicațiile ulterioare, astfel, pe lungime tubul a fost discretizat cu 200 de elemente.

Condițiile la limită în deplasări s-au aplicat pe suprafața laterală a tubului, respectând condiția pereților impenetrabili, deplasări nule în planul secțiunii și în presiuni la capetele tubului. Pe secțiunea normală din partea stânga presiunea se aplică prin salt la momentul inițial și se menține constantă pe toată durata analizei. Secțiunea de la capătul celălalt al tubului este liberă.

În soluții s-au urmărit următoarele funcții:

- funcția deplasărilor axiale;
- funcția vitezelor axiale;
- funcția presiunii.

Cele trei funcții analizate depind de timp și de presiune.

Pentru toate variantele de încărcare analiza mărimilor de interes s-a făcut pentru $t = 5ms$, rezultatele fiind reprezentate centralizat în figura.

Pentru determinarea valorilor de propagare a undei de șoc s-a evaluat abscisa frontului undei, care apoi s-a raportat la durata de analiză: $t = 5ms$.

Viteza materială s-a determinat fie direct, ca viteză axială a nodurilor din spatele undei de șoc, fie ca raport dintre deplasarea capătului încărcat al tubului și durata de analiză.

Diferența relativă constatată pentru viteza de propagare a undei de șoc nu depășește 1,5 %, cele pentru viteza materială ajungând la aproximativ 4 %. Având în vedere abaterile, relativ mici, se poate admite că soluția obținută prin simulare numerică prin metoda elementelor finite, utilizând modelul fizic al mediului de propagare a undelor de șoc, este satisfăcătoare din punct de vedere al aplicațiilor tehnice. Îmbunătățirea soluțiilor prin rafinarea rețelei de elemente finite nu se justifică din două motive:

- erorile constatate nu diminuează certitudinea soluțiilor;
- diminuarea pasului rețelei în modelele de validare ar atrage creșterea dimensiunilor problemelor de soluționat și în aplicațiile ulterioare.

În figura 2.1 sunt prezentate caracteristicile undelor de șoc în apa de mare.

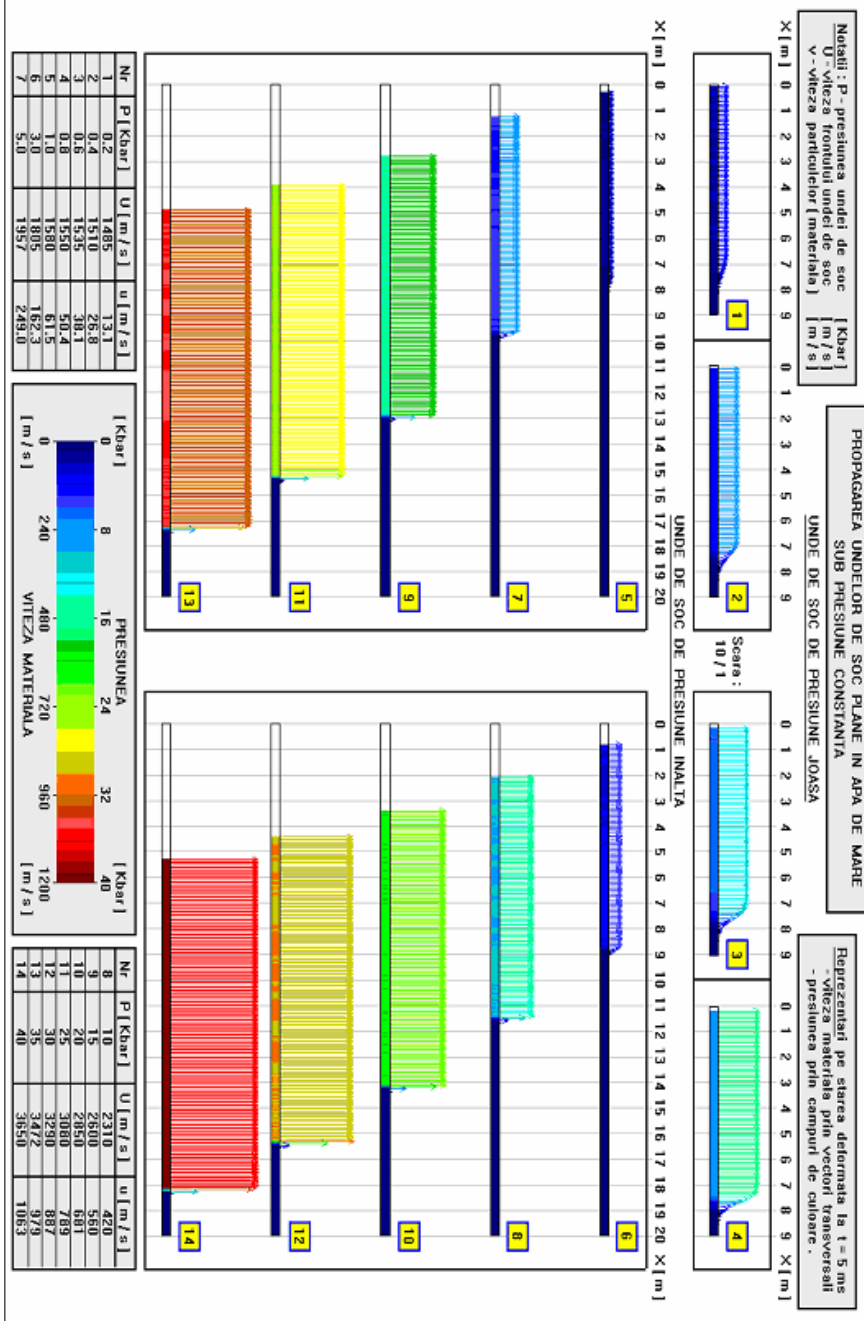


Fig. 2.1 Caracteristicile propagării undelor de șoc plane în apa de mare

Analiza câmpului de presiune – reprezentate în figura 2.1 – conduce la constatarea că, pe măsură ce presiunea din frontul undei de șoc scade, se reduce și coerența frontului undei de șoc. Această

distorsiune are, în principal caracter subiectiv și este determinată de trecerea de la mediul natural continuu la scară microscopică, la mediul discret în care masele sunt concentrate în nodurile rețelei cu elemente finite.

Pierderea coerenței frontului undei de șoc se produce în mod natural, obiectiv, și ca urmare a proprietăților de vâscozitate ale mediului de propagare, fiind mai evidentă la presiuni mai mici când viteza de propagare a undelor de șoc se apropie de viteza undelor sonore.

2.2 Propagarea undelor de șoc sferice produse prin detonarea explozivilor

Ca și în testul anterior, în medii omogene și izotrope, cum este și cazul apei de mare, undele de șoc sferice se propagă unidimensional în sistemul de coordonate sferic, centrat. Simetria sferică permite transformarea problemei din spațiul tridimensional într-o problemă axial simetrică. Reducerea cu o dimensiune a spațiului de analiză conduce la reduceri importante ale efortului de calcul. În spațiul cu două dimensiuni modelul cu elemente finite ale domeniului de propagare a undelor de șoc sferice se delimitează sub forma unei pene cu un unghi de deschidere mic (10°).

Discretizarea cu elemente finite a acestui domeniu s-a făcut în coordonate polare, dispunându-se câte 4 elemente pe deschiderea unghiulară, cu discretizarea măsurată radial de 20 mm. Au fost folosite elemente patrulatere cu 4 noduri de tipul QUAD 4, cu proprietăți axial simetrice.

În domeniul de analiză, delimitat exterior la raza de 40 m, au fost stabilite 11 noduri de control dispuse pe pozițiile date prin valorile raportului $\frac{R}{a_0}$. Marginea interioară a domeniului de analiză s-a dispus pe interfața dintre produșii de detonație și mediul de propagare.

Încărcătura de exploziv, realizată din TNT, cu masa de 300 kg este considerată de formă sferică, cu inițierea centrală a detonației. În aceste condiții, raza interioară a domeniului de analiză este chiar raza sferei de exploziv, $a_0 = 0.356m$.

Pentru respectarea condițiilor de mișcare a undelor de șoc sferice, pe cale două laturi ale domeniului (penei) s-au blocat deplasările normale. Acțiunea produșilor de detonație pe suprafața interioară, principala condiție la limită pe domeniul analizat, s-a luat în considerare sub forma unei presiuni, variabile în timp, uniform repartizate. Pentru variația în timp a presiunii la interfață s-a adoptat legea exponențială

$$P = P_m e^{-t/\theta} \quad (2.1)$$

în care P_m este vârful de presiune iar θ este constanta de timp.

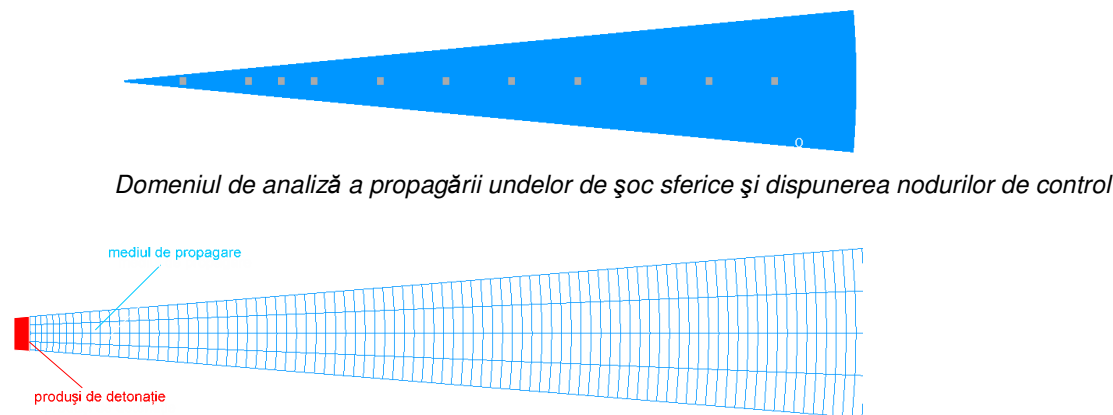


Fig. 2.2 Modelul cu elemente finite pentru analiza propagării undelor de șoc sferice (reprezentare parțială)

Suprafața care delimitează exterior domeniul de analiză s-a considerat liberă. Durata analizei a fost astfel stabilită, încât unda de șoc să parcurgă întregul domeniu, frecvența de achiziție a datelor comandate fiind de 100.000 de citiri pe secundă.

Analiza graficelor presiunilor nodale conduce la condiții similare celor de la testul anterior în privința coerenței frontului undei de șoc, și anume că, pe măsură ce presiunea se reduce unda de șoc se transformă într-o undă sonoră. La aceeași constatare se poate ajunge și după analiza graficelor vitezelor materiale în nodurile de control. Ambele figuri evidențiază buna concordanță a formei undei de șoc simulate cu datele experimentale.

Analiza comparativă a presiunii simulate cu cea tabelară întărește concluzia valabilității modelului fizic al mediului de propagare. Compararea presiunii simulate cu presiunea calculată cu formula de similitudine este justificată numai în domeniul de presiuni în care aceasta este valabilă. Pentru presiuni mari ultima comparație nu are sens.

După analiza rezultatelor testului simulat al propagării spațiale a undelor de șoc sferice cu reflexie pe un obstacol plan se impun două concluzii favorabile. Prima concluzie se referă la modelul mediului de propagare, care și în această aplicație s-a dovedit satisfăcător. Prin cea de a doua concluzie se poate aprecia că simularea prin modelare cu elemente finite a domeniilor de analiză conduce la soluții acceptabile.

2.3 Propagarea undelor de șoc sferice în mediul natural

În acest test se analizează modul de propagare a undelor de șoc într-un domeniu real în care adâncimea apei este limitată iar încărcătura de exploziv este plasată la jumătatea distanței dintre suprafața liberă și fund, care este considerat perfect rigid.

Probleme se analizează în aceleași condiții ca cele din paragrafele anterioare, referitoare la proprietățile mediului de propagare și la tipul elementelor finite.

Deoarece domeniul este axial simetric, analiza s-a făcut pentru jumătate din acesta. Pentru modelarea jumătății domeniului s-au folosit 84480 elemente finite patrulatere, QUAD4, conectate între ele prin 85108 noduri. Toate reprezentările grafice sunt realizate pentru întregul domeniu prin dublare simetrică.

Încărcătura explozivă, de formă sferică cu inițiere centrală, a constat din TNT, în cantitate de 300 kg. În figura este reprezentat modelul cu elemente finite al domeniului analizat. Detaliul A permite o apreciere a dimensiunilor rețelei în comparație cu dimensiunile sferei de exploziv ($a_0 = 356\text{mm}$).

Figura 2.3 centralizează 11 imagini secvențiale ale propagării undei de șoc în apa de mare cu adâncimea de 14 m. Aceste imagini arată progresarea undei de șoc sferice în spațiul neperturbat și reflexiile pe fundul apei și de suprafața liberă. La reflexia pe fundul apei, considerat perfect rigid, presiunea în frontul undei se dublează, pe când, la suprafața liberă reflexia se face prin descărcare până la presiunea mediului ambiant. Ambele constatări sunt în concordanță perfectă cu teoria undelor de șoc.

Se poate aprecia, în consecință, că testul simulat al propagării undelor de șoc în mediul natural întărește încrederea în valabilitatea modelului fizic al mediului de propagare. În plus, și cu ocazia acestui test, se constată că metodele de simulare numerică a fenomenelor dinamice din mediile continue cu ajutorul tehnicilor cu elemente finite, conduc la soluții cel puțin satisfăcătoare din punct de vedere al practicii ingineresti.

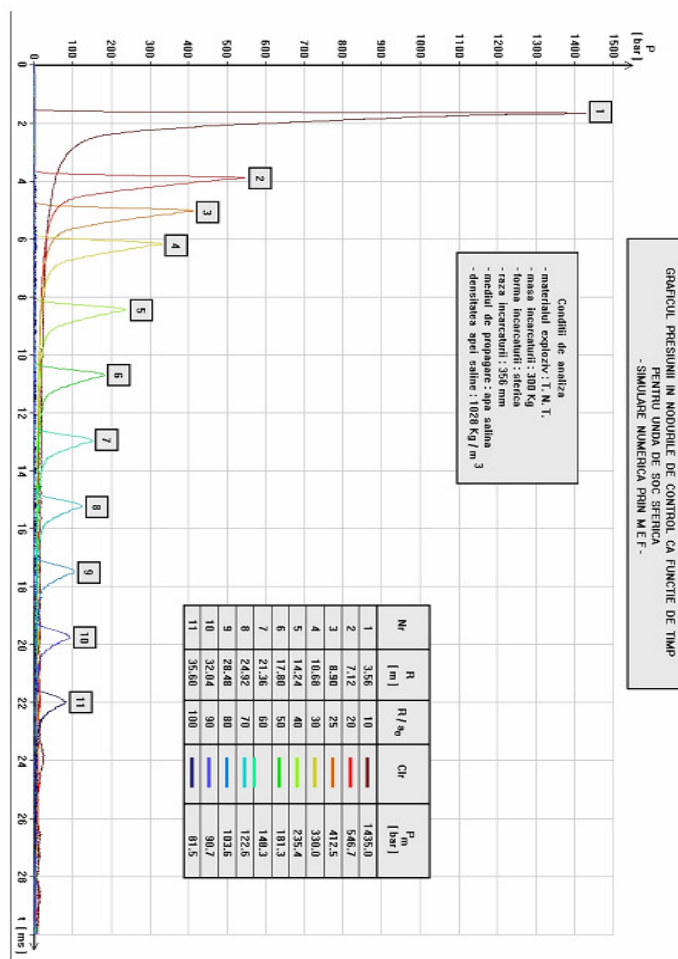


Fig. 2.3 Presiunea pentru unda de șoc sferică (simulare numerică prin MEF)

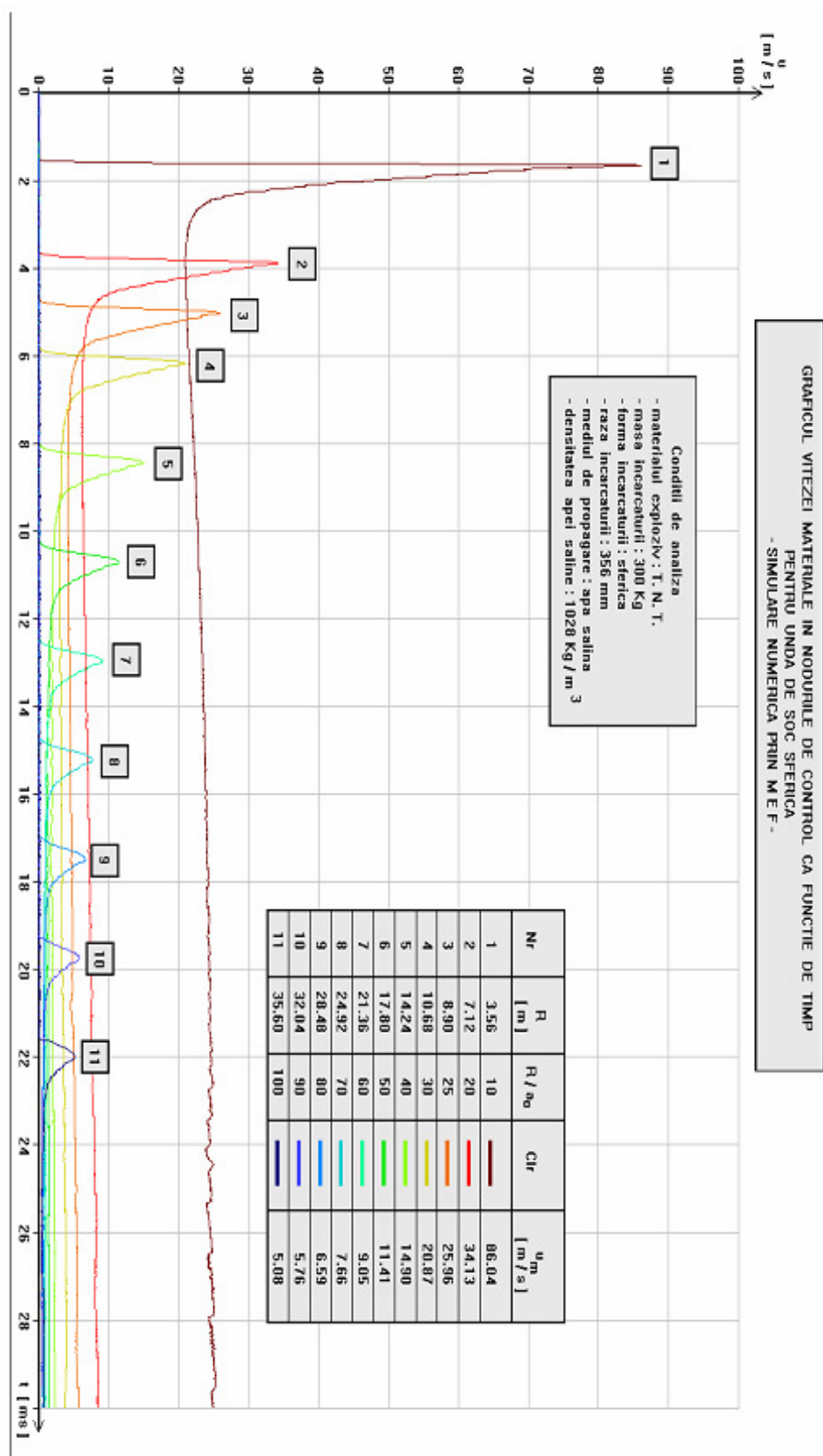


Fig. 2.4 Viteza materială în frontul unei de șoc

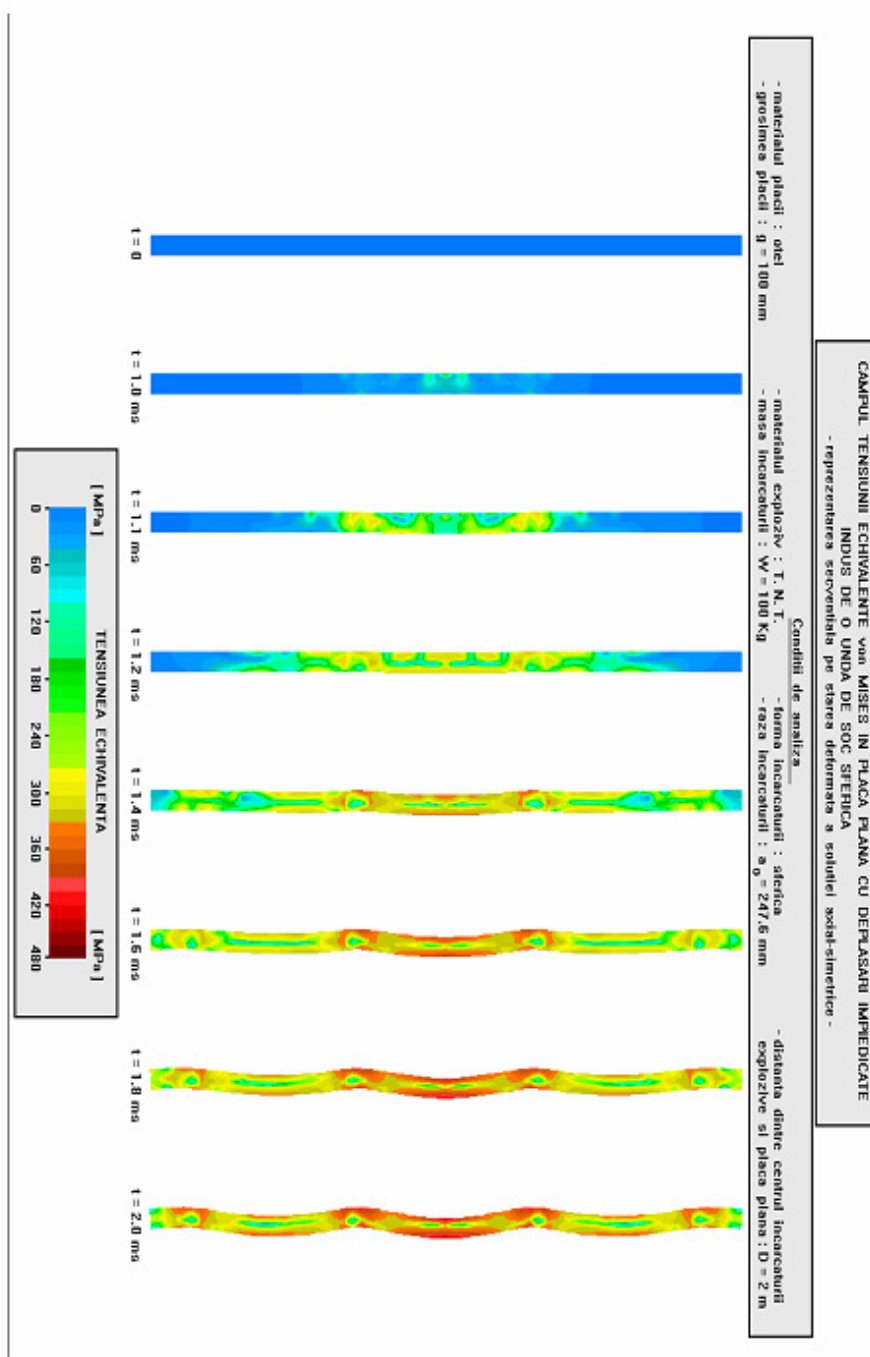
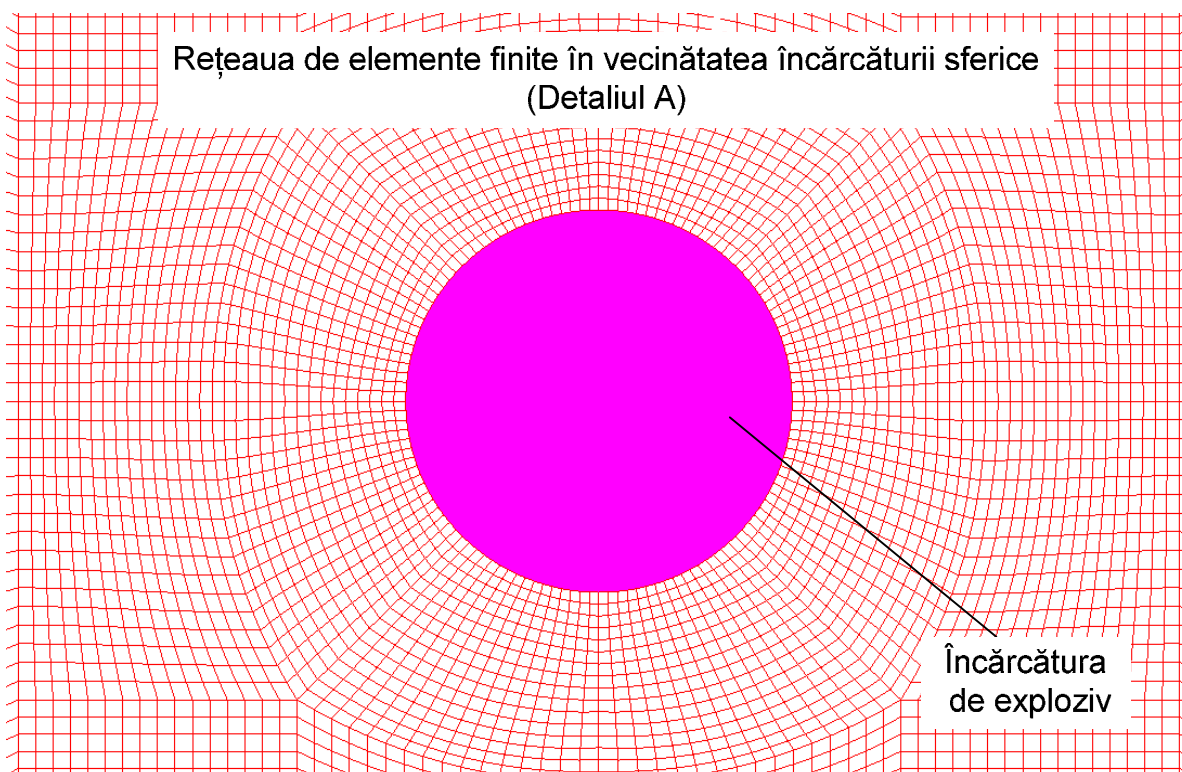
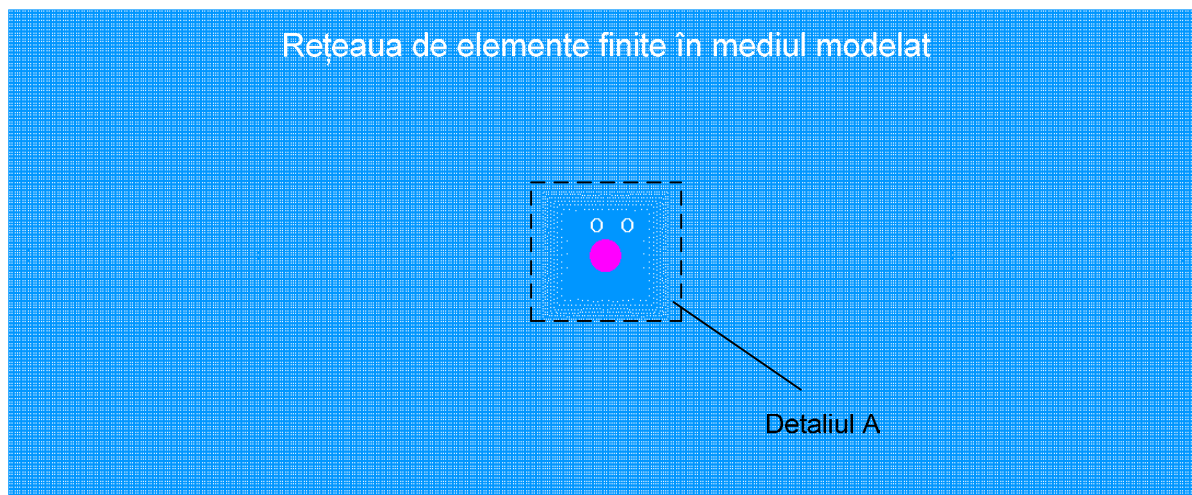


Fig. 2.5 Câmpul tensiunilor echivalente în placa de oțel cu deplasări împiedicate



Tipul elementelor: QUAD 4 axial simetrice
(patrulater cu 4 noduri)

Număr de elemente: 84480
Număr de noduri: 85108

Fig. 2.6 Discretizarea mediului de propagare a undelor de șoc

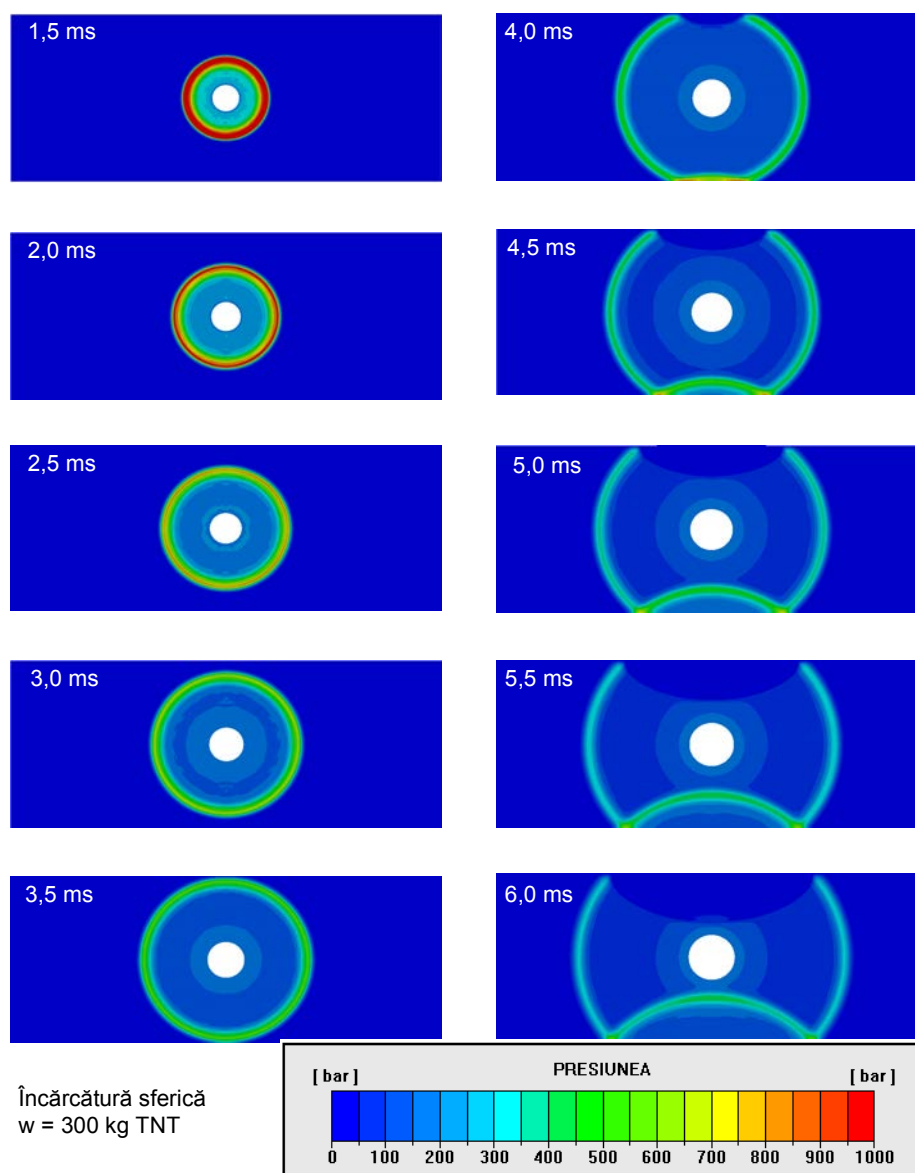


Fig. 2.7 Propagarea undelor de șoc sferice în mediul modelat

3. CONCLUZII

Analiza propagării undelor de șoc prin apa de mare, considerată un mediu continuu și compresibil, s-a făcut cu ecuațiile de mișcare și continuitate la care s-a adăugat ecuația de stare care reflectă proprietățile fizice determinative ale mediului de propagare. Această analiză a scos în evidență caracterul profund nelinier al fenomenelor dinamice rapide, de mare intensitate.

Pentru un exploziv dat (cu compoziției chimică prestabilită, în condiții de încărcare cunoscute), ale cărui caracteristici de detonație pot fi calculate, caracteristicile undei de șoc generate la detonația subacvatică variază în funcție de masa încărcăturii explozive și de distanța de la centrul sau locul exploziei.

Concluziile favorabile constatate în urma analizei rezultatelor testelor simulate conduc la validarea modelului fizic al mediului de propagare a undelor de șoc formulat pentru apa de mare. Aceste concluzii dau certitudinea că modelul fizic adoptat, care urmează să fie utilizat în simulările numerice ale fenomenului de interacțiune a undelor de șoc cu structurile navale, va contribui la realizarea unor simulări cu soluții a căror valabilitate nu poate fi pusă la îndoială.

CONTRIBUȚII LA ANALIZA REGIMULUI DINAMIC AL SERVOVALVEI ÎN CAZUL FUNCȚIONĂRII CU O CONDUCTĂ LUNGĂ DE RACORD

ing. Petrică KREVEY* ing. Cătălin DUMITRESCU*
ing. Ioan LEPĂDATU* ing. Genoveva VRÂNCEANU*

*INOE 2000 – IHP București

În cazul îndepărtării considerabile a elementului de execuție de servovalvă cum și în cazul când este necesară mărirea vitezei de reacție a servomotorului care acționează elementul de execuție, se folosesc de obicei amplificatoare cu două etaje: La servovalvele cu jet, cea mai indicată este execuția celui de al doilea etaj de amplificare sub formă de sertar repetor, care asigură caracteristica dinamică optimă a servovalvei și o amplasare convenabilă. În cazul dimensiunilor suficiente ale sertarului, la ieșirea celui de al doilea etaj se pot obține debite considerabile ale lichidului de lucru, iar pentru mărirea rapidității, în special în cazul conductei de racord lungi, sertarul celui de-al doilea etaj de amplificare poate fi alimentat cu lichid de lucru la presiune mărită. Folosirea unor asemenea scheme ale servovalvei întâmpină adesea dificultăți considerabile, care se manifestă de obicei numai la reglare.

În multe cazuri, cauza funcționării gresite a servovalvei în aceste condiții o constituie pierderile considerabile de presiune ale lichidului de lucru, care apar datorită rezistenței mari a conductelor. Uneori, cauza funcționării defectuoase a servovalvei pot fi fenomenele de rezonanță a accelerațiilor în elementele terminale ale circuitului, care apar în cazul amplasării nereușite a conductelor de racord. Cauza principală a funcționării nesatisfăcătoare a servovalvei în cazul conductelor de racord lungi este influența caracterului distribuit al parametrilor asupra dinamicii sistemului.

Pentru un studiu mai amănunțit al fenomenului de distribuție a parametrilor, să separăm în conducta care unește servovalva cu servomotorul elementul cu lungimea "dl" (fig. 1) și să examinăm forțele care acționează asupra lichidului cuprins în acest element.

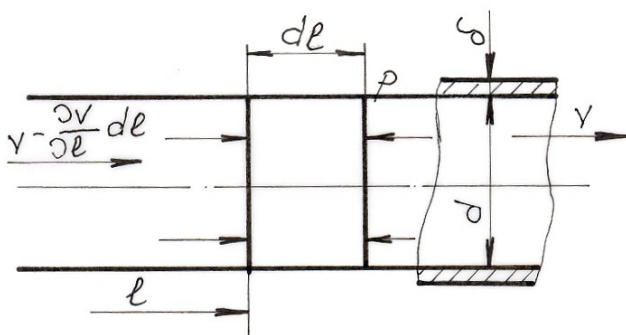


Fig. 1

În cazul curgerii nestabilizate, elementul acestui lichid se poate afla sub acțiunea presiunilor inegale care apar la suprafețele lui frontale. Diferența acestor presiuni va fi $p_{n-1} - p_n = \frac{\partial p}{\partial l} dl$. Această diferență a presiunilor transmite o accelerație elementului de lichid.

Tinând seama de faptul că pe suprafețele frontale ale elementului de lichid au loc viteze diferite vom exprima această variație a vitezei prin $\frac{\partial v}{\partial l} \cdot dl$. Examinând mișcarea lichidului în sensul axei pozitive x, rezultă că în secțiunea dinaintea elementului de lichid presiunea va fi mai ridicată decât după acest element.

Astfel $p - \frac{\partial p}{\partial l} \cdot xdl > p$. Tot aceeași inegalitate este adevărată și pentru diferența de viteză și de aceea

$v - \frac{\partial v}{\partial l} dl > v$. Viteza medie a elementului de lichid va fi evident egală cu $v - \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial v}{\partial l} \cdot dl$. Ecuația mișcării

elementului de lichid poate fi scrisă sub forma:

$$M_{lic} \frac{\partial \left(v - \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial v}{\partial l} \right)}{\partial t} + 32 \frac{\mu dl}{d^2} \cdot f \cdot v = f \left[\left(p - \frac{\partial p}{\partial l} \right) dl - p \right] \quad (1)$$

- Să examinăm marca elementului M_{lic} prin “ $f dl \rho$ ”, unde “ f ” prezintă forța masică unitară. După substiuirea acestei expresii în ecuația (1) vom obține:

$$f dl \rho \cdot \frac{\partial \left(v - \frac{1}{2} \frac{\partial v}{\partial l} dl \right)}{\partial t} + 32 \frac{\mu dl}{d^2} v f z - f \left(\frac{\partial p}{\partial l} dl \right) \quad (2)$$

Să simplificăm ambii membri ai exuației (2) prin “ $f \cdot dl$ ”. Afară de aceasta, în expresia $32 \frac{\mu dl}{d^2} v f$ valoarea vitezei pe baza ecuației Bernoulli $p_1 - p_2 = \rho \frac{v_1^2}{2} - \rho \frac{v_2^1}{2}$, considerând abaterile mici ele vitezei și presiunii, poate fi înlocuită prin variația presiunii $\Delta v = \Delta p \cdot \frac{1}{\rho v_0}$. După aceasta ecuația (2) poate fi scrisă sub forma:

$$\rho \frac{\partial \left(v - \frac{1}{2} \frac{\partial v}{\partial l} dl \right)}{\partial t} + \frac{32 \mu}{d^2 \rho v_e} \Delta p = - \frac{\partial p}{\partial l} \quad (3)$$

Efectuând operația de diferențiere a expresiei situate între paranteze în ecuația (3) vom obține:

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} - \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial v}{\partial l} \cdot \frac{\partial (dl)}{\partial t} - \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial l \partial t} \cdot dl \right] + \frac{32 \mu}{d^2 \rho^2 v_e} \Delta p = - \frac{\partial p}{\partial l} \quad (4)$$

Neglijând infiniții mici din partea stângă a ecuației (4) vom avea:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + 32 \frac{\mu}{d^2 \rho^2 v_0} \cdot \Delta p = - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} \quad (5) \text{ care reprezintă execuția}$$

Navie – Stokes pentru mișcarea fluidelor reale în regim laminar.

$$\frac{dv}{dt} + \frac{\nabla p}{\nu} = \bar{f} + \nu \nabla^2 \bar{v} \quad (6) \text{ în care operatorul nabla}$$

este:

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}, \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

iar $\bar{f}$ reprezintă forța masică unitară, scrisă sub o altă formă.

Datorită variației presiunii în timp, elementul de lichid suferă o compresiune, iar porțiunea corespunzătoare a conductei este supusă întinderii. Ca rezultat apare o diferență între vitezele lichidului la suprafețele frontale ale elementului. Notând cu Δ_1 compresiunea elementului de lichid în lungul axei conductei și considerând în primă aproximație, că pentru lichid este valabilă legea lui Hooke, vom obține:

$$\Delta_1 = \frac{\partial l}{\varepsilon} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \cdot dt \quad (7)$$

în care “ ε ” este modului de elasticitate al lichidului.

Dependența modului de elasticitate “ ε ” de presiunea lichidului folosit în sistemele hidraulice (de obicei uleiul), este reprezentată în fig. 2. Neglijând influența tensiunilor axiale, alungirea rezei “ r_0 ” a conductei în cazul conductelor cu pereți subțiri poate fi determinată din expresia:

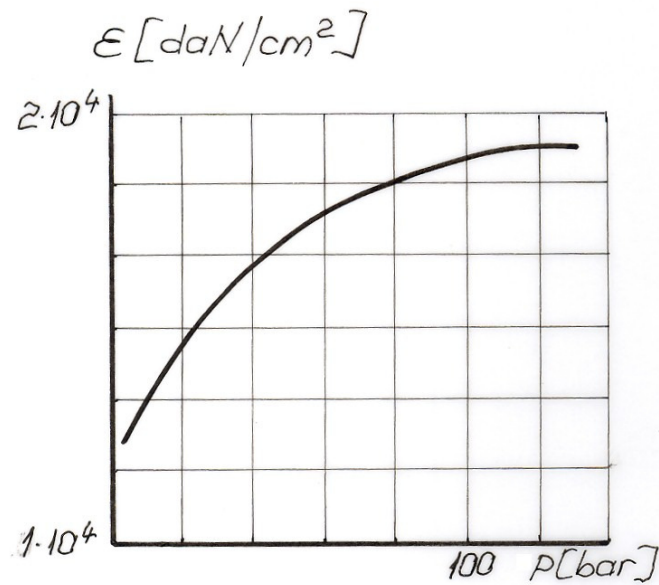


Fig. 2

$$\Delta r = \alpha \cdot \sigma \cdot r_0 \quad (8)$$

în care α este coeficientul de alungire egal cu $\frac{1}{E}$ unde E este modulul de elasticitate al materialului conductei;

r_0 - raza inițială a conductei;

σ - tensiunea tangențială în peretele conductei, egală cu $\frac{pr}{s}$, unde s este grosimea peretelui.

Înlocuind în ecuația (8) pe α cu expresiile lor, vom obține variația presiunii ∂p în timpul dt ,

$$\partial r = \frac{r_0^2}{E \cdot s} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \cdot dt \quad (9)$$

În mod corespunzător, creșterea volumului intern V al elementului conductei, datorită creșterii lui r_0 cu

Δr , va fi:

$$\partial V = \pi dl \cdot \partial r \cdot dl \quad (10)$$

Notând cu Δ_2 componenta deformației axiale a elementului de lichid datorită creșterii volumului elementului de conductă, vom putea scrie pentru variația volumului:

$$\partial V = \pi r^2 \cdot \Delta_2 \quad (11)$$

În continuare din expresiile (10) și (11) vom găsi

$$\Delta_2 = \frac{d \cdot \partial r \cdot dl}{r^2} \quad (12)$$

Introducând valoarea ∂r din ecuația (9) în expresia (12) vom obține:

$$\Delta_2 = \frac{\partial l}{E} \cdot \frac{d}{s} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \cdot dt \quad (13)$$

Deoarece variația totală a lungimii elementului de lichid, datorită comprimării și alungirii lui este egală cu $\Delta_1 + \Delta_2$, vom avea pentru determinarea diferenței vitezelor la suprafețele frontale ale elementului

$$\left(v - \frac{\partial v}{\partial l} \cdot dl \right) \cdot dt - v dt = \Delta_1 + \Delta_2, \text{ sau după transformare:}$$

$$-\frac{\partial v}{\partial l} \cdot dl \cdot dt = \Delta_1 + \Delta_2 \quad (14)$$

Introducând în această ecuație expresiile pentru Δ_1 din ecuația (7) și pentru Δ_2 din ecuația (13), vom găsi:

$$-\frac{\partial v}{\partial l} \cdot dl \cdot dt = \frac{\partial l}{\varepsilon} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \cdot dt + \frac{\partial l}{E} \cdot \frac{d}{\delta} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \cdot dt$$

de unde:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = -\left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{E\delta}\right) \frac{\partial p}{\partial t} \quad (15)$$

Să notăm:

$$\rho \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{E\delta} \right) = \frac{1}{w_k^2} \quad (16)$$

unde: w_k este viteza sunetului în mediu respectiv.

Tinând seama de expresia (16), ecuația (15) capătă forma următoare:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{1}{\rho \cdot w_k^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \quad (17)$$

Deci, cu simplificările admise mai sus, ecuațiile diferențiale ale mișcării lichidului în cazul curentului neuniform în conductă, au forma următoare:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{32\mu}{d^2 \cdot \delta_0^2 \cdot v_0} \Delta p = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} \quad (18)$$

$$\frac{dv}{dl} = -\frac{1}{\rho w_k^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t}$$

Eliminând din aceste ecuații derivatele parțiale:

$\frac{\partial v}{\partial l}$ și $\frac{\partial v}{\partial t}$ vom obține în final:

$$\frac{1}{w_k^2} \cdot \frac{\partial p^2}{\partial t^2} - \frac{\partial p^2}{\partial l^2} - \frac{32\mu}{d^2 \cdot \rho v_0} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (19)$$

Ecuația diferențială de ordinul doi cu derivate parțiale obținute (19) permite să se determine variația presiunii lichidului de lucru al servovalvei în orice punct al conductei în funcție de timp și de lungimea conductei.

Pentru a afla funcția de transfer a conductei vom determina integrala parțială a ecuației diferențiale (19), care să satisfacă condițiile limită și anume oscilația perturbatoare staționară prescrisă în orice punct al conductei considerate. Pentru aceasta vom folosi soluția particulară sub formă de funcție exponențială.

$p = pe^{-a;l+j(bl+ct)}$, în care partea negativă reală corespunde cu mișcarea amortizată, iar cea imaginară – cu cea oscilantă. Diferențiind această funcție în raport cu “l” și “t” și introducând derivatele în ecuația inițială (19), vom obține:

$$-\frac{c^2}{w_k^2} - (-a + jb)^2 - \frac{32\mu}{d^2 \rho v_0} (-a + jb) = 0 \quad (20)$$

Separând această ecuație complexă în două ecuații, dintre care una va corespunde cu partea reală, iar cealaltă cu partea imaginară a ecuației (20), să determinăm coeficienții “a” și “b” care intră în ele:

$$a = \frac{16\mu}{d^2 \rho v_0}, b = \sqrt{\frac{c^2}{w_k^2}} = \frac{1}{4} \left(\frac{32\mu}{d^2 \rho v_0} \right)^2 \quad (21)$$

Pentru perturbația sinusoidală inițială de forma $p_{l=0} = p_0 \sin \omega t$ aplicată la începutul conductei în punctul $l = 0$, vom obține în orice punct $l = l_i$ al conductei, de asemenea a oscilației sinusoidală de forma:

$$p_{l=li} = p_0 \cdot e^{-at} \sin(\omega t - bl) \quad (22)$$

În acest sens coeficienții “a” și “b”, conform ecuației (21) vor fi:

$$a = \frac{16\eta}{d^2 \rho_0 v_0}, b = \sqrt{\frac{\omega^2}{w_k^2}} - \frac{1}{4} \left(\frac{32\mu}{d^2 \rho_0 v_0} \right)^2 \quad (23)$$

în care: “ ω ” este pulsația oscilațiilor de presiune în conductă. Relațiile obținute permit, pentru dimensiunile conductelor și constantelor fizice ale lichidului de lucru prescise, să se determine atât

amplitudinea cât și faza oscilațiilor de presiune în orice punct al conductei. În conformitate cu ecuația (22) obținută mai sus, funcția de transfer a conductei *servovalvei* va avea forma următoare:

$$w(j\Omega) = e^{\frac{-16l\mu}{d^2\rho_0\nu_0}} \cdot e^{-j\sqrt{\frac{\Omega\nu_0^2}{w_k^2} - \frac{1}{4}\left(\frac{32\mu}{d^2\rho_0\nu_0}\right)^2}} \cdot e^{-j\Omega} \quad (24)$$

La calculul dinamicii sistemelor de reglare hidraulice în componența cărora există conducte de legătură lungi, neglijența influenței lor, cum reiese din cele expuse mai sus, poate duce la aprecierea eronată a întregului sistem. Caracteristicile logaritmice de frecvență aproximative pentru conducte de dimensiuni tip, obținute conform ecuației (24), sunt reprezentate în fig. 3. În acest caz lichidul de lucru se consideră lipsit de aer sau de alte gaze. Prezența gazelor în lichidul de lucru poate introduce o întârziere suplimentară în sistem. În legătură cu aceasta trebuie să se insiste asupra necesității proiectării instalațiilor de acționare hidrostatică care să nu permită formarea spumei în curentul lichidului de lucru.

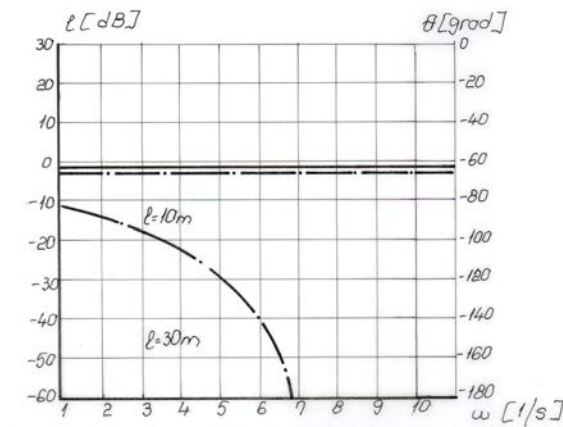


Fig. 3

Caracteristicile de frecvență ale conductei hidraulice

l – lungimea conductei

θ - unghiul de defazare

ω - pulsația oscilațiilor de presiune în conductă;

l – lungimea conductei

Concluzii

1. Comportamentul sistemului al servovalvei este influențat considerabil de presiunea din sistem, care la rândul ei este influențată de pulsația “ ω ” a oscilațiilor de presiune.
2. Lungimea conductei este o funcție de pulsație “ ω ” ceea ce determină o mărire a vitezei de reacție în cazul îndepărtării organului de reglare (servovalva) de servomotorul de acționare.
3. În cazul servovalvei cu jet (clapetă – ajutor) montată la distanță față de servomotor, cea mai indicată este utilizarea celui de-al doilea etaj de amplificare sub formă de sertar repetor, care poate asigura o caracteristică dinamică optimă.
4. În sistemul de conducte trebuie să se prevadă un dispozitiv pentru evacuarea sigură a gazelor din lichid în timpul funcționării sistemului de reglare. Dar și în aceste condiții, după cum demonstrează experiența, compresiunea suplimentară a volumului de lichid la presiunea de regim poate să atingă 3%.

Bibliografie

- [1] V.V. Solodovnikov, *Reglatoare automate și sisteme de urmărire*, ET 1965
 [2] A. Oprean, Fl. Ionescu, Al. Dorin, *Acționări hidraulice - Elemente și sisteme*, ET 1982
 [3] *** - Hydraulik Trainer vol 2 – REXROTH - 1986

MODELLING OF LIQUID-GAS FLOWS IN TORQUE CONVERTERS

Prof.dr.ing. Mircea BĂRGLĂZAN^{*)}
Ș.L.dr.ing. Eugen DOBÂNDĂ^{*)}
Conf. dr. ing. Teodor MILOȘ^{*)}

^{*)} Universitatea „POLITEHNICA” din Timișoara, Facultatea de Mecanică, Catedra de Mașini Hidraulice

Abstract

Increasing interest has been given to two-phase flow in torque converters as a mean to control their operation. The present study investigates the possibility of analytical and numerical methods to be used for this purpose. First, a quasi-static analytic model for characteristic curves is developed in the condition of the torque converter global parameters variation. Second a numerical simulation is realized in the hypothesis of potential flow. Velocities and pressures in the hydrodynamic field are calculated and plotted.

Rezumat

Interesul crescând s-a acordat curenților fluizi bifazici în transformatoarele hidrodinamice, drept mijloc de reglare a funcționării a lor. Articolul de față investighează modalitățile analitice și numerice posibile, de a fi folosite în acest scop. Întâi s-a dezvoltat un model analitic cuasi-static pentru curbele caracteristice în condițiile de modificare a parametrilor globali ai transformatorului hidrodinamic. În al doilea rând s-a realizat o simulare numerică în ipoteza curenților potențiali. Vitezele și presiunile câmpului hidrodinamic sunt calculate și reprezentate grafic.

1. INTRODUCTION

Theoretical approach to liquid-gas flows in torque converters as a peculiar case of two-phase flows in hydrodynamic transmissions is a very difficult task. The problems of multiphase flows in turbomachinery, especially in turbopumps are treated in the literature [1][2][3]. But torque converters are more complex as hydraulic turbines or turbopumps and consists from a toroidal hydraulic circuit in which the flow encounters successively a pump impeller, a turbine runner and a reactor (stator) operating with liquid-gas mixture. The flow considered here has some level of phase or component separation at a scale well above the molecular level. This still leaves a great spectrum of different multiphase flows. The researched phenomena are complicated through the turbulence of the flow and the interactions between the two-phase fluid with the solid rotating parts of the torque converter. The model of the gas-liquid flow, in the torque converter, are closer to a two-fluid model. In this approach the disperse phase is treated as a second continuous phase intermingled and interacting with the continuous first phase and with the solid fixed walls and mobile rotors. Effective conservation equations of mass, momentum and energy are developed for two fluid flows: these include interaction terms modeling the exchange of mass, momentum and energy between the two flows and between the fluid and solid components of the hydrodynamic circuit.

The analytical and numerical results can be verified through experimental measurements for the validation of the obtained solutions.

2. QUASI-STATIC MODEL FOR CHARACTERISTIC CURVES

The model we discuss here, allow the evaluation of the behavior and performances of turboconverters. The proposed model is a quasi-static one, but makes possible the analysis of dynamic behavior of such complex machine as a Lysholm – Smith turboconverter.

As initial data we suppose to have the geometry of the turboconverter; the parameters we consider are the rotational speeds of the shafts and the physical parameters of the working liquid.

The steps in building the model are:

– calculation of the kinematic values of the speed triangles and the specific energy for each machine,

- calculation of the hydraulic losses, using the Borda – Carnot formula:

$$h_p = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} ,$$

where ζ - the losses coefficient and v - the characteristic speed. The types of losses took into account were:

- * shock losses at the entrance of the pump, turbines and reactors cascade,
- * losses dues to sudden variation of cross section at the entrance of cascades,
- * friction losses in the channels between the blades,
- * losses dues to the changes of the direction of the flow, caused by the blades curvature,
- * losses caused by sudden variation of the cross section at the outlet of the cascades,
- * losses in the bends of hydraulic circuit;

with this losses, the balance equations are:

$$\begin{aligned} Q_P &= Q_T = Q \\ H_{tP} - \sum H_{Tj} - \sum h_{pi} &= 0 , \end{aligned}$$

- where:
- * Q_P – flow in the pump,
 - * Q_T – flow in the turbines,
 - * H_{tP} – theoretic specific energy of the pump,
 - * $\sum H_{Tj}$ – specific energies of the turbines,
 - * $\sum h_{pi}$ – hydraulic losses of the circuit;

- the moments lost by disc friction are given by:

$$\begin{cases} M_{discP} = 2 \cdot c_{frP} \cdot \rho \cdot r_{2P}^5 \cdot \omega_P^2 \\ M_{discT} = 2 \cdot c_{frT} \cdot \rho \cdot r_{2T}^5 \cdot \omega_T^2 \end{cases}$$

and, having the moments coefficient offered as:

$$K = \frac{M_T - M_{discT}}{M_P + M_{discP}} ,$$

and with

$$\begin{cases} M_P = \frac{\rho \cdot g}{\omega_P} \cdot Q \cdot H_{tP} \\ M_T = \frac{\rho \cdot g}{\omega_T} \cdot Q \cdot \sum H_{Tj} \end{cases} ,$$

the global efficiency is

$$\eta = K \cdot i = K \cdot \frac{\omega_T}{\omega_P} .$$

Based on this methodology, were obtained the characteristic curves presented below in the fig. 1; 2 and 3.

The here discussed model can be, also, used in complex simulations, such as:

- the dynamic behavior of turboconverters, taking into account the time behavior of rotational speed of primary (pump) and secondary (turbine) shaft,
- the analysis of turboconverter behavior at partial fillings, modeled by alteration of physic parameters of the working liquid.

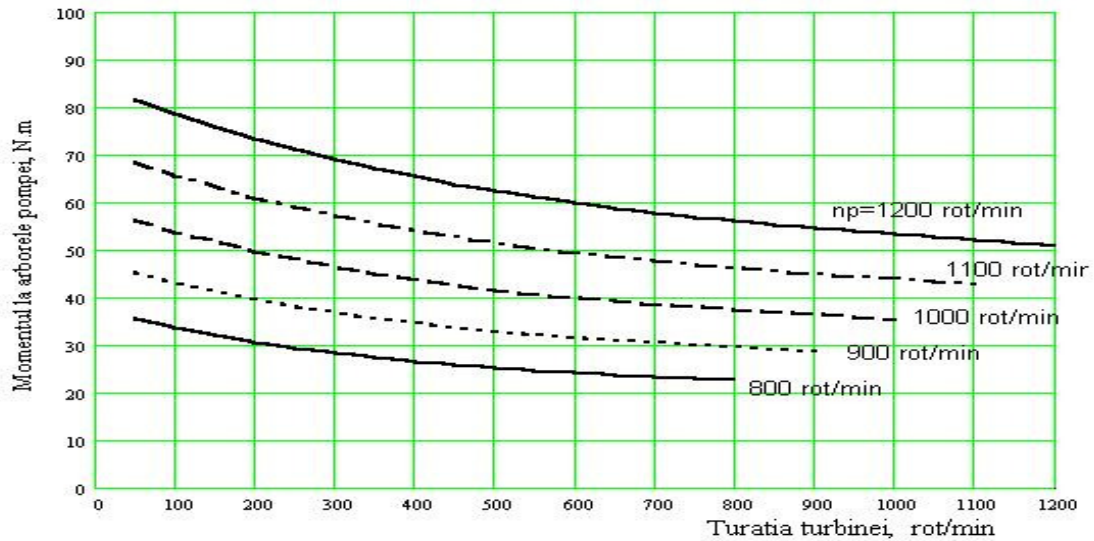


Figure 1. Variation of pump shaft torque as function of pump rotational speed

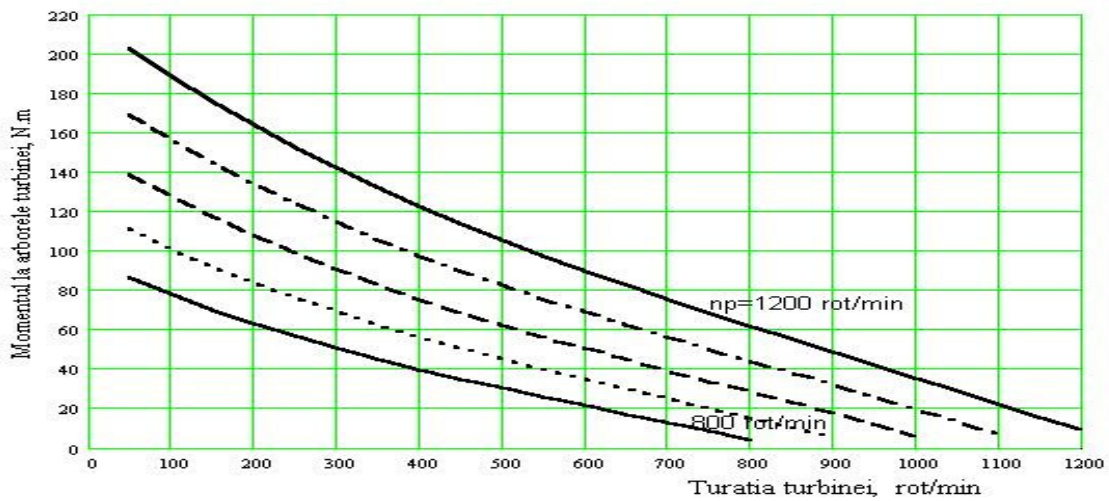


Figure 2. Variation of turbines shaft torque as function of pump rotational speed

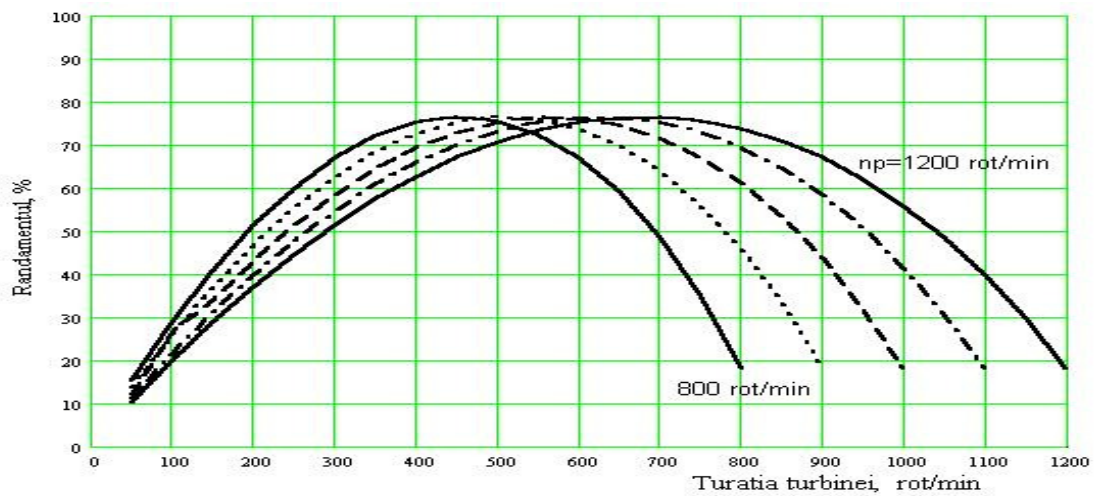


Figure 3. Variation of total efficiency as function of pump rotational speed

3. NUMERICAL SIMULATION OF FLOW IN TORQUE CONVERTERS.

According to existing documentation and direct measurements the shape and size of the hydraulic circuit of the torque converter are in fig. 4. The presented sections correspond to the intersection with a meridian plane passing through the axis of rotation. The movement of fluid in the meridian plane is in closed circuit around the central solid core. Also there is a geometrical symmetry in the meridian plane, which simplifies the analysis of the flow using only half of the domain.

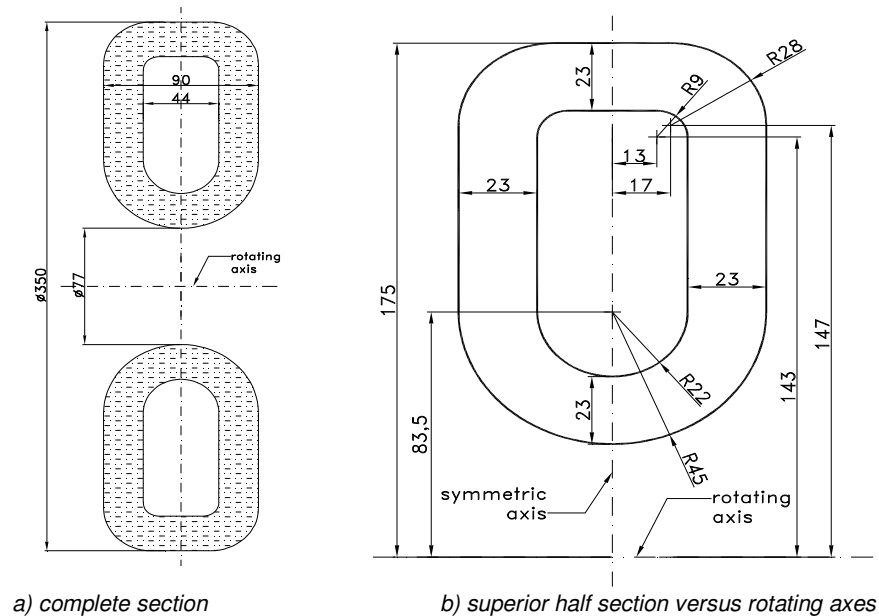


Figure 4. Shape and size of the hydraulic circuit of the torque converter.

The movement of the fluid in area of the hydraulic circuit is axial symmetrical. The reference system suited for such a flow is cylindrical (r, θ, z) . Because of the geometrical axial-symmetry of the flow domain, we also have a kinematic axial symmetry, even though the study of spatial movement can be reduced to the study of a planar movement, in a meridian plane, which contains the symmetry and rotation axis Oz . The solution must be analytical so that we can further analytically generate the domain discretization network for simulating the flow using FEM. We considered only half of the domain in meridian plane against the symmetry axis, which we expanded, at entry and exit, with a straight section to ensure uniform flow at entry

and exit, satisfying thus the correct constraint of limit conditions. The marking of significant points, main dimensions and the reference system are according to fig. 5

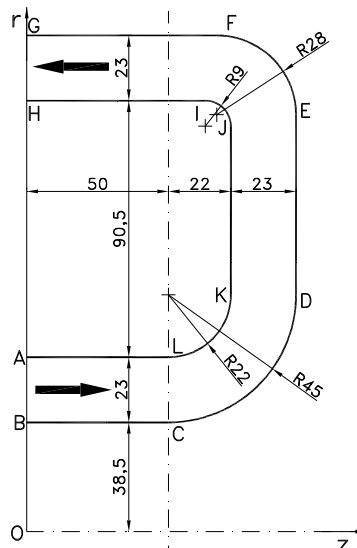


Figure 5. Defining the domain for flow analysis with finite elements.

The integration of the flow function ψ and speed potential function ϕ is done through FEM using quadrilateral iso-parametrical linear finite elements. For keeping a good precision in applying FEM it is necessary that the sides of the quadrilateral are relatively equal as length, so some sides are not disproportionately small compared with others.

The partial derivate equation of the flow function ψ is a Helmholtz equation of elliptical type in cylindrical coordinates:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} = 0$$

The flow function differential is:

$$d\psi = \frac{\partial \psi}{\partial r} dr + \frac{\partial \psi}{\partial z} dz = rv_z dr - rv_r dz$$

where the speed components are:

$$v_z = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} ; v_r = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z}$$

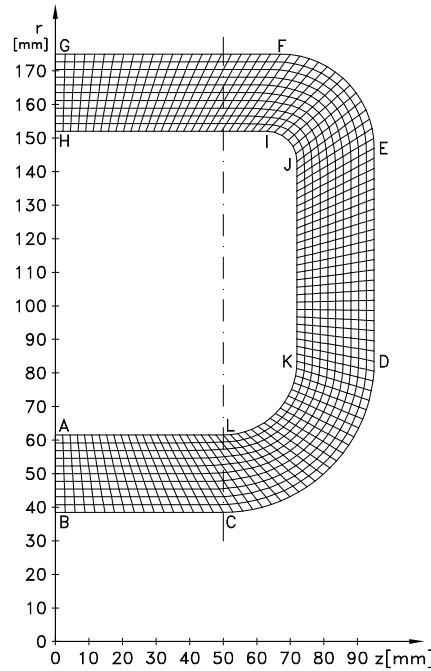


Figure 6. Flow analysis domain discretization.

Integrating this equation is done in FEM using the real values of the point coordinates in the discretization network, expressed in mm. We renounced to consider a non-dimensional method because we solve concrete cases in which for the following phases we use real values for speeds.

Frontiers ALKJIH-interior and BCDEFG-exterior are flow lines so along them $\psi = \text{const}$. We consider on the interior frontier $\psi = 100$ and on the exterior frontier $\psi = 0$. Thus on the entry frontier we have a uniform flow with constant speed on the entire section:

$$v_r = 0 ; v_z = \frac{Q}{\pi(r_A^2 - r_B^2)}$$

Replacing, and integrating we obtain:

$$\psi = \int \frac{Q}{\pi(r_A^2 - r_B^2)} r dr = \frac{Q}{2\pi(r_A^2 - r_B^2)} r^2 + C_i$$

Considering that on the exterior frontier we have $\psi = 0$, including the B point, we obtain the integration constant C_i :

$$(r = r_B) \Rightarrow (\psi = 0) \Rightarrow (C_i = -\frac{Q}{2\pi(r_A^2 - r_B^2)} r_B^2)$$

so the variation law of ψ on the entry surface AB will be:

$$\psi = \frac{Q}{2\pi(r_A^2 - r_B^2)}(r^2 - r_B^2)$$

On the interior frontier, the flow function will have a constant value equal to that in point A where $r=r_A$, and $\psi=Q/2\pi=100$ (quasi-united flow).

On the exit section GH, the speed is spread similar to that at entry and will be oriented on an axial direction, so:

$$v_r = 0 ; v_z = \frac{Q}{\pi(r_G^2 - r_H^2)}$$

Replacing and integrating we have:

$$\psi = \int \frac{Q}{\pi(r_G^2 - r_H^2)} r dr = \frac{Q}{2\pi(r_G^2 - r_H^2)} r^2 - C_e$$

Considering the same conditions on the solid frontiers we have:

$$(r = r_G) \Rightarrow (\psi = 0) \Rightarrow (C_e = \frac{Q}{2\pi(r_G^2 - r_H^2)} r_G^2)$$

So the variation law of ψ on the frontier GH will be given by the equation:

$$\psi = \frac{Q}{2\pi(r_G^2 - r_H^2)}(r_G^2 - r^2)$$

The FEM integration of the Helmholtz equation will be done in a domain where the function values are imposed on the frontier which means we have to solve a Dirichlet type problem.

The previous equations have created all the necessary conditions for integrating the Helmholtz equation through FEM. The ψ function can be globally approximated on Ω by:

$$\psi = a_\alpha \psi_\alpha ; \alpha = 1, G$$

where G is the number of nodes on Ω . Applying Galerkin's method we have:

$$\int_{\Omega} \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) a_\alpha d\Omega = 0$$

Using the previous notations, the solution is reduced to solving the global linear system:

$$D_{\alpha\beta} \psi_\beta = F_\alpha \text{ unde } \alpha, \beta = 1, G$$

The method for solving the system is iterative Gauss-Seidel, we obtain the values of flow function ψ in the nodes of the discretization network. From a mathematical point of view, the flow lines are defined by the geometrical place of points in which the flow function has the same value. Identifying the points on the flow lines was done through cubic SPLINE function interpolation for a better precision.

Applying the same methodology as with the flow function ψ we integrated also the equation for the speed potential function, ϕ , and we obtained in the end the equi-potential lines which where overlaid on the flow lines as it can be seen in fig. 7.

The components of meridian speed in the weight center of each finite element are calculated with the equations:

$$\begin{cases} v_z^e = \frac{4}{\alpha_0 a_2} A_{N2} \psi_N^e \\ v_r^e = \frac{4}{\alpha_0 a_2} A_{N1} \psi_N^e \end{cases}$$

The meridian speed modulo is calculated with the equations:

$$v_m^e = \sqrt{(v_z^e)^2 + (v_r^e)^2}$$

The speed on frontiers is calculated using extrapolation. In calculating the pressures we used a Bernoulli equation that was applied along the flow lines, between a point on the entry frontier and a current point in the domain, points which are on the same flow line. If on frontier AB the speed is constant and equal with v_0 and pressure p is p_0 we have Bernoulli equations:

$$p = p_0 + \frac{\rho}{2} (v_0^2 - v_m^2)$$

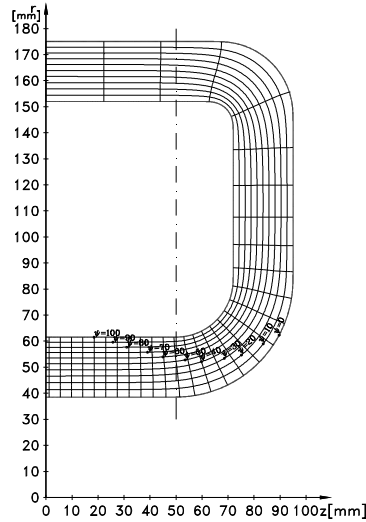


Figure 7.. Flow and equi-potential lines of the hydrodynamic spectrum

Dividing the current speeds and pressures at v_0 respectively p_0 we have the non-dimensional calculus forms:

$$\overline{v}_m = \frac{v_m}{v_0}$$

$$\overline{p} = C_p = \frac{p - p_0}{\rho \frac{v_0^2}{2}} = 1 - (\overline{v}_m)^2$$

In figures 8 and 9 we can see the variation of real speeds along flow lines, respectively the pressure coefficient C_p for the two types of rotors.

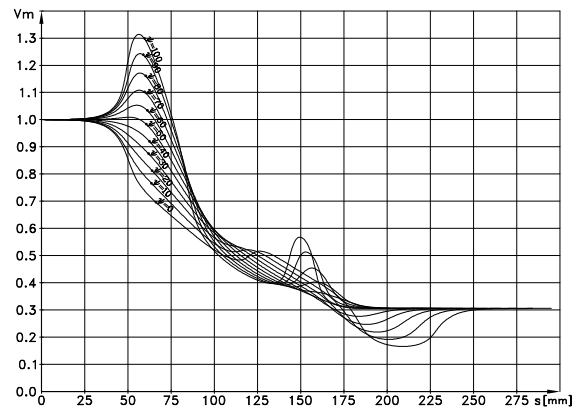


Figure 8. Variation of speeds along flow lines

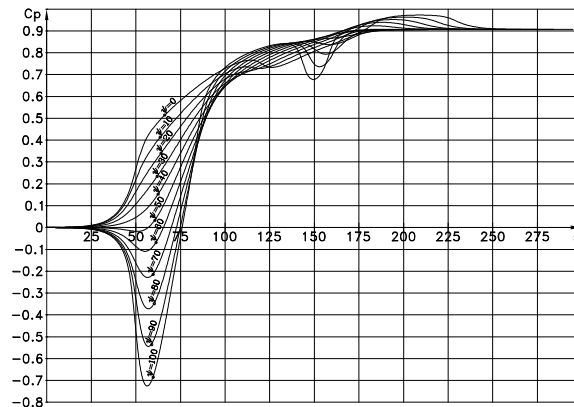


Figure 9. Variation of pressure coefficient C_p along flow lines

4. CONCLUSIONS

- 1 – The quasi-static model for the characteristic curves gives an one-dimensional look and analysis about the operation of the torque converter.
- 2 – The shape of the characteristic curves permit to accord the machine, with the best fit, to the mechanical system.
- 3 – The numerical simulation of the torque converter shows the flow structure in the toroidal circuit.
- 4 – The numerical values obtained for the parameters (as velocities and pressures) assures an optimal shape of the torque converter's hydraulic circuit.

References

- [1] ed. C. Brennen, ..., *Polyphase Flow in Turbomachinery*, Meeting ASME, San Francisco 1978.
- [2] U.S. Rohtagi, *Pump Model for Two-Phase Transient Flow*, ASME, New York, 1978.
- [3] A.J. Stepanoff, *Pumps and Blowers, Two-Phase Flow*, John Wiley&Sons, New York, 1965.
- [4] S.L. Soo, *Fluid Dynamics of Multiphase Systems*, Blaisdell Publ. Comp, Massachusetts, 1971.
- [5] D.Robescu, Diana Robescu, *Dinamica fluidelor polifazice poluante*, Univ. Politehnica Bucuresti, 1998.
- [6] M. Bărglăzan , *Transmisii hidrodinamice*, Ed. Politehnica, Timișoara, 2002.
- [7] P. M. Heldt, *Torque Converters or Transmissions*, Nyock, New York, 1987.
- [8] R. R. Bay, R. Kunz, B. Lakshminarayana, Navier, *Stokes Analysis of the Pump Flow Field of an Automotive Torque Converter*, Journal of Fluids Engineering, nr.1 / 1995.
- [9] L. Bai, M. Fiebig, N. K. Mitra, *Numerical Analysis of Turbulent Flow in Fluid Couplings*, Journal of Fluids Engineering, nr. 3 / 1997.
- [10] E. Dobândă, M. Bărglăzan, *Model cvasistatic pentru transmisii hidrodinamice, Leadership and Management la orizonturile secolului al XXI – lea*, Ed. Acad. Forțelor Terestre, Sibiu, 2005.
- [11] T. Miloș, M. Bărglăzan, *CAD Techniques Used to Optimize the Francis Runner Design, Proc. of the 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, Timișoara, 2004.

ABORDARE DE SISTEM MULTIFUNCȚIONAL MODULAR, ÎN REALIZAREA UNUI ECHIPAMENT HIDRAULIC FLEXIBIL DE FORȚĂ 700 [bar] PENTRU TEHNOLOGII DE PRELUCRĂRI MECANICE, DEFORMARE PLASTICĂ ȘI VULCANIZARE, DESTINAT ATELIERELOR IMM

Constantin CHIRIȚĂ*

Boris PLAHTEANU**

* Conf. Dr. Ing., Director al Departamentului de Ingineria Sistemelor de Acționări Hidraulice și Pneumatice, Centru de excelență în cercetare, Catedra Mașini-Unelte și Scule, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, titular al disciplinei Hidraulica Mașinilor-Unelte

** Prof.univ.dr.ing., Director al Institutului Național de Inventică Iași. Domeniul de competență, Mașini-Unelte și Echipamente Tehnologice, Ingineria Valorii, Inventică, inventator

Rezumat

Identificând operațiile tehnologice de prelucrări mecanice, de deformare plastică și de vulcanizare ce se impun a fi realizate într-un atelier mecanic al unui IMM (îndoire/ profilare/ îndreptare/ curbare/ rulare, perforare, debitare/ decupare/ ștanțare, sertizare, îmbinare nedemeontabilă, extrudare, presare hidrostatică) și criteriile de performanță cerute, se abordează sistemic un traseu conceptual pentru crearea unui echipament hidraulic de forță, inovativ, flexibil capabil să îndeplinească acest ansamblu de funcții.

Key words: echipament hidraulic, sistem, multifuncțional, flexibil, prelucrări mecanice, deformare plastică

1. INTRODUCERE

Analiza sistemică și de elaborare a soluțiilor tehnice performante în Contractul de cercetare realizat de un colectiv al Catedrei de Mașini-unelte și Scule, Departamentul de Ingineria Acționării Hidraulice și Pneumatice, Univ. Tehnică "Gh. Asachi" Iași, în cadrul Programului RELANSIN, promovează un complex de construcții interdependente asamblabile într-un sistem multifuncțional și cu grad ridicat de flexibilitate, pentru realizarea unei ansamblu larg de prelucrări mecanice, deformare plastică și vulcanizare, având ca destinație IMM-ul.

Există o subordonare ierarhică a obiectelor tehnice (OT) aflate la diverse nivele, și în acest context în cazul unui suprasistem putem să facem o proiecție în care obiectul nostru tehnic este implicat funcțional. Prelucrarea substanței, energiei sau informației presupune în sine, îndeplinirea cu ajutorul OT a unei succesiuni determinate de operații. În legătură cu aceasta vom defini tehnologiile (T) – procedeele, metodele și programele de transformare a substanței, energiei sau informației dintr-o stare inițială dată în starea finală.

Descriptorul formalizat al cerințelor (funcțiilor) reprezentat prin:

$$C = (A, O, R),$$

care trebuie să conțină următoarea informație:

A- denumirea acțiunii, O- obiectul asupra căruia se execută acțiunea, R- condițiile speciale și restricțiile.

A. Polovinkin [1] formulează recomandări complete și precise într-o descriere a funcțiilor sistemului tehnic. Și în acest context, în cazul nostru, apare ca deosebită descrierea funcțiilor complexului de construcții aflat în interacțiune și care unește câteva obiecte. La baza analizei funcțiilor sistemului tehnic va sta principiul separării și examinării structurilor cu dublu nivel al ierarhiei, asocierea unor astfel de structuri ierarhice va permite să se obțină o structură multinivel.

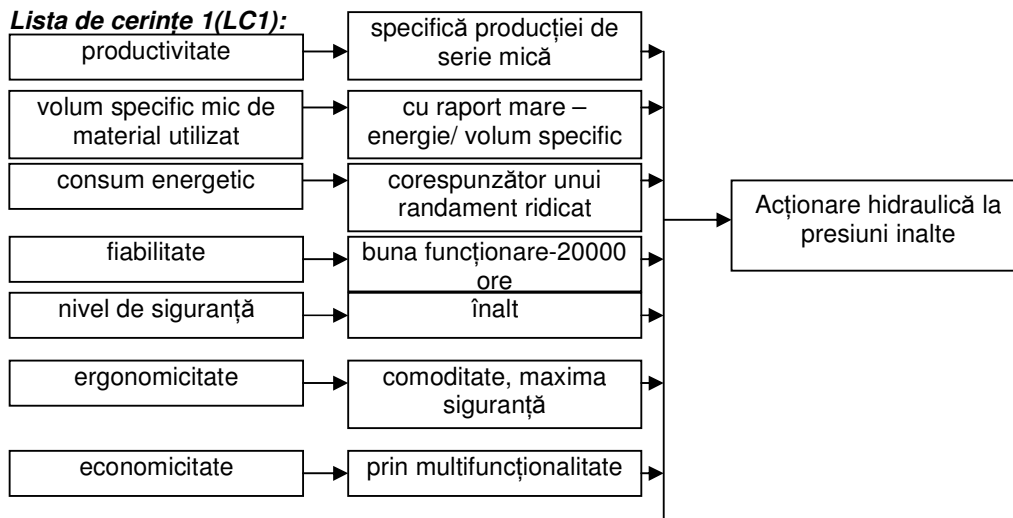
În reprezentarea formală a operațiilor fizice, folosind operația Koller [2], răspundem la întrebările "ce" , "cum" și "în ce" se transformă prin intermediul obiectului tehnic descris, și mai departe stabilim structurile funcționale, constructive și în flux. În elaborarea echipamentului hidraulic, multifuncțional flexibil, când se pune drept scop obținerea unui produs performant, deasupra nivelului celor mai bune realizări mondiale, a trebuit să rezolvăm un ansamblu de probleme conform **metodei sistemic ierarhice de selectare a soluțiilor concurențiale [2], pe baza arborelui problemelor de concepție.**

Pe această bază am efectuat construcția șirului succesiv de modele: compozițional, structural, al fluxurilor materiale, funcțional. Pentru a realiza ansamblul valorii de întreținere al echipamentului creat, cu un număr minim de elemente, am generat modelul funcțional ideal prin **procedura tehnologiei coagulării.**

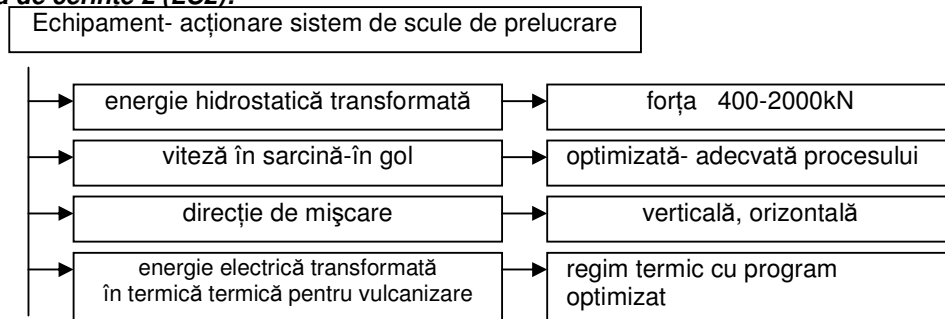
2. ARBORELE PROBLEMELOR DE CONCEPȚIE

La concepția obiectului tehnic există o listă a cerințelor pe care sistemul multifuncțional flexibil, modular pentru prelucrări mecanice, deformarea plastică și vulcanizare trebuie să le satisfacă și care în demersul ingineresc permite stabilirea nucleului problemei tehnice [2]. În procesul concepției au fost elaborate și precizate câteva liste de cerințe ierarhic interdependente, care corespund celor șase etape ale arborelui descrierii obiectului tehnic. Iată tablourile acestor liste de cerințe:

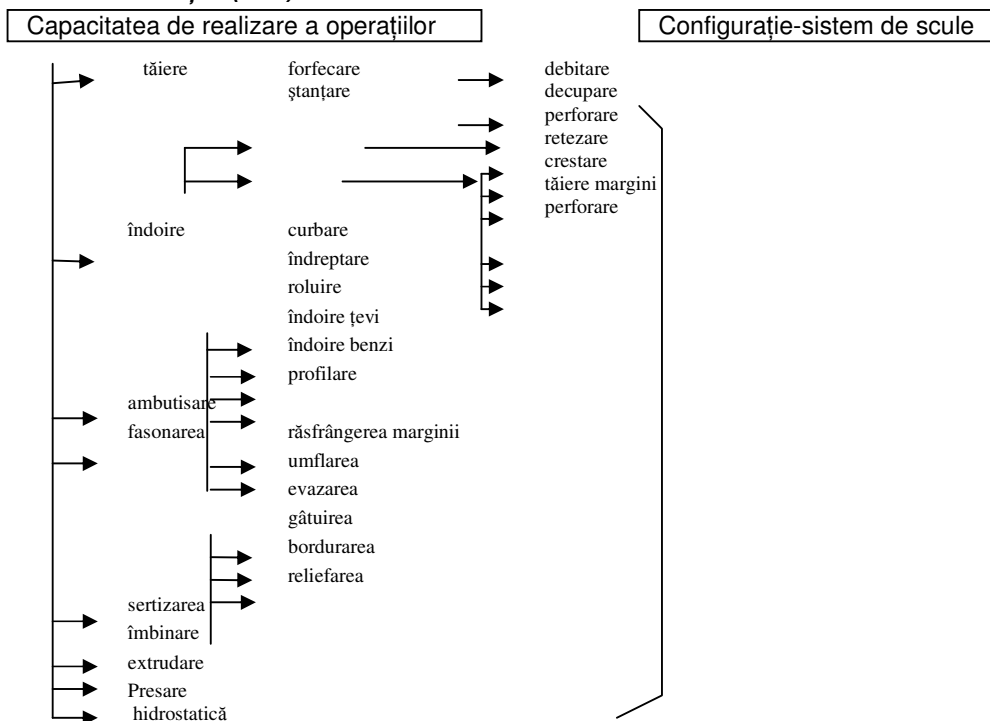
Lista de cerințe 1 (LC1):



Lista de cerințe 2 (LC2):



Lista de cerințe 3 (LC3):



Listă de cerințe 4 (LC4) – Se referă la elementele funcționale adoptate.

Listă de cerințe 5 (LC5) – Cuprinde condițiile și restricțiile impuse pentru realizarea proceselor fizico-tehnice. Lista include condițiile și restricțiile privind regimul energetic și ale materialelor prelucrate.

Listă de cerințe 6 (LC6) – include setul de cerințe pentru alegerea parametrilor optimi și monitorizarea acestora.

Au fost evaluate tehnologiile și au fost configurate subsistemele de scule pentru ansamblu de prelucrări impuse (Figura 1).

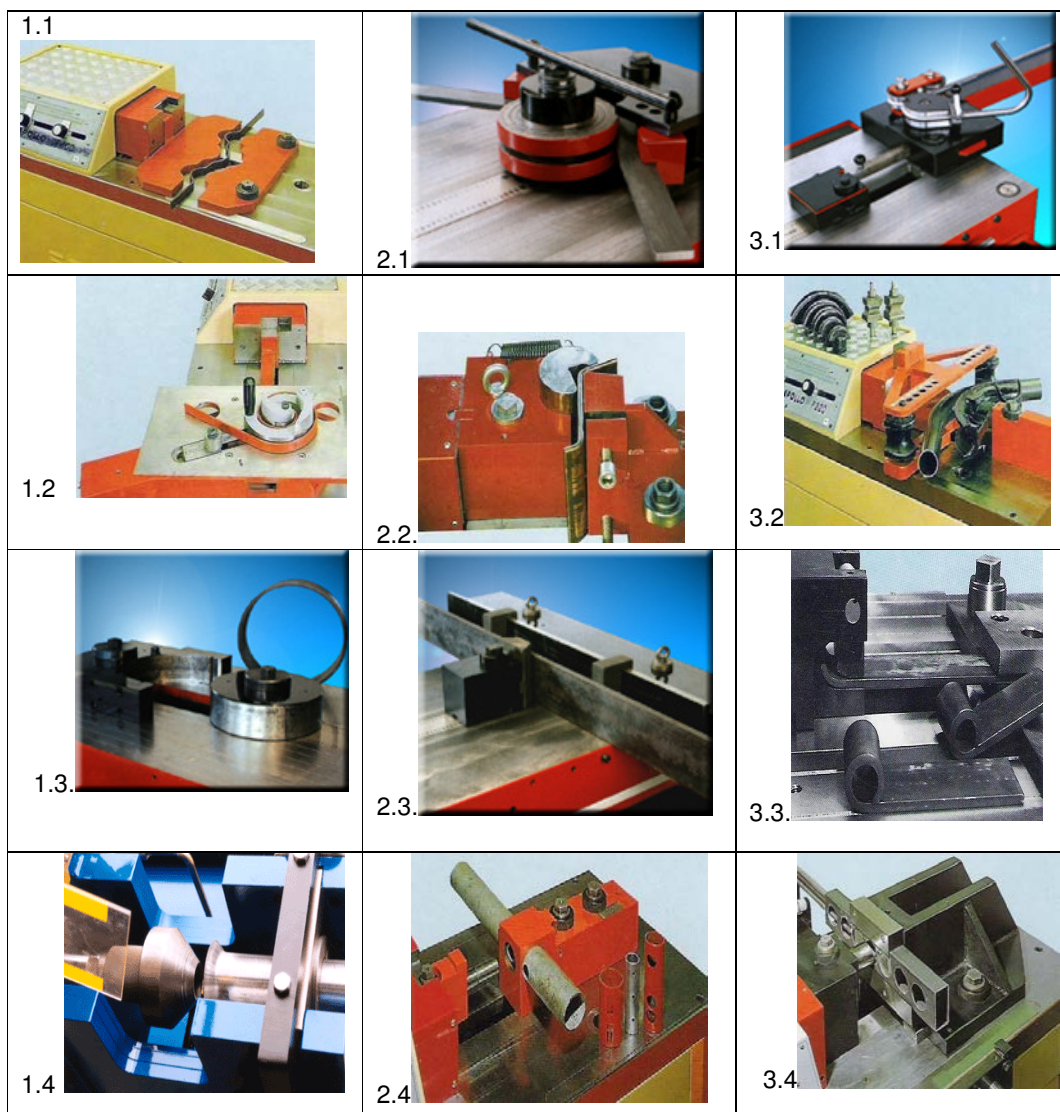


Fig.1. Sistem de scule de deformare plastică: profilare-1.1,îndoire 2.1, îndoire complexă țevă3.1,îndoire bandă 1.2., curbare2.2.,curbare țevi 3.2., curbare inel 1.3., îndreptare 2.3., roluire 3.3., evazare 1.4., perforare țevă 2.4., perforare placă 3.4.

Pe această bază a urmat un proces de reprezentare, ilustrare sau descriere a sistemului în ansamblu și a subsistemelor de produs (modelare) având ca rezultat modelele: compozițional, structural, al fluxurilor materiale, funcțional

Pentru aceasta au fost consultate diverse soluții constructive de echipamente flexibile și tehnologii pentru prelucrări mecanice, deformare plastică și vulcanizare,, produse de către firme de prestigiu din Franța, Canada, Italia, SUA, Germania, ca: Tractel, Simplex, OMCN, PowerTeam, Enerpac, Holmatro. Aceste firme și-au concentrat preocuparea pe dezvoltarea tipodimensiunilor de echipamente de înaltă presiune și mai puțin sau deloc a aplicațiilor tehnologice specifice.

Structura sistemului cuprinde -Unitatea de acționare hidraulică de 700 bari **HUEH.700**, (figura 2) - Presa Hidraulică verticală de 800 kN, (figura 2) - Presa hidraulică orizontală de 400 kN (figura 3), Presa de vulcanizare (figura 4).

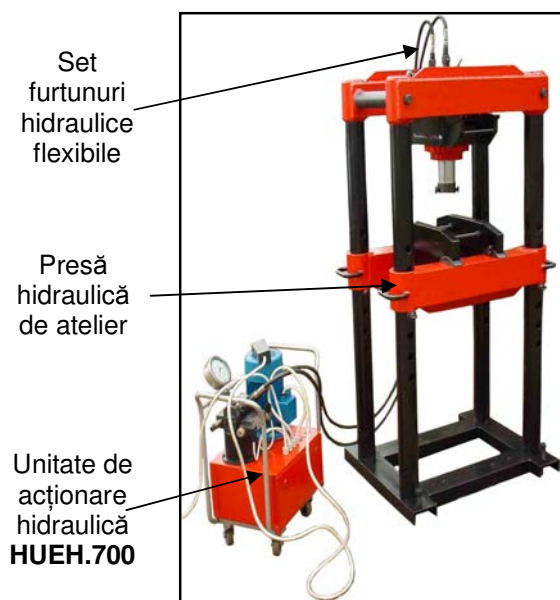


Fig.2. Unitatea de acționare hidraulică și Presa Hidraulică verticală de 800 kN



Fig.3. Presa hidraulică orizontală de 400 kN

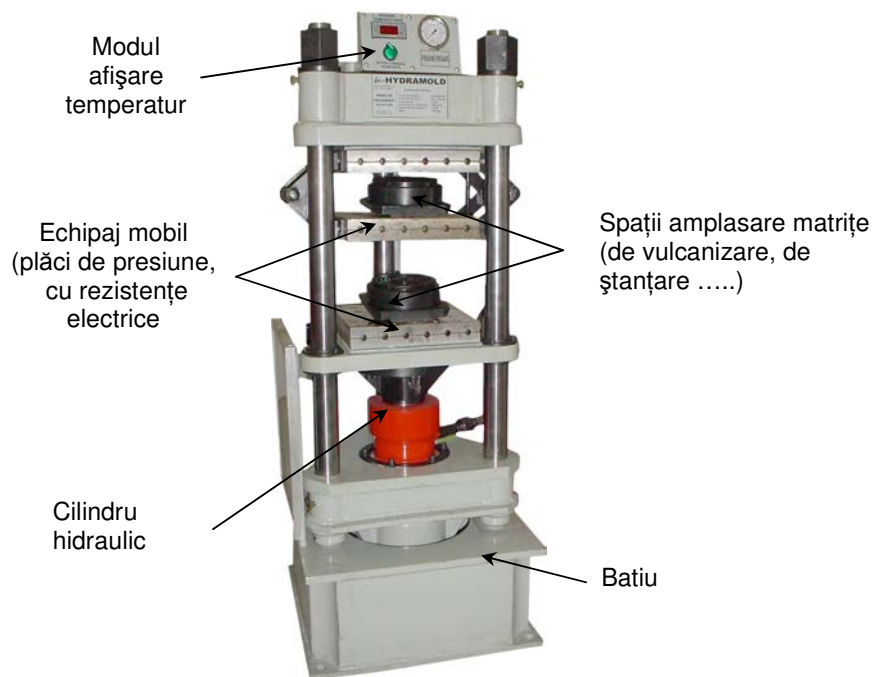


Fig.4. Presa de vulcanizare

3. CONCLUZII

Pentru elaborarea unei configurații standard de echipament modular, multifuncțional, flexibil s-a avut în vedere:

- importanța deosebită a concentrării de forță în echipamentul tehnologic ;
- modularizarea subsistemelor hidraulice de generare a energiei de presiune, a subsistemelor de transfer energetic și a celor de execuție ;

- asigurarea prin concepția subsistemelor a mecanizării operațiilor tehnologice care necesită forțe mari, repetabile;
- monitorizarea și reglarea controlată a parametrilor de lucru;
- asigurarea unui grad ridicat de mobilitate (prin greutate redusă, manevrabilitate, amplasare în poziții adecvate de lucru) ;
- capacitatea de dezvoltare, prin extinderea aplicațiilor tehnologice date prin teme de proiectare identificate de potențiali beneficiari, cu conceperea inovativă de subsisteme flexibile și tehnologiile pe care le pot utiliza , cu certificarea conformității proceselor tehnologice și asigurarea de sisteme de achiziții, memorare și prelucrare a parametrilor de lucru în vederea atingerii performanței.

Bibliografie

- [1] A.Polovinkin, *Ocnovâ inženernovo tvorcestva*, Ed.Mashinostroenie , Moskva,1988
- [2] B. Plahteanu, *Ingineria Valorii și performanța în creația tehnică*, Ed. Performantica, Iași, 1999
- [3] V. Belous, B. Plahteanu, *Fundamentele creației tehnice*, Ed. Performantica, Iași, 2005

AN ADVANCED MATERIAL MODEL IN THE SIMULATION OF A HYDROFORMING PROCESS

D. BANABIC*, D.S. COMSA*, M. TOPOLOGEANU**

* Research Centre in Sheet Metal Forming, Technical University of Cluj-Napoca, Romania

** ICTCM – Mechanical Engineering and Research Institute Bucharest, Romania.

Abstract

The paper presents the use of a new yield criterion for the mechanical modelling and numerical simulation of the hydroforming processes. The new criterion is derived from the one proposed by Barlat and Lian in 1989. In order to obtain a better representation of the plastic behaviour of the orthotropic sheet metals, two additional parameters have been included in the expression of the equivalent stress. An augmented lagrangean finite element model of the hydroforming processes has been developed and implemented into an original computer programme. The results of the numerical simulations have been compared with data published in the literature.

Keywords: Forming, Sheet metal, Anisotropy

1. INTRODUCTION

The mechanics of the sheet metal forming processes is greatly influenced by the plastic anisotropy of the workpiece. The quantitative description of the anisotropy imposes the modification of the classical von Mises yield criterion. Hill proposed in 1948 [1] a simple anisotropic yield criterion in the form of a quadratic function. Later on, several scientists have developed more and more sophisticated yield functions for anisotropic materials. Hill himself improved his criterion in 1979 and 1993 [2, 3]. Hosford [4] initiated another interesting research direction by introducing an isotropic yield function based on polycrystal calculations. This criterion has been extended to anisotropic materials [5]. During the last two decades, a lot of yield functions have been proposed in order to improve the fitting with experimental data. One may notice the contributions due to Barlat and Lian [6], Barlat et. al. [7, 8] as well as Karafillis and Boyce [9]. A synthesis of these yield criteria is presented in [10].

As concerns the experimental investigations related to the identification of anisotropic yield criteria, the various approaches proposed in the literature are based on biaxial tensile tests or combinations of compression tests through the sheet thickness and tensile tests in different directions relatively to the rolling one [11].

2. DESCRIPTION OF THE NEW YIELD CRITERION

1.1 Equation of the yield surface

A yield surface is described by an implicit equation having the form

$$\Phi(\bar{\sigma}, Y) := \bar{\sigma} - Y = 0 \quad (1)$$

where $\bar{\sigma}$ is the equivalent stress and Y is the uniaxial yield stress. The new yield criterion uses the following expression of the equivalent stress:

$$\bar{\sigma} = \left[a(b\Gamma + c\Psi)^{2k} + a(b\Gamma - c\Psi)^{2k} + (1-a)(2c\Psi)^{2k} \right]^{\frac{1}{2k}} \quad (2)$$

where a , b , c and k are material parameters, while Γ and Ψ are functions of the second and third invariants of a fictitious stress tensor $\mathbf{s}'$ which will be described below. The above expression is derived from the one proposed by Barlat and Lian for orthotropic sheet metals under plane-stress conditions [6]. Two additional parameters, namely b and c , have been introduced in order to allow a better representation of the plastic behaviour of the sheet metal. The convexity of the yield surface described by Eqns (1) and (2) is ensured if $0 \leq a \leq 1$ and k is a strictly positive integer number.

As we have already mentioned, Γ and Ψ are functions of the second and third invariants of a fictitious stress tensor $\hat{\mathbf{S}}'$. This tensor is related to the actual stress tensor $\hat{\boldsymbol{\sigma}}$ by the Karafillis-Boyce linear transformation [9]. For orthotropic sheet metals, this transformation may be written as follows:

$$\begin{aligned}\hat{s}'_{11} &= d\hat{\sigma}_{11} + e\hat{\sigma}_{22}, \hat{s}'_{22} = e\hat{\sigma}_{11} + f\hat{\sigma}_{22}, \\ \hat{s}'_{33} &= -(d+e)\hat{\sigma}_{11} - (e+f)\hat{\sigma}_{22}, \\ \hat{s}'_{12} &= g\hat{\sigma}_{12}, \hat{s}'_{21} = g\hat{\sigma}_{21}, \\ \hat{s}'_{23} &= \hat{s}'_{32} \equiv 0, \hat{s}'_{31} = \hat{s}'_{13} \equiv 0\end{aligned}\quad (3)$$

where d, e, f and g are also material parameters. The components of the stress tensors in Eqns (3) are expressed in the system of plastic orthotropy axes (1 is the rolling direction - RD, 2 is the transverse direction - TD, while 3 is the normal direction - ND). One may prove that the quantities

$$I'_2 = \hat{s}'_{\gamma\gamma}, I'_3 = \det \hat{s}'_{\alpha\beta} \quad (4)$$

are not affected by the rotations that leave unchanged the ND axis (here and in the subsequent equations, the Greek indices take only the values 1 and 2). Thus, I'_2 and I'_3 can be used to define Γ and Ψ . We have adopted the following expressions for them:

$$\Gamma = I'_2, \Psi = \left[\left(\frac{I'_2}{2} \right)^2 - I'_3 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

By using Eqns (3)-(5), we can get Γ and Ψ as explicit dependencies of the actual stress components:

$$\begin{aligned}\Gamma &= M\hat{\sigma}_{11} + P\hat{\sigma}_{22}, \\ \Psi &= \left[(P\hat{\sigma}_{11} + Q\hat{\sigma}_{22})^2 + R\hat{\sigma}_{12}\hat{\sigma}_{21} \right]\end{aligned}\quad (6)$$

where

$$\begin{aligned}M &= d + e, N = e + f, \\ P &= \frac{d-e}{2}, Q = \frac{e-f}{2}, R = g^2\end{aligned}\quad (7)$$

The above equations show that the shape of the yield surface is defined by the material parameters a, b, c, d, e, f, g and k. From these parameters, k has a different status. More precisely, its value is set in accordance with the crystallographic structure of the material [4]: k=3 for BCC alloys, and k=4 for FCC alloys. The other parameters are established using an identification procedure that ensures the best approximation of the plastic behaviour of the actual sheet metal [12].

1.2 Associated flow rule

The flow rule associated to the yield surface described in §2.1 is

$$\dot{\hat{\epsilon}}_{\alpha\beta}^p = \frac{\dot{\bar{\epsilon}}^p}{\bar{\sigma}} \frac{\partial \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{\alpha\beta}} \quad (8)$$

where $\dot{\hat{\epsilon}}_{\alpha\beta}^p$ are in-plane components of the plastic strain rate tensor, and $\dot{\bar{\epsilon}}^p$ is the equivalent plastic strain rate. This latter magnitude is obtained by equating the plastic power developed by the stress tensor and the plastic power associated to the equivalent stress:

$$\bar{\sigma} \dot{\bar{\epsilon}}^p = \hat{\sigma}_{\alpha\beta} \dot{\hat{\epsilon}}_{\alpha\beta}^p \quad (9)$$

The out of plane components of the plastic strain-rate tensor are restricted by the plane-stress condition and the isochoric character of the plastic deformation:

$$\begin{aligned}\dot{\hat{\epsilon}}_{23}^p &= \dot{\hat{\epsilon}}_{32}^p \equiv 0, \dot{\hat{\epsilon}}_{31}^p = \dot{\hat{\epsilon}}_{13}^p \equiv 0, \\ \dot{\hat{\epsilon}}_{33}^p &= -\left(\dot{\hat{\epsilon}}_{11}^p + \dot{\hat{\epsilon}}_{22}^p \right)\end{aligned}\quad (10)$$

1.3 Strain-hardening rule

The sheet metal is assumed to undergo a purely isotropic strain-hardening described by a Swift law:

$$Y(\bar{\epsilon}^p) = K(\bar{\epsilon}_0 + \bar{\epsilon}^p)^n \quad (11)$$

where K , $\bar{\epsilon}_0$ and n are material parameters, while

$$\bar{\epsilon}^p = \int_0^t \dot{\bar{\epsilon}}^p dt \quad (12)$$

is the so-called plastic equivalent stress.

3. DESCRIPTION OF THE FINITE ELEMENT MODEL OF HYDROFORMING PROCESSES

The mechanical model of the hydroforming processes is based on the following assumptions [13, 14]:

- the workpiece may be assimilated to a membrane under plane-stress conditions undergoing small elastic strains, large plastic strains and large rotations
- the membrane is assumed to be perfectly incompressible, the volume constancy being imposed by properly updating the thickness
- the elastic behaviour of the sheet metal is described by a linear isotropic constitutive equation
- the plastic behaviour of the sheet metal is described by the new yield criterion, the associated flow rule and the Swift isotropic hardening rule (see §2)
- the local axes of plastic anisotropy are assumed to change continuously, their current orientation being given by the rotational component of the strain gradient tensor.

The finite element model of the hydroforming processes is developed using the virtual work theorem [14]:

$$\int_{\Omega} \boldsymbol{\sigma} : (\delta \boldsymbol{\epsilon}) d\Omega = W^{ext}(\mathbf{u}, \delta \mathbf{u}) \quad (13)$$

where Ω is the spatial domain occupied by the workpiece at the current time, $\mathbf{u}$ is the displacement field between the reference and current configuration, $\delta \mathbf{u}$ is a virtual displacement field, $\boldsymbol{\sigma}$ is the Cauchy stress tensor,

$$\delta \boldsymbol{\epsilon} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \delta \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}} + \left(\frac{\partial \delta \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}} \right)^T \right] \quad (14)$$

is the the virtual strain field, and $W^{ext}(\mathbf{u}, \delta \mathbf{u})$ is the virtual work associated to the external loads. In this case, this work is done only by the pressure acting on the workpiece:

$$W^{ext}(\mathbf{u}, \delta \mathbf{u}) = p \int_A \mathbf{n} \cdot (\delta \mathbf{u}) dA \quad (15)$$

where A is the current area of the membrane surface, p is the current value of the pressure, and $\mathbf{n}$ is the normal unit vector of this surface (having the same orientation as the external pressure).

After linearising Eqn (13), we get

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} [\Delta \boldsymbol{\sigma} + \boldsymbol{\sigma}(\Delta \mathbf{R})\mathbf{R}^T - (\Delta \mathbf{R})\mathbf{R}^T \boldsymbol{\sigma}] : (\delta \boldsymbol{\epsilon}) d\Omega - 2 \int_{\Omega} [\boldsymbol{\sigma}(\Delta \boldsymbol{\epsilon})] : (\delta \boldsymbol{\epsilon}) d\Omega + \int_{\Omega} \left(\frac{\partial \Delta \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}} \boldsymbol{\sigma} \right) : \frac{\partial \delta \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}} d\Omega = \\ W^{ext}(\mathbf{u}, \delta \mathbf{u}) + \frac{\partial W^{ext}}{\partial \mathbf{u}} \cdot (\Delta \mathbf{u}) - \int_{\Omega} \boldsymbol{\sigma} : (\delta \boldsymbol{\epsilon}) d\Omega \end{aligned} \quad (16)$$

where $\mathbf{R}$ is the rotational component of the deformation gradient, $\Delta \mathbf{u}$ is a correction of the displacement field, $\Delta \mathbf{R}$ is the associated correction of the rotation tensor, and

$$\Delta \boldsymbol{\epsilon} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \Delta \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}} + \left(\frac{\partial \Delta \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}} \right)^T \right] \quad (17)$$

is the corresponding correction of the strain field.

For each configuration, we use a local orthonormal basis $(\mathbf{e}^1, \mathbf{e}^2, \mathbf{e}^3)$. The unit vectors $\mathbf{e}^1$ and $\mathbf{e}^2$ are tangent to the membrane surface, while $\mathbf{e}^3$ is directed along its normal. In this local basis, the plane-stress condition is expressed as follows:

$$\sigma_{3i} = \sigma_{i3} \equiv 0, i = 1, 2, 3. \quad (18)$$

The elastoplastic constitutive equation associated to the linearised expression of the virtual work (16) is

$$\Delta \sigma_{\alpha\beta} + \sigma_{\alpha\eta} (\Delta R_{\eta\lambda}) R_{\beta\lambda} - (\Delta R_{\alpha\eta}) R_{\lambda\eta} \sigma_{\lambda\beta} = C_{\alpha\beta\eta\lambda}^{ep} (\Delta \varepsilon_{\eta\lambda}) \quad (19)$$

where $C_{\alpha\beta\eta\lambda}^{ep}$ are the components of the elastoplastic modulus consistent with the linearisation scheme. They are defined by the following relationship

$$C_{\alpha\beta\eta\lambda}^{ep} = R_{\alpha\omega} R_{\beta\psi} R_{\eta\phi} R_{\lambda\pi} \hat{C}_{\omega\psi\phi\pi}^{ep} \quad (20)$$

where $\hat{C}_{\omega\psi\phi\pi}^{ep}$ are the components of the so-called corotational elastoplastic modulus consistent with the linearisation scheme. They may be calculated using the matrix equation

$$[\hat{C}^{ep}] = [\hat{C}^e] - \frac{1}{\{\hat{g}\}^T [\hat{C}^e] \{\hat{g}\} + H'} \cdot ([\hat{C}^e] \{\hat{g}\}) ([\hat{C}^e] \{\hat{g}\})^T \quad (21)$$

where

$$\{\hat{g}\} = \left[\frac{\partial \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{11}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{22}}, 2 \frac{\partial \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{12}} \right]^T \quad (22)$$

$$H' = \frac{dY}{d\bar{\varepsilon}^p} \quad (23)$$

$$[\hat{C}^e] = ([U] + (\bar{\varepsilon}^{1-p} - \bar{\varepsilon}^{0-p}) [C^e] [\hat{M}])^{-1} [C^e] \quad (24)$$

The notations used in Eqn (24) have the following meaning: [U] is the third-order unit matrix, $\bar{\varepsilon}^{0-p}$ is the equivalent plastic strain associated to the reference configuration, $\bar{\varepsilon}^{1-p}$ is the equivalent plastic strain associated to the current configuration,

$$[C^e] = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$[\hat{M}] = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{11}^2} & \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{11} \partial \hat{\sigma}_{22}} & 2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{11} \partial \hat{\sigma}_{12}} \\ \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{22}^2} & \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{22} \partial \hat{\sigma}_{12}} & 2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{22} \partial \hat{\sigma}_{12}} \\ \text{symm.} & & 2 \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{12}^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \hat{\sigma}_{12} \partial \hat{\sigma}_{21}} \right) \end{bmatrix} \quad (26)$$

where E is the Young's modulus and ν is the Poisson's ratio.

The finite element method has been chosen for the numerical solution of Eqn (16). The finite element scheme has been implemented into an original computer programme. At present, only three-node triangular membrane elements are used by the programme, but even so, as we shall see in the next section, the numerical results are in good agreement with the data published in the literature.

4. NUMERICAL RESULTS

The finite element scheme has been tested by comparing the numerical results with the data presented in [15]. The material is an aluminium-killed steel with the following mechanical parameters [16]: $E=2.1 \times 10^5$ MPa, $\nu=0.3$, $r_0=1.950$, $r_{45}=1.470$, $r_{90}=2.318$, $\sigma_0=205.8$ MPa, $\sigma_{45}=214.2$ MPa, $\sigma_{90}=204.1$ MPa, $\sigma_b=242.9$ MPa, $K=520.2$ MPa,

$\bar{\varepsilon}_0 = 0.02$, $n=0.237$. The identification procedure has provided the following coefficients of the yield function: $a = 0.5313$, $b = 0.6598$, $c = 0.2910$, $M = 0.6586$, $N = 0.6167$, $P = 1.8499$, $Q = -1.8290$, $R = 10.9876$, $k = 3$.

The geometrical parameters of the circular workpiece used in the simulation of the hydroforming process are: thickness 0.89 mm, clamping radius 80 mm. The lip radius of the forming die has been neglected. The value of the hydraulic pressure has been limited to 6.5 MPa using a fixed increment of 0.001 MPa.

The computed diagrams of the pressure vs. polar deflection and pressure vs. polar thickness strain are shown in Figures 1 and 2, respectively.

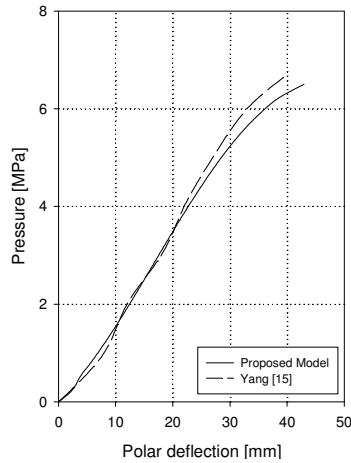


Fig. 1: Pressure vs. polar deflection diagrams

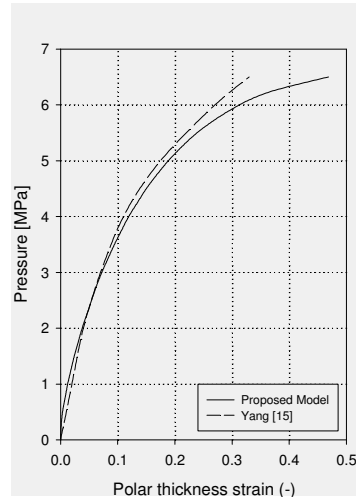


Fig. 2: Pressure vs. polar thickness-strain diagrams

One may notice the good agreement between the diagrams obtained using the new yield criterion and those published by Yang [15]. The discrepancies are essentially due to the fact that Yang used the Hill 1948 criterion for the case of planar anisotropy.

In order to prove the ability of the finite element model to describe the anisotropy of the sheet metal, the distributions of the major and minor principal stresses at the end of the hydroforming process are presented in Figures 3 and 4, respectively.

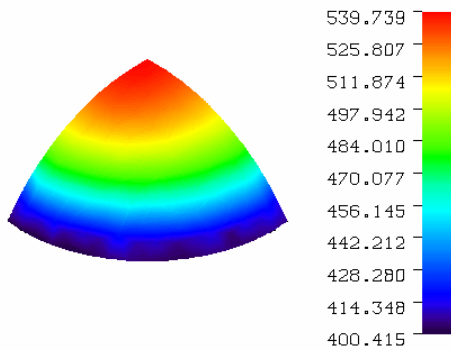


Fig. 3: Distribution of the major principal stress [MPa]

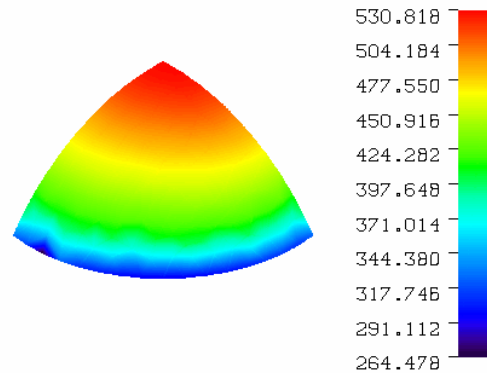


Fig. 4: Distribution of the minor principal stress [MPa]

5. CONCLUSIONS

A new yield criterion developed by the authors has been used in the frame of a finite element model of hydroforming processes. This criterion allows a better representation of the plastic anisotropy of sheet metals. The numerical results given by the finite element model are in good agreement with the data published in the literature. These results encourage the authors to try to use the yield criterion for simulating more complex sheet metal forming processes.

6. REFERENCES

- [1] Hill, R., 1948, *A Theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals*, Proc. Royal Soc., A193:281-297.
- [2] Hill, R., 1979, *Theoretical plasticity of textured aggregates*, Math. Proc. Cambridge Philosophical Soc., 85:179-191.
- [3] Hill, R., 1993, *A User-friendly theory of orthotropic plasticity in sheet metals*, Int.J.Mech.Science, 15:19-25.
- [4] Hosford, W.F., 1972, *A generalized isotropic yield criterion*, J.Appl. Mech., 39:607-609.
- [5] Hosford, W.F., 1979, *On Yield loci of anisotropic cubic materials*, Proc. 7th North American Metalworking Conf., Dearborn, 191-197.
- [6] Barlat, F., Lian, J., 1989, *Plastic behaviour and stretchability of sheet metals (Part 1) A yield function for orthotropic sheet under plane stress conditions*, Int. J. of Plasticity, 5:51-56.
- [7] Barlat F., Lege, D.J., Brem, J.C., 1991, *A Six-component yield function for anisotropic materials*, Int. J. of Plasticity, 7:693-712.
- [8] Barlat, F., et al., 1997, *Yield function development for aluminium alloy sheets*, J. Mech. Phys. Solids, 45:1727-1763.
- [9] Karafillis, A.P., Boyce, M.C., 1993, *A general anisotropic yield criterion using bounds and a transformation weighting tensor*, J. Mech. Phys. Solids, 41:1859-1886.
- [10] Banabic, D., et al., 2000, *Formability of Metallic Materials* (Ed. Banabic, D.), Springer, Berlin-Heidelberg.
- [11] Habraken, F.A.C.M., Dautzenberg, J.H., 1995, *Some applications of the Barlat 1991 yield criterion*, Annals of the CIRP, 44/1:185-188.
- [12] Banabic, D., Balan, T., Comsa, D.S., *Yield criterion for anisotropic sheet metals under plane stress conditions*, Proc. 7th Conf. "Cold Metal Forming 2000", Cluj Napoca, 109-116.
- [13] Makinouchi, A., Teodosiu, C., Nakagawa, T., 1998, *Advance in FEM simulation and its related technologies in sheet metal forming*, Annals of the CIRP, 47/2:641-649.
- [14] Rebelo, N., Nagtegaal, J.C., Hibbitt, H.D., 1990, *Finite element analysis of sheet forming processes*, Int. J. Num. Meth. Eng., 30:1739-1758.
- [15] Yang, D.Y., Kim, Y.J., 1986, *A rigid-plastic finite-element formulation for the analysis of general deformation of planar anisotropic sheet metals and its applications*, Int. J. Mech. Sci., 28:828-840.
- [16] Vial, C., Hosford, W.F., Caddell, R.M., 1983, *Yield loci of anisotropic sheet metals*, Int. J. Mech. Sci., 25: 899-915.

ABOUT FINITE CASCADE OF PROFILES WHITH REVERSIBLE OPERATION

Univ. Assist. PhD. Std. Eng. Ionel Doru BACIU*
Prof. PhD. Eng. Mircea BĂRGLĂZAN**

***"POLITEHNICA" University of Timișoara, Mechanical Engineering Faculty, Hydraulic Machinery Department,
e-mail: baciui@k.ro*

*** "POLITEHNICA" University of Timișoara, Mechanical Engineering Faculty, Hydraulic Machinery
Department, e-mail : mbarglazan@yahoo.com*

Abstract

The paper presents a part of the experimental testing of a finite axial cascade of reversible profiles type NACA in S.

The research was done in the aerodynamic tunnel of the Hydraulic Machinery Laboratory from Timișoara.

The first part is devoted for the presentation of the aerodynamic tunnel, initially designed for the testing of singular profiles and later adapted for the testing axial profiles cascade.

The axial profiles cascade was tested in direct flow and reversible flow for a few spacing and entrance velocities.

In this issue there are given results of the experimental testing obtained from the axial cascade of profiles in direct flow. The experimental results are given in graphic form.

Rezumat

În această lucrare se prezintă o parte din încercările experimentale efectuate asupra unei rețele axiale de profile reversibile, NACA în S.

Încercările au fost efectuate în tunelul aerodinamic al Catedrei de Mașini hidraulice din Timișoara.

În prima parte este prezentat tunelul aerodinamic, tunel proiectat pentru încercarea profilelor singulare și adaptat pentru încercarea rețelelor axiale de profile.

Rețeaua axială de profile, a fost testată atât în curent direct, cât și în curent invers, pentru mai mulți pași ai rețelei și a vitezei din amonte.

Lucrarea de față își propune să prezinte unele din rezultatele încercărilor experimentale, obținute la investigarea rețelei axiale de profile, în curent direct.

Rezultatele experimentale sunt prezentate sub formă grafică.

1. INTRODUCTION

The reversible profiles in S were conceived to accomplish a higher effective power, to enhance the performance a hydraulic machine in turbine regime, as well as, in pump regime. The aerodynamic characteristics can be determined by computer simulation, through different methods: the method of carrying capacity, the finite element method, the boundary element method, etc.

For the experimental knowledge of aerodynamic characteristics of profiles are erected aerodynamic tunnels. A tunnel of this kind was accomplished at Hydraulic Machine Department in Timișoara. Initially, this was conceived for studying the singular profiles, but then was adapted for studying the cascades of profiles.

2. EXPERIMENTAL EQUIPMENT

The experimental equipment is the wind tunnel for boundary layer and turbulence, from the aerodynamic section of Hydraulic Machines Laboratory in Timișoara (fig.1.1).

The tunnel is an aerodynamic one, in opened circuit, working through aspiration (suction). The tunnel work room is rectangular, (fig.1.2), parallelepiped shape, with the next dimensions: L=0.7 m, B=0,6 m and H=0,3 m.

The tunnel's working space is assured by two axial ventilators (bench-marks 1 and 2, from fig.1.1), having the following characteristics: P=7.5 kW, n=1500 rpm and Q=25000 m³/h. These can work singular or together, assuring, in the experimental work area, maximum speeds of approximate 40 m/s.

To adjust the speed in work zone, the tunnel is scheduled with adjustable lateral slots (4), situated in lateral walls of air circuit.

The equable distribution of speed and turbulence fields, in the experimental zone, is assured by the loudspeaker bold, having the shrinkage rapport n=9, together with the screeches system (6).

The maneuver operations are made from the command desk (7), in the next sequence:

- the command desk is connected to the network, putting the switch "I" on 1 position; in this moment the control bulbs are lighting;
- verifying the switch's positions from the wattmeter device „TW”, so that these will correspond with the ones from fig.1.1;
- putting the „II” switch, on 1 position;
- for starting / stopping the ventilators, there are pushing the afferent buttons to each ventilator (fig.1.1, buttons "V₁", "V₂"), from right, left ;
- after stopping the ventilators, putting, successively, the switches „II” and „I” on 2 positions.

3. PRESSURE COEFFICIENT ESTIMATION

For graphic representation it was used the Bernoulli relation, from which is calculated the speed v and pressure coefficient c_p.

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \frac{v_{am}^2}{2g} + \frac{p_{am}}{\gamma} + z_{am} \quad (1)$$

where: V - is the velocity on the profile;

V_{am} - is the velocity upstream of the profile.

$$\text{but: } z = z_{am} \quad (2)$$

$$\text{so: } \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} = \frac{v_{am}^2}{2} + \frac{p_{am}}{\rho} \quad (3)$$

and the pressure coefficient c_p is defined:

$$c_p = \frac{p - p_{am}}{\frac{1}{2} \rho v_{am}^2} = 1 - \left(\frac{v}{v_{am}} \right)^2 \quad (4)$$

4. EXPERIMENTAL TESTS

The experimental tests were made on a NACA profile in S, situated in axial cascade, in aerodynamic tunnel, having 260 mm the chord length.

There were made pressure measurements on the sniffs from trailing and leading edges, on the 22-th sniffs from suction side, respective on the 21-th sniffs from pressure side. The dynamic and static pressures from upstream of network were measured, as well.

The measurements were made for four pitches of a cascade of $t/l = 0.54; 0.62; 0.69$ and 0.77 with the profile's chord $l = 260$ mm. Each spacing is realized for 4 speeds values of the flow.

In fig.1.3; 1.4; 1.5; 1.6; 1.7; 1.8; 1.9 and 1.10 are represented the values of pressure coefficient measurement on the profiles t/l of 0.62 , and 0.77 .

5. CONCLUSIONS

1. There is observed, that the measurements points and calculations by pressure coefficient, are aligned well on the shape of the curves.
2. There are, still points which are not aligned; on the suction side about at 30% from the leading edge, and 70% from the leading edge, for the pressure side.
3. By decrease the spacing of cascade, pressure coefficient curves are flattening.

References

- [1] I.D. Baci, M. Bărglăzan, I. Bordeașu, E. Dodândă, R. Bădărău, *Contribuții asupra generării profilelor Betz-Keunne*, Știință și Inginerie, vol.8, Lucrările celei de a V-a Conferințe Naționale multidisciplinare – cu participare internațională – Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii românești, SEBEȘ, 2005, pag. 79-84, Editura Agir, ISBN 973-8130-82-4, ISBN 973-720-015-2, București 2005.
- [2] I.N. Carte, *BFEM in hydrodynamic of reversible axial profile cascades*, Prima Conferință a hidroenergeticienilor din România, 26—27 mai, 2000, București.

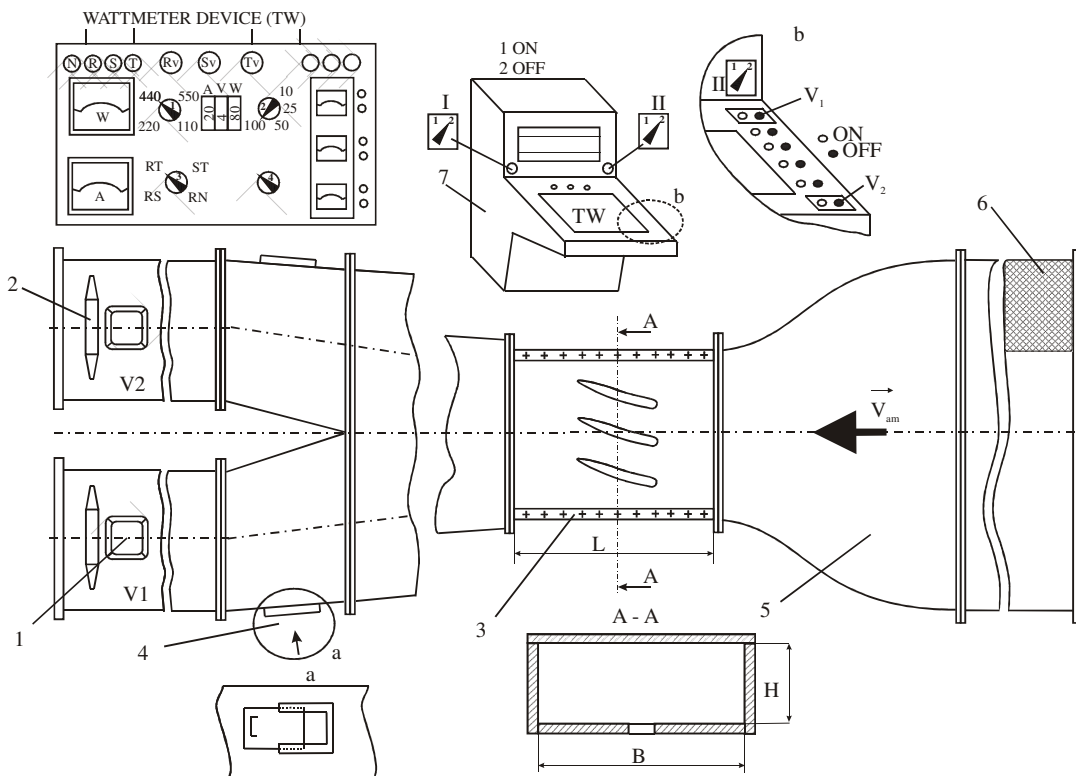


Fig.1.1 The wind tunnel of boundary layer and turbulence



Fig.1.2 Cascade of S profiles for t/l of 0.62 and attack angle $\alpha=5^\circ$

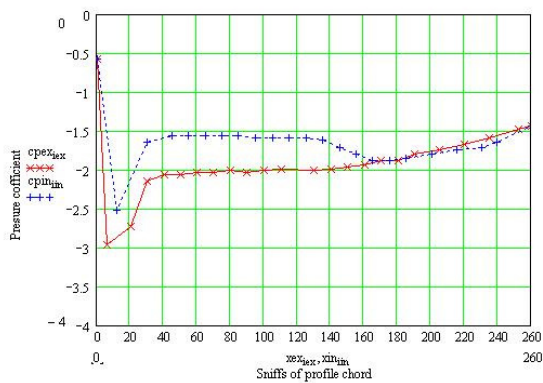


Fig.1.3 Variation of pressure coefficient along profile's chord for t/l of 0.62, $\alpha=5^\circ$, and $v_{am}=11.14$ m/s

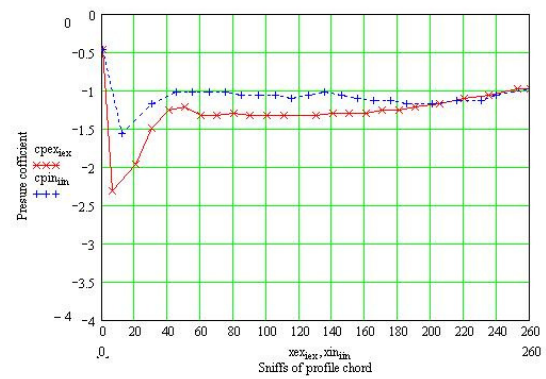


Fig.1.4 Variation of pressure coefficient along profile's chord for t/l of 0.62, $\alpha=5^\circ$, and $v_{am}=9.15$ m/s

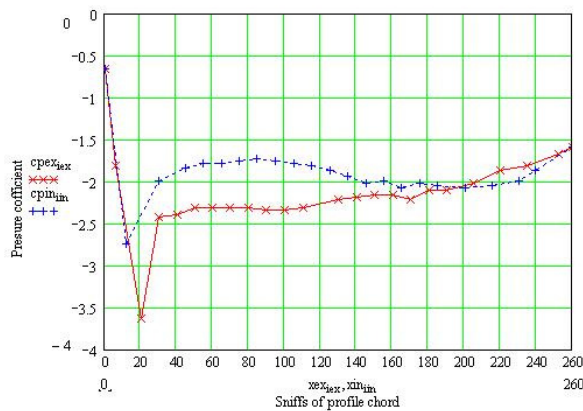


Fig.1.5 Variation of pressure coefficient along profile's chord for solidity t/l of 0.62, $\alpha=5^\circ$, and $V_{am}=16.88$ m/s

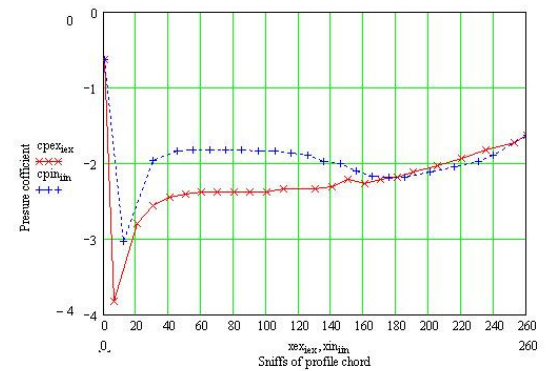


Fig.1.6 Variation of pressure coefficient along profile's chord for t/l of 0.62, $\alpha=5^\circ$, and $v_{am}=18.76$ m/s

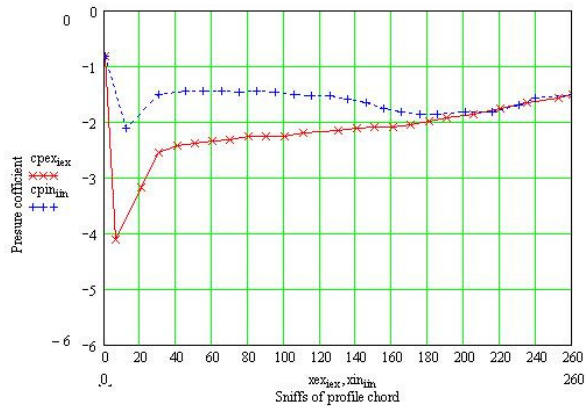


Fig.1.7 Variation of pressure coefficient along profile's chord for solidity t/l of 0.77, $\alpha=5^\circ$, and $v_{am}=9.93$ m/s

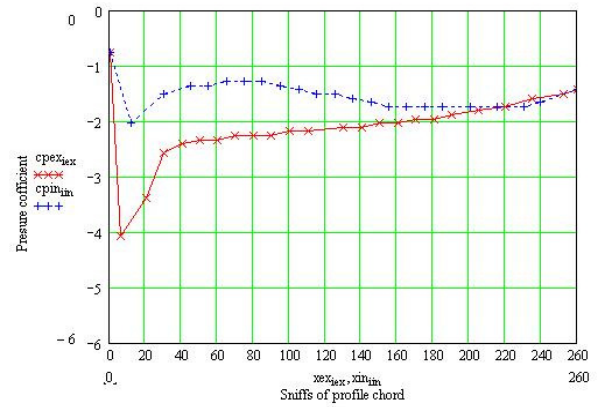


Fig.1.8 Variation of pressure coefficient along profile's chord for solidity t/l of 0.77, $\alpha=5^\circ$, and $v_{am}=6.63$ m/s

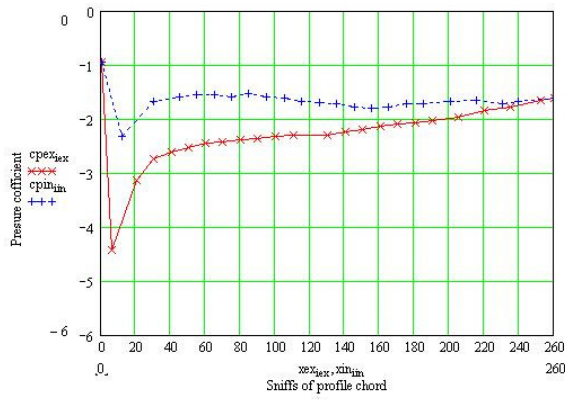


Fig.1.9 Variation of pressure coefficient along profile's chord for t/l of 0.77, $\alpha=5^\circ$, and $v_{am}=15.80$ m/s

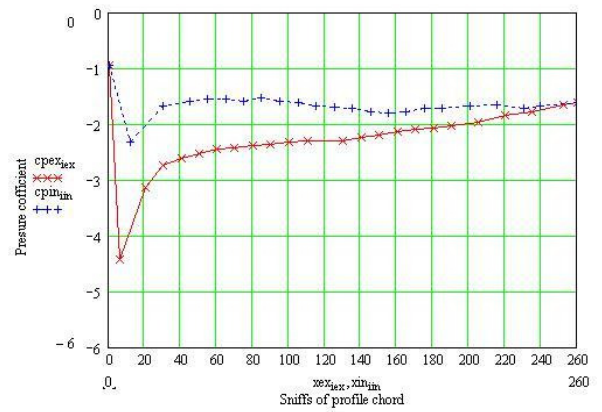


Fig.1.10 Variation of pressure coefficient along profile's chord for t/l of 0.77, $\alpha=5^\circ$, and $v_{am}=17.67$ m/s

SINTEZĂ ASUPRA REGLAJULUI MECANO-HIDRAULIC ȘI ELECTRO-HIDRAULIC REZISTIV DE VITEZĂ

prof.dr.ing.Constantin Bungău*, prof.dr.ing. Deacu Liviu,**

*Universitatea din Oradea, bungau@uoradea.ro

** Universitatea Tehnică Cluj-Napoca

Rezumat: În lucrare sunt prezentate posibilitățile de reglare a vitezei unui motor hidraulic la variația sarcinii. Sunt prezentate avantajele, dezavantajele și construcțiile efective ale acționărilor prin prisma reglajului automat de debit.

1. INTRODUCERE

Se știe că reglajul hidraulic rezistiv de viteză se realizează fie cu ajutorul droselilor fie cu ventilele reglatoare de debit.

Ventilele reglatoare de debit (VRD), spre deosebire de droselile, permit, între anumite limite, reglajul debitului și menținerea constantă a acestuia la variația sarcinii (a presiunii de sarcină p_s sau a presiunii p_0) sau a temperaturii uleiului (vâscozității). *Aceste ventile lucrează în reglaj automat.*

În stadiul actual al dezvoltării acestor ventile (marea majoritate cuprinse în cataloagele de azi) reglajul automat este unul de tip mecano – hidraulic.

În principiu, scopul unui VRD este acela de-a asigura conformitatea vitezei motorului cu viteza programată numită “trebuie”, v_t , în prezența perturbațiilor (sarcinii).

2. REGLAJUL DE DEBIT MECANO-HIDRAULIC

Se cunoaște că mărimea debitului Q care intră într-un motor hidraulic este dată de relația [1],[5]:

$$Q = \alpha_D \cdot S_{Dr} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_0 - p_s} \quad (1)$$

Stadiul actual al ofertei de VRD se referă, aproape exclusiv, la ventile cu reglaj mecano – hidraulic, bazat pe trei variante posibile prezentate în figurile 1, 2 și 3. În aceste figuri linia ondulată reprezintă legătura mecanică dintre rezistențe.

Toate cele trei variante cuprind:

- droselul D_r reglabil;
- comparatorul de presiuni C ;
- o semipunte cu rezistențe hidraulice R_i și R_e care poate fi, conform clasificării conținute în lucrarea [3],[4] semipunte de tip A, B sau C.

În figurile 1, 2 și 3 punctele îngroșate a, b și c situate pe cadrul conturat cu linie-punct (care conține VRD-ul) constituie orificiile de legătură ale aparatului cu pompa, motorul și rezervorul (numite în literatură impropriu și căi).

În toate trei cazurile viteza „este” (reală), v_e , a motorului se măsoară indirect prin măsurarea diferenței Δp , calcularea al debitului cu relația 1 și calculul vitezei cu relația

$v_e = \frac{Q}{A}$, deci cu două surse de erori.

Senzorul pentru Δp este constituit din cele două suprafețe frontale (f) ale pistonului comparatorului C (în schema constructivă a sertarului de comandă S), deplasarea acestuia corespunzând abaterii de reglaj ca diferență între Δp_t (“trebuie”) și Δp_e (“este”):

$$p_1 \cdot f = p_s \cdot f + F_a \quad (2)$$

unde F_a se poate exprima ca $p_a \cdot f$, de unde:

$$p_1 - p_s = \frac{F_a}{f} = ct. \quad (3)$$

în care prin tensionarea arcului, F_a , se programează mărimea “trebuie” a diferenței $p_1 - p_s = \Delta p_t$.

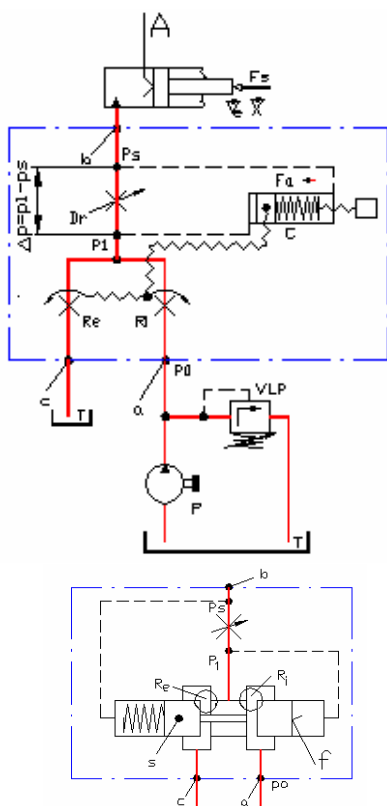


Figura 1. VRD cu semipunte A

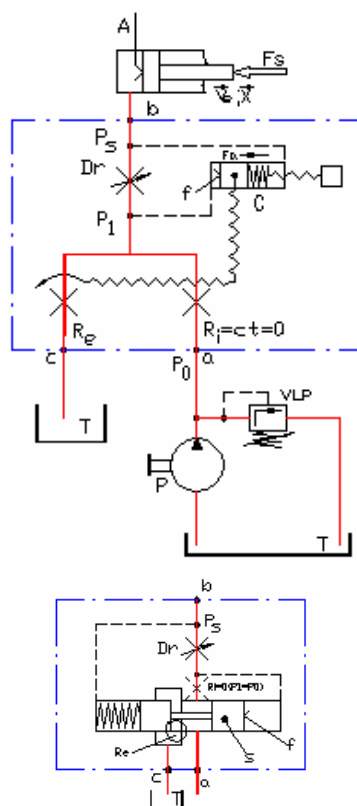
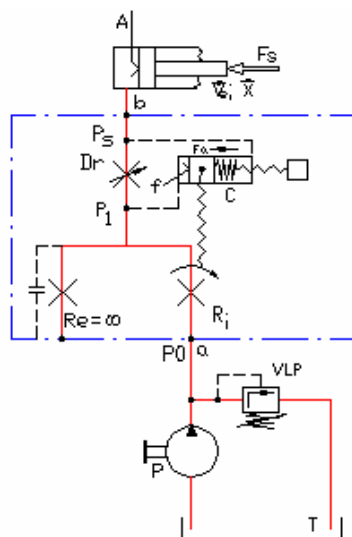


Figura 2. VRD cu semipunte B



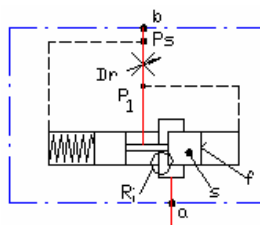


Figura 3. VRD cu semipunte C

Un prim dezavantaj este aici faptul că, prin deplasarea sertarului S tensiunea din arc (și deci Δp_t) variază, rezultând că mărimea programată nu rămâne constantă.

Al doilea dezavantaj se referă la faptul că sertarul S, având masă, deci inerție, comportarea dinamică a ventilului este limitată.

În toate cele trei cazuri, la o variație a sarcinii F_s , deci a presiunii p_s , rolul semipunților cu rezistențe de comandă este acela de-a produce (la același p_0) o variație a presiunii p_1 , astfel încât $p_1 - p_s$ să rămână constant. Este cunoscut faptul că performanțele (amplificările de viteză și de forță/presiune) a semipunții A sunt de două ori mai bune decât al celorlalte semipunți, construcția fizică fiind însă mai costisitoare [2]. Schemele din figura 5 și 6 se realizează doar prin comanda unei singure rezistențe ale semipunților.

În cazul semipunții B, care are rezistența $R_i = ct$, aceasta va provoca pe ea doar o cădere de presiune în raport cu p_0 , care poate fi evitată făcând $R_i = 0$ (nu există fizic această rezistență), iar sistemul în loc să fie caracterizat de presiune de alimentare constant va fi alimentat cu debit constant. Astfel, asemănător cu VRD cu "3 căi" presiunea de alimentare p_0 crește numai la valoarea $p_0 = p_s + \Delta p$ (principiul "load – sensing").

În cazul semipunții C, în prezența unei rezistențe $R_e \neq 0$ debitul prin aceasta n-ar constitui decât o pierdere inutilă și de aceea rezistența poate fi infinită (conductă închisă). De aceea ventilul are numai "2 căi".

Toate schemele prezentate au funcția de amplificator – regulator cu raportul de amplificare 1 (Δp_e nu se cere amplificat, deoarece este suficient de mare), iar rolul de actuator (motor de comandă a sertarului care constituie calea de reglaj) îl are tot pistonul comparatorului, deoarece are putere suficientă pentru a deplasa sertarul. *Toate funcțiile de reglaj automat sunt deci realizate pe cale mecano – hidraulică.*

Secțiunea de droselizare poate fi dispusă și la intrarea în semipuntea cu rezistențe (în R_i) figurile 4, 5 și 6.

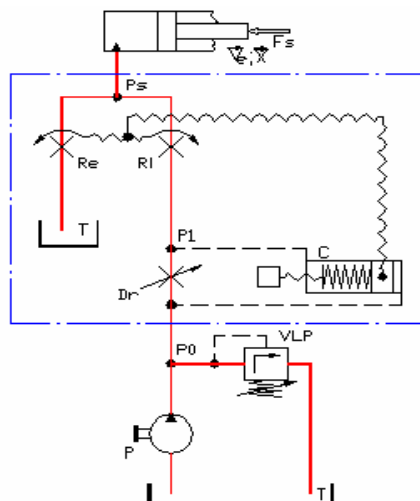


Figura 4. VRD cu drosel în aval, semipunte A

În cazul construcției cu semipunte C dacă $R_e \neq 0$, debitul spre R_i s-ar menține constant, dar cel spre motor, datorită debitului nereglat prin R_e va fi influențat. Sertarul în stare normală, datorită arcului, ține complet deschisă rezistența R_i astfel încât debitul droselului este maxim. Va trece un timp, până când reglajul automat aduce comparatorul în poziția “trebuie” timp în care motorul va fi accelerat mai intens decât se prevede. Acest lucru este agravat prin faptul că prin deplasarea sertarului în sensul de închidere a rezistenței R_i aceasta va “pompa” spre motor un debit $f \cdot v_s$, unde v_s este viteza sertarului.

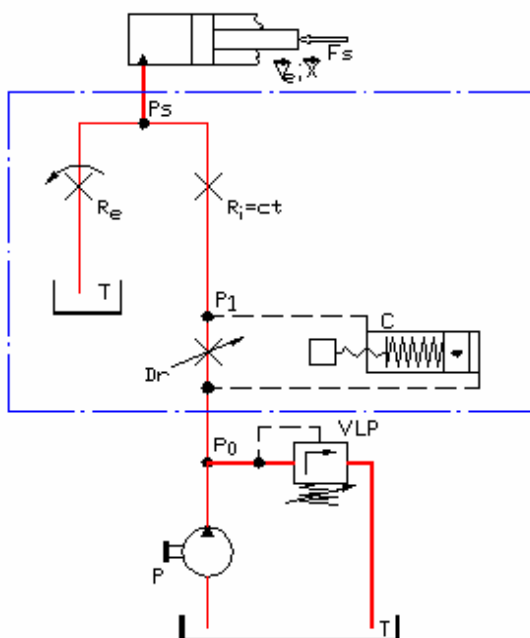


Figura 5. VRD cu drosel în aval, semipunte B

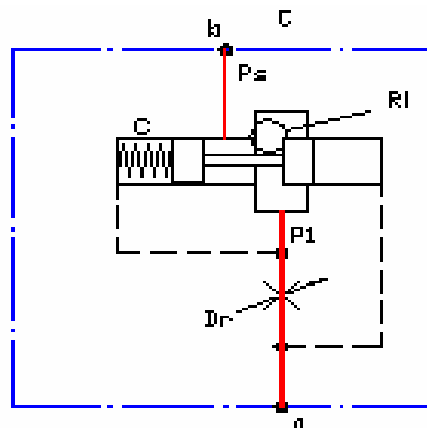


Figura 6. VRD cu drosel în aval, semipunte C

Același fenomen apare și la VRD – urile având droselul dispus după semipuntea cu rezistențe.

Asupra VRD convenționale influențează mărimi perturbatoare cum sunt debitele de drenaj și de compresie care cauzează abateri comportamentale. De aceea la constituirea schemelor aceste influențe trebuie minimizate prin următoarele măsuri:

- volumul de ulei V_0 dintre VRD și motor să fie cât mai mult micșorat pentru ca debitul de compresie Q_c :

$$Q_c = \frac{V_0}{E} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (4)$$

la o modificare de sarcină să fie mic;

- să se evite (elimine) incluziunile de aer, deoarece acestea duc la micșorarea lui E_0 și deci, la creșterea lui Q_c ;
- să nu se utilizeze furtune elastice, ca și conducte între VRD și motor, deoarece elasticitatea lor conduce la creșterea lui Q_c [6];
- pentru evitarea debitelor de drenaj între VRD și motor nu trebuie să existe ventile de distribuție care au aceste debite destul de mari;

Alt dezavantaj al acestor ventile este datorat dinamicii scăzute. Astfel, la pornirea instalațiilor cuprinzând VRD-uri apare, pentru scurt timp, așa numitul “salt la pornire” a motorului, adică atacarea acestuia cu debitul maxim din drosel, de obicei la sarcină aproape nulă. Aceasta se produce datorită comportării dinamice slabe a sertarului (masă relativ mare), deci a timpului relativ mare de răspuns la o excitație treaptă.

3. REGLAJUL REZISTIV DE VITEZĂ ELECTRO-HIDRAULIC

În principiu, scopul unui VRD este acela de a asigura conformitatea vitezei motorului cu cea programată („trebuie”, v_t), în prezența perturbațiilor (sarcinii).

Într-un reglaj automat aceasta presupune măsurarea continuă cu ajutorul unui senzor a vitezei reale („este”, v_e), compararea acesteia cu viteza programată, v_t (diferența constituind așa numita abatere de reglaj) și prezența unei entități (regulator) care să comande o modificare pe „calea de reglaj” având ca efect anularea abaterii.

Viteza se poate măsura direct cu un senzor de viteză (soluția cea mai corectă și bună) sau indirect prin măsurarea directă a debitului care pătrunde în motor (senzor de debit), soluție care implică erori datorită debitului de scurgere internă în motor. O altă soluție este măsurarea indirectă a debitului, prin măsurarea diferenței de presiune $\Delta p = p_0 - p_s$, soluția cea mai defavorabilă datorită, odată, incertitudinilor asociate coeficientului de

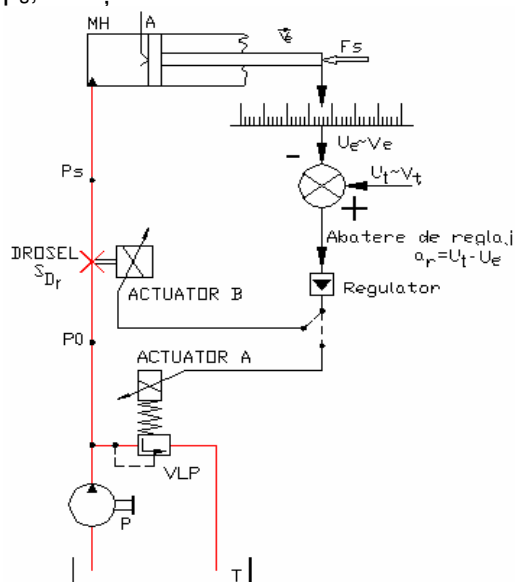


Fig 7. Reglaj automat de viteză la motoarele hidraulice

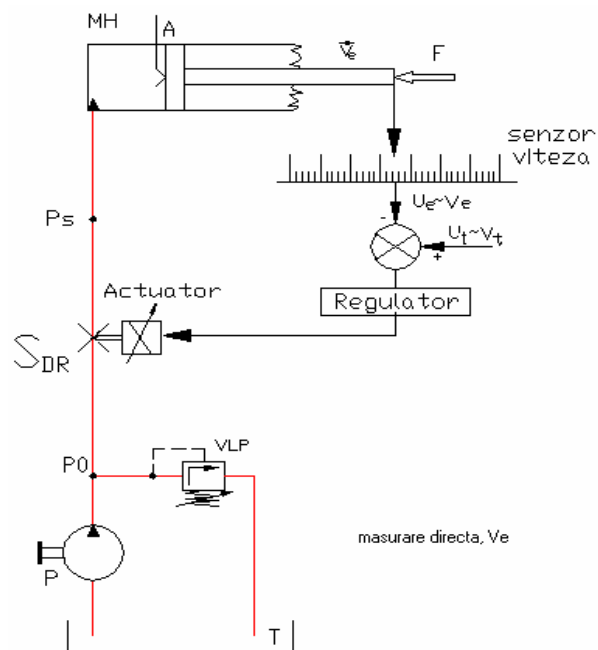


Figura 8. Reglaj de viteză cu senzor de viteză și reglaj pe drosel

debit α dar și a dependenței exponențiale $Q = f(\Delta p)$ din relația 1. Un reglaj automat de viteză pe cale hidraulică ideal trebuie să corespundă schemei proiectate din figura 7.

Din relația 1 rezultă că o variație a presiunii p_s (a forței de sarcină) poate fi compensată, în vederea menținerii constanței debitului, fie printr-o variație corespunzătoare a presiunii p_0 , variind forța exercitată de actuatorul A a ventilului limitator de presiune VLP, fie prin variația corespunzătoare a secțiunii droselului, S_{Dr} , comandat cu actuatorul B.

Autorii propun un reglaj electro-hidraulic ce cuprinde un senzor de viteză, comparator și regulator electronic și actuatori proporționali electromecanici (electromagnet proporțional).

O asemenea soluție asigură ca întregul circuit informațional să se realizeze electronic, cu inerții neglijabile și deci cu o dinamică superioară.

În figurile 8, 9 și 10 sunt proiectate reglaje automate de viteză cu corectare pe drosel[1]:

- în figura 8 măsurarea vitezei se face direct cu un senzor de viteză;

- în figura 9 viteza se măsoară indirect prin măsurarea debitului cu ajutorul unui senzor de debit;
- în figura 10 este folosit un senzor de presiune. pentru a sesiza variația vitezei motorului hidraulic.

În figurile 11, 12 și 13 reglajul de viteză se face cu corectare pe ventilul limitator de presiune proporțional (VLP). Întocmai ca și în cazurile precedente, măsurarea vitezei se poate face cu senzor de viteză (figura 13) sau, indirect, folosind senzor de debit, (figura 11) sau cu o măsurare de două ori indirectă, cu senzor de diferență de presiune, figura 12.

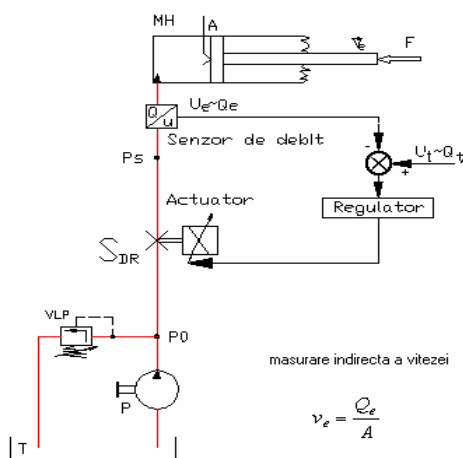


Figura 9. Reglaj de viteză cu senzor de debit și reglaj pe drosel

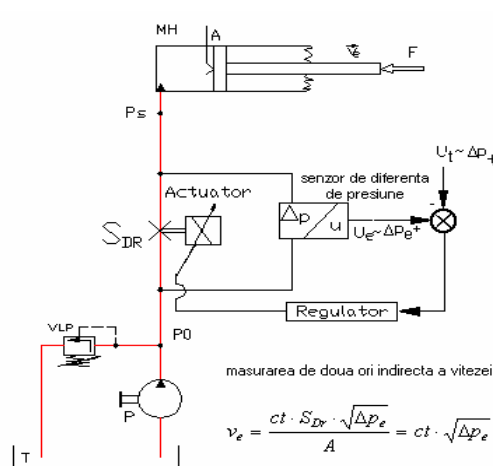


Figura 10. Reglaj de viteză cu senzor de diferență de presiune și reglaj pe drosel

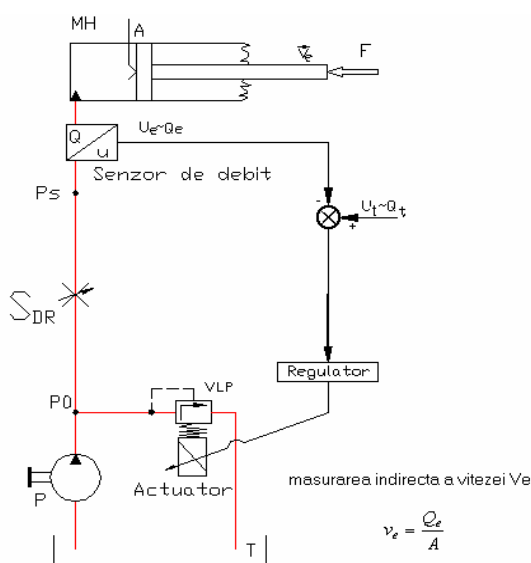


Figura 11. Reglaj de viteză cu senzor de debit ventilul limitator de presiune

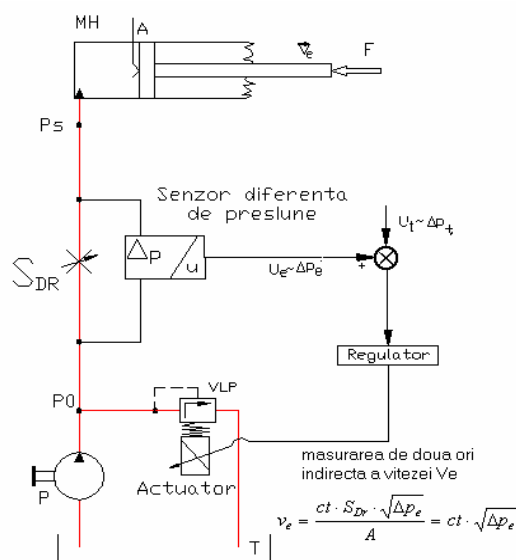


Figura 12. Reglaj de viteză cu senzor și reglaj pe de diferență de presiune și reglaj pe VLP

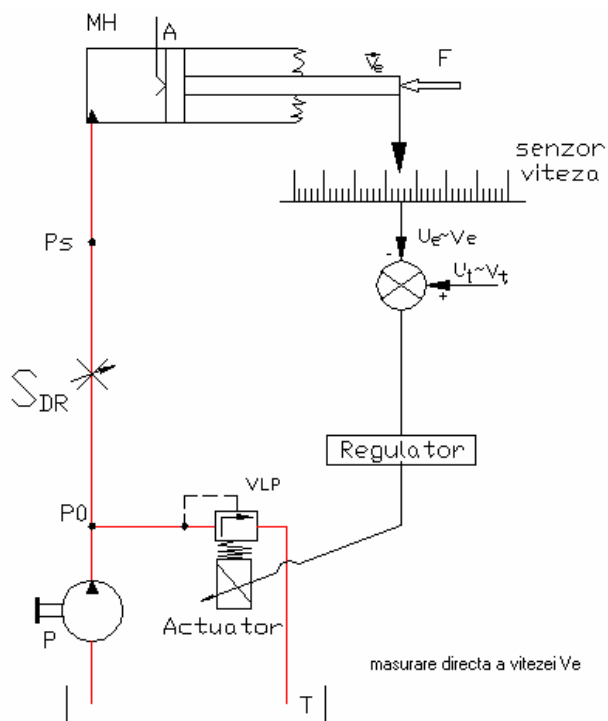


Figura 13. Reglaj de viteză cu senzor de viteză și reglaj pe ventilul limitator de presiune

4. CONCLUZII

Reglajul automat de viteză a motoarelor hidraulice când sarcina acestora variază poate fi realizat și printr-un reglaj digital adaptiv. Aceste reglaje pot funcționa după una din schemele de circuit propuse de autori. Prelucrarea semnalelor digitale poate fi efectuată de către un calculator de proces înzestrat cu un soft capabil de a prelua, prelucra și furniza semnale de comandă necesare funcționării procesului automatizat.

BIBLIOGRAFIE

1. BUNGĂU, C., Tehnica reglajului hidraulic de viteză, Editura Universității din Oradea, Oradea, 2005.
2. BAKE, W., Servohydraulik, RWTH Aachen, 1994
3. DEACU, L., BANABIC, D., RADULESCU, M., RAȚIU, C., Acționari hidraulice proporționale, TCMM, nr.2 (1987), 123-149.
4. DEACU, L., POP, I., Hidraulica mașinilor unelte, Tipografia Institutul Politehnic Cluj-Napoca, 1983.
5. MAZILU, I., MARIN, V., Sisteme hidraulice automate, Editura Academiei, București, 1982.
6. MURRENHOFF, H., BOES, C., ESCHMANN, R., MOSTERT, E., Stand der Entwicklung in der servopneumatischen Antriebstechnik. O + P "Ölhydraulik und Pneumatik" 39 (1995), Nr. 4.

ASPECTE TEORETICE PRIVIND CALCULUL ȘI DIMENSIONAREA SISTEMULUI DE FRÂNARE PNEUMATIC AL MIJLOACELOR DE TRANSPORT DIN AGRICULTURĂ

Dr.ing.Lucreția POPA, Dr.ing.Iosif COJOCARU,
Dr.ing.Radu CIUPERCĂ, Dr.ing.Ancuța NEDELCU
- INMA București-

Pentru a evita producerea accidentelor de circulație, este necesară o dimensionare corespunzătoare a sistemului de frânare ce echipază remorcile agricole, motiv pentru care se impune analiza influenței elementelor componente ale sistemului de frânare pneumatic asupra eficacității frânării.

La dimensionare se pornește de la anumite condiții inițiale și anume:

- masa totală maximă autorizată a remorcii;
- tipul constructiv al remorcii și al sistemului de frânare;
- sursa energetică;
- factorul de frânare reglementat.

Ne vom referi în continuare la cazul remorcii biaxe echipată cu sistem de frânare pneumatic.

Condiția de bază este ca momentul de frânare necesar din considerente dinamice $M_{fdinamic}$ să fie echilibrat de momentul de frânare capabil al sistemului de frânare $M_{fc sistem}$.

$$M_{fdinamic} = M_{fc sistem} \quad (rel.1)$$

I. Calculul forței de frânare și a momentului de frânare din considerente dinamice

Forțele și momentele ce acționează asupra remorcii biaxe frânate sunt reprezentate în fig.1. unde:

$$M_{fd} = r_d \cdot F_f \quad (rel.2)$$

M_{fd} = momentul de frânare dinamic la roată;

r_d = raza dinamică a roții;

F_f = forța de frânare la roată;

în care:

$$F_f = F_i \pm R_p - R_r \quad (rel.3)$$

F_i = forța de inerție a remorcii;

Forțele, momentele și reacțiunile care

R_p = forța de rezistență la pantă;

acționează asupra remorcii biaxe frânate

R_r = forța de rezistență la rulare.

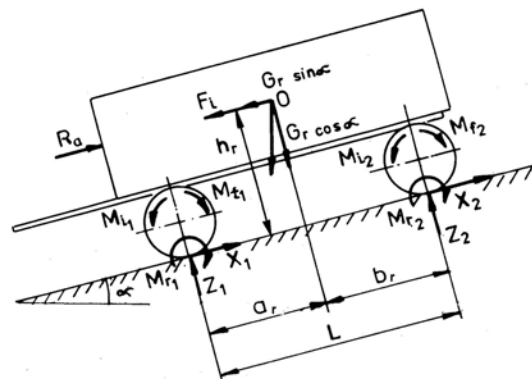


Fig.1 – Remorca biaxă frânată

$$F_i = m_r \cdot \ddot{x}_r + \frac{n \cdot J_r}{r_{dr}^2} \cdot \dot{v}_{pr} \quad (rel.4) \quad R_r = f \cdot Z_1 + f \cdot Z_2 = f \cdot G_r \cos \alpha \quad (rel.5)$$

(rel.7)

În momentul frânării remorcii biaxe are loc un transfer de sarcină pe puntea față a acesteia, motiv pentru care reacțiunile normale se modifică, având în această situație următoarele expresii:

Notățiile au următoarele semnificații:

$Z_{1 din \alpha}$ = reacțiunea normală pe puntea față a remorcii în regim dinamic de frânare;

$$Z_{2 din \alpha} = \frac{G_r}{L} \left[a \cdot \cos \alpha - h_r \left(\sin \alpha + \frac{\ddot{x}_r}{g} \delta_{rf}' \right) \right] \cdot \delta_{rf}' \quad (rel.8)$$

- $Z_{2 \text{ din } \alpha}$ = reacțiunea normală pe puntea spate a remorcii în regim dinamic de frânare;
 G_r = greutatea remorcii;
 L = ampatamentul remorcii;
 a = distanța de la centrul de masă la osia față a remorcii;
 h_r = ordonata centrului de masă;
 α = unghiul pantei;
 $\ddot{x}_r$ = decelerația maximă a remorcii frânate;
 δ'_{rf} = coeficientul maselor în mișcare de rotație.

Valoarea maximă a acestor reacțiuni se înregistrează la limita de aderență, expresiile reacțiunilor normale maxime având următoarele relații:

- *puntea față:*

$$Z_{1 \max \alpha} = G_r \left(\frac{b + \varphi \cdot h}{L} \right) \cos \alpha \quad (\text{rel.10})$$

- *puntea spate:*

Înlocuind în rel.1 se obține noua formulă pentru forța de frânare, la deplasarea remorcii pe o pantă

$$Z_{2 \max \alpha} = \frac{G_r}{L} (a - \varphi \cdot h) \cos \alpha \quad (\text{rel.11})$$

de unghi α :

$$F_{f \alpha} = G_r \cdot \left(\frac{\ddot{x}_r \cdot \delta'_{rf}}{g} \pm \sin \alpha - f \cdot \cos \alpha \right) \quad (\text{rel.12})$$

Corespunzător acestei forțe, relația momentului de frânare la roată va avea expresia:

Valorile maxime ale forței de frânare și momentului de frânare se obțin la limita de aderență (rel.14

$$M_{f \alpha} = r_d \cdot G_r \cdot \left(\frac{\ddot{x}_r \cdot \delta'_{rf}}{g} \pm \sin \alpha - f \cdot \cos \alpha \right) \quad (\text{rel.13})$$

$$F_{f \max \alpha} = \varphi \cdot Z_r - f \cdot Z_r = (\varphi - f) \cdot G_r \cdot \cos \alpha \quad (\text{rel.14})$$

și respectiv rel.15).

Se poate constata dependența forței de frânare și a momentului de frânare de natura și starea

$$M_{f \max \alpha} = r_d \cdot F_f = r_d \cdot (\varphi - f) \cdot G_r \cdot \cos \alpha \quad (\text{rel.15})$$

suprafeței pe care se deplasează agregatul, prin intermediul coeficientul de aderență φ , al coeficientului de rezistență la rulare f , de unghiul pantei α . Raza dinamică a roții și greutatea remorcii sunt prestabilite din condițiile inițiale.

II. Calculul forței de frânare și a momentului de frânare din considerente constructive

Momentul de frânare pe care poate să-l realizeze un sistem de frânare este dependent de o multitudine de elemente constructive.

$$M_{fc} = M_{f1} + M_{f2} \quad (\text{rel.16})$$

$$M_{f1} = F_{f1} \cdot r_t \quad (\text{rel.17})$$

$$M_{f2} = F_{f2} \cdot r_t \quad (\text{rel.18})$$

M_{f1} = momentul de frânare la sabotul primar;
 M_{f2} = momentul de frânare la sabotul secundar;
 r_t = raza tamburului.

$$M_{fc} = F_{f1} \cdot r_t + F_{f2} \cdot r_t = (F_{f1} + F_{f2}) \cdot r_t \quad (\text{rel.19})$$

Având în vedere elementele constructive din componența frânei pneumatice, pentru forțele de frânare se pot scrie următoarele expresii:

$$F_{f1} = \frac{S_{1,2} \cdot \mu \cdot (h + l_N) \cdot \beta}{a \cdot (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1) - \mu \cdot [r_t \cdot \beta - a \cdot (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0)]} \quad (\text{rel.20})$$

$$F_{f2} = \frac{S_{1,2} \cdot \mu \cdot (h - l_N) \cdot \beta}{a \cdot (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1) + \mu \cdot [r_t \cdot \beta - a \cdot (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0)]} \quad (\text{rel.21})$$

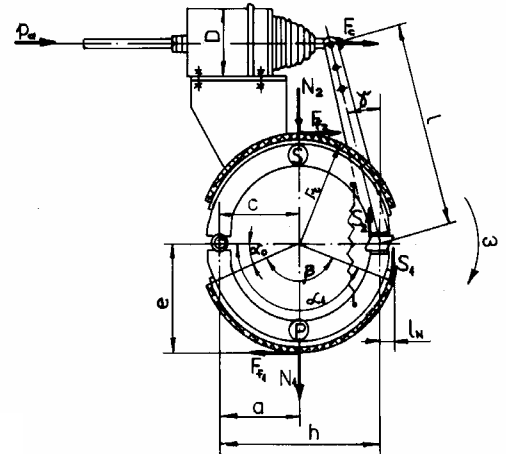
β = unghiul de înfășurare al saboților ($\beta = \alpha_1 - \alpha_2$);
 μ = coeficientul de frecare al garniturilor de fricțiune.

Forța de acționare a saboților $S_{1,2}$ este exprimată prin relația 22:

în care:

$$S_{1,2} = p_a \cdot \frac{\pi D_c^2}{4} \cdot \frac{l \cdot \cos \gamma}{l_N} \quad (\text{rel.22})$$

p_a = presiunea de alimentare a cilindrului pneumatic;
 D_c = diametrul cilindrului;
 γ = unghiul pârghiei de acționare cu verticala;
 i_T = raportul de transmitere al pârghiei de acționare ($i_T = b/a$);
 l = lungimea pârghiei de acționare a camei;
 l_N = distanța de la punctul de aplicație al forței la punctul de articulație al camei;
 a, b = lungimi de la pârghia dispozitivului de comandă;
 h = distanța de la punctul de aplicație al forței la centrul articulației saboților.



Calculul momentelor de frânare

Făcându-se înlocuirile în rel.17 și rel.18 se obțin formulele de calcul pentru momentele de frânare pe care le pot realiza sistemele de frânare pneumatic și anume:

$$M_{fc_{1,2}} = r_t \cdot \frac{p_a \cdot \frac{\pi D_c^2}{4} \cdot \frac{l \cdot \cos \gamma}{l_N} \cdot \mu \cdot (h \pm l_N) \cdot \beta}{a \cdot (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1) \mp \mu \cdot [r_t \cdot \beta - a \cdot (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0)]} \quad (\text{rel.23})$$

Semnul superior este pentru sabotul primar;
 Semnul inferior este pentru sabotul secundar.

CONCLUZII

Pentru dimensionarea corespunzătoare a sistemului de frânare ce echipează o remorcă, se parcurg două etape:

ETAPA I

Se pornește de la condițiile inițiale prestabilite:

- masa totală maximă autorizată;
- tipul constructiv al remorcii;
- sursa energetică;
- factorul de frânare reglementat,

și se determină momentul de frânare necesar în aceste condiții - M_{fd} .

ETAPA II

În etapa a doua, se dimensionează elementele constructive ale sistemului de frânare, astfel încât momentul de frânare prestabilit din condițiile inițiale să fie echilibrat de momentul de frânare constructiv.

Parametrii de frânare ce pot fi modificați pentru obținerea efectului dorit sunt:

- dimensiunile tamburului ($D_t \times b$);
- natura și dimensiunile garniturii de fricțiune (μ, p_0, r_t, β);
- diametrul cilindrului de frânare (D_c);
- lungimea elementelor de acționare a camei \ pârghiei;
- poziția camei \ pârghiei față de articulația saboților (unghiul γ).

Pe baza acestor considerente au fost dimensionate și realizate o serie de osii cu frână pneumatică, care echipează remorcile și semiremorcile proiectate în INMA București, Laboratorul Transporturi și realizate fizic la diverși producători de profil din țară.

BIBLIOGRAFIE

1. Lucreția Popa, Teză de doctorat ***“Cercetări privind influența parametrilor constructivi și funcționali ai sistemelor de frânare asupra performanțelor de frânare ale remorcilor agricole”***, Brașov 2004
2. Gheorghe Frățilă, ***“Sisteme de frânare ale autovehiculelor”***. Editura Tehnică. București-1986.

CERCETARI TEORETICE ASUPRA UNITATILOR DE TRANSLATIE PE O AXA

Drd. Ing. Adrian MIREA¹mat. Ing. Gabriel RADULESCU²dr. Ing. Gabriela MATACHE²¹ S.C. ROMFLUID S.A.² INOE 2000 - IHP

REZUMAT

Lucrarea prezinta cercetarile teoretice realizate pe unitatile de translatie pe o axa, asupra componentelor ce alcatuiesc unitatea de translatie, precum si modelarea matematica atat asupra fiecarei componente a unitatii precum si a intregii unitati. S-au aratat de asemenea ipotezele simplificatoare necesare pentru realizarea unui model matematic ce va fi validat experimental.

1. INTRODUCERE

Unitatile de translatie reprezinta cel mai important element de executie existent la organele de lucru ale robotilor industriali si au aparut in campul echipamentelor hidraulice ca un raspuns concret la cresterea cerintelor de dinamica primite din aviatie, care apoi au fost extinse in multe domenii industriale, ca urmare a ridicarii performantelor tehnico-economice ale proceselor specifice acestora.

a. Clasificarea unităților de translație pe o axă

Principalul criteriu al clasificării este viteza de răspuns a unității care este dictată de natura elementului de comanda.

TIP UNITATE	TIP ELEMENT	FUNCTIE DE TRANSFER	TIP APARAT
LENTA	Proportional	$W(s) = k_{\xi} \frac{\partial x}{\partial t} \Big _{t=0}$	Distribuitor proporțional
NORMALĂ	Întârzietor de ordinul I	$W(s) = \frac{k_{xi}}{T_{sv} \cdot s + 1}$	Servovalvă cu două etaje
RAPIDĂ	Întârzietor de ordinul II	$W(s) = \frac{K_{xi}}{\left(\frac{s}{\omega}\right)^2 + 2D\left(\frac{s}{\omega}\right) + 1}$	Servovalvă cu trei etaje

b. Componenta unitatii de translatie pe o axa

c.

Conform figurii 1 componentele principale sunt:

- Motorul liniar de tip cilindru cu dubla actiune si tija bilaterala cu deplasarea „y” a cărui tijă este solidară cu traductorul de cursă care prin deplasarea „y” induce o variatie a marimii electrice „U”.
- Servovalva având în general 2 sau 3 etaje și care conform figurii 1 se compune din motor de cuplu (I), preamplificator (II) care conține sistemul duză-clapetă și amplificatorul (III) care primește debitul de la o pompă cu debit constant la presiunea p_0 și alimentează circuitele motorului liniar la presiunile p_1 și p_2
- Servocontrolerul care este un regulator proporțional care compară tensiunea instantanee dată de traductorul de cursă „U” și tensiunea reglată U_0 de reglajul de comandă.

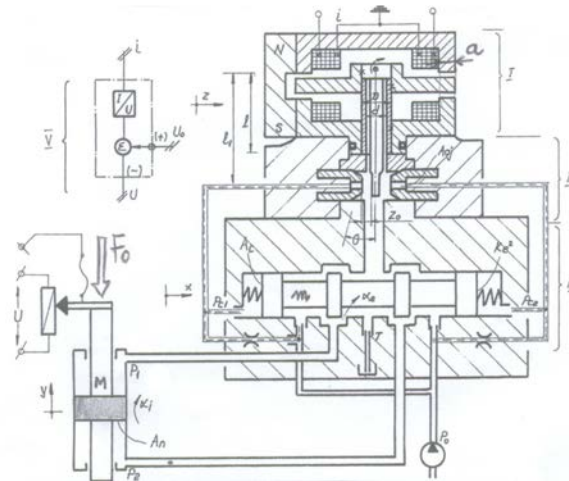


Fig.1

2. MODELE MATEMATICE

Tratarea clasică a subiectului se face în raport cu schema semiconstructivă prezentată în figura 2.

a) Funcționarea sistemului constă în următoarele:

Reglând tensiunea $U_0(y_0)$ a servocontrolerului (SC) prin potențimetrul de comandă și convertind-o în curent se alimentează etajul electric al servovalvei (SW) care comandă deplasarea „y” a cilindrului hidraulic.

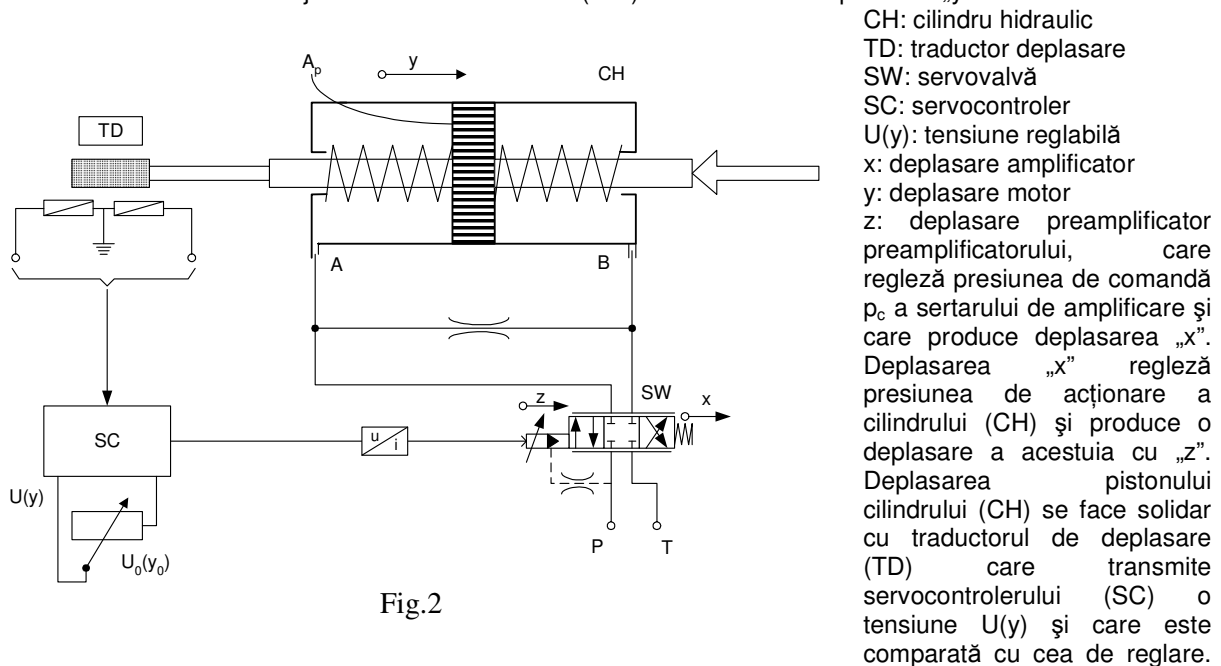


Fig.2

(SC) include un modul de calcul și amplificare a erorii de urmărire și un generator de semnal Dither.

b) Componenta modelului matematic

- Debitul prin servovalvă

$$Q_{SV}(x, p) = k_{Qx} x \sqrt{1 - |x| \frac{P_A - P_B}{p}}; k_{Qx} \text{ factor de amplificare} \quad (1.1)$$

- Ecuația de mișcare a sertarului servovalvei

$$\frac{1}{\omega_0^2} \ddot{x} + \frac{2 \cdot \xi}{\omega_0} \dot{x} + x = k_{xi} \cdot i \quad (1.2)$$

ω_0 pulsația naturală a sistemului, ξ factorul de amortizare, k_{xi} factor amplificare

- Ecuația de continuitate distribuitor – cilindru

$$Q_{SV} = A_p \cdot \dot{y} + k_1 \cdot p + \frac{A_p^2}{R_H} \cdot \dot{p} \quad (1.3)$$

A_p aria pistonului cilindrului, R_H rigiditatea hidraulică a motorului, k_1 coeficientul de curgere laminară
- Ecuația de mișcare a cilindrului

$$\ddot{y} + f_v \cdot \dot{y} + \omega_1^2 \cdot y = a_1 \cdot p + a_0 \quad (1.4)$$

f_v coeficient fluid, ω_1 pulsația naturală a motorului

- Ecuația traductorului de poziție

$$U = k_T \cdot y \quad (1.5)$$

k_T constanta traductorului

- Ecuația comparatorului electronic

$$\varepsilon = U_0 - U(y) \quad (1.6)$$

ε eroarea de reglare

- Ecuația generatorului de curent

$$i = k_{ie} \cdot \varepsilon \quad \text{factor de conversie} \quad (1.7)$$

c) Integrarea sistemului se poate face:

- Direct cu condiția liniarizării ecuației debitului sub forma

$$Q_{SV} = k_{Qx} \cdot x - k_{op} \cdot p$$

- Numeric în forma neliniară pentru diferite semnale $U_0(t)$

d) Integrarea sistemului conduce la următoarele concluzii

- Alegerea unei servovalve de capacitate mare asigură un răspuns performant. Regimul are un caracter aperiodic iar constanta de timp $T_{ar} \sim 4 \cdot 10^{-2}$ s

- variația bruscă a forței la tija provoacă „alunecare” neglijabilă a sistemului (exemplu creșterea de la 0...30 Mpa ca răspuns la un semnal în treaptă de mică amplitudine conduce la o reducere temporară de cursă de $5 \cdot 10^{-6}$ m la o cursă totală de $2 \cdot 10^{-3}$ m)

- la aceeași constantă de timp viteza de răspuns depinde de mărimea servovalvei

- la mase inerțiale mici antrenate în acționare nu sunt probleme cu stabilitatea.

3. MODEL MATEMATIC LINIARIZAT PENTRU UNITĂȚI DE TRANSLAȚIE PE O AXĂ

Descrierea se face în corespondență cu Figura 1.

a. Etajul de comandă

Liniarizarea ecuației cuplului activ al motorului de comandă, precum ecuația de debit în preamplificatorul duză – clapetă conduc la ecuația (2). Sistemul de ecuații care descriu etajul de comandă este următorul:

- Momentul activ al motorului de cuplu

$$M_a = k_1 \cdot i + k_2 \cdot \theta \quad (2)$$

în care:

k_1 : constanta de cuplu a convertizorului

k_2 : elasticitatea magnetică

- Momentul rezistent datorat tubului arc și a reacțiunii paletelor

$$M_r = k_a \theta + l_1 \cdot \Delta F \begin{cases} \Delta F = A_{aj} \cdot \Delta p_c - 8 \cdot \pi \cdot C_{DA}^2 \cdot z_0 \cdot p_0 \cdot z_0 \\ k_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot E \cdot (D^4 - d^4)}{64 \cdot l_1} \end{cases} \quad (3)$$

unde:

$$\Delta p_c = p_{c1} - p_{c2}$$

A_{aj} aria ajutorului

C_{DA} coeficientul de ungere

E modulul elastic

D, d, l_1 dimensiunile tubului arc

- Debitul în sistemul duză - paletă

$$Q_C = k_Q^I \cdot z - k_C^I \Delta p_C \begin{cases} k_Q^I = C_{DA} \cdot \pi \cdot D_A \cdot \sqrt{\frac{p}{\rho}} \\ k_C^I = 2 \cdot C_{DA} \cdot \pi \cdot D_A \cdot \frac{z_0}{\sqrt{\rho \cdot p_0}} \end{cases} \quad (4)$$

unde:

D_A : diametrul ajutajului
 p_0 : presiunea de intrare
 ρ : densitatea fluidului
 z_0 : întrefierul hidraulic
 $z = l_1 \cdot \theta$

b. Etajul amplificator constituit de bucsă și sertarul distribuitorului

- Ecuația conservării debitului:

$$Q_C = A_c \cdot \dot{x} + \frac{W_c}{2 \cdot E} \cdot \frac{d}{dt} (p_{c1} - p_{c2}) \quad (5)$$

unde:

A_c : aria de comandă
 E : modulul elastic al fluidului
 W_c : volumul camerei de comandă

Dacă $w_c \sim 1 \text{ cm}^3$ iar $E \sim 10^5 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$ rezultă $\frac{W_c}{2 \cdot E} \sim 10^{-5}$ deci neglijabil. În consecință:

$$Q_C \cong A_c \cdot \dot{x} \quad (5.1) \text{ deoarece } A_c \cdot \dot{x} \sim 10 \text{ și } \frac{W_c}{2 \cdot E} \cdot \frac{d}{dt} (p_{c1} - p_{c2}) \sim 10^{-3}$$

- Ecuația conservării cantității de mișcare

$$m \cdot \ddot{x} + f_s \cdot \dot{x} + k_{l2} \cdot x = A_c \cdot (p_{c1} - p_{c2}) \quad (6)$$

unde :

$$f_s = \frac{\pi \cdot \eta \cdot l_s \cdot D_c}{2 \cdot j_c} \text{ coeficientul vâscos iar}$$

η : vâscozitate dinamică; l_s acoperirea; D_c diametrul sertarului; j_c : jocul sertar-bucșă; m : masa sertarului; k_{l2} : rigiditatea arcului

c. Motor liniar

- Conservarea debitului în motor. Debitele la cele două intrări

$$Q_1 = A_{n1} \cdot \dot{y} + \frac{W_{c1}}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt} + \alpha_e \cdot (p_0 - p_1) + \alpha_i \cdot (p_1 - p_2) \quad (7.1)$$

α_e coeficient pierderi în distribuitor

α_i coeficient pierderi în motor

A_n secțiune activă

$$Q_2 = A_{n2} \cdot \dot{y} + \frac{W_{c2}}{E} \cdot \frac{dp_2}{dt} + \alpha_e \cdot (p_2 - p_T) \quad (7.2)$$

Media debitelor

$$Q_m = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = A_n \cdot \dot{y} + \frac{W_n}{2 \cdot E} \cdot \frac{d(p_1 - p_2)}{dt} + \alpha_n \cdot (p_1 - p_2) + \alpha \frac{p_0 - p_T}{2} \quad (8)$$

În care:

$$\begin{cases} w_{c1} = W_1 + A_n \cdot y \\ w_{c2} = W_2 - A_n \cdot y \end{cases} \quad W_1 = W_2 = \frac{W_n}{2} \quad \text{și} \quad \alpha_n = \frac{\alpha_e + \alpha_i}{2}$$

- Ecuația conservării cantității de mișcare a cilindrului hidraulic

$$M \cdot \ddot{y} + f_r \cdot \dot{y} + 2 \cdot k_{R1} \cdot y + F_0 = A_n (p_1 - p_2) \quad (9)$$

unde:

M : masa ansamblului mobil

$$f_v = \frac{\pi \cdot \eta \cdot l_n \cdot D_n}{2 \cdot j_n} \text{ coeficient vascos}$$

F_0 : forta perturbatoare

- Ecuația traductorului

$$U = k_T \cdot y \quad (10)$$

k_T constanta traductorului

- Ecuația regulatorului electronic proporțional

$$i = k_R \cdot U \quad (11)$$

k_R coeficientul de amplificare

4. ELEMENTELE STUDIULUI ÎN DOMENIUL FRECVENȚEI

Reunind ecuațiile sistemului în care facem egalitatea între (2) și (3) rezultă în final

$$k_1 \cdot i = l_1 \cdot A_{aj} \cdot (p_{c1} - p_{c2}) - \left(\frac{k_1 + k_a}{l_1} + 8 \cdot \pi \cdot l_1 \cdot C_{DA}^2 \cdot z_0 \cdot p_0 \right) \cdot z \quad (12.1)$$

$$Q_c = k_Q^I \cdot z - k_C^I \cdot p \quad (12.2)$$

$$Q_c = A_c \cdot \dot{x} \quad (12.3)$$

$$m \cdot \ddot{x} + f_s \cdot \dot{x} + k_{l2} \cdot x = A_c \cdot (p_{c1} - p_{c2}) \quad (12.4)$$

$$Q_n = A_n \cdot \dot{y} + \frac{W_N}{2 \cdot E} \cdot \frac{d(p_1 - p_2)}{dt} + \alpha_N \cdot (p_1 - p_2) + \alpha_i \cdot \frac{p_0 - p_T}{2} \quad (12.5)$$

$$M \cdot \ddot{y} + f_v \cdot \dot{y} + 2 \cdot k_{R1} \cdot y + F_0 = A_n \cdot (p_1 - p_2) \quad (12.6)$$

$$U = k_T \cdot y \quad (12.7)$$

$$i = k_R \cdot U \quad (12.8)$$

Considerând neglijabili α ; $\frac{p_0 - p_T}{2}$ și luând $F_0 = 0$ aplicând operatorul Laplace ale ecuațiilor (12) devin

având în vedere că:

$L(x) = X(s)$; $L(y) = Y(s)$; $L(z) = Z(s)$; $L(i) = I(s)$; $L(p_c) = P_c(s)$; $L(p_n) = P_n(s)$; $L(Q_c) = Q(s)$

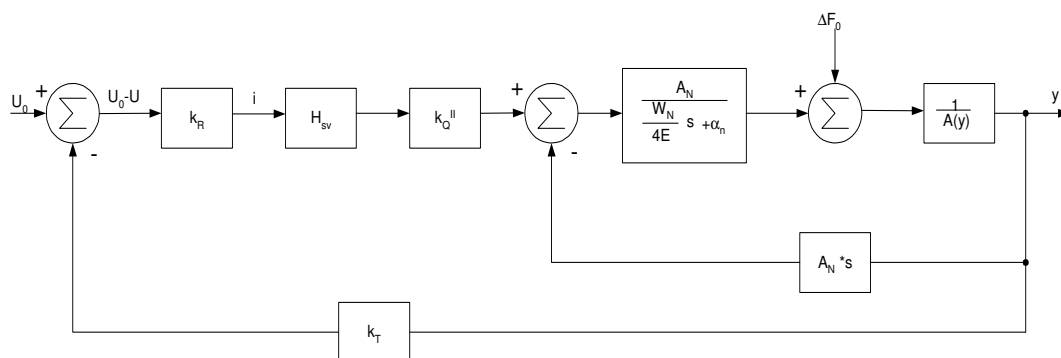


Fig.3

$$k_1 \cdot I(s) = l_1 \cdot A_{aj} \cdot P_c(s) - \left(\frac{k_1 + k_a}{l_1} + 8 \cdot \pi \cdot l_1 \cdot C_{DA}^2 \cdot z_0 \cdot p_0 \right) \cdot Z(s) \text{ cu } s = j \cdot \omega$$

$$Q_c(s) = k_Q^I \cdot Z(s) - k_C^I \cdot P_c(s)$$

$$Q_c(s) = A_c \cdot s \cdot X(s)$$

$$A_c \cdot P_c(s) = (m \cdot s^2 + f_s \cdot s + k_l) \cdot X(s)$$

$$Q_n(s) = A_n \cdot s \cdot Y(s) + \frac{W_N}{2 \cdot E} \cdot s \cdot P_n(s)$$

$$A_N \cdot P_N(s) = (M \cdot s^2 + f_v \cdot s + 2 \cdot k_{R1}) \cdot Y(s)$$

$$U(s) = k_T \cdot Y(s)$$

$$I(s) = k_R \cdot U(s)$$

Schema funcțională echivalentă a sistemului este redată de figura 3.

în care H_{SV} este funcția de transfer a servovalvei iar $\bar{A}(y) = M \cdot s^2 + f_v \cdot s + 2 \cdot k_{R1}$; masa mobilă M , coeficientul de frecare vâscoasă f_s , rigiditate arc k_{R1} .

Schema funcțională echivalentă a servovalvei este redată de figura 4.

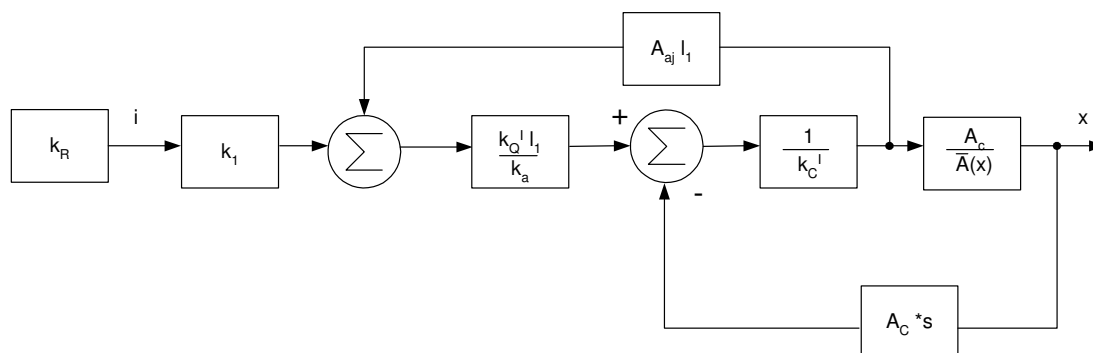


Fig.4

în care $\bar{A}(x) = m \cdot s^2 + f_v \cdot s + 2 \cdot k_{l2}$ cu : m masa sertarului; f_s coeficient frecare vâscoasă; k_{l2} rigiditate arc centrare.

Schema funcțională devine figura 5

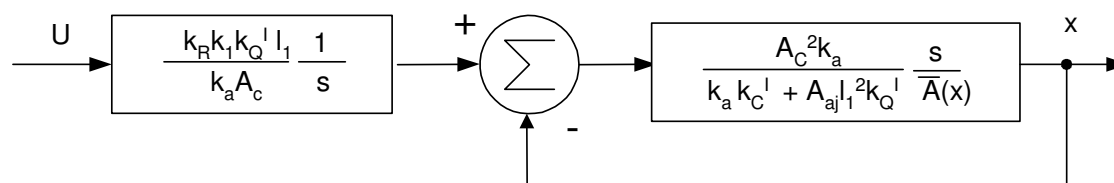


Fig. 5

Funcția de transfer a servovalvei

Notând

$$W_A = \frac{k_R \cdot k_1 \cdot k_Q^I \cdot I_1}{k_a \cdot A_c} \cdot \frac{1}{s} \quad \text{și} \quad W_B = \frac{A_c^2 \cdot k_a}{(k_a \cdot k_c^I + A_{aj} \cdot I_1^2 \cdot k_Q^I)} \cdot \frac{1}{\bar{A}(x)} \quad (14)$$

funcția de transfer pentru servovalvele sistemelor rapide:

$$H_{sv}(s) = \frac{W_A \cdot W_B}{1 + W_B} \quad (15)$$

Daca se neglijează masa sertarului amplificator „m” și coeficientul de frecare vâscoasă „f_s” al sertarului, funcția de transfer devine:

$$H_{sv}(s) = \frac{k_0}{1 + T_0 \cdot s} \quad (16)$$

în care:

$$k_0 = \frac{l_1 \cdot A_c \cdot k_R \cdot k_l \cdot k_Q^I}{k_a \cdot k_c^I + A_{aj} \cdot l_1^2 \cdot k_Q^I} \cdot \frac{1}{\bar{A}(x)}$$

$$T_0 = \frac{A_c^2 \cdot k_a}{k_a \cdot k_c^I + A_{aj} \cdot l_1^2 \cdot k_Q^I} \cdot \frac{1}{\bar{A}(x)}$$

Schema funcțională echivalentă este redată de figura 6

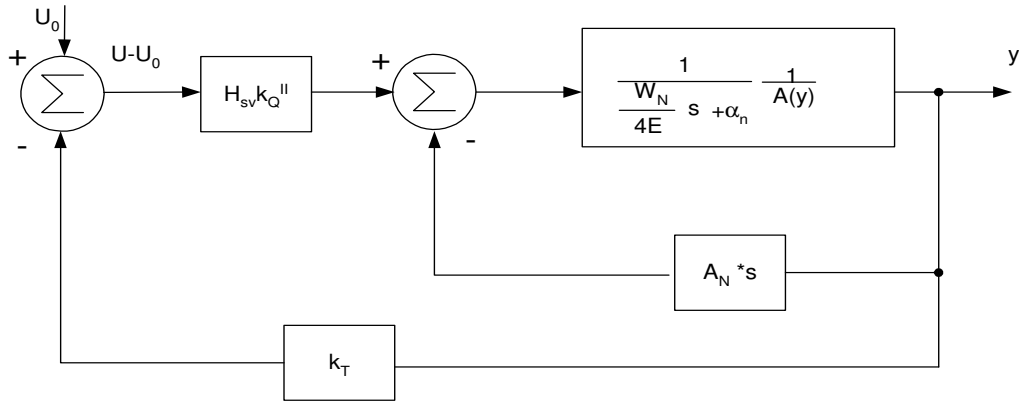


Fig.6

Funcția de transfer a unității de translație pe o axă

$$H(s) = \frac{A_n \cdot k_Q^{II} \cdot H_{sv}(s)}{A_n \cdot k_T \cdot k_Q^{II} \cdot H_{sv} + \left[\left(\frac{W_n}{4E} \cdot s + \alpha_n \right) \cdot A(y) + A_N^2 \cdot s \right]} \quad (17)$$

Dacă $H_{sv} = \frac{k_0}{1 + T_0 \cdot s}$ ecuația (17) devine

$$H(s) = \frac{k_0 \cdot k_Q^{II} \cdot A_N}{A_n \cdot k_0 \cdot k_Q^{II} \cdot k_T + (1 + T_0 \cdot s) \left[\left(\frac{W_n}{4E} \cdot s + \alpha_n \right) \cdot \bar{A}(y) + A_N^2 \cdot s \right]} \quad (18)$$

În ecuația (18) polinomul caracteristic este de gradul 4, caz în care se poate determina analitic punctul optim de funcționare și domeniul de stabilitate.

Funcția de transfer a servovalvei pentru cazul când NU se neglijează masa sertarului și coeficientul de frecare vâscoasă. Este cazul servovalvelor cu deschidere nominală mare lucrând în unități de translație rapide

$$H_{vs}(s) = \frac{\frac{k_R \cdot k_l \cdot k_Q^I \cdot l_1}{k_a \cdot A_c} \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{A_c^2 k_l}{(k_a \cdot k_c^I + A_{aj} \cdot l_1^2 k_Q^I)} \cdot \frac{s}{\bar{A}(s)}}{\frac{(k_a \cdot k_c^I + A_{aj} \cdot l_1^2 k_Q^I) \cdot \bar{A}(x) + A_c^2 \cdot k_a \cdot s}{(k_a \cdot k_c^I + A_{aj} \cdot l_1^2 k_Q^I) \cdot \bar{A}(x)}} \quad (19)$$

Notând $C_1 = k_a \cdot k_c^I + A_{aj} \cdot l_1^2 k_Q^I$ (20) și

$$\frac{m}{k_{12}} = \frac{1}{\omega_n^2}; \quad \frac{f_s \cdot C_1 + A_c^2 \cdot k_l}{k_{12} \cdot C_1} = \frac{2\xi}{\omega_n}; \quad \frac{A_c \cdot k_R \cdot k_l \cdot k_Q^I \cdot l_1}{k_{12} \cdot C_1} = k_a \quad (21)$$

$$H_{SV}(s) = \frac{k_a}{\frac{s^2}{\omega_N^2} + 2\xi \frac{s}{\omega_N} + 1} \quad (22)$$

în care : ω_N pulsație proprie
 ξ factorul de amortizare
 k_a factorul de amplificare

Corelația dintre variația presiunii servovalvei cu deplasarea sertarului amplificator

Considerand sistemul de ecuatii (12) și adăugând condiții la limită, valori medii și ecuații de echilibru se găsește modelul pentru servovalvă.

$$m \cdot \ddot{x} + f_s \cdot \dot{x} + k_{l2} \cdot x = A_c \cdot \Delta p_c; \quad x(0) = 0 \quad \dot{x}(0) \cong x_s \cdot \frac{\omega_n}{10}$$

$$Q_c = A_c \cdot \dot{x} = k_Q^I \cdot z - k_C^{II} \cdot \Delta p_c$$

$$z = l_1 \cdot \theta$$

$$M_a = k_a \cdot \theta + l_1 \cdot \Delta F$$

$$M_r = k_1 \cdot i + k_2 \cdot \theta$$

$$M_a = M_r$$

$$\Delta F = A_{aj} \cdot \Delta p_c - 8 \cdot \pi \cdot C_{DA}^2 \cdot z_0 \cdot p_0 \cdot z$$

Eliminând „y” se obține dependența deplasării sertarului funcție de curentul din motorul de cuplu

$$\frac{\ddot{x}}{\omega_N^2} + 2\xi \frac{\dot{x}}{\omega_n} + x = k \cdot i$$

în care:

$$\frac{1}{\omega_N^2} = \frac{A_c}{k_{l2}} \cdot \frac{k_Q^I \cdot k_1}{k_Q^I \cdot l \cdot A_{aj} - k_C^I \left(\frac{k_a - k_2}{l_1} - 8 \cdot \pi \cdot C_{DA}^2 \cdot z_0 \cdot p_0 \right)}$$

$$\frac{2\xi}{\omega_N} = \frac{f_s \cdot A_c^2}{\frac{k_Q^I \cdot l_1}{\frac{k_a \cdot k_2}{l_1}} - 8 \cdot \pi \cdot C_{DA}^2 \cdot z_0 \cdot p_0} - k_C^I$$

Soluția ecuației este:

$$x(t) = k \left\{ 1 - e^{-\omega_N t} \left[\cos(\sqrt{1-\xi^2}) \cdot \omega_N \cdot t - \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \sin(\sqrt{1-\xi^2}) \cdot \omega_N \cdot t \right] \right\}$$

Cunoscând ecuația regulatorului electronic

$$i = k_R \cdot U \quad (k_R \cong 0,11 A \cdot v^{-1})$$

și ecuația traductorului de cursă din sistem

$$U = k_T \cdot y \quad (k_T \cong 100 V \cdot m^{-1})$$

se exprimă relația curent-deplasare sistem

$$i = k_R \cdot k_T \cdot y$$

5. CONCLUZII

Modelele matematice rezultate in urma analizei matematice a unitatilor de translatie pot fi simulate numeric intr-un limbaj de programare de nivel inalt (cu ajutorul programului Mathlab-Simulink), validarea modelului matematic se face printr-o analiza comparativa a curbelor rezultate prin simulare si a celor determinate experimental.

6. BIBLIOGRAFIE

- [1] Mircea COMES, Adrian MIREA, Servovalvă electrohidraulică comandată prin dispozitiv piezoelectric cu paletă activă, COMEFIN 2002
- [2] Drumea, P., Comes, M., Mirea, A., Blejan, M. – Positioning systems tuning interface using proportional hydraulic drivers – The 4TH International Symposium For Informatics And Tehnology In Electronic Modules Domain, București september 22 – 24, 1998
- [3] P. Drumea, A. Mirea, M. Bratu – Modern solutions of hydraulic proportional devices- Hydronic fundamentals – SIITME'99 - The 5th International Symposium for Design and Technology in Electronic Modules -September 23-26 1999, Bucharest, Romania
- [4] Studiu tehnic – Studii de simulare si optimizare dimensionala a echipamentelor hidraulice – iulie 2006 contract CEEX Relansin 60/2005

MECATRONICĂ, AUTOMATIZARE ȘI ROBOTIZARE, STANDURI

	Pag.
1 REțelele de Benchmarking în domeniul mecatronic- Instrumente eficiente de măsurare și gestionare a performanței Despina DUMINICA, Mihai AVRAM, Dragos OVEZEA, Diana BADEA, Gabriela MATACHE	115 - 119
2 REALIZAREA REȚELEI DE BENCHMARKING PENTRU COMPANII Diana BADEA, Vasile FINAT, Angela VOICILA, Petrin DRUMEA, Gabriel VALDUT, Dinu COMANESCU	120-123
3 SIGURANȚA ȘI CALITATE ÎN CONTROLUL ȘI MONITORIZAREA INSTALAȚIILOR INDUSTRIALE SUB PRESIUNE PRIN UTILIZAREA TEHNICILOR MODERNE DE MĂSURARE Veronica CRAIU	124-127
4 UNITATE ELECTROHIDRAULICĂ DE TRANSLATIE Niculae IONITA, Petrin DRUMEA, Gabriela MATACHE, Mircea COMES	128-130
5 UNITATE DE POZITIONARE PNEUMATICĂ Mihai AVRAM, Despina DUMINICA	131-135
6 CONTROLUL DIGITAL DE LA DISTANȚĂ AL UNUI BRAT DE ROBOT Iulian DUTU, Radu RADOI	136-139
7 STUDIU PRIN METODE NUMERICE A EFECTELOR EXPLOZIEI MINELOR MARINE ASUPRA BORDAJULUI NAVELOR Tudor CHERECHES, Paul LIXANDRU, Gheorghe ICHIMOAI, Alin – C-tin SAVA	140-149
8 SISTEME DE DETECTIE A GAZULUI METAN ȘI MONOXIDULUI DE CARBON, PE BAZA DE SENZORI SEMICONDUCTORI Sergiu CADAR, Cecilia ROMAN, Ludovic FERENCZI, Gabriela PITI, Simona COSTIUG, Mircea CHI NTOANU, Eugen DARVASI	150-154
9 INVESTIGAȚII ASUPRA NIVELULUI DE RADIATII UV SOLARE UTILIZAND APARATUL METRUV Sergiu CADAR, Cecilia ROMAN, Ludovic FERENCZI, Gabriela PITI, Simona COSTIUG, Mircea CHI NTOANU, Eugen DARVASI	155-158
10 AUTOMATIZAREA PROCESULUI DE MĂSURARE A PARAMETRILOR DE FUNCTIONARE A POMPELOR CU ROTI DINTATE Paul ANCUTA, Sergiu DUMITRU, Iulian VASILE	159-163
11 CERCETARI TEORETICE ASUPRA MUSCHILOR PNEUMATICI ARTIFICIALI ȘI APLICATIILE LOR Alexandra Liana VISAN	164-168
12 CERCETARI TEORETICE, EXPERIMENTALE ȘI DE DEZVOLTARE PRIVIND SISTEMELE/ MICROSISTEMELE MECATRONICE INTELIGENTE PENTRU TEHNICA MĂSURĂRII, REGLĂRII ȘI CONTROLULUI INTEGRAT PENTRU MEDII INDUSTRIALE ȘI DE LABORATOR Gheorghe GHEORGHE	169-175
13 STRATEGIA ȘI POLITICA INDUSTRIALĂ PRIVIND DOMENIUL MECATRONIC ȘI TEHNICA MĂSURĂRII Gheorghe GHEORGHE	176-187

REȚELELE DE BENCHMARKING ÎN DOMENIUL MECATRONIC – INSTRUMENTE EFICIENTE DE MĂSURARE ȘI GESTIONARE A PERFORMANȚEI

ș.l.dr.ing. Despina DUMINICĂ ¹⁾, prof.dr.ing. Mihai AVRAM ¹⁾, drd. ing. Dragoș OVEZEA ¹⁾,
dr.ing. Diana BADEA ²⁾, dr.ing. Gabriela MATACHE ³⁾

¹⁾ Universitatea „POLITEHNICA” din București

²⁾ INCDMF București

³⁾ INOE 2000 – IHP București

1. NECESITATEA MĂSURĂRII ȘI GESTIONĂRII PERFORMANȚEI

În momentul de față, căutarea excelenței concurențiale și necesitatea gestionării performanței conduc tot mai mult la utilizarea de instrumente de gestiune complexe, orientate spre exteriorul organizației. Gestiunea performanței presupune parcurgerea unui ciclu ce cuprinde planificare, măsurare, analiză și îmbunătățire continuă, așa cum se observă în figura 1.

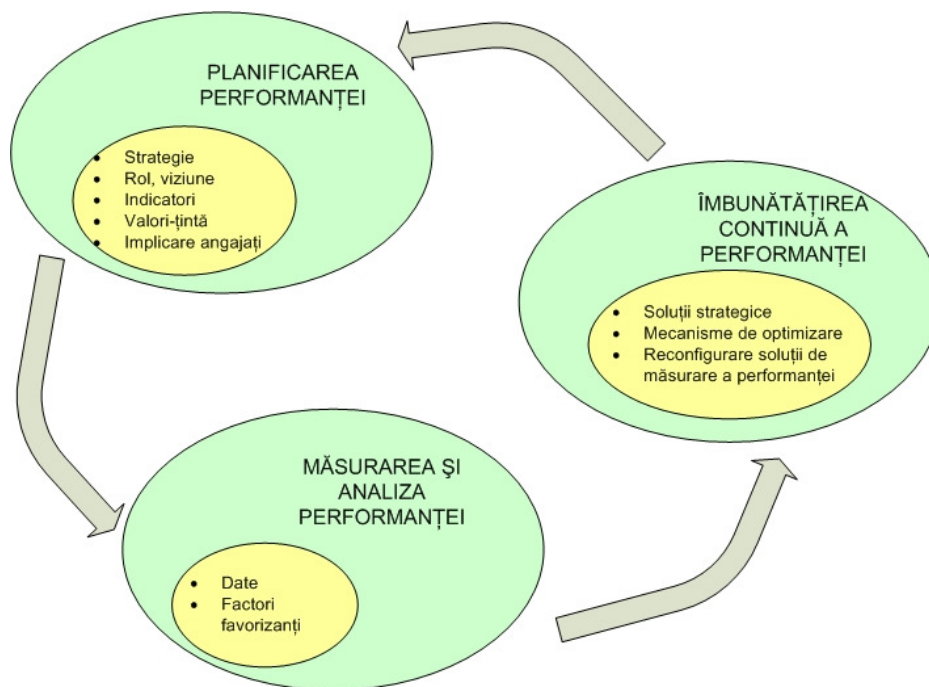


Fig. 1 Model de management al performanței

Obținerea de rezultate concrete presupune utilizarea de indicatori măsurabili, care să permită organizațiilor să evalueze măsura în care procesele decizionale și practicile utilizate anterior au condus la succes sau la eșec și care sunt modalitățile concrete de îmbunătățire a acestora. Pentru acesta, este necesar să se dezvolte sisteme eficiente de evaluare a performanței, caracterizate prin:

- obiective clar definite, fezabile și măsurabile, stabilite la toate nivelurile organizației;
- indicatori de performanță relevanți, adaptați organizației;
- niveluri de referință clare față de care să se măsoare progresul în atingerea obiectivelor;
- date precise, repetabile și verificabile;
- capacitatea de a monitoriza reacția organizației la schimbările implementate.

Măsurarea performanței presupune în primul rând *planificarea* acesteia. În această etapă, organizația își definește strategia, rolul și viziunea de dezvoltare și își stabilește valorile-țintă pe care dorește să le obțină. Totodată se definesc parametrii ce urmează a fi monitorizați și se implementează procesele și procedurile de analiză. Parcurgerea etapei presupune înțelegerea rolului și responsabilităților individuale ale fiecărui angajat în evaluarea performanței organizațiilor, înzestrarea acestuia cu informațiile, resursele și competențele necesare, precum și motivarea sa.

Etapa de *măsurare și analiză* presupune colectarea riguroasă a datelor ce definesc succesul organizației, precum și identificarea factorilor ce favorizează evoluția pozitivă a acesteia. Pe baza acestora, în etapa de *îmbunătățire* sunt dezvoltate și implementate soluțiile aplicabile, precum și mecanismele ce asigură reluarea demersurilor la un nivel superior.

Dinamica evoluției organizației presupune întrepătrunderea etapelor, precum și reconfigurarea permanentă a sistemelor și proceselor de măsurare a performanței în măsura în care sunt identificate soluții care asigură o relevanță superioară a datelor și concluziilor.

2. BENCHMARKINGUL – INSTRUMENT EFICIENT DE MĂSURARE ȘI GESTIONARE A PERFORMANȚEI

Așa cum s-a arătat anterior, o organizație în căutarea excelenței concurențiale, condiție de supraviețuire în actualul context economic, trebuie să-și însușească și să pună în aplicare un ansamblu de instrumente eficiente de gestiune a performanței, orientate atât spre analiza internă cât și spre exteriorul organizației. Un asemenea instrument, consacrat de experiența marilor companii care acționează pe piața mondială (Rank Xerox, Motorola, Toyota, Boeing, American Express, General Electric etc.), este benchmarkingul.

Element cheie în vederea câștigării unui avantaj strategic, operațional și financiar, benchmarkingul reprezintă procesul de comparare relativă cu alte organizații, în scopul identificării, punerii în comun și utilizării cunoștințelor și celor mai bune practici de lucru ("best practices").

Există benchmarking ("benchmarking") și benchmark-uri ("benchmarks"). Benchmarkurile sunt măsuri ale performanței: Cât de mult ? Cât de rapid ? Cât de sus ?, iar benchmarkingul reprezintă acțiunea de descoperire a practicilor care duc la înalta performanță, înțelegerea modului în care funcționează acestea și adaptarea și implementarea lor în organizația proprie.

Experiența în domeniu a consacrat o serie de criterii pe care trebuie să le satisfacă cele mai bune practici :

- să fie descoperite prin evaluări și audit în cadrul organizației;
- să fie recunoscute de către surse sau experți interni și externi;
- să poată fi ușor măsurate; și/sau
- să aibă drept rezultat pentru organizație, o îmbunătățire măsurabilă.

Trebuie subliniat că pentru un proces anume, nu există o singură „cea mai bună practică”, deoarece cea mai bună dintre practici nu este la fel de bună pentru toți. Cea mai bună practică este validată prin faptul că este mai bună, mai rapidă și mai ieftină. De asemenea, cele mai bune practici pot fi reproduse la aceeași scară sau la scări diferite pentru alte părți ale organizației.

Cele mai bune practici sunt acelea pentru care s-a arătat că există rezultate superioare; selectate printr-un proces sistematic; și fiind considerate ca exemplare, bune sau demonstrate prin succes.

O metodă folosită de către APQC (American Productivity & Quality Center) pentru selectarea companiilor ca parteneri în cele mai bune practici, pentru realizarea studiilor de benchmarking, presupune inițial realizarea de cercetări secundare și crearea de liste cu societăți care au fost prezentate și analizate în diverse publicații cu caracter industrial. Alți potențiali parteneri în cele mai bune practici sunt adăugați la listă pe baza experienței și expertizei APQC și pe baza sugestiilor formulate de către experții în domeniu și de către sponsorii proiectului. Potențialii parteneri sunt filtrați prin intermediul unor chestionare. Pe baza rezultatelor astfel obținute, companiile eligibile vor completa alte chestionare și interviuri. Organizațiile care oferă sponsorizarea aleg în cele din urmă companiile care îndeplinesc cel mai bine criteriile studiului de benchmarking.

În funcție de cea ce se urmărește în organizație, benchmarkingul poate fi *extern*, în situația în care raportarea se face la alte organizații, sau *intern*, atunci când compararea se face între diferitele elemente ale aceleiași organizații. La rândul său, benchmarkingul extern se clasifică în:

- *benchmarking concurențial* – în situația în care performanța propriei organizații comparație se compară cu cea a organizațiilor care desfășoară același tip de activitate;
- *benchmarking funcțional*, care se realizează între firme neconcurente, dar pentru funcții similare (cercetare-dezvoltare, producție, distribuție, logistică etc.);
- *benchmarking generic* – între întreprinderi de natură diferită asupra metodelor de lucru (gestiunea relației cu clientul, evaluarea resurselor umane etc.).

Oricare dintre formele de benchmarking este adoptată de către organizație, utilizarea metodei oferă o serie de avantaje indiscutabile:

- nu trebuie reinventat totul de la zero, în căutarea unei soluții pe care organizațiile în domeniu au descoperit-o deja și o aplică cu succes;
- se accelerează schimbarea și restructurarea prin: utilizarea metodelor testate și probate, convingerea scepticilor că sistemul funcționează, învingerea inerției și comodității prin crearea unui sentiment al urgenței, atunci când sunt dezvăluite lipsuri;
- benchmarkingul conduce la idei cu ramificații în domenii multiple prin căutarea unor căi noi de dezvoltare în afara companiei;
- organizațiile sunt forțate să-și examineze procedurile curente, ceea ce de multe ori duce la îmbunătățiri, în interiorul și în afara acesteia;
- experiența altor organizații în domeniu demonstrează capacitatea concretă de implementare a metodei.

3. PERFECȚIONAREA ÎN DOMENIUL MECATRONIC PRIN INTERMEDIUL REȚELOR DE BENCHMARKING

Prin natura lor, companiile care activează pe piață în domeniul mecatronic au misiunea de a oferi produse caracterizate printr-un înalt nivel de tehnicitate și competitivitate, în condițiile unui raport calitate-preț atractiv. O constrângere suplimentară provine din dinamica ridicată a evoluției științei și tehnologiei, care își pune amprenta asupra performanțelor produselor mecatronice și reduce substanțial ciclul de viață al acestora. În consecință, companiile din domeniu ar trebui să fie printre primele interesate de instrumente de gestionare eficientă a performanței proprii activități.

Existența acestui interes este dovedită de participarea unui număr mare de companii la rețelele de benchmarking existente, precum și de demersurile de înființare a unor noi. Experiența în domeniu a dovedit că, aparent paradoxal, metoda se bucură de succes îndeosebi în rândul companiilor situate în partea superioară a clasamentului în domeniul lor de activitate. Fenomenul este totuși explicabil prin decalajele substanțiale, dificil de depășit, pe care companiile cu rezultate mai modeste le înregistrează față de cei mai buni în domeniu. În aceste condiții, o asemenea companie trebuie să înceapă prin a cunoaște și a ține sub control propriile procese, urmând ca raportarea la „cei mai buni” să fie inițiată într-o etapă ulterioară.

În cadrul unei rețele de benchmarking, o companie poate fi parteneră la proiect sau poate iniția propria sa cercetare. De regulă, participanții într-o rețea de benchmarking îndeplinesc simultan ambele roluri.

În momentul de față se pun bazele rețelei naționale de benchmarking, prin înființarea organizațiilor participante la nivel local. Rețeaua națională a fost gândită astfel încât să valorifice experiența și competența tehnică și organizatorică a institutelor de cercetări, universităților, instituțiilor publice, asociațiilor profesionale, pentru a oferi operatorilor economici (atât firme mari, cât și întreprinderi mici și mijlocii) servicii de benchmarking organizațional, în toate etapele de maturitate a acestuia (diagnostic, holistic, în proces, top class), dar și servicii de benchmarking sectorial sau al condițiilor cadru pentru instituțiile publice locale și centrale, ceea ce va duce în final la creșterea competitivității unităților.

În cadrul serviciilor de benchmarking sectorial, un rol important îl vor juca serviciile adresate companiilor din domeniul mecatronic.

La această rețea se vor putea afilia toate organizațiile doritoare de servicii de benchmarking și consultanță specializată în domeniu.

Fie că procesul de benchmarking se realizează cu ajutorul unui organism de consultanță, fie că organizația intenționează derularea propriei cercetări, acesta trebuie să urmeze schema prezentată în figura 2.

Proiectul demarează cu etapa de *planificare*, în care se stabilesc obiectivele, aria de acoperire (partenerii, procesele monitorizate), se optează pentru tipul de benchmarking dorit (concurențial, funcțional, generic).

Întrucât succesul proiectului depinde de gradul în care rezultatele acestuia vor conduce la implementarea unor măsuri concrete de îmbunătățire a activității, este esențial să se identifice încă de la început, în etapa de *formare a echipei*, persoanele-cheie ce vor adopta aceste măsuri sau a căror activitate va fi afectată de ele, în vederea implicării în proiect.

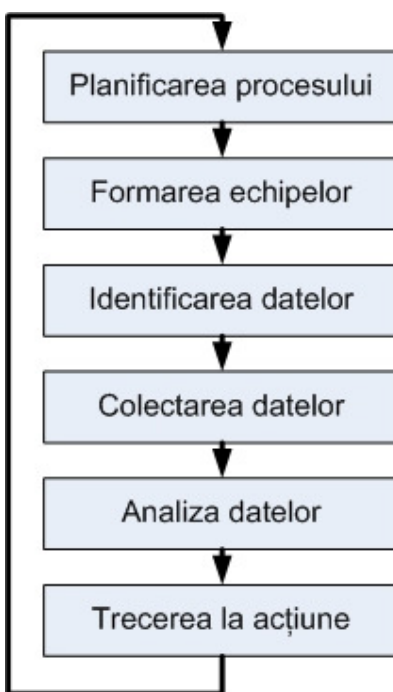


Fig. 2 Etapele procesului de benchmarking

Identificarea datelor presupune elaborarea unui plan de colectare a acestora, care să conțină informații referitoare la: potențialele surse de date, locul de unde vor fi colectate, modalitățile de verificare a relevanței, corectitudinii și actualității acestora, instrumentele și responsabilitățile legate de colectare, volumul de date necesar.

Datele pot fi obținute direct sau prin intermediul unei terțe părți – un organism profesional care asigură imparțialitatea sau o organizație de consultanță. În situația în care se optează pentru benchmarkingul concurențial, trebuie avută în vedere reticența organizațiilor concurente de a pune la dispoziție propriile date.

Există posibilitatea colectării unui volum semnificativ de date de pe Internet, însă majoritatea acestora sunt disponibile în cadrul serviciilor de benchmarking specializate, care pun la dispoziție contra cost propriile baze de date. Aceste servicii sunt localizabile prin intermediul organizațiilor de consultanță în domeniu sau pe Internet, unele punând la dispoziție un anumit volum de informații cu titlu gratuit. Cu toate acestea, accesul la o bază de date de calitate este în general condiționat de achitarea unei taxe. În aceste condiții, o opțiune serioasă o constituie integrarea într-o rețea de benchmarking, în care membrii pun la dispoziție propriile date și beneficiază de datele partenerilor, iar cercetarea se realizează pe baza unor chestionare comune.

În momentul în care sunt puse la punct detaliile legate de obținerea datelor, se poate trece la *colectarea efectivă* a acestora, prin solicitarea adresată unei terțe părți sau direct de la partener. În acest din urmă caz, se recurge îndeobște la vizite la sediul acestuia, de aceea colectarea trebuie să se desfășoare cu mare eficiență, în condiții care să nu lezeze premisele unei bune colaborări. Evident, soluția este acceptată mai ales în situația benchmarkingului funcțional sau generic, în care companiile care participă la intercomparare nu se situează pe poziții concurențiale.

Analiza datelor colectate presupune prelucrarea și compararea acestora, atât ca atare, cât și prin intermediul unor indicatori calculați care depind de propria metodologie de cercetare. Volumele mari de date presupun prelucrări statistice sofisticate, ceea ce recomandă utilizarea de software specializat.

Esențial în această etapă este să se determine nu doar organizațiile care vor constitui exemple de „best practices”, ci și factorii favorizanți ai performanței acestora. Se stabilesc astfel căile de acțiune și obiectivele care trebuie atinse.

Rezultatele etapei de analiză trebuie să permită *trecerea la acțiune*, respectiv adoptarea de măsuri concrete pentru îmbunătățirea performanței organizației. Reușita fiecărei măsuri presupune alocarea corectă a resurselor și responsabilităților, precum și monitorizarea implementării.

În final, trebuie evaluat modul în care măsura adoptată a contribuit cu adevărat la creșterea performanței. În caz contrar, trebuie analizate cu seriozitate cauzele care au împiedicat atingerea obiectivului propus.

CONCLUZII

Pe plan internațional, experiența unui mare număr de companii de renume a consacrat benchmarkingul ca instrument eficient de gestionare a performanței.

În țara noastră, conceptul este la început de drum, de aceea constituirea rețelei naționale de benchmarking, care să ofere servicii și consultanță în domeniu, este considerată a avea un rol important în asumarea acestei metode de către tot mai multe organizații.

Este evident că succesul benchmarkingului este dat de măsura în care rezultatele proiectului sunt însușite și aplicate corespunzător. Acest lucru presupune însă implicarea managementului la cel mai înalt nivel, alocarea de resurse deloc neglijabile, pregătirea personalului și învingerea mentalităților. Din acest punct de vedere, chiar dacă rezultatele obținute nu se situează de la început la nivelul dorit, ceea ce este până la urmă firesc, se consideră că succesul demersului rezidă în primul rând în capacitatea sa de a forța schimbarea și de a conștientiza participanții asupra importanței îmbunătățirii continue în contextul unei economii de piață caracterizată printr-o concurență nemiloasă.

Bibliografie

- [1] N. Albu, C. Albu, *Instrumente de management al performanței*, Editura Economică, București, 2003
- [2] H. Kohl, *Process Benchmarking at the German Fraunhofer Information Center Benchmarking (ICB)*, Best Practice Digest, June 2004, pag. 23-27
- [3] Contract CEEX nr. 33/10.10.2005, *Crearea unei rețele de benchmarking în vederea utilizării benchmarkingului strategic, de performanță și de proces în sprijinul reformei economice, comerțului, pentru întreprinderile mici și mijlocii/ BENCHMARK*
- [4] www.apqc.org
- [5] www.assetivity.com.au
- [6] www.pmi.org
- [7] www.icfi.com

REALIZAREA REȚELEI NAȚIONALE DE BENCHMARKING PENTRU COMPANII

Dr.ing. Diana Mura BADEA¹,
Auditor șef SRAC, Vasile FINAT¹
Ing. Angela VOICILA² Dr.ing. Petrin DRUMEA³
Dr.ing. Gabriel VLADUT⁴ Dr.ing. Dinu COMANESCU⁵

¹ INCDMF București, Romania

² consilier CER București, Romania

³ INOE 2000 IHP București, Romania

⁴ IPA CIFATT Craiova, Romania

⁵ UPB-CCDM, Romania

INTRODUCERE

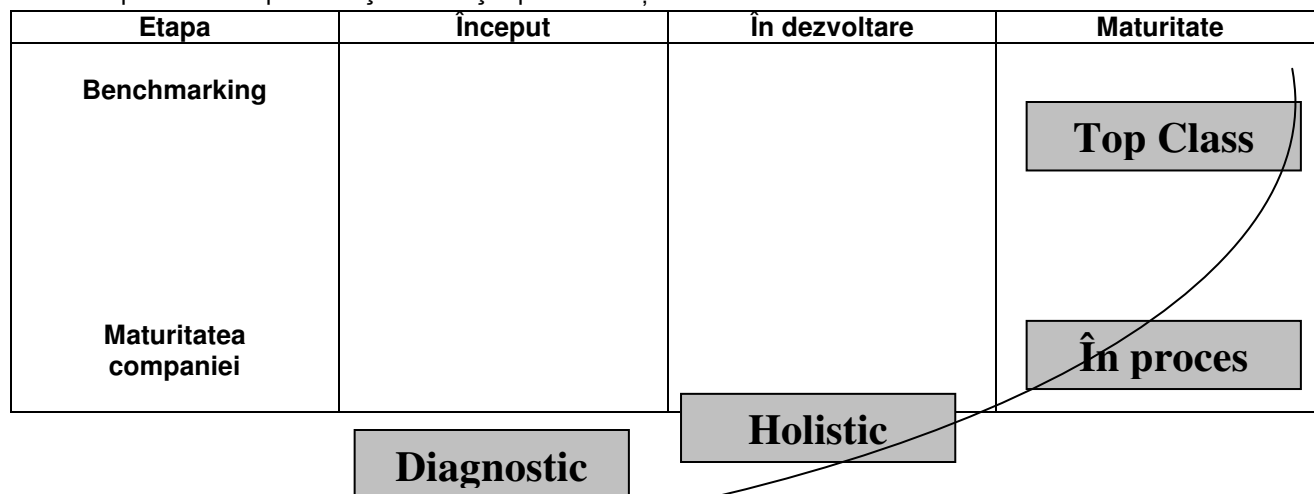
Crearea unei rețele naționale de benchmarking pentru companii are la bază modelul Rețelei Europene de Benchmarking și are ca obiectiv încurajarea tuturor părților interesate să-și concentreze eforturile în vederea creării unui mediu favorabil în care:

- companiile românești să se poată baza pe servicii de încredere, coerente și egale;
- IMM-urile să aibă acces și să se inițieze în conceptele și serviciile benchmarking-ului ca stimulente pentru îmbunătățirea continuă;
- să existe posibilități mai mari de identificare a punctelor de comparație și de utilizare a celor mai bune practici.

Pentru aceasta a fost preluat cadrul și modelul benchmarking-ului european.

Astfel, a fost preluată reprezentarea benchmarking-ului cu cele trei nivele de maturitate ale acestuia.

- *etapa timpurie* - în care compania are primele contacte cu acest instrument (BENCHMARKING DE DIAGNOSTIC).
- BENCHMARKING HOLISTIC – în care se examinează o afacere în întregul ei și se identifică zonele cheie pentru îmbunătățire.
- BENCHMARKING DE PROCES – în care o companie deja experimentată se concentrează asupra proceselor specifice și urmărește performanța la nivel mondial.



Benchmarking-ul ca parte a mișcării calității

Pentru a face față concurenței în creștere, organizațiile trebuie să-și însușească permanent noi deprinderi și trebuie să pună în practică idei noi.

Acest lucru înseamnă că ei trebuie să se schimbe și să-și îmbunătățească performanța. Schimbarea și îmbunătățirea sunt direct legate de învățare.

Dacă o altă organizație a găsit o soluție mai bună, de ce să fie refuzată experiența acesteia ?

Prin compararea soluției proprii cu una mai bună, putem învăța cum să ne îmbunătățim propria soluție.

Acesta este rolul benchmarking-ului: „ Să învățăm de la alții.”

Benchmarking-ul face parte din conceptul de management al calității, compararea practicilor chiar din domenii diferite putând conduce la îmbunătățiri considerabile.

Un exemplu sugestiv este faptul că unele agenții guvernamentale, școli, spitale, etc. descoperă conceptele aplicate de companii ca fiind potrivite și pentru ele.

Având în vedere că în benchmarking orientarea este preponderent spre procese, în compararea acestora are mică importanță faptul că o organizație are 100 sau 10.000 de angajați.

Susținerea din partea managementului de vârf este o cerință esențială a Benchmarking-ului

Fără sprijinul deschis și sincer al managementului de vârf, nici un proiect de benchmarking nu poate atinge rezultatele scontate. Managementul de vârf poate și trebuie să sprijine echipa.

În plus, managementul de vârf trebuie să accepte analize mai puțin flatante ale capacităților lor și trebuie să creeze condițiile cadru pentru schimbare.

Având la bază modelul EFQM de excelență în afaceri în care o organizație încearcă să se descrie pe baza celor 9 criterii de performanță:

Conducere 10%	Angajați 9%	Procese 14%	Satisfacție angajați 9%	Rezultatele afacerii 15%
	Politică și strategie 8%		Satisfacție clienți 20%	
	Resurse 9%		Impactul asupra societății 6%	
Factori determinanți 50%		Rezultate 50%		

atunci când sunt constatate posibilități de îmbunătățire, apare o problemă legată de faptul că o organizație se cramponează de abordări deja cunoscute pentru a găsi soluții.

Aici trebuie să intervină benchmarking-ul. Se compară propriul proces - care a fost identificat ca având nevoie de îmbunătățiri – cu un proces similar din altă organizație pentru a avea o perspectivă diferită și pentru a realiza o îmbunătățire reală.

Etapale evoluției conceptului de benchmarking

Evoluția conceptului de benchmarking poate fi subîmpărțită în 5 etape:

1. Analiza produselor concurențiale.

- conceptul de benchmarking în această etapă s-a concretizat pe comparația caracteristicilor, funcționalității și performanței produselor concurenței. Se efectuează la început doar la nivel tehnic și apoi pe o scară mai largă, care include evaluarea produselor concurențiale din perspectiva pieței.

2. Benchmarking-ul concurențial.

- a fost mai întâi realizat de *Rank Xerox* când au început să analizeze costurile proprii de producție și să verifice dacă erau la fel de mari ca și prețurile de vânzare ale concurenței. Acum accentul se pune pe eficiența proceselor și nu doar pe compararea produselor.

3. Benchmarking-ul de proces,

- a apărut prin anii 1980, când managerii au început să înțeleagă că și ei pot învăța din experiența altor întreprinderi din alte sectoare („benchmarking scos din cutie”). Cantitatea de informații și cunoștințe existente în companiile neconcurențiale este, a priori, mai mare decât la concurență

4. Benchmarking-ul strategic

- este un proces sistematic de evaluare a scenariilor alternative de implementare a strategiilor și de îmbunătățire a performanței prin înțelegerea și adaptarea strategiilor de succes ale partenerilor (concurenți sau nu). Acesta este diferit față de benchmarking-ul de proces pentru că aria sa este mai largă și mai profundă.

5. Benchmarking-ul global

- este conceptul de generație următoare. Este un concept global pentru că include și analizează diferențele culturale dintre companii la nivel mondial. El ia în considerare și condițiile (legislative, administrative, educaționale, sociale, de mediu) care influențează localizarea companiilor

Prezentarea proiectului de realizare a Rețelei Naționale de Benchmarking

TITLUL PROIECTULUI: Crearea unei rețele de benchmarking în vederea utilizării benchmarking-ului strategic, de performanță și de proces în sprijinul reformei economice, comerțului, pentru întreprinderile mici și mijlocii

Obiectivul proiectului constă în crearea rețelei, formarea de specialiști și înființarea organizațiilor de benchmarking, pentru promovarea tehnicilor și conceptului de benchmarking în România, asocierea la rețelele europene și internaționale.

Pregătirea participării la viitorul Program CDT Cadru 7 al Uniunii Europene pentru perioada 2007-2013 (PC7). Proiectul viitorului PC7 reflectă cu claritate opțiunile majore ale politicii europene în domeniul CDI, conform cărora știința și tehnologia sunt considerate adevăratele instrumente cheie pentru viitorul european (Comunicarea CE „Science and technology, the key to Europe's future - Guidelines for future European Union policy to support research” - „Știință și tehnologie, cheia viitorului european – Linii directoare pentru viitoare politici ale Uniunii Europene în sprijinul cercetării” - EC COM (2004) 353). Rolul esențial al cercetării științifice și dezvoltării tehnologice pentru creșterea competitivității economice europene a fost recunoscut și afirmat prin strategia stabilită la Consiliul European de la Lisabona din anul 2000.

Pentru a răspunde acestor exigențe sporite sunt necesare:

- asigurarea și dezvoltarea pe plan intern, a rețelilor de instituții și organisme care pot deveni surse interne de competență științifică și tehnică de referință,
- atât în domeniile de înaltă tehnologie, cât și pentru dezvoltarea generală a societății bazate pe cunoaștere;

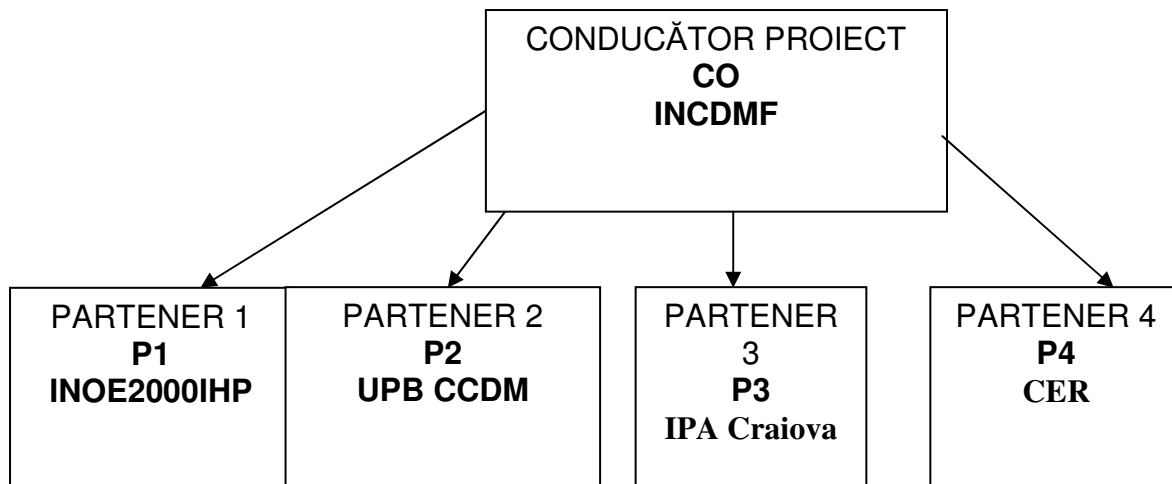
Proiectul este finanțat prin **PROGRAMUL CERCETARE DE EXCELENȚĂ** care urmărește:

- creșterea capacității sistemului CDI din România de a acumula cunoștințe, rezultate și experiență de prim rang în domenii științifice și tehnologice de vârf și de a le difuza și transfera către mediul economic și social intern pentru creșterea competitivității acestuia;
- sprijinirea formării, dezvoltarea, integrarea și consolidarea în domeniile vizate a unor rețele de cercetare a căror activitate atinge nivelul de excelență, recunoscut conform normelor internaționale;
- accelerarea procesului de aliniere și integrare tehnologică a agenților economici, conform cerințelor și reglementărilor Uniunii Europene;
- integrarea și consolidarea rețelilor de instituții CD în domeniile vizate.

Și se încadrează în **modulul 1 “Proiecte de cercetare-dezvoltare complexe”** care are ca obiective specifice:

- creșterea competitivității economiei naționale;
- realizarea unor rețele tehnologice integrate în domenii specifice, care să permită integrarea în platformele tehnologice corespunzătoare la nivel european;
- dezvoltarea de activități și infrastructuri de cercetare-dezvoltare la nivel regional cu impact social.

STRUCTURA PARTENERIATULUI DIN CADRUL PROIECTULUI



SIGURANTA SI CALITATE IN CONTROLUL SI MONITORIZAREA INSTALATIILOR INDUSTRIALE SUB PRESIUNE PRIN UTILIZAREA TEHNICILOR MODERNE DE MASURARE

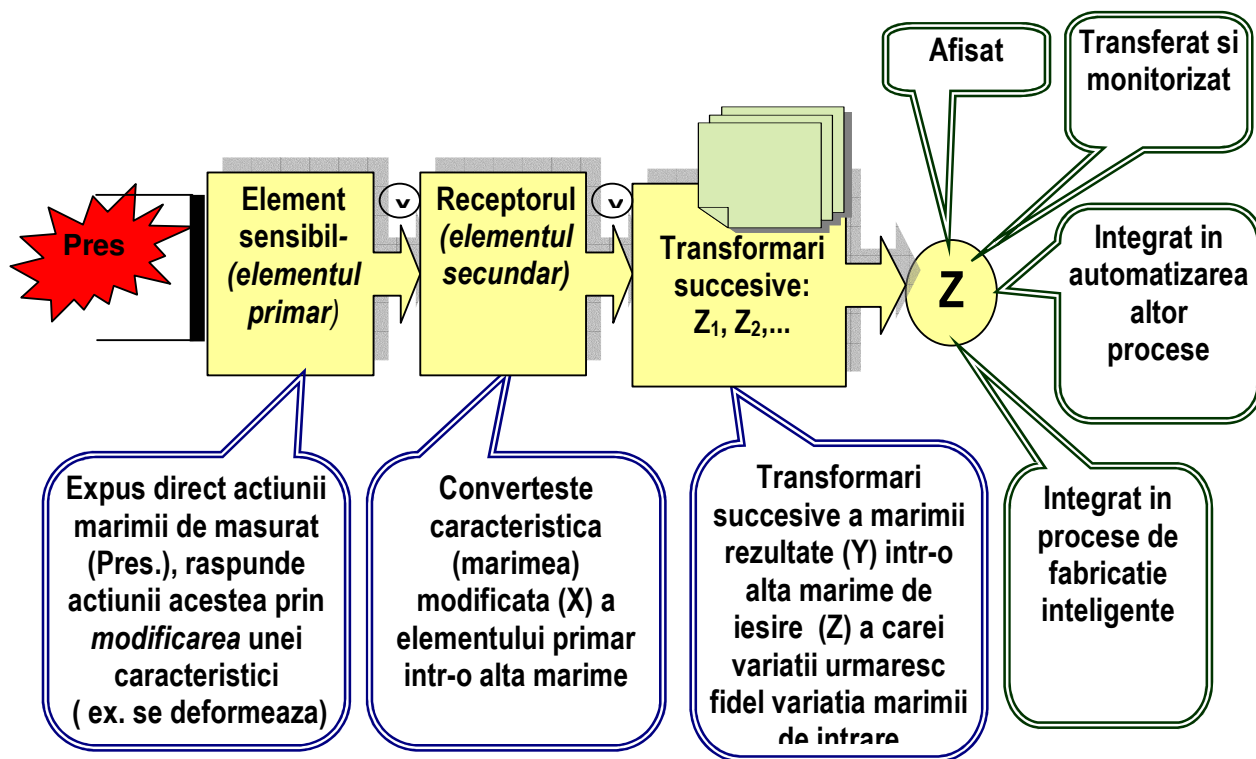
C.S. I, Dr. Ing. Veronica CRAIU*

*INCDMF Bucuresti

CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND MĂSURAREA PRESIUNII FLUIDELOR

- Mijloc de bază prin care se realizează conducerea manuală sau automată a proceselor tehnologice
- Clasificarea *presiunilor* din instalatii, dupa diferite criterii specifice:
Presiuni f.mici,mici,medii,mari, f.mari
Presiuni absolute, relative,diferentiale
Presiuni statice, dinamice
- Schemele moderne de măsurare a presiunii evidențiază o structură de lanț de măsurare a *senzorului* care in functie de aplicatie determină atât natura cât și structura sa și condiționează selectarea principiilor ce pot fi utilizate în realizarea senzorilor

STRUCTURA DE LANȚ DE MĂSURARE A SENZORILOR DIN SCHEMELE MODERNE DE MĂSURARE A PRESIUNII



TENDINTE ACTUALE IN DEZVOLTAREA SENZORILOR SPECIALIZATI PENTRU MASURAREA PRESIUNILOR

In procesul de monitorizare si control al instalatiilor industriale sub presiune se folosesc sisteme de masurare care raspund exigentelor date de conditiile de securitate si calitate, prin utilizarea de senzori specializati ai caror caracteristici tind spre o inalta calitate a caracteristicilor, prin:

- Imbunatatirea si diversificarea tehnologiilor de fabricatie
- Miniaturizare in raport cu cresterea performantelor
- Structura monolitica
- Inalta calitate a liniaritatii pe intregul domeniu de masurare
- Reducerea efectele histerezisului la minimum
- Repetabilitatea imbunatatita
- Compensarea cu temperatura imbunatatita sau compensare cu temperatura direct pe senzor
- Domenii de presiune variabile
- Rezistenta inalta la impact si vibratii
- Rezistenta mare la coroziune si abraziune
- Domeniu mare de operare cu temperatura
- Stabilitate imbunatatita
- Domeniul de operare cu temperatura, larg
- Izolatie electrica buna
- Iesirea rationalizata

SENZORI CERAMICI: Utilizarea ceramicii asigura o inalta calitate a liniaritatii pe intregul domeniu de masurare si reduce efectele histerezisului la minimum, 15/18 mm :



Tehnologia senzorului: puntea de masurare imprimata intr-un film gros(rasina)/Ceramica, **Piezorezistiv**

Clasa de exactitate: $\pm 0.2\%$ (0.1 or 0.05% optional)

Domeniul : 1 600 bar; **Semnalul de iesire:** mV/V; **Montaj:** prin mijloacele clientului; **Optional:** domeniul de temperatura calibrat

Liniaritate, Histerezis&Repetabilitate: $\pm 0.2\%$ FS(0.1% optional)



Senzor monolit, Ceramic, **Piezorezistiv -Caracteristici in plus:**

-Domeniul: 1 400 bar- calibrat; poate fi recalibrat la suprapresiune

Compensarea cu temperatura: imbunatatita, direct pe senzor;

- Schimbarile de temperatura si suprasarcina nu cauzeaza nici o pierdere din punct de vedere al **sigurantei**, montaj usor, iesire rationalizata; **Rezistenta** inalta la impact si vibratii



Senzor capacitiv programabil: Ceramic/ Capacitiv

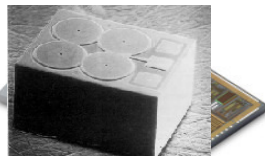
Domeniul: 0..60 mbar pana la 0..20 bar

Semnalul de iesire: 4...20mA/2-fire si 0,5...4,5 V/ 3- fire

Compensarea cu temperatura si linearitatea: active;

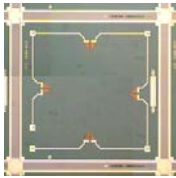
Rezistenta inalta fata de medii agresive; se elimina aproape toate schimbarile de semnal cauzate de montaj. Modulul este controlat printr-un **microcontroller** de putere mica; temperatura senzorului este masurata pentru a o compensa interfata seriala pentru procesarea digitala a valorii de masurare

SENZORI MINIATURIZATI: de inalta performanta, pot fi adaptati domeniilor de aplicare ale clientilor



Senzori capacitivi miniaturizati :

- pot fi adaptati domeniilor de aplicare ale clientilor , intre valorile de presiune 0-1 bar si 0-150 bar;
- Principalele caracteristici includ:
- Miniaturizare ultra inalta; $< 1 \text{ mm}^2$;
- Masoara presiunii absolute;
- Rezolutie si liniaritate ridicata;
- S-au dezvoltat senzori fara fire si cu baterie digitala ASIC
- Blocul este construit pentru aplicatia clientului respectiv.



Senzori de presiune cu Si-Chip, piezorezistiv:

Tehnologia senzorului: placheta din Siliciu, piezorezistiv

- pentru masurarea presiunilor relative si absolute;
- Diametrul membranei: 1...5mm;
- Latura : 5...6mm;
- Grosimea membranei: 20...300µm;
- Domeniul de presiune: 0,01bar, pana la 1000 bar;
- Rezistenta puntii: < 5kOhm ±10%
- Semnalul de iesire: <±4mV/V
- Senzorii sunt cu sau fara indicator digital.

SENZORI PENTRU CONDITII SPECIALE DE MASURARE: ultrasensibili, pentru masurarea presiunilor foarte joase, medii si inalte; presiune relativa/ absoluta



Senzori de presiune din Siliciu, piezorezistivi, ultrastabili

- Compatibil cu mediile *corozive* de masurare, lichid sau gaz;
 - Blocul sensibil foloseste uleiul siliconic pentru transferul presiunii de la diafragma din otel la cipul receptor punte piezorezistiva;
 - Pachetul contine rezistori pentru compensarea semnalului cu temperatura, corectia semnalului de iesire si ajustarea sensibilitatii;
- Alimentarea: 0,5..2mA
- Domeniul de masurare: 0..1, 5, ...,500;
 - Histerezis: ±0,05FS; Linearitatea: ±0,1FS
 - Domenii de aplicare: controlul proceselor industriale, automatizare, instrumente medicale, masurarea presiunii apei potabile si reziduale, vacuum , transmiter de presiune si altele.

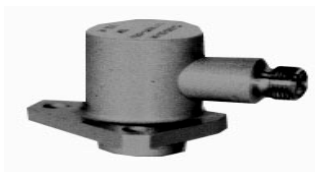


Senzori de presiune din Siliciu, piezorezistivi/ tensorezistivi, inalta stabilitate -

domenii diverse de aplicare, locomotive, generatoare de putere si echipamente industriale cum ar fi: compresoare, hidraulica, controlul proceselor, frigotehnica, masuratori severe de mediu, tehnica aerospaciala.

-Compensare digitale a semnalului printr-un microprocesor;
Domeniu de masurare: 0-1,15...,50bar; Compensarea cu temperatura: 20-85°C; Temperatura de operare: -25-80 °C; Soc termic: 240°C(5 sec max) Precizia: 0,1% FS; Eroarea cu temperatura: ± 0,1..0,5% FSO

SENZORI PENTRU CONDITII GRELE DE MASURARE: pentru masurarea presiunilor statice si dinamice, pentru masurarea presiunii absolute si relative in conditii extreme



Senzori de presiune, pentru temperaturi inalte, piezorezistivi : pentru traductoarele pentru masurarea presiunilor dinamice mai mari si raspuns in frecventa, la temperaturi inalte;

-pentru camerele de combustie, pentru turbinele de gaz, pentru a Asaista controlul emisiilor de noxe;

-masoara fluctuatiile mici de presiune intalnite in procesul de combustie la temperaturi inalte,

-pentru detectarea undei de soc generate de compresor.

Domeniul: 0.. 20 bar; Domeniul dinamic de masurare: 0,000004 bar pana la 20 bar; Suprasarcina: 100/250 bar; Temperatura de lucru: -196°C to 300/650°C ; Frecventa de raspuns: 2 Hz to 6000/10000 Hz; Calibrare dinamica.



Senzori de presiune cu cuarț, pentru temperaturi înalte,

piezorezistivi:- de precizie;

-pentru măsurarea presiunilor statice și dinamice,
-pentru măsurarea presiunii absolute și relative în condiții extreme: presiunea în cilindrii motoarelor, presiunea plasticului topit sau diferența de presiune în unitățile de dializă.

-Domeniul de măsurare: 0..250 bar; Suprasarcină: 350 bar;

-Domeniul de operare cu temperatura: -196...350 °C; Diametrul: 5,5mm; Frecvența naturală: ≈150kHz.



Senzori de presiune cu cuarț, pentru presiuni înalte, piezorezistivi:

- de precizie.

-pentru traductoarele care măsoară presiuni dinamice înalte și quasi-statice; socurile de presiune din sistemele hidraulice și pneumatice (presiunea în motoarele cu combustie); compresoare pneumatice și sisteme hidraulice.

Domeniul de măsurare: 0..1000 bar; Suprasarcină: 1200/1500 bar;

-Domeniul de operare cu temperatura: -196...200 °C; Diametrul: 5,5mm; Frecvența naturală: ≈140/150 kHz.



Senzori de presiune cu cuarț, cu compensarea accelerației,

piezorezistivi:- de precizie.

-pentru traductoarele care măsoară variația rapidă a presiunii în echipamentele cu vibrații puternice;

-variante specială cu diafragma optimizată împotriva socului termic din cilindrii motoarelor cu viteză foarte mare;

Domeniul de măsurare: 0..250 bar; Suprasarcină: 350 bar;

-Domeniul de operare cu temperatura: -196...200 °C; Diametrul: 5,5mm; Frecvența naturală: ≈160 kHz.



Senzori de presiune cu cuarț, pentru presiuni înalte, pentru

frecvențe înalte: - compensat cu accelerația, frecvența naturală înaltă, domeniu larg de temperatură.

-pentru traductoarele care măsoară fluctuații de presiune la frecvențe înalte, vibrații puternice, soc de presiune în tuburi și presiunea în unda generată de explozii

Domeniul de măsurare: 0..200 bar; Suprasarcină: 3500 bar; Domeniul de operare cu temperatura: -196...200 °C; Diametrul: 5,5mm; Frecvența naturală: ≈400 kHz.sensibilitatea la accelerație: <0bar/g



Senzori de presiune cu cuarț, compensat cu temperatura:- optimizat pentru socuri termice, cu dubla diafragma.

-pentru măsurători termodinamice, în spații limitate de montare;

- Punctul de zero de stabilitate mare și o precizie mare măsurătorilor.

Domeniul de măsurare: 0..250 bar; Suprasarcină: 3500 bar; Domeniul de operare cu temperatura: -50...350 °C; Diametrul: 5,5mm; Frecvența naturală: ≈70 kHz.sensibilitatea la accelerație: <0,012 bar/g

UNITATE ELECTRO HIDRAULICĂ DE TRANSLAȚIE

Ing. Nicolae IONITA*, Dr. ing. Petrin DRUMEA*, Dr. ing. Gabriela MATACHE*, Drd. ing. Mircea COMES*

*INOE 2000 - IHP

Rezumat

Autorii prezintă, în premieră, o construcție specială de unitate hidraulică, cu mișcare de translație, acționată electric, la tensiune joasă, care poate fi utilizată ca mașină independentă în diverse domenii de activitate.

În principal un mecanism de translație este acționat cu ajutorul unei scheme clasice, care conform fig.1, trebuie să conțină un minim de echipamente hidraulice:

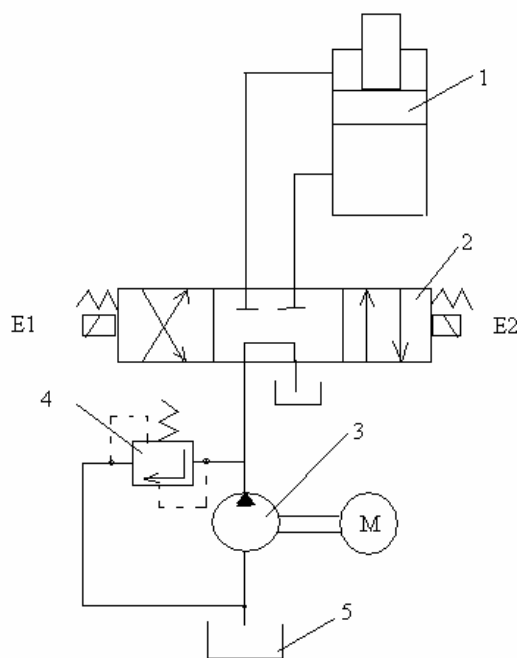


Fig. 1

- 1 – cilindru hidraulic;
- 2 – distribuitor cu comandă;
- 3 – pompă (antrenată de motorul electric M);
- 4 – supapă de siguranță;
- 5 – rezervor de ulei.

În cazul în care cilindru trebuie să rămână staționar sub sarcină, schema se mai completează cu supape de reținere deblocabile, poziționate între distribuitor și cilindru hidraulic.

Aceste elemente ocupă un spațiu considerabil în structura mașinii pe care o deservește instalația hidraulică.

Tot mai mult în ultima vreme se constată tendința utilizării unor mininstalații de alimentare, pentru puteri mici, care înglobează toate elementele de la 2 la 5 (fig.1) într-un subansamblu compact, astfel că instalația hidraulică anterioară mai conține doar două echipamente, ca în fig.2:

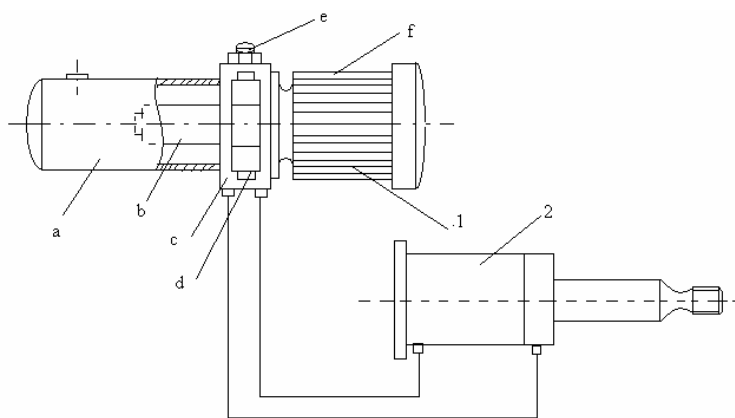


Fig. 2

1 – mininstalație de alimentare;

2 – cilindru hidraulic.

Poziționarea elementelor pe care le conține stația este următoarea:

a – rezervor de ulei capsulat;

b – pompă hidraulică;

c – placă de conexiuni și montaj;

d – distribuitor de comandă, montat pe placă;

e – supapă de siguranță;

f – motor electric de antrenare.

Aceste ministații, care pot fi completate și cu alte elemente hidraulice (ca de exemplu supape de reținere), se utilizează la:

- platforme de ridicare;
- stivuitoare electrice;
- prese de compactat diverse deșeuri, etc.

Sânt situații în care și miniaturizarea stațiilor de alimentare nu este satisfăcătoare, întrucât spațiile ce pot fi utilizate sânt și mai restrânse.

În acest caz se impune utilizarea unor dispozitive de sine stătătoare, care conțin atât sursa de alimentare cât și mecanismul de transmisie.

Exemple: circuitele auto, elementele de dispozitivare, platforme ridicătoare pentru persoane cu dizabilității, sisteme de restricționare a circulației stradale (borne mobile).

Autorii articolului de față, cercetători la INOE 2000 – IHP, propun o construcție specială prin faptul că toate elementele hidraulice și electrice sunt introduse în cilindru hidraulic. Conform fig. 3, aceasta conține:

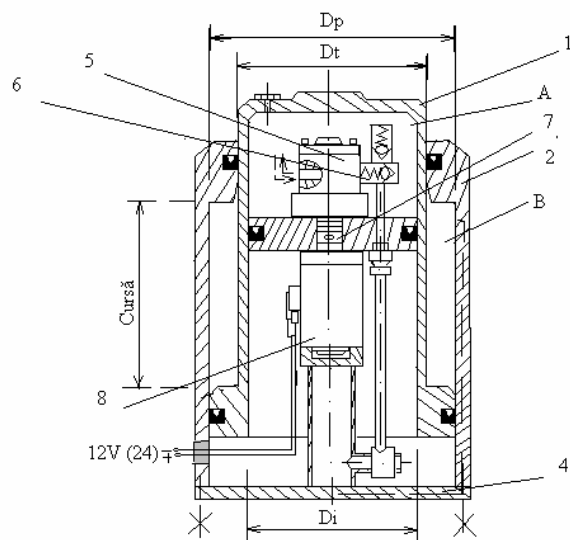


Fig.3

- 1 – piston culisant cu tijă;
- 2 – cămașa cilindrului;
- 3 – piston fix;
- 4 – capac;
- 5 – pompă (cu roți dințate reversibile), cu etanșare pe umărul de centrare;
- 6 – racord hidraulic de siguranță;
- 7 – cuplaj mecanic de rotație;
- 8 – motor electric de curent continuu.

Modul de funcționare este următorul:

Se racordează la o sursă de curent continuu, cordonul electric de la alimentare. Prin rotirea în sens antiorar, pompa aspiră, din camera B a cilindrului, uleiul hidraulic pe care îl refulează în camera A, determinând determinând ieșirea pistonului 1.

La inversarea polarității curentului electric de alimentare, pompa este antrenată de motorul electric în sens orar, aspirând din camera A a cilindrului și refulând uleiul hidraulic și refulând uleiul hidraulic în camera B, determinând retragerea pistonului 1.

Protecția la cap de cursă, pe ambele sensuri, este asigurată de sistemul de supape, montate în racordul hidraulic de siguranță 6.

Condiția constructivă esențială, pentru funcționarea în condiții normale (circuit închis), este dată de relația:

$$D_p^2 - D_p^2 = D_I^2$$

Unde notațiile au semnificația unor dimensiuni circulare, care pot fi văzute în fig. 3, cea ce înseamnă că cilindrul hidraulic are suprafețe egale.

Caracteristicile tehnice generale:

- presiunea maximă de lucru: 20 bar;
- curse de deplasare: 150 ÷ 500 mm;
- tensiunea de alimentare: 12 V.c.c. (24V.c.c.);
- forțe dezvoltate: 500 ÷ 2000 daN;
- puteri necesare: 350 ÷ 1100 W.

Avantajele acestei soluții tehnice sânt:

- construcție compactă și robustă;
- preț de cost redus (conține un minim de elemente de acționare);
- construcție perfect etanșată;
- înlătură orice posibilitate de dereglare voită a circuitelor hidraulice.

Bibliografie

- [1] *Acționări hidraulice și pneumatice* – Mihai Avram, ED. Printech, 2000.
- [2] *Transmisii hidraulice și electrice* – Nicolae Vasiliu, I.Catană – ed. Tehnică 1988.
- [3] Catalog LUKAS (Germania) – 2005 – Compact Rerailing System.

UNITATE DE POZIȚIONARE PNEUMATICĂ

Mihai AVRAM*, Despina DUMNICA*

*UPB

1. STRUCTURA UNITĂȚII

În figura 1 este prezentată structura unității de poziționare. În această structură se folosește un distribuitor proporțional 3/2. Pentru a putea controla cele două sensuri de mișcare ale sarcinii s-a apelat la un distribuitor clasic DC, 4/3, de tipul "totul sau nimic", care are rolul de a conecta la orificiul de consumator al distribuitorului proporțional fie camera activă din stânga a motorului liniar ML (atunci când există semnalul de comandă I_{c1}), fie camera activă din dreapta (atunci când există I_{c2}). Sistemul, deși mai ieftin, are dezavantajul că nu conservă poziția programată a sarcinii antrenate (în poziția preferențială (0) distribuitorul clasic nu asigură o izolare fermă a celor două camere active ale motorului).

Alimentarea electromagnetului proporțional ce echipează distribuitorul este realizată prin intermediul unui amplificator.

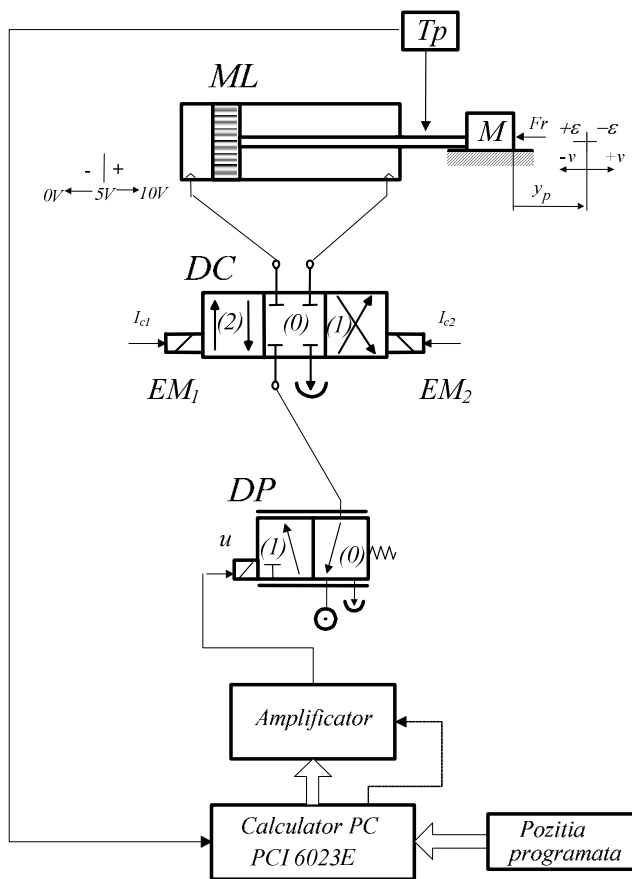


Fig.1

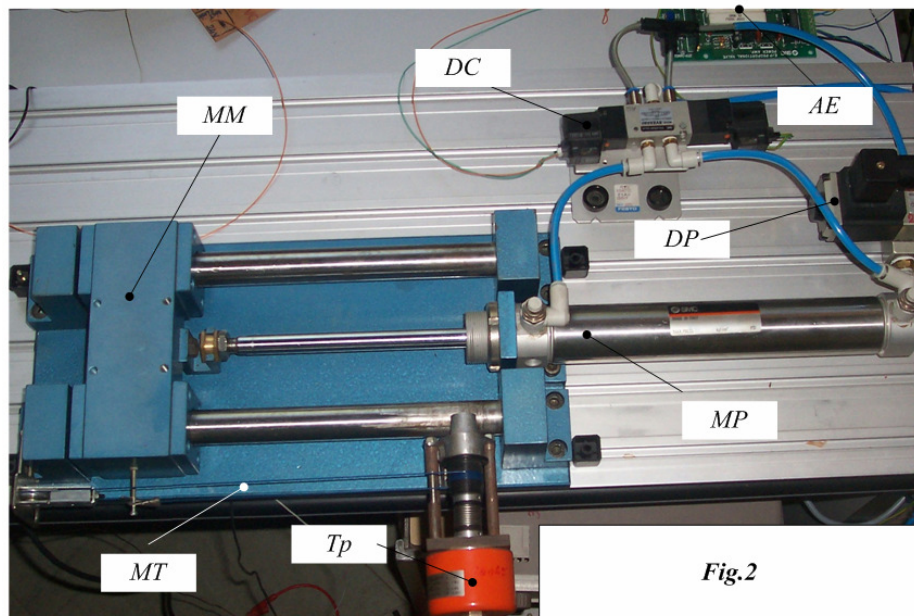
2. PREZENTAREA MODELULUI EXPERIMENTAL

Modelul experimental obținut este prezentat în figura 2 și are următoarele caracteristicile tehnico-funcționale:

- forța nominală: 1000 N, la o presiune de lucru de 8 bar;
- presiunea maximă de lucru: 10 bar;
- cursa de lucru: 150 mm;
- precizia de poziționare: $\pm 0,1$ mm;
- tensiunea de alimentare a părții electronice: 24 V;
- curentul maxim: 1 A.

Drept motor linear *ML* s-a utilizat un cilindru pneumatic produs de firma SMC. Cursa de lucru a acestui cilindru este de 150 mm , iar diametrul pistonului măsoară 40 mm .

Distribuitoarea *DP* este un distribuitor proporțional de tip *VEF 3121*, produs de aceeași firmă. Controlul debitului de fluid care parcurge distribuitorul se realizează în funcție de valoarea curentului de comandă. Distribuitorul prezintă două poziții și trei orificii și este comandat cu valori de tensiune cuprinse între de $0-10\text{ V}$. În absența tensiunii de comandă, consumatorul este izolat de celelalte două orificii.



Principalele avantaje ale distribuitorului proporțional folosit sunt:

- histeresis redus – datorită utilizării sistemului de alimentare *PWM* (impuls cu lățime modulată) și a reglării frecvenței de lucru într-o plajă largă: $120-180\text{ Hz}$;
- înaltă stabilitate și repetabilitate – prin utilizarea unui sistem de alimentare în curent constant se asigură performanțe stabile chiar în condițiile în care impedanța bobinei și tensiunea de alimentare variază;
- etanșarea metal pe metal – în absența garniturilor de etanșare forțele de frecare devin neglijabile iar viteza de răspuns a echipamentului crește;
- adaptarea facilă la normele *ISO* – modelul *VER* asigură o interschimbabilitate totală cu echipamentele normalizate după standardul *ISO 5599*;
- ideal pentru aplicații dinamice – secțiunile efective de curgere permit o descărcare rapidă a circuitelor deservite.

Electronica de comandă aferentă acestor echipamente are seria *VEA* și are caracteristic următoarele:

- integrare simplă - semnalele de comandă utilizate au putere joasă; tensiunea de lucru cuprinsă în domeniul $0...5\text{ V}$ poate fi furnizată de un dispozitiv de control de tip *PC* sau *PLC* sau de un potențiometr;
- gamă completă - sunt disponibile trei modele standard: modelul destinat funcționării cu senzor de reacție, modelul ce asigură funcționarea sistemului în buclă închisă cu algoritm *PID* și cel pentru autodiagnosticarea sistemului;

Alimentarea electromagnetului proporțional ce echipează distribuitorul este realizată prin intermediul amplificatorului *VEA 252*. Acest tip de amplificatoare admite la intrare inclusiv semnale de reacție de la traductoarele din sistem. În situația în care se utilizează ambele intrări ale amplificatorului, diferența între cele două semnale se realizează la nivelul acestuia.

În cazul unității de poziționare realizate, compararea între semnalul de comandă și semnalul de reacție se realizează la nivelul calculatorului *PC*, astfel încât la intrarea amplificatorului apare un singur semnal, diferența celor două.

Curenții I_{c1} și I_{c2} , necesari pentru alimentarea celor doi electromagneți, sunt generați de o sursă separată.

Traductorul de deplasare folosit la realizarea standului este un traductor incremental produs de firma Kübler. Acesta funcționează pe un principiu electro-optic. Un disc cu fante radiale se rotește între o sursă de lumină și un receptor care produce un semnal sinusoidal proporțional cu cantitatea de lumină recepționată. Semnalul sinusoidal rezultat este apoi prelucrat de către un circuit electronic, lucru necesar, deoarece majoritatea controllerelor și numărătoarelor necesită la intrare semnale digitale de o anumită valoare a tensiunii.

Întrucât traductorul prezintă trei canale de ieșire, pot fi determinate atât valoarea deplasării, cât și sensul

acesteia. De asemenea, al treilea canal permite transmiterea unui impuls de câte ori s-a parcurs o rotație completă.

Placa de achiziție de date din componența standului experimental este o placă de tip 6052E, produsă de firma National Instruments.

În figura 3 este prezentat modul în care se realizează cuplarea fizică a sistemului de poziționare cu placa de achiziție de date.

3. PREZENTAREA PROGRAMULUI DE LUCRU

Programele de calcul utilizate în procesul de achiziție și prelucrare a datelor experimentale au fost elaborate în întregime în mediul de dezvoltare LabView 6.1.

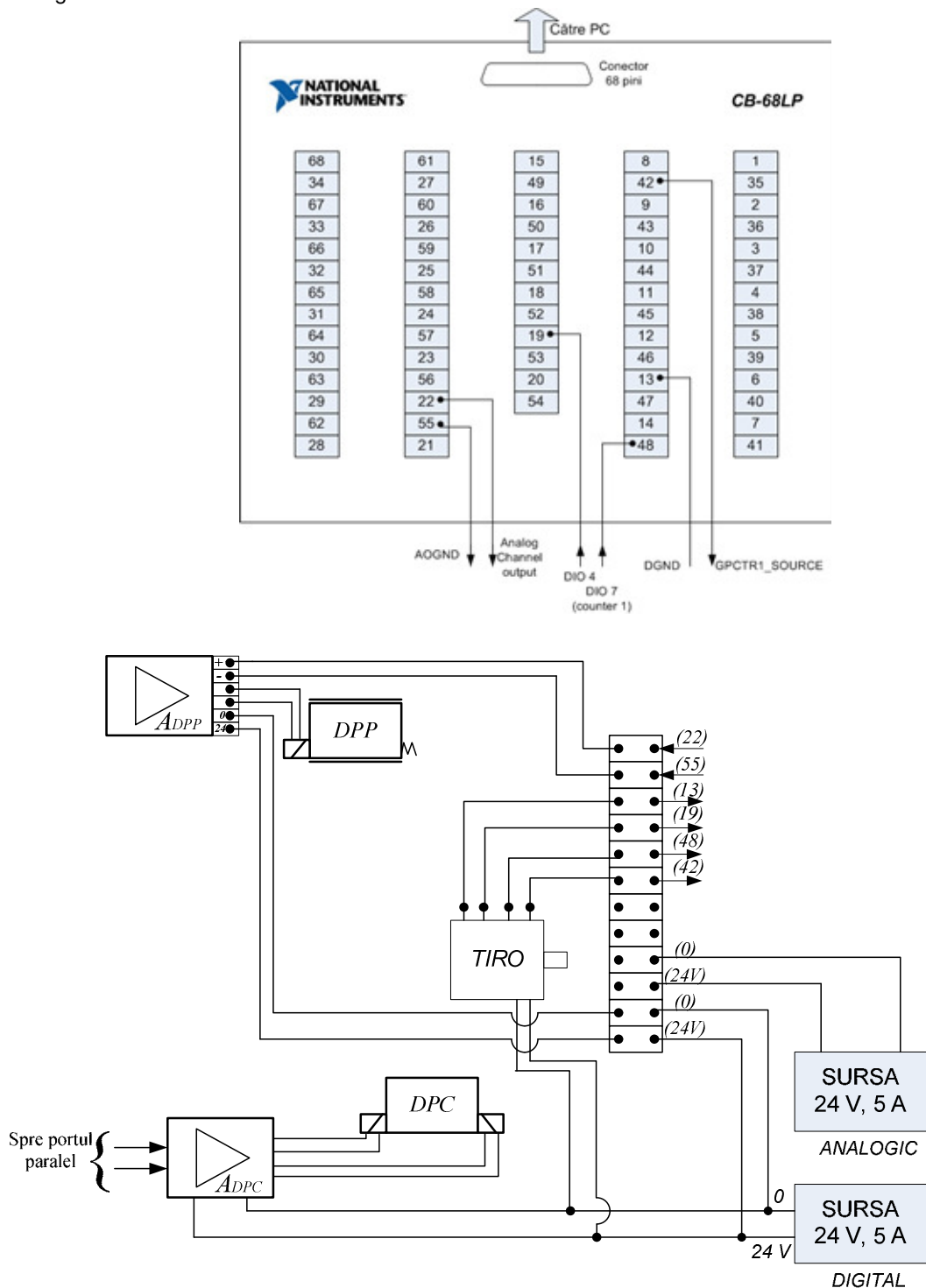


Fig.3

Programul conceput și realizat - *Pozitionare Axa.vi* este prezentat în figurile 4, 5 și 6 după cum urmează:

- figura 4 – panoul frontal al aplicației - interfața cu utilizatorul;
- figura 5 – panoul diagramă.

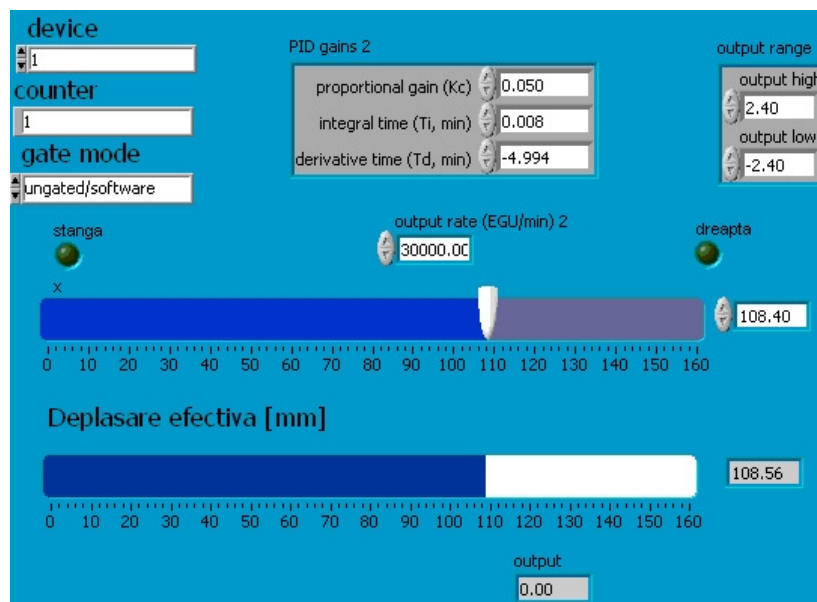


Fig.4

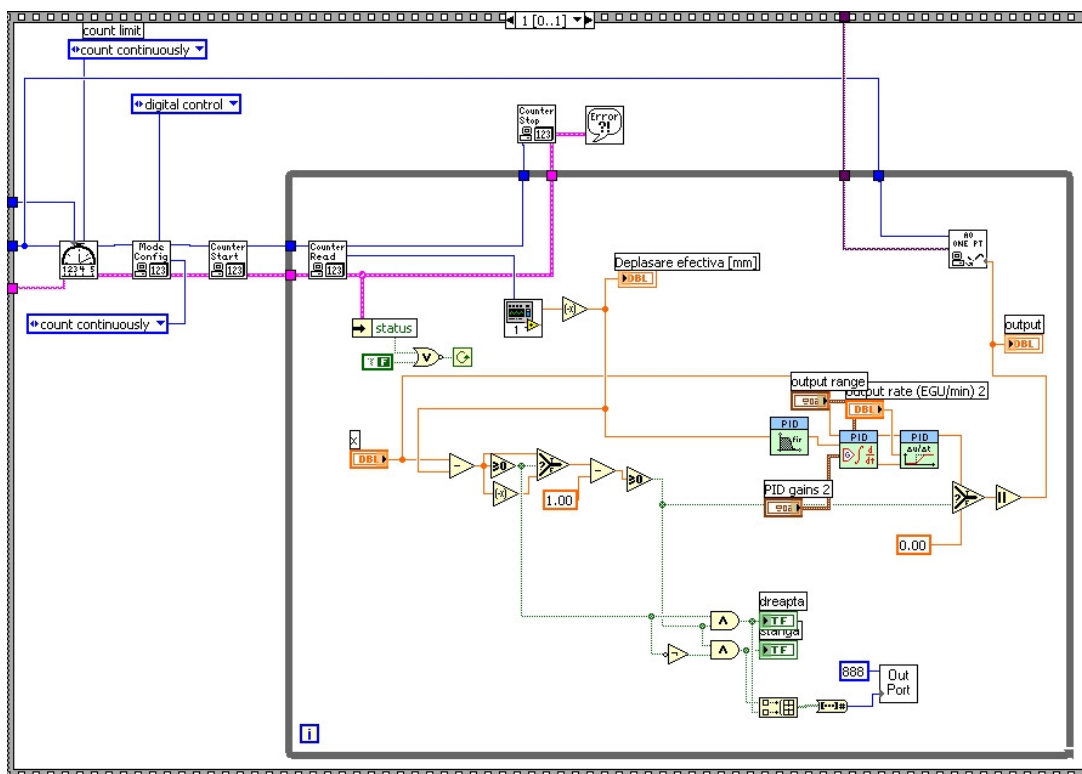


Fig.5

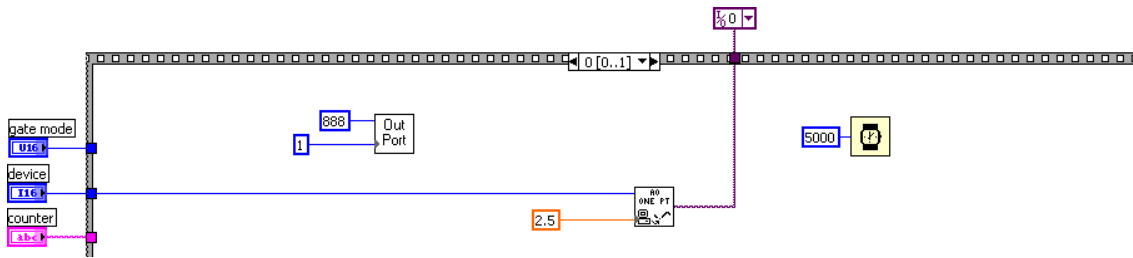


Fig.6

Utilizatorul selectează de pe panoul frontal al aplicației (fig.4) numărul care i-a fost alocat la configurare *device*-ului utilizat – în acest caz numărul 1, corespunzător plăcii de achiziție de date NI 6052-E, *counter*ul de pe placa de achiziție de date ce va număra impulsurile provenite de la traductorul incremental de rotație, precum și opțiunea “*ungated/software start*”. Această opțiune semnifică faptul că numărarea impulsurilor nu va fi declanșată de un semnal exterior (semnalul “*gate*”), ci la apelarea instrumentului virtual *Counter Start*, respectiv chiar la lansarea programului. Este necesară specificarea numărului *counter*ului ce va fi utilizat, întrucât placa de achiziție de date dispune de două *countere*, desemnate prin numerele 0 și 1.

Valorile introduse anterior constituie intrări pentru instrumentul virtual *Event or Time Counter Config*, care va realiza configurarea *counterului* utilizat în aplicație. În plus, intrarea “*count limit*” trebuie setată prin program la valoarea “*count continuously*”, pentru a garanta că, la realizarea unei rotații complete la nivelul traductorului, *counterul* nu va fi resetat.

Modalitatea în care se va realiza numărarea impulsurilor este setată prin intermediul instrumentului virtual *CTR Mode Config*. Pentru aplicația prezentată, în care este necesar ca numărarea să se realizeze crescător pe un sens de deplasare și descrescător pe celălalt, este necesar ca, la nivelul diagramei aplicației, parametrul „*count direction*” să fie setat la valoarea „*digital control*”. Selectarea acestei opțiuni semnifică faptul că direcția de numărare este controlată prin intermediul unui semnal digital (pentru *counterul 1*, semnalul *DIO 7*, corespunzător intrării *48* pe placa de achiziție de date). În consecință, dacă nivelul acestui semnal este *1*, numărarea se va face în sens crescător și în sens descrescător în caz contrar.

În continuare, utilizatorul introduce valoarea dorită pentru deplasarea unității de poziționare, prin acționarea unui control de tip scală gradată. Valoarea introdusă este afișată corespunzător pe indicatorul din dreapta scalei. Se setează totodată și parametrii corespunzători regulatorului *PID* din componența sistemului de poziționare, cu ajutorul controalelor numerice din partea superioară a panoului utilizator.

Valoarea efectivă a deplasării poate fi citită pe indicatorul de tip scală gradată dispus sub controlul la nivelul căruia s-a introdus valoarea specificată, precum și pe indicatorul numeric de lângă acesta.

Sensul deplasării (stânga sau dreapta), necesar a fi cunoscut întrucât indicatoarele prezintă doar valoarea absolută a acesteia, este indicat de aprinderea unuia sau altuia dintre cele două leduri existente pe panoul frontal.

4. REZULTATE EXPERIMENTALE

Realizarea unei testări experimentale presupune parcurgerea următoarelor etape:

- verificarea schemei funcționale a standului și a conexiunilor electrice (în corespondență cu figurile 1 și 3);
- conectarea celor două surse și reglarea valorilor tensiunilor de lucru;
- pornirea compresorului și reglarea presiunii de alimentare la valoarea de 4 bar;
- lansarea în execuție a programului: *Poziționare Axa.vi*.

Mai întâi setează pe panoul frontal (fig.4) parametrii regulatorului *PID* și poziția dorită. Apoi se dă comanda de execuție și se urmărește comportarea unității în timpul funcționării.

Bibliografie

- [1] Avram, M., *Acționări hidraulice și pneumatice – Echipamente și sisteme clasice și mecatronice*, Editura Universitară, București 2005;
- [2] Belforte, G., Bertetto, A.M., Mazza, L., *Pneumatico – curso completo*, Editura Technische nuove, Milano, 1998.

CONTROLUL DIGITAL DE LA DISTANȚĂ AL UNUI BRAȚ DE ROBOT

drd.ing.Iulian DUȚU*, drd.ing.Radu RĂDOI*

INOE 2000 – IHP București*Abstract**

În structurile clasice de comandă ale brațelor robotice se folosește o așa-numită cutie de comandă care conține modulele electronice de putere, controlerele pentru motoare și calculatorul care le coordonează. Prin acest articol propunem un control digital de la distanță a unui braț robotic care va permite plasarea modulelor electronice de putere și a controlerelor pentru motoare undeva în vecinătatea motoarelor. Fiecare controler folosit va fi bazat pe un DSP pentru controlul motoarelor cu posibilitatea de a comunica între ele sau cu un controler central folosind o magistrală de tip CAN (Controller Area Network). Acest tip de topologie elimină cablurile groase de legătură între cutia de comandă și elementele comandate care influențează în mod negativ timpii de răspuns ai brațului robotic și îmbunătățește lățimea de bandă a controlerului, impunând un control software mult mai riguros al răspunsului motoarelor.

1.INTRODUCERE

Sistemul de control prezentat în acest articol constă în plasarea a câte unui controler la nivelul fiecărei articulații a brațului robotic, controlere ce vor fi conectate în rețea cu un calculator pe care se află programul de lucru și interfața cu utilizatorul. Fiecare controler are ca element central un DSP care comandă un driver de putere pentru motoarele de curent continuu plasate la articulațiile robotului, în funcție de poziția curentă, viteză și curentul absorbit de motoarele de la articulația respectivă. Controlere individuale sunt plasate în apropierea motoarelor pe care le deservesc, simplificând în acest mod structura de cabluri a brațului robotic. În plus, utilizarea DSP-urilor oferă o flexibilitate mai mare sistemului de control.

Cercetările în domeniul sistemelor de control distribuit s-au axat asupra senzorilor și a modulelor de intrare-ieșire de la distanță comandate de un controler central (master). Decizia de a utiliza un astfel de sistem în cadrul controlului unui braț robotic este relativ recentă. Se cunosc variante de control care utilizează un procesor 486 ca master, cu rețea de tip Ethernet și procesoare 386 plasate în modulele de comandă ale articulațiilor brațului robotic. Acest tip de sistem nu elimină cablurile mari de la controler la robot, singura schimbare fiind utilizarea unei rețele Ethernet. Următorul pas a fost trecerea la utilizarea unor DSP-uri, a sistemelor de control distribuit și a magistralei CAN.

Referitor la magistrala CAN, putem afirma că s-a impus ca un standard de comunicare foarte stabil, dezvoltat de Robert Bosch GmbH pentru utilizarea în industria auto. CAN este un sistem multi-master cu un control sofisticat al erorilor și al coliziunilor de date, un pachet de date cu prioritate mare ajungând întotdeauna primul la destinație fără întrerupere din partea celorlalte cereri. Toate datele conținute de fiecare pachet (de până la 8 bytes) sunt verificate și cu algoritmul de corecție a erorilor CRC (Cyclic Redundancy Check), care poate corecta până la cinci erori aleatoare și retransmite automat dacă se detectează eroare. Capacitățile de verificare a erorilor fac din CAN o rețea robustă și sigură: poate lucra la 500kbit/sec prin cablu standard torsadat la 60% capacitate, timp de 8 ore pe zi, în fiecare zi, având o rată de eroare de un bit la câțiva ani. Rețeaua poate opera până la 1 Mbit/sec până la 30 m, sau pe o distanță de 5km la 10kbit/sec. Protocolul CAN utilizează un identificator de nod de 11 biți, permițând să fie plasate în rețea până la 2048 de controlere.

Dezvoltările recente înregistrate în industria DSP-urilor au revoluționat domeniul controlului motoarelor. DSP-urile permit viteză de execuție mult mai mare a algoritmilor de control de tip PID și au capacitatea de a implementa tehnici de control mult mai avansate. Companiile Analog Devices și Texas Instruments au dezvoltat DSP-uri care permit controlul digital al motoarelor. Acestea sunt echipate cu periferice on-board cum ar fi convertoare analogic-digital multi-canal de viteză mare, canale de ieșire PWM, timere flexibile, intrări pentru encodere în cuadratură, intrări pentru cereri de întrerupere externe și interfețe de rețea cum ar fi CAN, SCI sau SPI.

2. SISTEMUL DE CONTROL

Fiecare articulație a brațului robotic este echipată cu un controler individual, care poate fi împărțit în mai multe blocuri, după cum este arătat în figura 1.

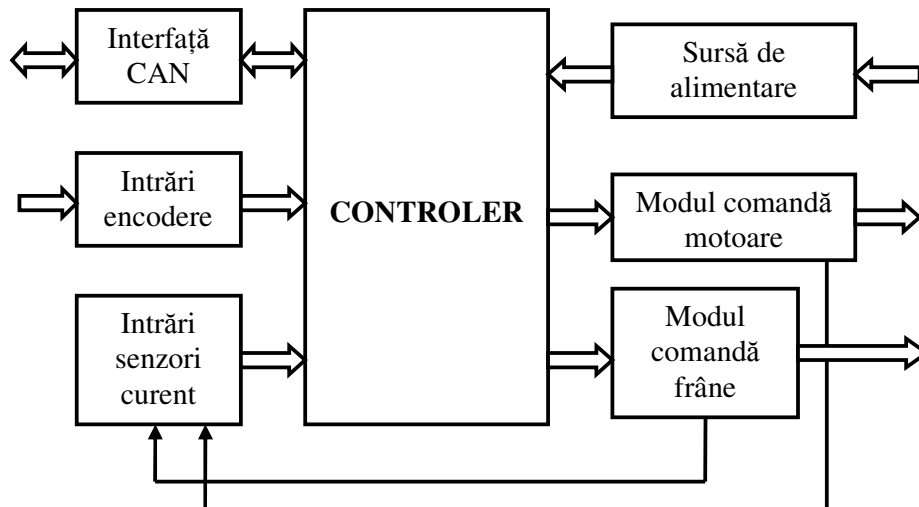


Figura 1 – Diagrama bloc a unui controler pentru articulație

Sistemul de control a fost ales bazându-ne pe trei criterii:

- trebuie să depășească sau cel puțin să egaleze performanțele unui sistem clasic de control;
- trebuie să simplifice schema de cablare, eliminând cablarea complexă;
- trebuie să fie simplu, performant și cât se poate de ieftin posibil, dar să aibă flexibilitatea implementării unor viitoare tehnici de control.

Pentru a putea respecta aceste criterii, noile module electronice trebuie să aibă o serie de diferențe majore raportat la modulele utilizate într-un sistem clasic de control. Pentru a putea obține performanțe ridicate în controlul mișcării dar în același timp să păstrăm simplitatea schemei de control, va trebui ales un procesor care să ofere suficientă putere de procesare și o serie de periferice potrivite aplicației curente. Acest procesor, trebuie să fie capabil să comunice cu multitudinea de subsisteme existente pe brațul robotic, cum ar fi driverele motoarelor, driverele frânelor, senzorii de curent, encoderele în cuadratură, potențiometre, circuite de oprire în caz de urgență, comunicații între module și monitorizarea stării curente. Pentru a putea menține prețul scăzut al sistemului, procesorul trebuie să aibă memorie nevolatilă care poate fi reprogramată fără a utiliza echipamente scumpe, de preferabil fără a scoate procesorul de pe modulul electronic.

Pentru a elimina sistemul complex de cablare, controlul fiecărei articulații va fi făcută cu module individuale de control care vor trebui să fie plasate pe brațul robotic, fiecare controler în apropierea motorului-articulației pe care îl controlează. Controlerele articulațiilor vor trebui să aibă module de comunicație de viteză mare cu celelalte controlere și cu controlerul principal.

DSP-ul care va fi folosit, va trebui să fie unul pe 32 de biți, specializat în controlul motoarelor. De asemenea, procesorul va trebui să aibă un modul de comunicații de tip CAN și memorie internă flash. Mai mult, procesorul va trebui să aibă memorie flash internă cu cuvinte de 8k, canale PWM cu generare de zonă moartă, intrări pentru encodere în cuadratură, canale analogice de intrare de 10 biți cu un timp de conversie analogic-digital scăzut, intrări pentru întreruperi externe și un ciclu instrucțiune cât mai scăzut.

Modulele electronice de putere, în speță driverele motoarelor, sunt realizate în comutație, deoarece au nevoie de o singură tensiune de alimentare și o eficiență de aproape 96%. Driverele în comutație, față de cele clasice (amplificatoarele liniare), au o serie de avantaje, cum ar fi dimensiuni mai mici, componente electronice de putere mai ieftine, mai puține radiatoare termice pentru componentele de putere și eliminarea circuitelor analogice necesare pentru polarizare și eliminarea distorsiunilor. Componentele electronice în punte H pot fi comandate de ieșirile PWM ale DSP-ului, permițând folosirea posibilităților acestuia, combinată cu oprirea aproape imediată (sub 12ns) în cazul în care intervine o situație de urgență.

În cazul de față vor fi folosite MOSFET-uri cu rezistență scăzută și viteză mare de comutație pentru a putea avea eficiență maximă și control foarte bun. Pentru a putea comanda MOSFET-urile în punte H este nevoie de circuit driver. Acesta este necesar deoarece pentru a putea deschide un MOSFET cu canal N, este necesară aplicarea unei tensiuni, de aproximativ de 8...12V, pe poartă față de cea de pe pinul de sursă.

Din moment ce pe sursă pot fi aplicate tensiuni de până la 40V, este nevoie ca pe poartă să fie aplicată o tensiune de cel puțin 48...52V.

Frânele electromagnetice folosite au nevoie de 24V pentru a putea funcționa, cu toate că poate fi folosită și o tensiune mai mică pentru a le putea menține cuplate. În acest sens, s-a folosit un MOSFET cu comandă TTL care va modula tensiunea de alimentare de 40V pentru a menține curentul necesar prin înfășurările bobinelor frânelor electromagnetice. Aceasta va permite o cuplare-decuplare foarte rapidă a

frânelor și lucrul fără supraîncălzire, inițial aplicând bobinelor frânelor tensiunea de alimentare de 40V, urmată de reducerea valorii acestei tensiuni la una stabilită prin PWM, necesară pentru a menține frânele în stare cuplată dar și reducând disiparea de putere din înfășurări, față de cazul în care am fi alimentat cu tensiune constantă de 24V.

Un aspect important care trebuie luat în considerare la proiectarea sursei de alimentare, este că energia cinetică a brațului robotului, în anumite condiții, poate să fie regăsită pe linia de alimentare cu tensiune. Aceasta va reduce disiparea la nivelul dispozitivelor de ieșire, va reduce pierderile și consumul general de putere. Cu toate acestea, linia de alimentare trebuie proiectată să fie capabilă să și absoarbă tensiune, nu numai să livreze. O sursă de alimentare direct alimentată de la priză ar putea avea creșteri de tensiune distructive în condițiile de mai sus. Pentru a putea rezolva această problemă, în mod curent, se folosesc baterii de acumulare cu acid de capacitate mare pentru a putea stoca energia rezultată, cu toate că aceasta conduce la unele neregularități ale tensiunii de alimentare în funcție de starea de încărcare a bateriilor. Tensiunea necesară procesorului și modulelor de procesare analogică este luată de pe pinul de 12V al conectorului CAN.

Perifericul de control al CAN-ului necesită un minim de componente externe folosind doar un driver integrat, care conține elementele de putere ce comandă rețeaua și receptorul folosit pentru a citi datele existente pe rețea. Rețeaua CAN necesită la fiecare capăt câte un rezistor de 120Ω pentru a elimina reflecțiile de semnal de pe cablu. CAN este o rețea de tip multi-master cu posibilitatea ca fiecare nod să poată transmite oricând un mesaj. Pentru eliminarea coliziunilor de date pe rețea, este folosită o soluție combinată hardware-firmware. Magistrala este caracterizată de două stări: recesivă, când ambele linii CAN-H și CAN-L se află la un nivel de 2,5V și dominantă, când CAN-H se află la un nivel de 5V și CAN-L este pus la masă. Acest lucru înseamnă că dacă două sau mai multe noduri încearcă să transmită date în același timp, un nod care transmite o stare dominantă va primi ca răspuns că transmisia a fost făcută fără erori, iar un nod care transmite o stare recesivă va primi ca răspuns o eroare. Dacă două sau mai multe noduri de magistrală pornesc transmisia în același timp, după ce au constatat că magistrala este liberă, coliziunea mesajelor este evitată de către fiecare nod prin verificarea fiecărui bit a identificatorului său unic. Echipamentele care detectează o coliziune (cu stare recesivă) vor renunța la transmisie.

Brațul robotic este echipat cu o serie de senzori pentru parametri de interes ai mișcării sau a stării curente a robotului. Curentul este măsurat prin căderea de tensiune pe o rezistență cu o valoare cunoscută, în fiecare ramură a punții H și a motoarelor. Tensiunea culeasă de pe aceste rezistențe este apoi amplificată de amplificatoare diferențiale și măsurată de un convertor analogic-digital. În cazul în care se depășește o anumită valoare a curentului, se activează întreruperea Power Drive Protect a DSP-ului.

Poziția curentă de la encodelele sin-cos produce un impuls pe fiecare front al celor două canale în cuadratură. Aceasta înseamnă că la o rotație completă a motorului vom recepționa 1000 de impulsuri în condițiile în care encodelele utilizează un disc standard de 250 de linii.

Pentru mai multe date despre starea curentă, se mai poate măsura tensiunea de alimentare, senzorii potențiometrice și temperatura MOSFET-urilor.

3. SOFTWARE-UL DE CONTROL

Software-ul pentru fiecare DSP situat la articulații trebuie să rezolve sarcinile primite la o viteză ridicată. Funcțiile principale ale controlerului sunt de a închide local o buclă de deplasare și de a comunica cu magistrala. Modulul de comunicații de pe fiecare controler, primește comenzi de la controlerul central (host controller), furnizează informații despre erorile întâlnite și trimite informații despre starea sa curentă celorlalte controlere și controlerului central. Controlerele de la articulații lucrează în modul de întrerupere, rutinele de deservire a întreruperilor (ISR) preluând toată munca controlerului.

Rutinele de deservire a întreruperilor pe partea de comunicații a fiecărui DSP este activată de primirea unui pachet de date adresat unei anume articulații sau tuturor. După cum am afirmat mai sus, mesajele pe o magistrală CAN se transmit în ordinea priorității, cea mai mare prioritate având mesajele cu valoarea cea mai mică a adresei de mesaj. Adresa 0 este folosită ca un canal de comunicație general între controlerele de articulație și controlerul central, fiind rezervată pentru mesaje urgente, cum ar fi oprirea imediată generală sau doar a unei articulații. Adresa 1 corespunde articulației 1, continuându-se până la atingerea numărului maxim de articulații, dar avându-se în vedere că mesajele pentru articulațiile cu cea mai mare rază de lucru trebuie să ajungă mai repede la controlerul respectiv. O ultimă adresă va fi rezervată pentru comunicația dintre controlerul central și controlerele de la articulații.

Avantajul unei configurații multi master este că în cazul că o articulație se defectează din cauza unui curent prea mare, spre exemplu, sau tensiunea de alimentare este scăzută sub o limită de alarmare, controlerul de articulație nu trebuie să aștepte să trimită un mesaj la controlerul central și apoi să aștepte din nou transmiterea unui mesaj de la controlerul central la celelalte articulații, ci poate să transmită imediat un mesaj celorlalte articulații și controlerului central. În acest fel celelalte controlere sunt pregătite pentru o oprire în condiții de siguranță înainte ca mesajul transmis și către controlerul central să fie interpretat. Mesajul va avea prioritate 0, deci va fi transmis imediat ce transmisia curentă de pe magistrală va fi încheiată.

Atunci când fiecare controler de articulație primește un mesaj care îi este adresat, acesta va conține cei 8 bytes de date care se pot transmite într-un pachet. Primul cuvânt este folosit pentru a defini comanda către articulație. Cu toate că nu este necesar un cuvânt întreg pentru a defini mesajul, aceasta va face codul care urmează mult mai ușor și asigură funcționarea satisfăcătoare a rețelei chiar și în condițiile unei rate de comunicație foarte scăzute. Controlerile individuale de articulație pot trimite de asemenea informații despre starea curentă către controlerul central, prin folosirea ultimei adrese din listă ori de câte ori este nevoie. În acest caz, primul byte va conține adresa articulației care trimite pachetul de date. Al doilea byte va conține un număr care identifică tipul mesajului, iar restul conținând informațiile relevante în funcție de tipul de mesaj.

Pachetele de date CAN trimit comenzi de la controlerul central către controlerile de articulație. Informațiile transmise pot fi unghiuri ale articulațiilor, viteza sau accelerația mișcării sau o serie de alți parametri cum ar fi curentul maxim permis în timpul mișcării.

Controlerul unei articulații generează un profil trapezoidal de viteză pentru a realiza mișcarea din poziția curentă în poziția dorită. Viteza care va trebui atinsă va fi comparată cu viteza de referință a generatorului de profil de viteză fiind compensată cu un algoritm de control proporțional-integral (PI). Odată ce profilul de viteză a fost generat, bucla de control folosește algoritmul PI bazându-se mai mult pe controlul poziției decât pe controlul vitezei.

În cazul în care este nevoie să obținem o anumită tensiune prin PWM, întotdeauna se verifică dacă nu se depășește limita superioară de curent. Dacă curentul maxim absorbit de motor la ultima deplasare depășește limita superioară, PWM-ul calculat va fi redus proporțional pentru a limita curentul prin motor în următorul ciclu de lucru.

În momentul în care circuitul de detecție a supracurentului activează intrarea PDPInt (Power Drive Protect Interrupt) a DSP-ului, ieșirile acestuia trec în starea de impedanță ridicată. O serie de rezistențe de balast pun ieșirile în starea inactivă corespunzătoare. În software, rutina de deservire a întreruperii este PDPIsr, având o prioritate foarte mare, dar mai mică decât cea dată de semnalul de reset sau NMI (întrerupere nemascabilă). Rutina PDPIsr transmite un mesaj pe adresa 0 a magistralei CAN către toate controlerile articulațiilor și către controlerul central pentru a începe imediat secvența de oprire. Programul de lucru se va opri în punctul curent și nu va reporni decât după resetarea sistemului.

Rutina de deservire a întreruperii nemascabile este declanșată dacă DSP-ul încearcă să acceseze o adresă ilegală sau să execute un cod de instrucțiune eronat. În acest caz, controlerul central întrerupe imediat ieșirile PWM și transmite un mesaj pe adresa 0 a rețelei CAN. Răspunsul controlerelor articulațiilor brațului robotic este același ca și în cazul controlerului central: oprire imediată.

4. CONCLUZII

Obiectivul propus a fost de a obține un nou sistem de control pentru un braț robotic, prin control digital de la distanță cu folosirea unei magistrale de tip CAN. Software-ul necesar pentru controlul brațului robotic necesită îmbunătățiri și adaptări la nivelul noii configurații propuse. Pentru a putea îmbunătăți strategiile de control ale brațului se încearcă un compromis între precizia de poziționare, viteză și controlul forței.

Bibliografie

- [1] Radcenco, V., Alexandrescu, N., *Calculul și proiectarea elementelor și schemelor pneumatice de automatizare*, Edit. Tehnică, București, 1985
- [2] Avram, M., *Construcția și exploatarea echipamentelor hidraulice și pneumatice de automatizare* - Partea I, Edit. Tehnică, București, 1997
- [3] Banu, V., *Echipamente hidropneumatice pentru automatizare*, Edit. Tehnică, București, 1994

STUDIU PRIN METODE NUMERICE A EFECTELOR EXPLOZIEI MINELOR MARINE ASUPRA BORDAJULUI NAVELOR

Gl.bg.(r)prof.dr.ing. Tudor CHERECHEȘ*

Ing. Paul LIXANDRU*

Lt.cdor.ing. Gheorghe ICHIMOAIE**

Slt.ing. Alin-Constantin SAVA*

* Academia Tehnică Militară

** Academia Navală Mircea cel Bătrân

1. PRELIMINARII LA SIMULAREA INTERACȚIUNII MECANICE DINTRE UNDELE DE ȘOC PRODUSE PRIN EXPLOZIE ȘI STRUCTURILE NAVALE

Soluțiile corecte în problemele mediului continuu, abordate prin simulare numerică cu ajutorul metodei elementelor finite, se obțin în condițiile satisfacerii criteriilor specifice metodei. La formularea problemelor în elemente finite sunt de foarte mare importanță următoarele etape:

- alegerea tipului de elemente;
- modelarea corectă a proprietăților materialelor;
- stabilirea numărului de elemente, implicit a numărului de noduri;
- schematizarea și aplicarea sistemului de acțiuni externe (sarcini);
- implicarea condițiilor de frontieră;
- alegerea metodelor de soluționare în care se încadrează:
 - metodele de integrare pe element;
 - metodele de rezolvare a sistemului global de ecuații.

Parcursul judicios al etapelor enumerate conduce la soluții a căror precizie satisface nevoile curente ale practicii tehnico – ingineresti, obținute cu un efort de calcul rezonabil.

Creșterea eficienței în procesul de simulare a fenomenelor dinamice în structurile complexe, precum structurile navale, se poate realiza prin abordarea preliminară cu ajutorul metodei elementelor finite, a unor modele similare dar cu extindere mai redusă.

Simulările preliminare au ca scop testarea opțiunilor referitoare la tipul elementelor și numărul lor, proprietățile materialelor, condițiile la limită și la metodele de soluționare numerică. Sunt două obiective de urmărit în testele de simulare preliminare:

- precizia soluției;
- durata de calcul.

Precizia soluției se controlează urmărind convergența pe stări de discretizare cu rețele rafinate, practic prin dedublare.

Aprecierea efortului de calcul (a duratei de soluționare) se poate face, pornind de la constatarea că, pentru o unitate de calcul, durata de calcul este proporțională cu dimensiunea problemei (numărul gradelor de libertate) la o putere cuprinsă între 2 și 3 în funcție de metoda de rezolvare aleasă.

Pentru simularea fenomenelor dinamice generate de interacțiunea undelor de șoc produse de explozie, cu corpul navei, s-au efectuat teste preliminare pe o structură de bordaj.

Structura de bordaj aleasă pentru simularea preliminară respectă criteriile constructive ale corpurilor de nave, având incluse elementele de rezistență de bază, coaste, stringheri și învelișul de tablă. Forma constructivă a elementelor de rezistență din structura bordajului permite modelarea acestora cu elemente finite de tipul SHELL4. folosirea acestui tip de elemente conduce la o economie importantă a efortului de calcul, fără influențe negative asupra soluției.

Construcția fiind realizată din oțel de construcții navale, ca model de material a fost adoptat modelul elastoplastic cu întărire liniară, izotropică, caracterizat de parametrii: E – modulul de elasticitate, ν - coeficientul contracției transversale, σ_y - limita de curgere, E_T - modulul tangent în regim plastic

Numărul de elemente finite pentru varianta de discretizare care asigură precizia satisfăcătoare, urmărită prin convergență, a fost de 27504, cărora le corespund 27670 noduri.

Bordajul analizat a fost considerat ca făcând parte dintr-un corp de navă în stare de plutire, iar sarcinile s-au aplicat în urma producerii exploziilor unei mine plasate la diverse distanțe minele au fost considerate sferice, încărcate cu o cantitate de 100 kg de TNT.

Rezultatele testelor preliminare sunt prezentate în patru variante, pentru fiecare dintre variantele analizate s-au reprezentat imagini ale efectului distructiv al exploziei, câmpul tensiunilor echivalente și câmpul vitezelor rămase. Toate variantele testelor preliminare s-au analizat prin simulare numerică pe durata de 0,2 s. Durata efortului de calcul a fost de aproximativ 30 min.

Folosirea metodei testelor preliminare s-a dovedit foarte utilă în construirea unui model cu elemente finite pentru structurile navale, capabil să conducă la soluții satisfăcătoare în condițiile unui efort de calcul rezonabil.

2. SIMULAREA INTERACȚIUNII MECANICE DINTRE UNDELE DE ȘOC SFERICE GENERATE DE EXPLOZII SUB APĂ ȘI STRUCTURILE NAVALE

Rezultatele și concluziile obținute la testele preliminare descrise în paragraful anterior au permis realizarea modelului cu elemente finite al structurii de rezistență pentru un corp de navă militară, în condițiile de acuratețe și de eficiență a efortului de calcul.

Modelul cu elemente finite al structurii de rezistență a corpului navei

În scopul simplificării modelului, din corpul navei au fost reținute numai elementele care asigură rezistența și rigiditatea navei. Toate elementele structurale au fost încadrate în categoria profilelor subțiri, fapt ce permite modelarea cu elemente finite de placă încovoiată de tip SHELL4.

Modelul cu elemente finite a structurii de rezistență a navei este dat printr-o vedere de ansamblu în care este specificată poziționarea detaliilor. Întreaga structură de rezistență a corpului navei, căreia i s-a adăugat și suprastructura, dar numai pentru efect inerțial deoarece contribuția acesteia la rezistența împotriva exploziilor submarine fiind minoră, a fost discretizată cu un număr total de 145856 de elemente, cărora le corespunde un număr de 142177 noduri.

Pentru material s-a utilizat un model de material, cu parametrii specifici oțelurilor navale, astfel:

- modulul de elasticitate, $E = 2.05 \times 10^5 \text{ MPa}$;
- coeficientul contracției transversale, $\nu = 0.3$;
- limita de curgere, $\sigma_y = 355 \text{ MPa}$;
- modulul tangent, $E_T = 1020 \text{ MPa}$.

Pentru realizarea masei totale a navei pe punți au fost repartizate uniform mase adiționale.

2.1 Condiții de analiză

Un model complet al interacțiunii undelor de șoc produse prin explozii sub apă și structurile navale ar trebui să cuprindă sursa exploziei, modelul de propagare și structura de rezistență a corpului navei.

Deoarece în capitolele anterioare au fost analizate în detaliu condițiile de producere și propagare a undelor de șoc și s-a stabilit modelul fizic al mediului de propagare, verificat prin mai multe teste, în acest capitol, întreaga atenție s-a concentrat pe efectul undelor de șoc produse prin explozii submarine asupra structurilor navale. Această strategie permite concentrarea tuturor elementelor finite disponibile pe structura de rezistență, fapt ce conduce la realizarea unei rețele suficient de rafinate, în scopul realizării preciziei impuse.

Eliminarea mediului de propagare a unei de șoc dintre încărcătura explozivă și corpul navei, făcută cu măsurile de precauție necesare, nu alterează condițiile pe frontiera corpului navei. Efectul unei de șoc pe corpul navei se substituie cu presiunea echivalentă, ca funcție de timp, aplicată elementelor finite văzute din centrul exploziei.

Funcția de timp a presiunii pe un element dat depinde de distanța față de distanța față de centrul exploziei prin timpul de ajungere, t_a , de vârful de presiune, P_m' , valoare dependentă de distanță și de normala la suprafața elementului, care condiționează reflexia, și de constanta de atenuare θ .

În programul de analiză există o subrutină de calcul în mod automat, în funcție de datele problemei, care face încărcarea cu presiune a elementelor vizibile din punctul exploziei și dispuse în mediul lichid.

Durata totală de analiză s-a stabilit la 0,2 s. Ca metodă de integrare pe elementele SHELL4 s-a utilizat integrarea Gauss într-un punct din centrul elementului, pentru care sunt necesare unele măsuri de precauție referitoare la diminuarea contribuției *nodurilor clesidre*. Aceste măsuri de precauție au fost luate prin introducerea amortizării artificiale volumice.

În aceste condiții, durata de soluționare a unei variante de calcul a fost de 16 ore și 10 minute. Comparând această durată de calcul cu cea în care s-a soluționat testul preliminar, se constată proporționalitatea efortului de calcul cu dimensiunea problemei la puterea 2,12. Dacă s-ar fi folosit o metodă implicită, durata de calcul ar fi fost mult mai mare, exponentul puterii crescând către 3.

Au fost supuse simulării trei variante de interacțiune a undelor de șoc cu corpul navei, definite prin poziția relativă a minei față de navă. Încărcătura minei a fost considerată ca fiind sferică, cu masa de 300 kg de TNT.

2.2 Analiza rezultatelor

Efectul exploziei minei marine asupra unei nave reprezintă o caracteristică a războiului naval. Astfel, efectul unei mine poate fi:

- distrugere;
- avariere gravă;
- avariere ușoară.

Criteriile după care se apreciază efectul sunt atât de ordin tactic cât și de ordin tehnic și sunt în funcție de tipul navei, dimensiunile și misiunile acesteia etc.

Deoarece obiectivul militar al apărării cu mine marine și fluviale este scoaterea din luptă a navelor de suprafață și submarinelor inamice, în analiza rezultatelor simulărilor s-a urmărit în primul rând efectul distructiv al exploziilor submarine asupra structurilor de rezistență ale navelor.

În figuri sunt prezentate distrugerile produse navelor pentru cele trei variante de amplasare relativă a minelor; cele mai mari distrugerile se produc în varianta de amplasare a minei sub navă. În acest caz particular de explozie a minei, efectul distructiv al undei de șoc este amplificat de acțiunea bulei de gaze pulsatorii, rezultată în urma exploziei, în mișcarea ascensională către suprafața apei.

În varianta a doua, de explozie a mine la travers la 20 m și adâncimea de 20 m, se produc de asemenea distrugerile importante ale bordajului și structurii de rezistență a corpului navei. În ambele cazuri, flotabilitatea pozitivă a navei este compromisă, aceasta scufundându-se. În cea de a treia variantă, nava suferă avarii ale bordajului și ale structurii de rezistență de mai mică anvergură, capacitatea de luptă și de manevră a navei fiind influențate semnificativ.

Interpretări similare se pot face și în urma studierii figurilor unde este prezentat câmpul tensiunilor echivalente von Mises în structura de rezistență a navei, pentru fiecare din cele trei variante.

Pentru evidențierea clară și comparativă a distrugerilor suferite de navă și a câmpului de tensiuni echivalente în cele trei variante de dispunere a minei, reprezentările s-au făcut pe vederi frontal – laterale dinspre mină și pe vederi de sub navă.

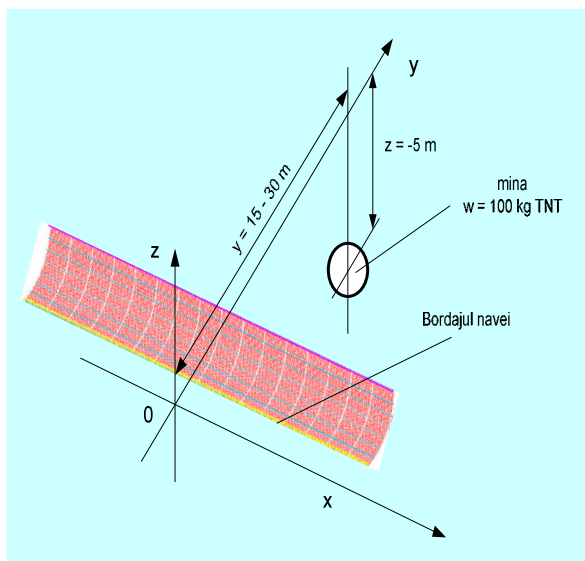


Figura 2.1 Poziția relativă a minei față de bordajul navei

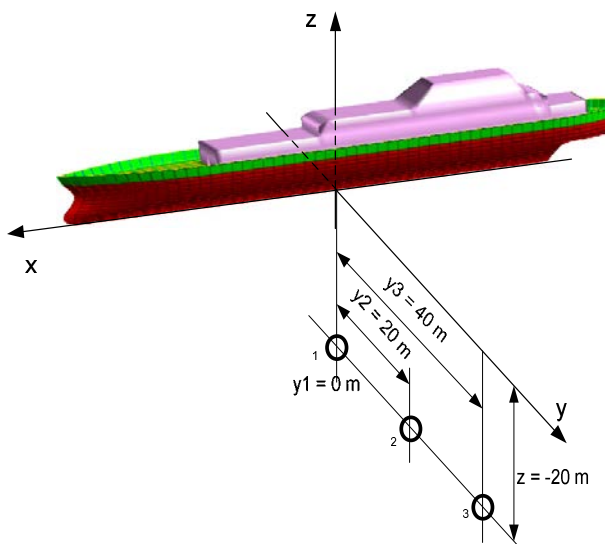


Figura 2.2 Poziția relativă a minei față de navă, pentru cele trei situații de analiză

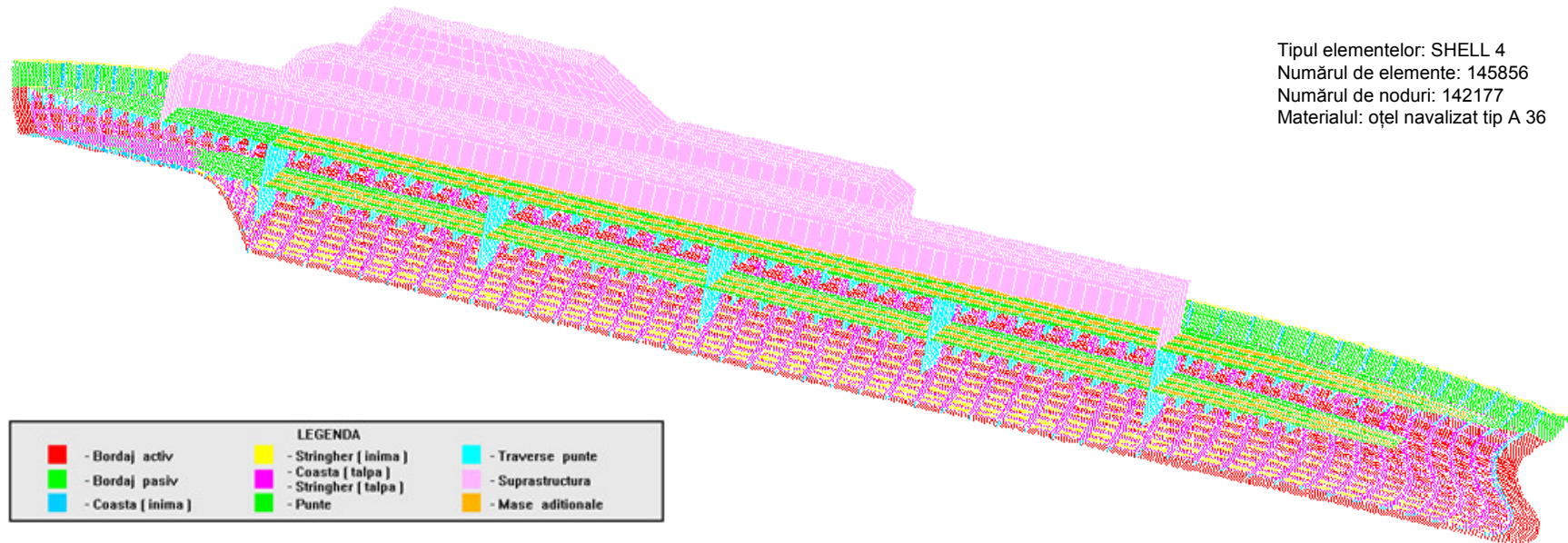


Figura 2.3 Modelul cu elemente finite – imagine de ansamblu

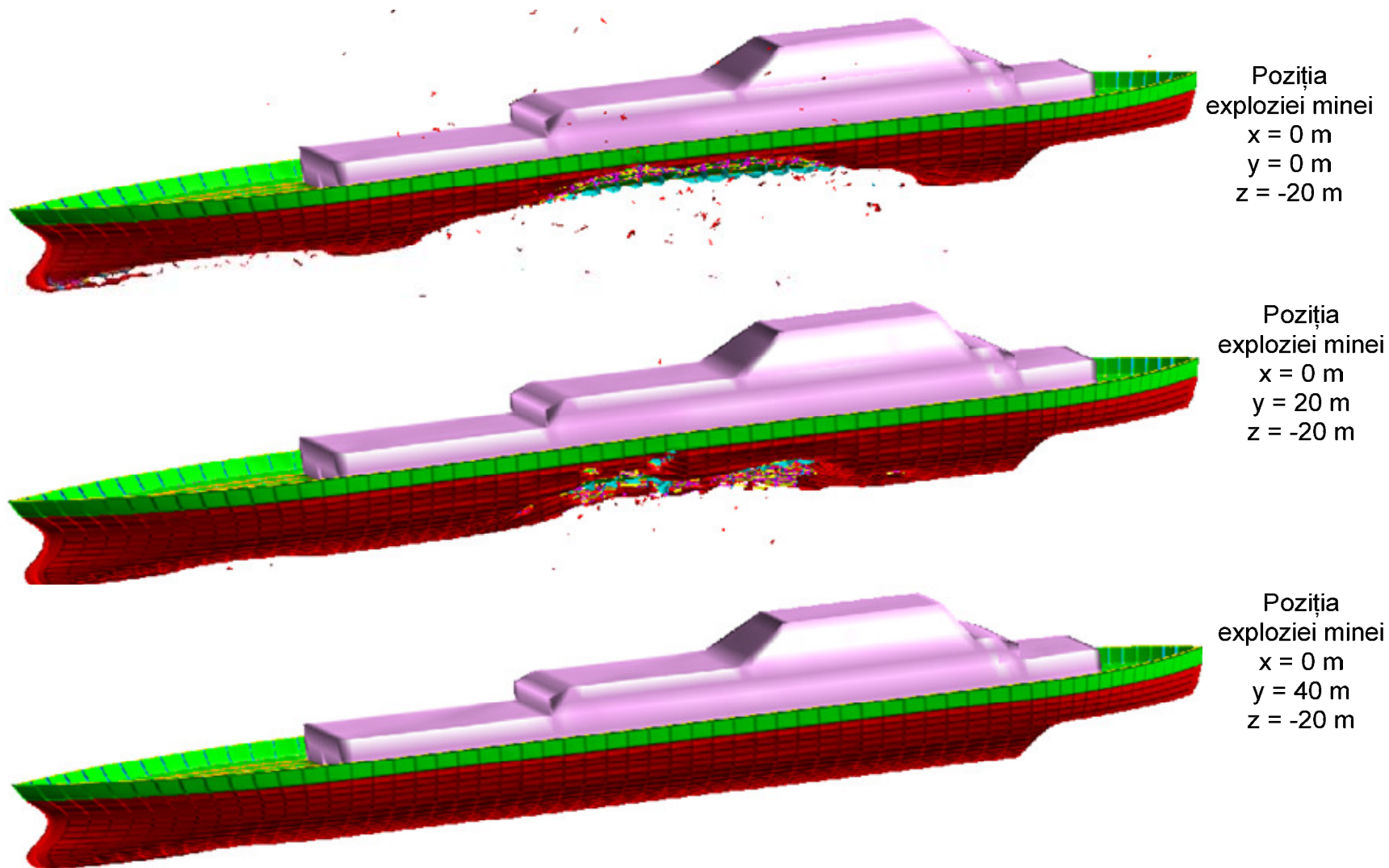


Figura 2.4 Efectul distructiv - vedere frontal-laterală

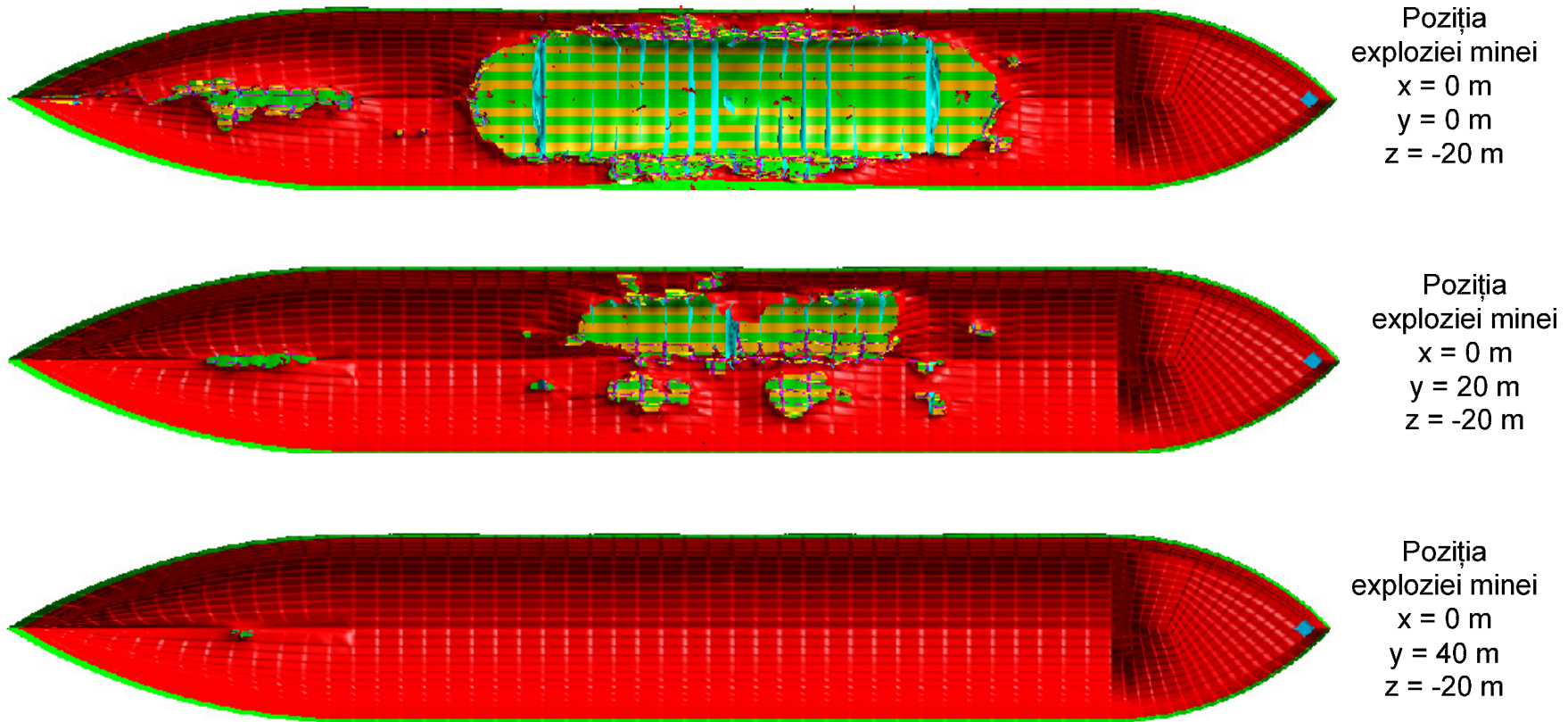


Figura 2.5 Efectul distructiv - vedere de sub navă

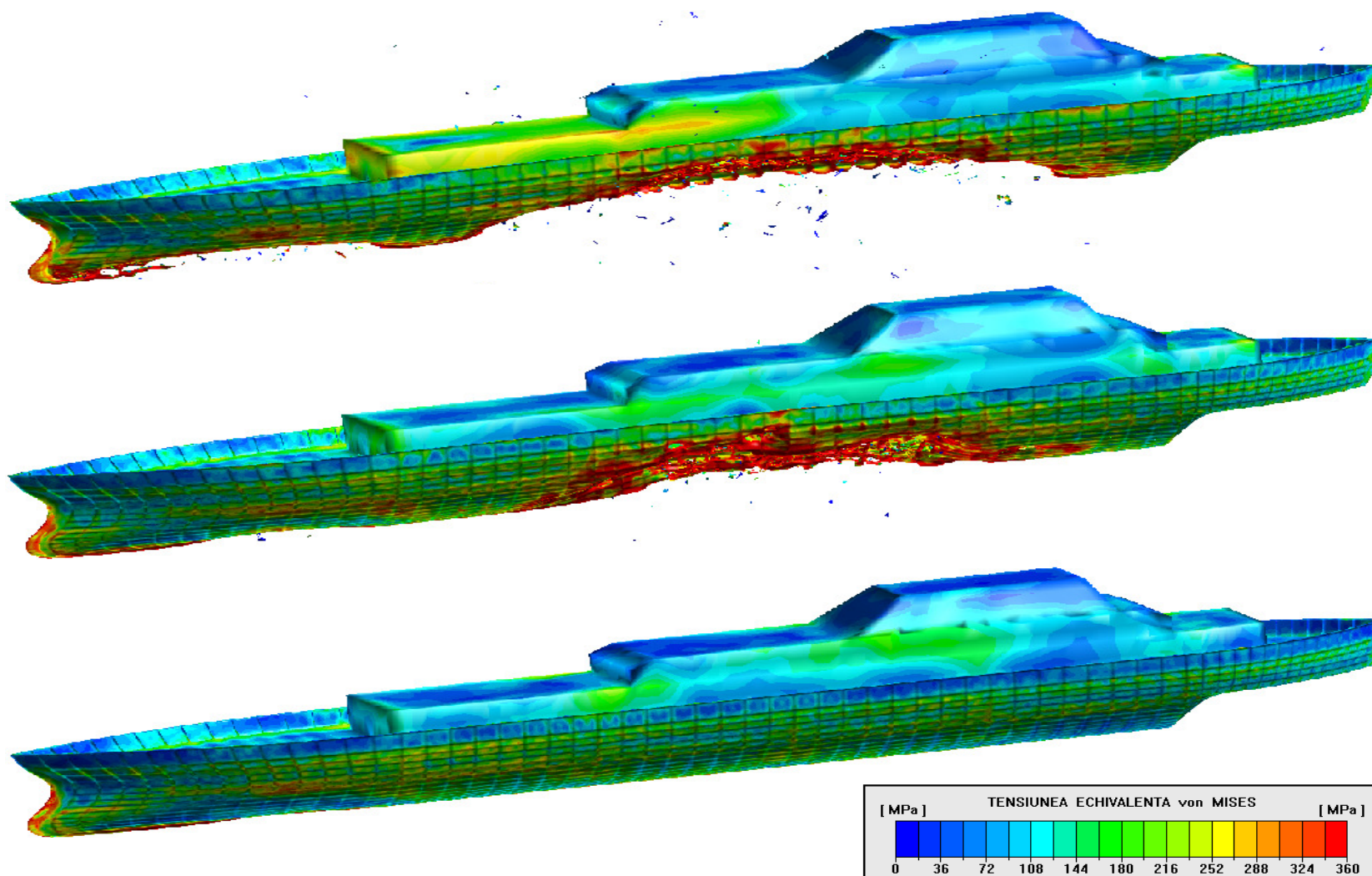


Figura 2.6 Câmpul tensiunilor VON MISES - vedere frontal-laterală

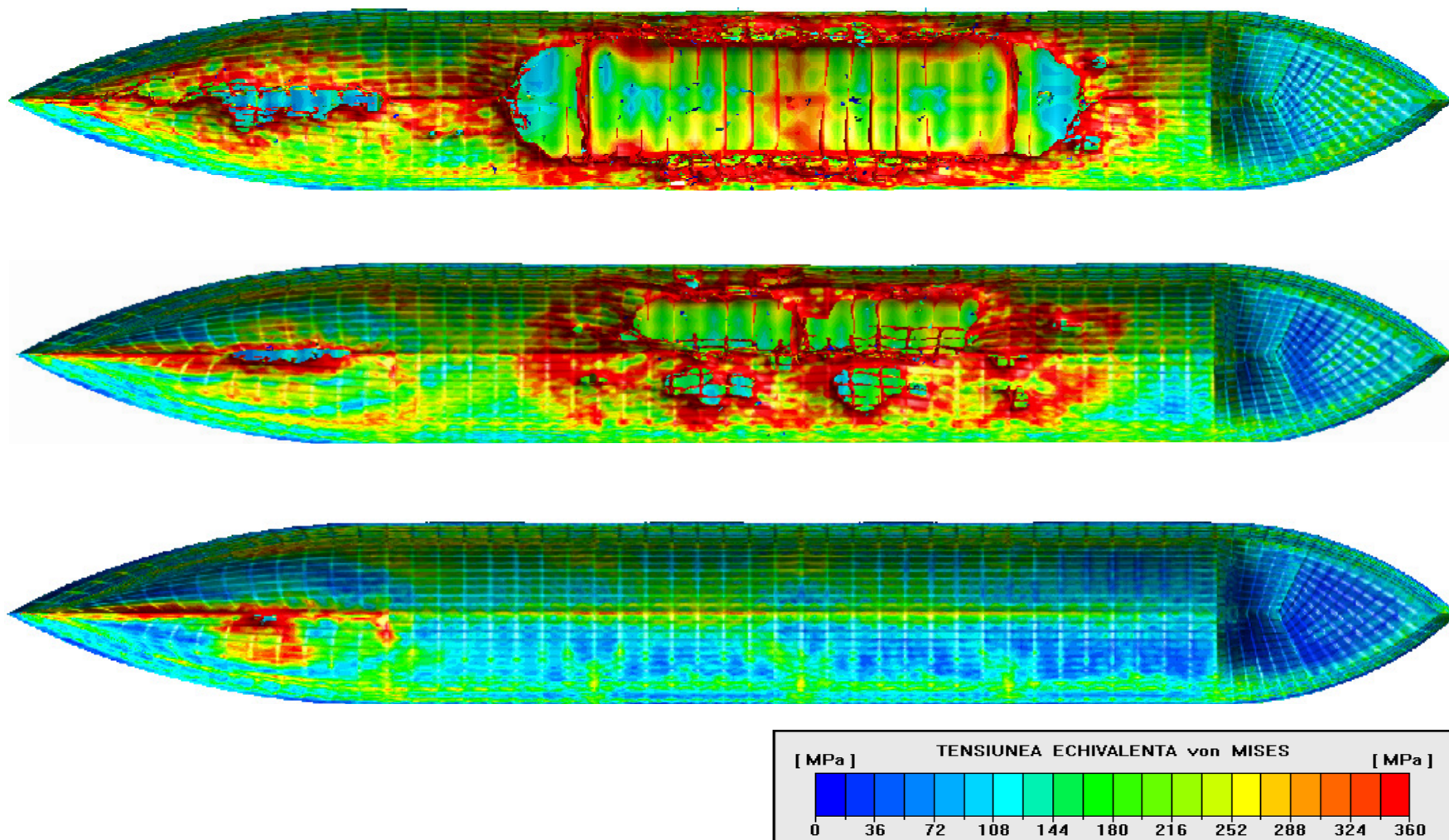
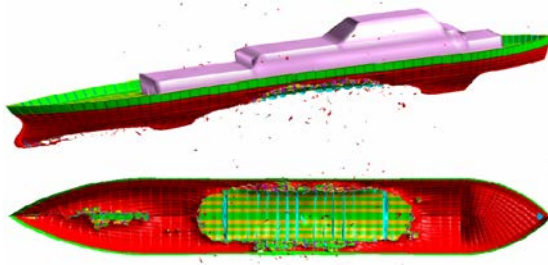
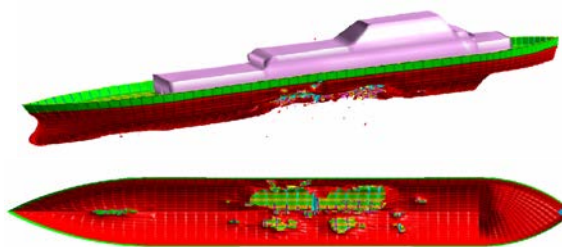
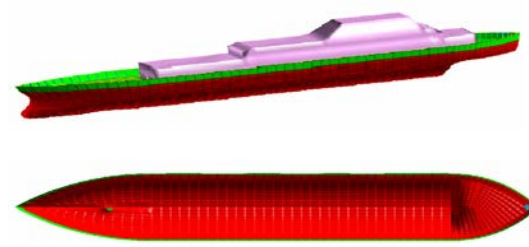
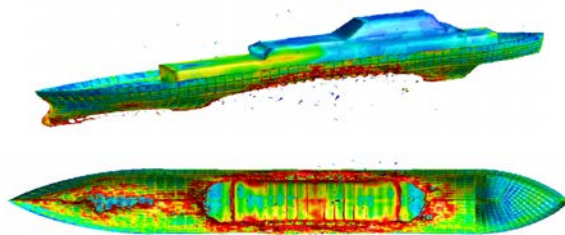
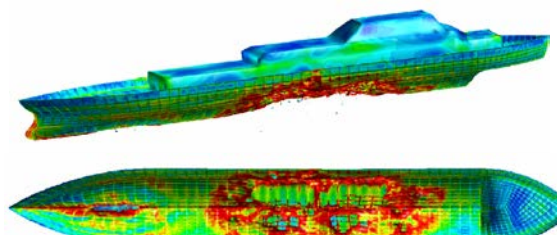
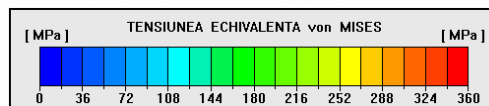
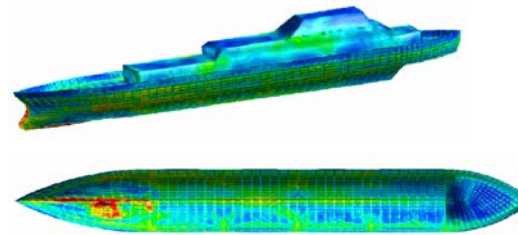


Figura 2.7 Câmpul tensiunilor VON MISES - vedere de sub navă

EFFECTUL DISTRUCTIV – TABEL COMPARATIVMina explodează în: $x = 0 \text{ m}$, $y = 0 \text{ m}$, $z = 20 \text{ m}$ Mina explodează în: $x = 0 \text{ m}$, $y = 20 \text{ m}$, $z = 20 \text{ m}$ Mina explodează în: $x = 0 \text{ m}$, $y = 40 \text{ m}$, $z = 20 \text{ m}$ **CÂMPUL TENSIUNILOR ECHIVALENTE VON MISES (0 ÷ 360 MPa) – TABEL COMPARATIV**Mina explodează în: $x = 0 \text{ m}$, $y = 0 \text{ m}$, $z = 20 \text{ m}$ Mina explodează în: $x = 0 \text{ m}$, $y = 20 \text{ m}$, $z = 20 \text{ m}$ Mina explodează în: $x = 0 \text{ m}$, $y = 40 \text{ m}$, $z = 20 \text{ m}$ **Figura 2.8**

3. CONCLUZII

Particularizarea metodei elementelor finite pentru aplicațiile din domeniul mecanicii fluidelor a fost necesară deoarece în lanțul de simulare, între mină și corpul navei, intervine mediul de propagare a undelor de șoc – apa de mare.

Stabilirea modelului definitiv cu elemente finite pentru structura de rezistență a navei a fost precedată de teste preliminare pe modele reduse. Testele preliminare, în mai multe variante, au avut ca scop optimizarea simulării fenomenelor dinamice produse de interacțiunea undelor de șoc cu structurile navale. Optimizarea a avut în vedere compromisul dintre acuratețea soluțiilor și efortul de calcul.

Metodologia de simulare a fenomenelor dinamice cu ajutorul metodei elementelor finite, prezentată în acest capitol, conduce la soluții numerice de încredere în condițiile efortului de calcul considerat acceptabil, de ordinul zecilor de ore, pe calculatoare personale performante.

Metodologia aplicată aici, a analizei dinamice a corpurilor de navă, se poate extinde și în alte domenii ale mecanicii structurilor supuse acțiunilor undelor de șoc produse prin explozie și transmisă mediului marin: instalații portuare imerse, platforme de foraj marin, piloni de poduri și altele.

SISTEME DE DETECTIE A GAZULUI METAN SI MONOXIDULUI DE CARBON, PE BAZA DE SENZORI SEMICONDUCTORI

**Sergiu CADAR*, Cecilia ROMAN*, Ludovic FERENCZI*, Gabriela PITL*,
Simona COSTIUG*, Mircea CHINTOANU*, Eugen DARVASI***

**INCDO-INOE 2000, Filiala Institutul de Cercetări pentru Instrumentație Analitică, ICIA, str. Donath, nr. 67, RO-400293 Cluj-Napoca, email: icia@icia.ro*

I. INTRODUCERE

Utilizarile gazelor naturale au cunoscut o crestere semnificativa in ultimi ani si, odata cu ele, importanta detectiei de gaz metan in scopul prevenirii scaparilor de gaze ce pot aparea accidental. Aparitia gazului toxic, monoxid de carbon (CO) produs al arderilor incomplete, in special la sistemele de incalzire cu boilere sau aplicatii cu caracter similar, au la baza arderi de gaze. CO a cauzat multe accidente si intoxicatii datorate inhalatiei. In ultimii ani, nevoia de aparatura pentru detectia gazului metan si CO a cunoscut o crestere semnificativa in Romania.

Valoarea, ca pret, a avertizoarelor de gaz destinate uzului casnic este scazuta pe piata de desfacere. Acest fapt se datoreaza, in special, nevoii de a putea asigura pentru majoritatea utilizatorilor casnici, un element de siguranta extrem de necesar. Pentru acoperirea costurilor de fabricatie si asigurarea unui pret cat mai accesibil, producatorii de avertizoare de gaz pentru uz casnic trebuie sa tina cont de doua aspecte: senzorul sa aiba la baza un singur element sensibil pentru mai multe tipuri de gaze, precum si un consum de energie cat mai scazut.

In satisfacerea acestor nevoi firma FIS Company (Japonia) dupa lungi perioade de testari si analize a reusit sa construiasca si comercializeze senzorul SB95. Sensorul SB-95 este un sensor semiconductor care beneficiaza de doua avantaje: este construit la dimensiuni foarte reduse fata de cele ale precedesoriilor sai si detecteaza pe acelasi element senzitiv doua gaze, metan si monoxid de carbon, cu un consum foarte mic de energie comparativ cu utilizarea a doi senzori clasici.

II. RISCUL PREZENTAT DE GAZELE COMBUSTIBILE

Aerul, impreuna cu gazele combustibile, poate forma amestecuri explozive daca gazul combustibil se afla la o anumita concentratie. Amestecul exploziv format poate fi aprins de la o scanteie cu o energie suficienta sau de la o suprafata cu temperatura ridicata producand astfel o explozie.

Puterea exploziei depinde de concentratia gazului combustibil in aer. Nu toate concentratiile de gaz combustibil in aer se aprind sau explodeaza, exista o limita inferioara de explozie (LIE) si o limita superioara de explozie (LSE). Limita inferioara de explozie este concentratia minima de gaz combustibil in aer care se poate aprinde si la majoritatea gazelor sau vaporilor inflamabile este de 5% in volum. Limita superioara de explozie este concentratia maxima de gaz combustibil in aer care poate fi aprins. Concentratiile peste limita superioara nu se pot aprinde deoarece in atmosfera este oxigen insuficient.

Ariile in care exista posibilitatea de formare a amestecurilor de gaze sau vapori combustibili in aer poarta numele de "arii periculoase" iar celelalte arii poarta numele de "arii sigure". Orice echipament electric folosit in "arii periculoase" incluzand echipament de detectie gaze, trebuie testat special si certificat pentru a fi sigur ca prin folosirea lui in conditii de defect sa nu poata initia o explozie.

Gazul metan este utilizat pe scara larga in procese industriale, ca si combustibil, dar este prezent si in minele de carbune (mine grizutoase). Gazul metan poate forma cu aerul amestec exploziv.

III. RISCUL PREZENTAT DE MONOXIDUL DE CARBON

Monoxidul de carbon (CO) este o noxa deosebit de importanta deoarece este foarte des intalnita (oriunde exista foc exista posibilitatea de a se forma monoxid de carbon). El se formeaza prin arderea incompleta a combustibililor. Intoxicatia cu CO este cea mai frecventa intoxicatie cu gaze toxice. Este suficienta o concentratie de 0,01% ($100\text{mg}/\text{m}^3$) monoxid de carbon in aer pentru a se produce o intoxicatie grava.

IV. Date constructive ale senzorului SB-95

Elementul senzitiv al senzorului semiconductor este de tip perla iar bobina electrozului de incalzire este inglobata in acest element. Elementul sensibil este montat intr-o carcasa metalica iar accesul gazului se realizeaza printr-o plasa de otel-inox (densitate 100 de ochiuri). Intre elementul sensibil si plasa se afla un filtru de carbune activ. Configuratia senzorului de gaz SB-95 este prezentata in figura 1.

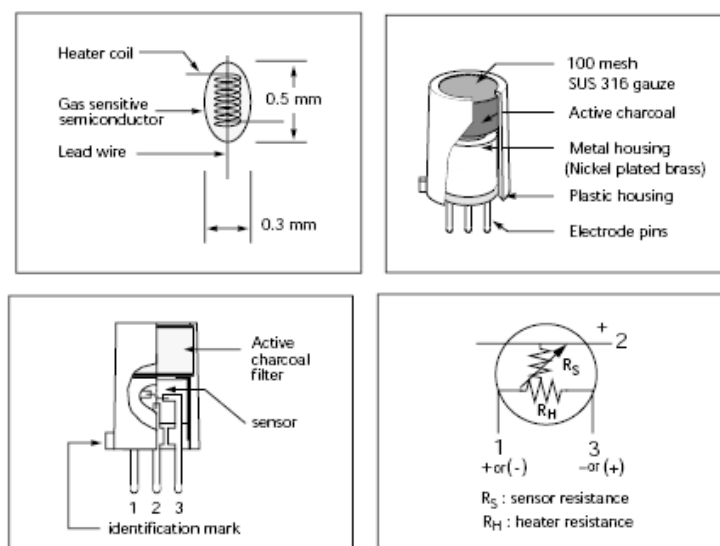


Figure 1. Structura elementului sensibil, configuratia, pozitia pinilor si circuitul echivalent al senzorului SB-95

Electrodul de masura traverseaza prin axa bobinei ce formeaza electrodul de incalzire. Pentru constructia ambilor electrozi, bobina electrodului de incalzire si firul electrodului sensibil, se foloseste un fir de platina cu diametru de 20 μm incorporat intr-o perla de material semiconductor SnO_2 . Dimensiunea elementului sensibil este de 0,5 mm si 0,3 mm in diametru. Materialul semiconductor, dioxidul de staniu, SnO_2 , se obtine prin urmatoarea procedura: la clorura de staniu (SnCl_4) se adauga NH_4OH pentru a produce precipitatul de hidroxid de staniu. Acest material este filtrat, spalat, uscat si apoi calcinat de unde rezulta pulberea cristalina de SnO_2 ; pentru activarea cristalizarii se mai adauga paladiu.

V. METODA DE ANALIZA A GAZELOR

In cazul senzorilor semiconductori masurarea se bazeaza pe variatii ale conductivitatii electrice induse prin absorbtia gazului, la suprafata unui oxid metalic. Aceasta conductivitate electrica este determinata prin concentratia de electroni liberi (tip n) sau de gauri (tip p) in solid. Prin controlul unui filament incalzit se permite ridicarea la temperatura dorita a elementului senzitiv. Sensibilitatea SnO_2 la diferite gaze variaza cu temperatura stratului sensibil. Aceasta este aleasa astfel incat senzorul sa prezinte sensibilitate maxima pentru gazul de metan si monoxid de carbon. Așa cum se observa si in Fig. 2 sensibilitatea SnO_2 cu temperatura este diferita pentru cele doua gaze, gazul metan si CO. Pentru metan sensibilitatea senzorului este in jurul valorii de aprox. 400 $^{\circ}\text{C}$ in timp ce, pentru CO temperatura la care senzorul prezinta cea mai mare sensibilitate este de aprox. 90 $^{\circ}\text{C}$ [2].

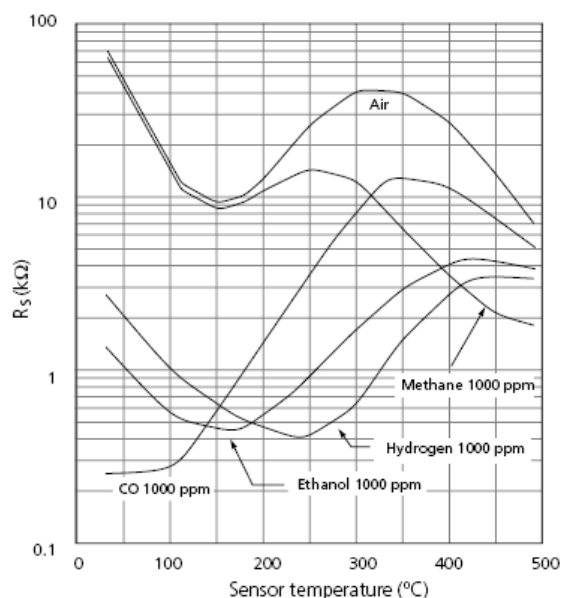


Figure 2. Caracteristicile dependentei de temperatura ($\text{SnO}_2 + \text{Pb}$)

Pentru detectia „simultana” a celor doua gaze nu ramane decat stabilirea unui ciclu de termostatare a elementului senzitiv la cele doua valori de temperatura si masurarea rezistivitatii elementului senzitiv pe durata fiecarui gaz. Pentru incalzirea filamentului de detectie asa cum este prevazut prin constructie senzorul dispune de un filament de incalzire. Acest filament alimentat la valorile de tensiune 0,9 V pe durata a 3 s poate aduce filamentul de detectie sa atinga valoarea de temperatura de 400 °C (moment in care se face citirea valorii concentratiei de gaz metan) iar pe o perioada de 7 s filamentul de incalzire este alimentat la tensiunea de 0,2 V, fapt ce face ca temperatura senzorului sa ajunga la o valoare de temperatura de aprox. 90 °C (moment in care se face citirea valorii concentratiei de gaz CO) (Fig.3).

Prin repetarea ciclica a etapei decripte mai sus senzorul reuseste sa monitorizeze valorile de concentratie pentru metan si CO prin intermediul unui singur element senzitiv.

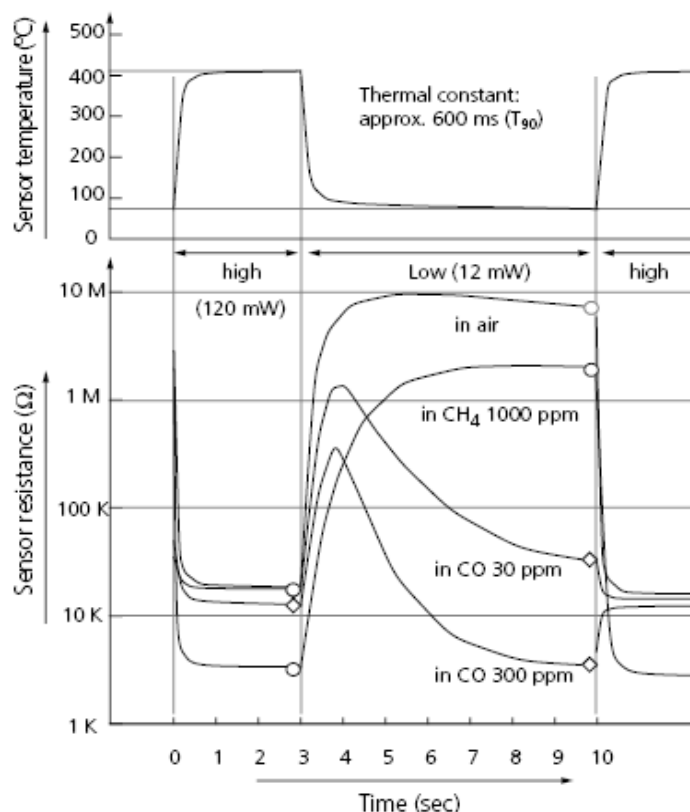


Fig.3 Influenta rezistentei si temperaturii senzorilor asupra raspunsului

VI. APLICATIE IN DETECTIA GAZULUI METAN SI CO AVAND CA ELEMENT DE DETECTIE SENZORUL SB-95

In cadrul unui proiect de cercetare sustinut din fonduri bugetare prin stransa colaborare dintre un INCD si INM s-au proiectat, in vederea introducerii in productia de serie, noi tipuri de mijloace de avertizare a gaze explozive (metan, propan, butan) si a gazului toxic CO, cu referire la monitorizarea zonelor cu pericol de explozie.

Variantele constructive pentru avertizoare sunt:

- Avertizor de gaz metan
- Avertizor de gaz metan si CO
- Avertizor de gaz propan
- Avertizor de gaz butan

La baza aparatului Avertizor metan si CO sta senzorul SB-95. Senzorul a fost ales in urma unui studiu facut asupra senzorilor existenti pe piata. Senzorul SB-95 a prezentat cele mai optime caracteristici pentru aplicatia propusa.

Constructia aparatului s-a facut pe module functionale cu un rol bine definit in functionarea aparatului. Modulele din care se compune aparatul sunt:

- a) Modul „Senzor” care contine: un senzor semiconductor, driver-ul de comanda si alimentare
- b) Modulul microcontroler avand un rol in

- Generarea semnalului de comanda pentru filamentul de incalzire al senzorului
 - Achizitia semnalului provenit de la senzor in conformitate cu punctele de detectie stabilite, pentru fiecare gaz.
 - Achizitia semnalului de la termistor si corectia cu temperatura a semnalului util.
 - Realizarea calibrari si stabilirea pragurilor de alarma.
 - Generarea semnalelor de alarma, optic si acustic.
 - Generarea unui semnal de comanda electrovalva.
- c) Modulul de avertizare ce cuprinde alarmarea optica si acustica precum si driver-ul de comanda pentru electrovalva.
- d) Modulul de alimentare ce indeplineste functiile unui convertor AC-DC precum si cea de stabilizator 5V.

A. Principiul de functionare al aparatului

Senzorul sesizeaza in mod secvential modificarile concentratiei gazului metan si monoxidului de carbon si isi modifica rezistivitatea in raport cu concentratia de gaz. Modificarile rezistivitatii filamentului de detectie sunt preluate ca modificari de tensiune ce apar pe rezistenta de sarcina. Astfel, se pot urmari variatiile unui semnal care se transmite la microcontroler de la senzor, unde are loc conversia din semnal analog in digital. Rezultatul conversiei este comparat cu valori de prag prestabilite si in cazul in care acestea ating respectiv, depasesc concentratia de alarmare se activeaza sistemul de alarmare optica, acustica si decuplare electrovalva. Alarmarea optica este realizata prin aprinderea cate unui LED de culoare rosie pentru metan si galben pentru monoxid de carbon iar decuplarea electrovalvei prin aprinderea unui LED de culoare rosie. Alarma acustica este data de catre un buzzer.

Aparatul are posibilitatea de decuplare a consumatorului de la sistemul de gaze prin comanda unei electrovalva de tipul normal inchis.

B. Stabilirea pragurilor de alarmare

Pentru gazul metan s-a stabilit urmatoarele praguri

- un prag de prealarmare la 10%LIE metan cu activarea alarmei acustica si optica
- un prag de alarmare la 20%LIE metan cu comanda de decuplare a electrovalvei.

Pentru CO s-a stabilit un singur prag de alarmare la concentratia de 50ppm CO in aer la care se activeaza alarma optica, acustica si decuplare electrovalva.

Caracteristici tehnice

Tensiune de operare:	220-240Vac, 50/60Hz
Grad de protectie:	IP42
Metoda de prelevare:	Difuzie
Interval de detectie:	0-10000ppm CH ₄ ; 0-1000ppm CO;
Prag de prealarmare:	10%LIE CH ₄ ; 50ppm CO;
Prag de alarmare:	20%LIE CH ₄ ; 50ppm CO;
Dimensiuni :	70x70x28mm
Alarma:	optica (leduri) si acustica (buzzer 85dB) comanda electrovalva
Masa neta:	0,100 kg

VII. EXPERIMENTARE SI EVALUARE

A. Caracteristici generale

In cadrul etapelor de proiectare si experimentare ale prototipului *Avertizor de gaz metan si CO* s-au stabilit: liniaritatea senzorului in domeniul 0-10.000ppm, 0-1000ppm, implementarea diagramei logice pentru soft-ul in scris in microcontroler, elaborarea unei surse de alimentare de la retea de 220V si testarea modulelor de avertizare optice, acustice si comanda electrovalva. Rezultatele obtinute au fost satisfacatoare: senzorul isi pastreaza liniaritatea pe domeniul de interes 0-10.000ppm 0-1000ppm (Figur 4); softul a raspuns pasilor impusi in diagrama logica de program; sursa de alimentare s-a incadrat in parametrii normali de functionare furnizand 5V/max 1A; modulul de avertizare optica, acustica si comanda electrovalva au raspuns prompt incadrandu-se ca timp de raspuns (< 30s).

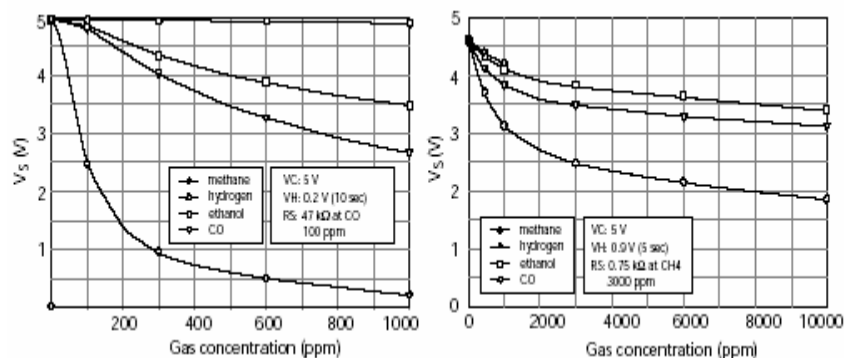


Fig 4. Responsul semnalului Vs la detectie CO and metan (fara compensarea temperaturii)

Toate aceste incercari s-au facut in cadrul etapelor de proiectare prototip si au corespuns cerintelor de proiectare impuse. Insa pentru intrarea produselor pe piata a fost necesara supunerea seriei 0 la un raport de evaluare de un organism acreditat in domeniul aparaturii de detectie si masura a gazelor combustibile si toxice. In acest sens Avertizorul de metan si CO a fost supus unui raport de evaluare prin care s-a obtinut certificarea aparatului pentru desfacerea pe piata interna. In cadrul acestui raport au fost verificate caracteristicile tehnico-fuctionale ale aparatului si incadrarea lor in normele interne prescrise.

De asemenea, aparatul a fost supus evaluarii conform SR EN 50194:2000) 1.1 Constructia aparaturii (pct. 4.2 din SR EN 50194:2000) si 1.1.1. Protectie la accesul la partile sub tensiune (pct. 8 din SR EN 60335-1:1999) si acorespuns tuturor incercarilor la care a fost supus.

VIII. CONCLUZII

SB-95 este un sensor ale carui caracteristici tehnico-functionale sunt optime in elaborarea unor aplicatii cu functii de detectie a nivelului de metan si CO din incaperi unde poat aparea accidental aceste gaze. Aplicatia prezentata este un exemplu in acest sens.

IX. Referinte

- [1] Specificatie tehnica. Senzor de gaze combustibile si CO seria SB-95, Fis Inc., 1999
- [2] Takashi Matsumoto, Katsuyuki Tanaka, and Munehiro Ito "Development of CO and Methane Sensor in a Single Element with Low Power Consumption" [TC01_SB95SENSOR95, www.fisinc.co.jp/PDF/TC01_SB95SENSOR95.pdf](http://www.fisinc.co.jp/PDF/TC01_SB95SENSOR95.pdf)
- [3] SR EN 50104 Aparatura electrica pentru detectarea si masurarea oxigenului. Cerinte de performanta si metode de incercare, 2004.
- [4] SR EN 50270 Compatibilitate electromagnetica. Aparatura electrica pentru detectarea si masurarea gazelor combustibile, toxice sau a oxigenului, 2001.
- [5] SR CEI 79-17 Aparatura electrica pentru atmosfere explozive gazoase, 1997.
- [6] SR EN 50014 Aparatura electrica pentru atmosfere potential explozive, 2004.
- [7] SR EN 50054 Aparatura electrica pentru detectarea si masurarea gazelor combustibile. Cerinte generale si metode de incercare, 2003.

INVESTIGAȚII ASUPRA NIVELULUI DE RADIAȚII UV SOLARE UTILIZÂND APARATUL METRUV

Sergiu CADAR*, Cecilia ROMAN*, Ludovic FERENCZI*, Gabriela PITL*,
Simona COSTIUG*, Mircea CHINTOANU*, Eugen DARVASI*

*INCDO-INOE 2000, Filiala Institutul de Cercetări pentru Instrumentație Analitică, ICIA, str. Donath, nr. 67,
RO-400293 Cluj-Napoca, email: icia@icia.ro

I. INTRODUCERE

Orientarea actuală privind alinierea legislației și a reglementărilor tehnice legate de securitate și protecția populației și a mediului la cerințele Uniunii Europene impune introducerea pe piața internă a unor aparate care să permită monitorizarea radiațiilor UV solare și informarea populației despre nivelul acestora.

Ultimele studii realizate asupra populației ce se expune pe perioade prelungite de timp la un nivel al radiației UV solare ridicat arată că aceste persoane sunt predispuse la probleme de nivel epidemiologic (cancer, arsuri, alergii) și dereglări în funcționarea unor organe vitale. În prezent sunt finanțate proiecte ample de monitorizare a nivelului de radiații UV solare. Informarea populației asupra riscurilor inerente ce pot apărea, odată cu expunerea la un nivel de radiații UV solare ridicate, este singura soluție în lupta pentru protejarea populației.

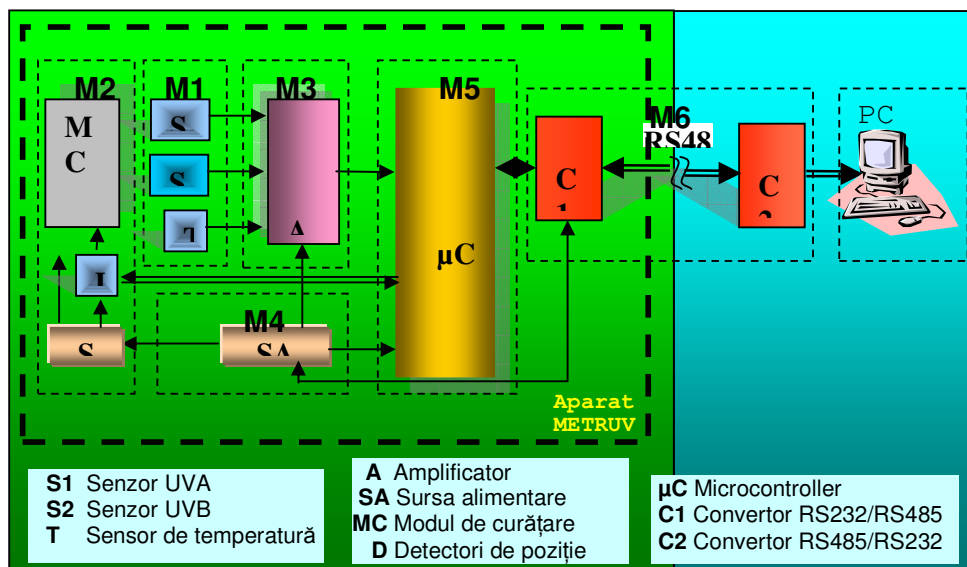
Informațiile despre nivelul radiațiilor UV solare sunt obținute cu ajutorul radiometrelor a căror funcție este de a măsura continuu valorile de radiații UV și de a le transforma în format electronic. Un astfel de aparat este și aparatul METRUV

II. DESCRIERE APARAT METRUV

Aparatul METRUV este un aparat destinat măsurării de radiații UV solare și artificiale în domeniul spectral 280 nm și 400 nm. Elementele de bază ale aparatului sunt reprezentate de cei trei senzori: senzorul PMA1111 destinat măsurării radiațiilor UVA în domeniul 320 nm-400 nm, senzorul PMA1102 destinat măsurării radiațiilor UVB în domeniul 280 nm-320 nm și senzorul de temperatură analogic cu o variație a semnalului de ieșire de 10 mV/°C. Componentele descrise mai sus stabilesc acuratețea aparatului.

Aparatul se compune din următoarele module:

- M1 – modulul optic
- M2 – modulul de curățare
- M3 – modulul de amplificare
- M4 – modulul de alimentare
- M5 – modulul logic de comandă
- M6 – modulul de transmisie date RS458



III. PRINCIPIU DE FUNCȚIONARE

Metoda de detecție a nivelului de radiație UVA, respectiv UVB se bazează pe utilizarea unor filtre în domeniul UVA 320 nm-400 nm și respectiv, UVB 280 nm-320 nm care opresc radiația luminoasă și lasă să treacă doar radiațiile UV dorite (UVB respectiv, UVA). De asemenea, filtrele cu fosfor fluorescent au rolul de a converti fotonii de UV în lumină vizibilă predominantă de culoarea verde; în plus, mai există un filtru final pe lungimea de undă a culorii „verde”. Intensitatea de lumină este măsurată cu ajutorul unei fotodiode (GaAsP).

Prin intermediul unui convertor curent-tensiune valoarea de curent furnizată la ieșirea fotodiodei este convertită în tensiune. Tensiunea astfel obținută este amplificată la un nivel de tensiune adecvat liniei de transmisie. Domeniul de tensiune a semnalului este între 0V - 4,5V, semnal ce se va regăsi pe intrarea convertorului.

Semnalul este convertit în semnal digital și prelucrat de microcontroler în vederea compensării acestuia cu temperatura și transmiterea datelor RS485 către calculator. Valorile sunt stocate și afișate sub formă grafică și ca valori momentane, maxime sau valori medii pentru un interval ales de utilizator. Datele provenite de la aparat sunt achiziționate de calculator pe portul serial RS232 prin intermediul unui adaptor RS485-RS232. Modulul de curățare are rolul de a îndepărta praful ce se depune pe ferestrele de cuarț ale celor doi senzori. Praful depus pe ferestrele de cuarț ale celor doi senzori poate introduce erori de măsurare.

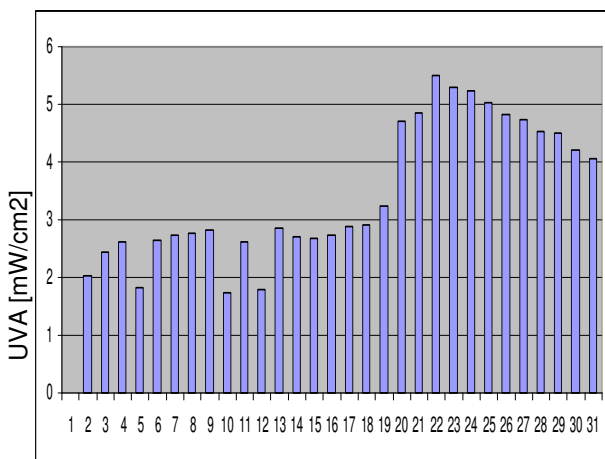
Datele recepționate serial sunt stocate și vizualizate pe PC prin intermediul unui soft de interfață „METRUV”. Softul este astfel realizat încât să poată fi ușor utilizat de o persoană fără o pregătire specială. Softul stochează datele în format Excel de unde pot fi ușor prelucrate statistic și grafic.

IV. CARACTERISTICI TEHNICE

Specificații Aparat	
Valori măsurate UVB	0,01 20 [MED/H]
Valori măsurate UVA	0,01[mW/cm ²] ...200 [mW/cm ²]
Timp de răspuns	< 1 secunda
Domeniu de temperatură	-20°C la +50 °C
Domeniu de utilizare	laborator/industrial
Semnal de ieșire digital	Protocol de transmisie RS485/RS232
Alimentare	230V ≈ AC
Funcții aparat	Măsurarea radiațiilor UVA și UVB, transmiterea datelor la o PC pentru stocare și prelucrare, autocalibrare a nivelului de offset,
Dimensiuni	15x20x35cm
Masă netă	5,4kg
Accesorii	Cablu de date și alimentare 25m, Dispozitiv de curățare a senzorilor
Specificații senzor PMA1101	
Domeniu spectral	280 – 320 nm
Răspuns cosinus	0-60° ± 5%
Domeniu de temperatură	-10 la +60 °C
Masă netă	45g
Specificații senzor PMA1102	
Domeniu spectral	320 – 400nm
Răspuns cosinus	0-60° ± 5%
Domeniu de temperatură	-10 la +60 °C
Masă netă	34g

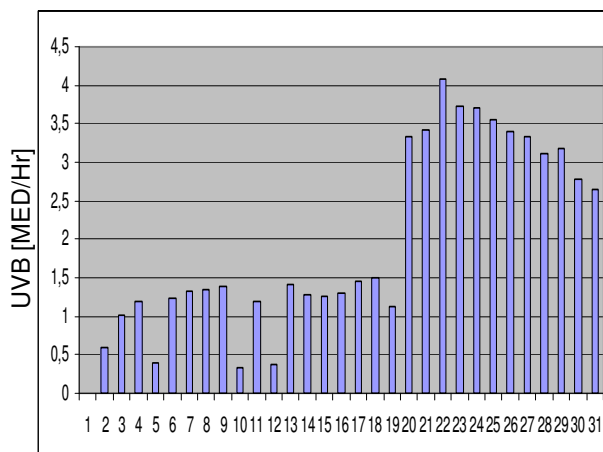
V. EXPERIMENTĂRI

Cu ajutorul aparatului **METRUV** s-au realizat măsurări ale nivelului de radiații UV solare la locația Latitudine Nordica: 46° 46' 10" Longitudine Estică 23° 33' 04" pe o perioadă de 54 de zile calendaristice acoperind perioada de 02.05-25.06.2006. Stocarea datelor pe calculator a oferit posibilitatea de prelucrare grafică a lor. În graficele 1,2,3 și 4 sunt prezentate valorile maxime înregistrate pentru radiațiile UVA respectiv, UVB solare.



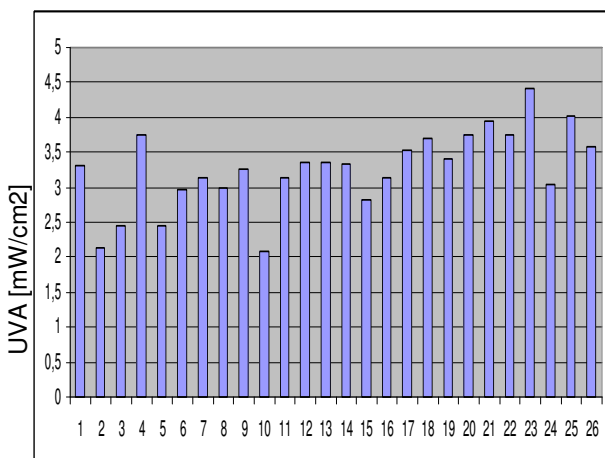
Zilele lunii mai

Grafic 1 - Valorile maxime ale radiației UVA solare măsurate cu aparatul METRUV în perioada 02.05.06 -31.05.06



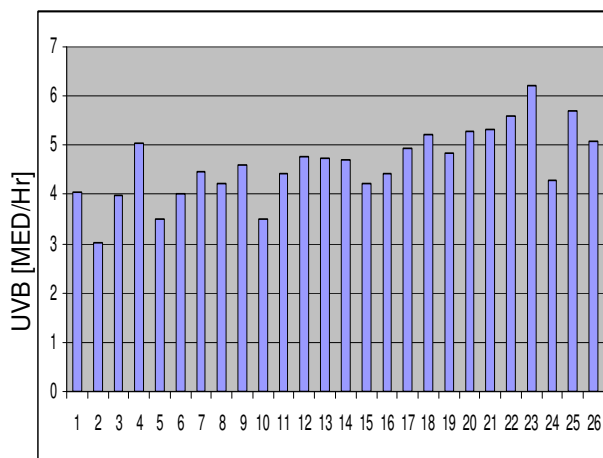
Zilele lunii mai

Grafic 2 - Valorile maxime ale radiației UVB solare măsurate cu aparatul METRUV în perioada 02.05.06 -31.05.06



Zilele lunii iunie

Grafic 3 - Valorile maxime ale radiației UVA solare măsurate cu aparatul METRUV în perioada 01.06.06 -25.06.06



Zilele lunii iunie

Grafic 4 - Valorile maxime ale radiației UVB solare măsurate cu aparatul METRUV în perioada 01.06.06 -25.06.06

VI. CONCLUZII

În urma experimentărilor au reieșit următoarele:

- Aparatul își îndeplinește funcțiile descrise și poate fi de un real folos sistemelor de monitorizare a factorilor climatici
- Date furnizate sunt precise și pot fi stocate pe perioade de timp îndelungat datorită formatului electronic redus de codificare a informației
- Prezintă aplicații multiple în domenii ca: monitorizări de mediu, informare și monitorizare a activităților turistice și agrement ce se desfășoară în aer liber; mass-media: ca element de informare a populației asupra riscurilor la care se pot expune; centre de metrologie și hidrologie; unități de cercetare în domeniu agricol; laboratoare de controlul mediului și determinări toxicologice.

- Softul de interfață al aparatului oferă posibilitatea de vizualizare grafică a valorilor momentane pe o perioada de 1 ora.
- Aparatul poate fi utilizat la distanțe mari față de unitatea de stocare date datorită utilizării interfaței seriale RS485.
- Aparatul poate fi cuplat prin interfața serială direct la o consolă cu afișaj prin care pot fi urmărite valorile momentane măsurate de aparat poate să ofere persoanelor cu activități în aer liber o informație utilă în protejarea sănătății lor.
- Prelucrarea datelor achiziționate pe perioada 02.05-25.06.2006 indică faptul că variațiile de radiații UV solare depind foarte mulți factori cum ar fi: ora expunerii, luna din an, altitudinea, condițiile de vreme, latitudinea, reflexia.
- Aparatul constitui un element de siguranță și protecție a sănătății populației expuse radiațiilor solare. Utilizarea și propagarea informațiilor despre nivelul radiațiilor UV solare devine treptat în lumea actuală un element tot mai monden astfel că aparatul vine sa ajute la îndeplinirea acestor necesități.

VII Referinte

- [1] Aplication Notes <http://www.solarlight.com/download/app111.pdf>
- [2] Aplication Notes <http://www.solarlight.com/download/app120.pdf>
- [3] Aplication Notes <http://www.solarlight.com/download/app111.pdf>
- [4] SR EN 50194:2000) 1.1 Constructia aparaturii (pct. 4.2 din SR EN 50194:2000) si 1.1.1. Protectie la accesul la partile sub tensiune (pct. 8 din SR EN 60335-1:1999)

AUTOMATIZAREA PROCESULUI DE MĂSURARE A PARAMETRILOR DE FUNCȚIONARE A POMPELOR CU ROȚI DINȚATE

Ing. Paul ANCUȚA, Ing. Sergiu DUMITRU, Dr.ing. Iulian VASILE – INCDMF București
Ing. Dan Mihalcea – S.C. HESPER S.A. București

Pompele cu roți dințate reprezintă un capitol distinct al domeniului hidraulicii, reperele componente ale acestui tip de produse trebuind realizate în condiții foarte strânse din punct de vedere al abaterilor dimensionale, de formă, de poziție, precum și al calității suprafețelor, precizia execuției influențând în mod direct parametrii de funcționare a acestor produse.

Măsurarea parametrilor de funcționare a pompelor cu roți dințate se face cu ajutorul unor standuri complexe, standuri care, în mod obișnuit, sunt realizate prin autoutilare de firmele producătoare de astfel de produse, acest gen de echipamente făcând parte din categoria lucrărilor unicat realizate la temă, acele utilaje specifice unor anumite sectoare de producție, destinate rezolvării unor anumite necesități productive, pentru asigurarea, ridicarea și chiar demonstrarea calității unor clase de produse, echipamente care de obicei nu sunt oferite pe piață și a căror valoare este foarte mare.

Obiectul prezentei lucrări este un astfel de stand, realizat de INCDMF București în colaborare cu S.C. HESPER S.A. București, fiind destinat efectuării în regim automat a ciclului de rodaj și măsurători pentru pompele cu roți dințate de volum geometric mic fabricate de societatea amintită, în vederea evaluării cât mai obiective a caracteristicilor tehnico – funcționale a acestor produse, a asigurării calității producției și a creșterii nivelului calitativ al acesteia, pentru a-și demonstra capacitatea și a face față cerințelor beneficiarilor externi a căror exigențe sunt tot mai ridicate și diversificate.

Standul asigură fixarea tuturor pompelor din această gamă, conectarea acestora la circuitul hidraulic, antrenarea lor într-un ciclu turajie – presiune prestabilit, măsurarea parametrilor caracteristici de funcționare, realizând totodată în mod automat achiziția, prelucrarea și stocarea datelor, precum și editarea acestora în formatul dorit. Standul permite totodată programarea ciclului turajie – presiune de testare sau selectarea acestuia dintr-o bază de date, având posibilitatea efectuării acestuia în regim automat sau la comandă manuală, selectând, la nevoie, execuția unei anumite secvențe de testare și, eventual, reluarea acesteia de un număr nelimitat de ori.

Standul este un sistem informatizat complex, fiind compus dintr-un sistem mecano-hidraulic și un sistem de achiziție de date, comandă și acționare. Sistemul mecano-hidraulic are în componere un batiu materializat printr-o structură metalică de rezistență pe care sunt amplasate celelalte elemente componente, un bazin de ulei prevăzut cu accesorii pentru umplere, golire, indicarea nivelului de ulei, a temperaturii acestuia e.t.c., blocul de fixare a servomotorului de antrenare, de fixare a pompei supusă probelor, precum și a sistemului de cuplare dintre acestea, circuitul hidraulic prevăzut cu o supapă proporțională de limitare a presiunii pilotată, cu un filtru de presiune dublu corp și sesizor de îmbăcsire, cu traductoarele de debit și presiune, cu distribuitoare și cu celelalte elemente hidraulice, racorduri și elemente de fixare. Sistemul de achiziție de date, comandă și acționare are în componere o secțiune de senzori, traductoare și elemente de acționare, un cofret de automatizare și un cofret de forță, un calculator PC prevăzut cu o interfață serială RS232C, cabluri și elemente de legătură necesare realizării conexiunilor electrice.

Conducerea întregului proces de rodaj și măsurători este realizată astfel cu ajutorul unui sistem structurat pe două nivele ierarhice deservite de un calculator PC și un PLC, pentru care au fost elaborate soft – uri dedicate, atât pentru conducerea procesului cât și pentru interfațarea cu operatorul.

Caracteristici tehnice

- standul informatizat pentru măsurarea parametrilor de funcționare a pompelor cu roți dințate în condițiile încercărilor de tip este destinat încercării pompelor cu roți dințate din familia HP1, ce au volumul geometric cuprins între 0,85 și 7,8 cm³/rot;
- capacitatea bazinului de ulei: 200 litri;
- tipul uleiului de lucru: ulei hidraulic tip H46;
- finețea de filtrare a uleiului: 10 μm;
- presiunea maximă de lucru: 350 bar;
- traductorul de presiune are următoarele caracteristici:
 - presiunea maximă măsurată: 400 bar;
 - liniaritate: ±0,5%;

- ieșire 4 – 20 mA;
- traductorul de debit are următoarele caracteristici:
 - domeniu de lucru: $0 \div 100$ l/min;
 - rezoluția: 0.1 l;
 - precizia de măsurare a debitului: $\pm 2\%$;
 - ieșire 4 – 20 mA;
- traductorul de temperatură are următoarele caracteristici:
 - domeniu de lucru: $0 \div 250^\circ$ C;
 - rezoluția: 1° C;
 - clasa de precizie a traductorului de temperatura: 1;
 - ieșire 4 – 20 mA;
- sistemul de acționare:
 - servomotor de curent continuu tip ACM2n2000-6/3-6 având caracteristicile $M_n = 19,5$ Nm, $N_n = 6000$ rpm, $P_n = 12$ kW ;
 - acționare digitală tip 637f/KD6R30.S5-7-0-000-000-RD2 cu $I_n = 30$ A, $I_{max} = 60$ A.

Software aferent echipamentului de testare

Arhitectura sistemului de comandă și control pentru acționarea standului este structurată pe două niveluri:

- nivelul 1 este constituit din module Simatic S300 Siemens, și anume:
 - sursă 24 Vcc
 - CPU 312
 - module de intrări digitale
 - module de ieșiri digitale
 - module de intrări analogice
 - module de ieșiri analogice
 - modul RS232
- nivelul 2 este realizat cu un PC , acesta având rolul de panou operator.

Funcțiile realizate pe nivelul 1 sunt următoarele:

- achiziția valorilor analogice de pe cele cinci canale monitorizate, conform ciclogramei active
- conversia numerică a valorilor achiziționate
- transmiterea acestor date spre nivelul al doilea
- selectarea tipului de ciclu (anduranță sau test)
- pornirea-oprirea ciclului curent
- identificarea stărilor necorespunzătoare de funcționare și transmiterea codurilor de eroare către nivelul al doilea

Funcțiile realizate pe nivelul 2 sunt următoarele:

- selectarea ciclogramei care va fi transmisă către automatul PLC
- afișarea și memorarea datelor recepționate din sistem în timpul efectuării ciclului de test
- afișarea în clar a mesajelor de eroare livrate de PLC
- diverse calcule matematice
- editarea ciclogramelor de test și a celor de anduranță.

Modul de operare a echipamentului fără a utiliza PC

O caracteristică importantă a echipamentului realizat o constituie independența sa în funcționare față de PC.

La un moment dat, PLC conține în memoria internă proprie atât o ciclogramă de test, cât și o ciclogramă de anduranță.

După ce echipamentul este pus sub tensiune, PLC execută testările interne și apoi este gata de lucru. Operatorul apasă butonul START , selectează din cheia de selecție de pe panou modul de lucru (Test sau Anduranță) și apasă butonul START CICLU. Ciclul selectat este executat pas cu pas. Terminarea execuției se face normal, la expirarea ciclogramei, sau anormal , în cazul apariției vreunui defect și când operatorul apasă butonul OPRIT.

Valoarea celor cinci mărimi analogice este afișată permanent de cele cinci instrumente de măsură situate pe panoul frontal al echipamentului PLC.

Dacă se execută o ciclogramă de anduranță , numărul ciclului curent este afișat de un contor electromecanic având posibilitatea de resetare(Fig. 1).



Fig. 1

Conectarea PLC la PC prin interfața serială asigură eficiența și eleganța modului de operare utilizator.

Modul de operare a echipamentului utilizând PC

Etapele principale în operarea echipamentului folosind PC sunt următoarele:

- selectarea ciclogramei de test sau anduranță
- trimiterea ciclogramei către PLC
- lansarea în execuție a ciclogramei
- preluarea, afișarea și memorarea datelor recepționate
- monitorizarea execuției ciclogramei

Operatorul poate acționa echipamentul în regim de test.

O activitate anexă este crearea ciclogramelor de test sau anduranță folosind programul Microsoft Office Access 2003.



Fig. 2

Echipamentul este pus sub tensiune, PLC execută testările interne și este gata de lucru. Operatorul selectează din cheia de selecție de pe panou modul de lucru (Test sau Anduranță). Operatorul pornește funcționarea PC.

După ce sistemul de operare XP a fost încărcat (Fig. 2), operatorul lansează aplicația prin dublu click pe pictograma



Ecranul utilizator este prezentat în Fig. 3.

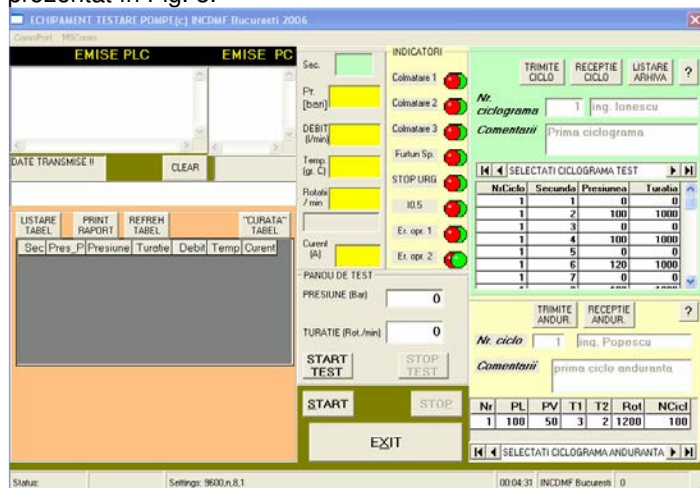


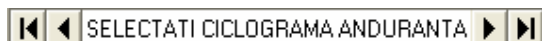
Fig. 3

Selectarea ciclogramei de test sau anduranță

Pentru a afla numărul ciclogramei de anduranță conținute de PLC, operatorul trebuie să acționeze butonul **?**, aflat în câmpul pentru anduranță (dreapta jos). Numărul este afișat în zona de afisare mesaje.

Afișarea conținutului ciclogramei de anduranță conținută de PLC se realizează acționând butonul **Receptie Andur.** Componentele ciclogramei sunt afișate în ecranul **Emise PLC**.

Selectarea din baza de date a ciclogramei de anduranță se realizează acționând butoanele de navigare situate pe simbolul de tip baza de date.

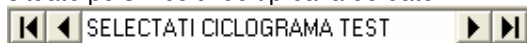


Parcursarea bazei de date cu ciclograme de anduranță este secvențială. Se permite poziționarea pe prima, pe ultima, pe anterioara sau pe ulterioara înregistrare. Datele ciclogramei sunt afișate în tabelul corespunzător (zona dreapta jos a ecranului).

Pentru a afla numărul ciclogramei de test conținute de PLC, operatorul trebuie să acționeze butonul **?** (zona dreapta sus a ecranului). Numărul ciclogramei de test este afișat în zona de afisare mesaje.

Afișarea conținutului ciclogramei de test conținută de PLC se realizează acționând butonul **Receptie ciclo.** Componentele ciclogramei sunt afișate în ecranul **Emise PLC**.

Selectarea din baza de date a ciclogramei de anduranță se realizează acționând butoanele de navigare situate pe simbolul de tip baza de date.



Parcursarea bazei de date cu ciclograme de anduranță este secvențială.

Datele ciclogramei sunt afișate în tabelul corespunzător (zona dreapta sus a ecranului). Listarea bazei de date care conține ciclogramele de test se realizează acționând butonul **Listare arhiva**.

Trimiterea ciclogramei către PLC

Transmisia ciclogramei de test selectată se realizează acționând butonul **Trimite ciclo.**

Transmisia ciclogramei de anduranță selectată se realizează acționând butonul **Trimite andur.**

Lansarea în execuție a ciclogramei

Ciclograma selectată prin cheia de selecție de pe panoul frontal al PLC poate fi lansată în execuție prin acționarea butonului **START**. Oprirea execuției ciclogramei înainte de termen se realizează prin acționarea butonului **STOP**.

Preluarea, afișarea și memorarea datelor receptionate

Echipamentul PLC livrează datele eșantionate la nivel de secundă sub forma unor valori CAN. Este sarcina programului de PC să transforme aceste valori în concordanță cu tipul de traductor folosit și mărimea monitorizată.

Valorile trimise de PLC sunt afișate în fereastra **Emise PLC**. Valorile corespunzătoare mărimilor analizate sunt afișate în câmpurile denumite Presiune, DEBIT, Temp., Rotații, Curent. Valoarea secundei ciclogramei este afișată în câmpul Sec.

Odată terminată execuția normală a ciclogramei de test, datele sunt preluate automat în tabelul de afisare date (in partea stinga mijloc a panoului). Uneori, afișarea datelor trebuie impusă explicit prin acționarea butonului **Refresh Tabel**. Datele sunt memorate automat în baza de date cu rezultate. Asupra datelor din tabel se pot executa următoarele operații:

- listarea pe ecran a datelor curente, prin acționarea butonului **Listare Tabel**

- listarea la imprimantă a datelor , prin acționarea butonului **Print Raport**
- eliminarea din tabel a tuturor datelor, prin acționarea butonului **Refresh tabel**.

Monitorizarea execuției ciclogramei

Permanent, software din PLC monitorizează condițiile care ar împiedica buna desfășurare a funcționării echipamentului. Mesajele de eroare sau de avertizare sunt afișate în fereastra de mesaje. Mesajul este sters din fereastră atunci când se elimină cauza generatoare.

Funcționarea echipamentului în regim de test

În scopul testării periodice a bunei funcționări a echipamentului a fost prevăzut un modul de test. Modulul de test este echivalent unei ciclograme infinite de anduranță, fără a mai fi nevoie de a o programa și selecta.

Operatorul introduce valoarea dorită a presiunii de comandă în câmpul **Presiune(Bar)** și valoarea turației în câmpul **Turație (Rot./min)** și acționează butonul **Start Test**. Echipamentul va funcționa nedefinit în regimul prestabilit, până când se va acționa butonul **Stop Test**.

Valorile achiziționate sunt afișate în câmpurile Presiune, DEBIT, Temp., Rotatii, Curent.

Editarea bazelor de date cu ciclograme de test și de anduranță

Bazele de date sunt de tipul Microsoft Access 2003. Ele se actualizează folosind formulare dedicate acestei activități. Formularul pentru baza de date cu ciclogame de test este prezentată în Fig. 4, iar formularul pentru baza de date cu ciclograme de anduranță este prezentat în Fig. 5.

Fig. 4

Fig. 5

Editarea ciclogramelor test presupune completarea câmpurilor corespunzătoare numărului ciclogramei, numele operatorului, data, ora și eventuale comentarii, după care se înscrie în tabelul ciclogramei pentru fiecare secundă din durata de desfășurare a ciclogramei presiunea și turația dorită (vezi fig.4), avându-se în vedere timpul de răspuns al elementelor de execuție (variația turației servomotorului de acționare este limitată la 1000 rot/s pentru mersul în gol).

Editarea ciclogramelor de anduranță presupune completarea câmpurilor (vezi fig.5) corespunzătoare numărului ciclogramei, eventuale comentarii, data, ora, numele operatorului, presiunile maximă și minimă de comutare, turația, timpii de menținere a celor două presiuni și numărul de cicluri în care se repetă secvența programată.



CERCETARI TEORETICE ASUPRA MUȘCHILOR PNEUMATICI ARTIFICIALI ȘI APLICAȚIILE LOR

Ing. Alexandra Liana VIȘAN

Abstract

This study was realized in the framework of a project ment to make am active knee orthouses how can do the movment of felxion and extension, powered with artificial pneumatic muscle. Has been ghouse this kind of sistem because it is powerd be comprest air that is prepared and suplay by the existing echuipments in the medical laboratorrys and hospitals

Rezumat

Acest studiu s-a efectuat în cadru unui proiect de realizare a unei orteze de genunchi acționată cu mușchi pneumatici, pentru realizarea flexiei și extensiei genunchiului. S-au ales aceste echipamente pentru că sunt acționate cu aer comprimat ce poate fi preparat de sisteme speciale deja existente în unitățile medicale și în spitale.

1. Definiție: Mușchiul pneumatic este un tub elastic ce își mărește diametru o dată cu creșterea presiuni fluidului și generează o forță mare de tragere în lungul axei longitudinale.

Mușchi artificiali pot fi denumiți și Mușchi Artificiali din Polimeri Electrostrictivi (EPAM).

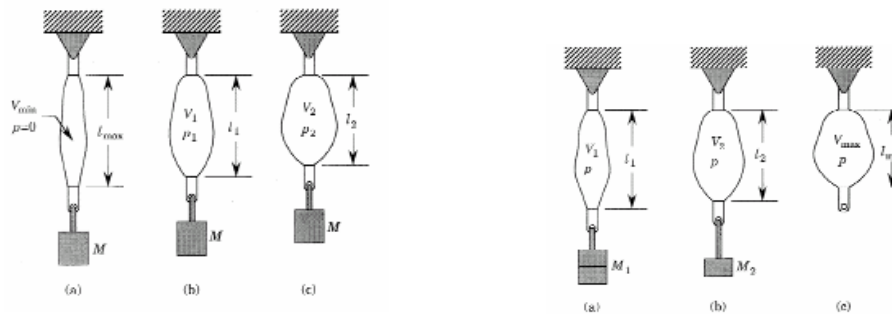
Acești mușchi artificiali sunt ușori și nu suferă de pierderea eficienței din cauza etanșării.

O altă denumire este PAM, Actuator sub forma unui Mușchi Pneumatic, Actuator Fluidic, Actuator Tensionat cu Fluid, Actuator Axial de Con tracție.

2. Studiul efectuat asupra mușchilor pneumatici.

În acționarea unei articulații sunt recomandați doi mușchi pneumatici: unul pentru a realiza flexia și cealalt pentru a realiza extensia.

- Un PAM se scurtează o dată cu mărirea volumului;
- Se va contracta la o greutate constantă dacă presiunea se va mări.
- De aici se poate desprinde o a treia condiție: un mușchi PMA se va contracta la o presiune constantă dacă încărcarea scade.

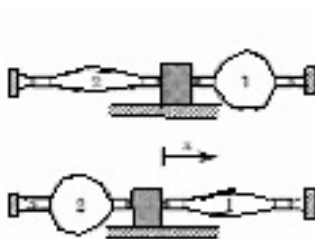


Modelul antagonistic:

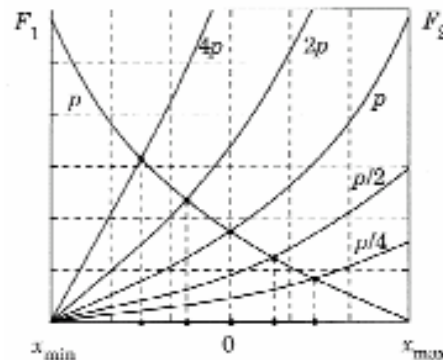
Actuatorii fluidici pot genera mișcare numai pe o singură direcție. De aceea este nevoie de doi actuatori pentru a genera o mișcare bidirecțională.

Poziția de echilibru a acestui sistem va fi determinat de raportul de contracție în funcție de presiune.

Aceasta este realizată conform caracteristicilor celor doi și a diagramelor forță-deplasare.



Antagonistic set-up.



Evoluția mușchiului (1) este în funcție de presiunea p în timp ce presiunea mușchiului (2) variază.

Unde m_i moment pe o singură direcție, " α " este unghiul de rotație, p_i presiunea individuală la mușchi, $m_0 = 0.138$ și $k = 0.207$ rad.

Prin exprimarea compianței sau a modulului de rigiditate mai jos scrisă se pot observa:

$$K = -\frac{dM_1}{d\alpha} + \frac{dM_2}{d\alpha} = l^3 \left(-\frac{dp_1}{d\alpha} m_1 - p_1 \frac{dm_1}{d\alpha} + \frac{dm_2}{d\alpha} m_2 + p_2 \frac{dm_2}{d\alpha} \right) \approx l^3 \left(-\frac{dp_1}{d\alpha} m_1 + \frac{dp_2}{d\alpha} m_2 + kp_1 + kp_2 \right)$$

$$K = K_p + K_m$$

Aceste valori sunt determinate de procesul termodinamic din interiorul mușchiului și de regimul de curgere la admisie sau la evacuare.

Schema este realizată cu ajutorul a doi mușchi puși să lucreze în opoziție cu rolul de a controla poziția unei articulații ce se reflectă în momentul de rotație realizat.

În primul rând trebuie stabilit unghiul ce trebuie realizat de acea articulație.

Acești actuatori sunt considerați că două arcuri cu coeficienți de rigiditate diferiți: K_1 și K_2 .

Forțele dezvoltate de aceștia sunt dependente de un unghi Φ :

$$F_1 = K_1 \cdot (a + r \cdot \theta) \quad F_2 = K_2 \cdot (a - r \cdot \theta)$$

unde " r " este raza scripetului, " a " este săgeata fiecărui actuator de la o ungime L_0 , ce reprezintă lungimea maximă de contractare.

Se consideră că rigiditatea fiecărui actuator este compusă din două componente: o constantă reprezentată de elasticitatea cauciucului K_e , și cealaltă depinde de presiune K_p ce se aproximează cu o constantă în funcție de raza de acțiune:

$$K_1 = K_2 = K_p \cdot P + K_e$$

$$K_p = \frac{dK}{pP}$$

Momentul dezvoltat de articulație este dat de relația:

$$T = (F_2 - F_1) \cdot r$$

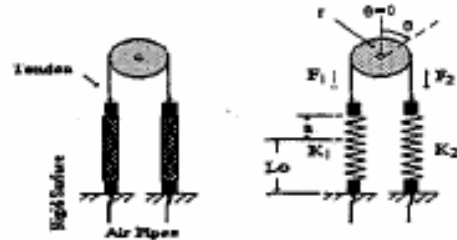
Presiunea necesară fiecărui mușchi este dată de:

$$P_1 = \frac{P_{\max}}{2} - \Delta P \quad ; \quad P_2 = \frac{P_{\max}}{2} - \Delta P$$

$$\Delta P = K_p \cdot e + \frac{1}{T} \int e + T_d \cdot e$$

$$e = \tau_d - \tau_s$$

" e " este eroare a momentului din articulație, $P_{\max}$ este presiunea maximă din actuator.



3. Aplicații.

Acești mușchi pneumatici se pot utiliza în instalații ce necesită o greutate cât mai redusă și să acționeze numai într-o singură direcție. Unul din aceste domenii în care se pot utiliza cu succes este în aparatura de fizioterapie sau în aparatura de monitorizare și studiu din laboratoare.

3.1. Ortează activă de gleznă-picior cu mușchi pneumatic artificiali

Lipsa forței maxime și diferențele de capacitate dintre condiția de acționare cu un mușchi simplu și cu un mușchi dublu poate fi explicată în acest studiu precum și rezultatele acestor performanțe mecanice ale ortozei de gleznă-picior acționată de mușchi pneumatici artificiali.



Ortoza poate fi foarte importantă pentru reabilitarea mersului și pentru studiul realizat în procesul de control neuro-mecanic al mersului uman.

Ortoza e acționată de mușchii pneumatici (mușchii Mc Kibben sau activatorii pneumatici flexibili).

Ea este compusă din partea superioară din fibră de carbon și o parte inferioară din polipropilena.

Articulația metalică dintre partea superioară și cea inferioară permite rotația în plan sagital a articulației gleznei. Se pot atașa fie unul, fie doi mușchi pneumatici artificiali, pe partea posterioară a ortozei. Conectarea traductorului de forță este pentru măsurarea întinderii /compresiei a fiecărui mușchi artificial.

Greutatea totală a ortozei este de 1,3-1,7 kg.

Patru regulatoare de presiune paralele furnizează aer comprimat (0 - 6,2 bar) fiecărui mușchi artificial prin tubulatura de nailon.

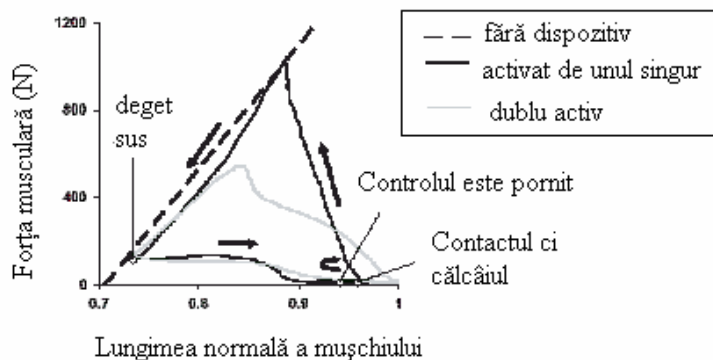
S-a atașat o valvă pentru controlul presiunii prin semnale analogice, în paralel cu tubulatura de alimentare cu aer, pentru fiecare mușchi. De asemenea s-a folosit o interfață cu reacție în timp real pentru a controla presiunea aerului furnizat mușchilor pneumatici la contactul piciorului cu solul.

Când piciorul e în contact cu solul, un semnal de control e trimis către regulatoarele de presiune pentru a mari presiunea aerului comprimat până la valoarea maximă a mușchiului artificial pneumatic.

Un singur mușchi artificial produce o forță de maximă de 1700N când este acționat și comprimat la valoarea maximă. Forța din mușchi scade la 0 odată cu contractarea la 71% din lungimea lui maximă.

Când doi mușchi artificiali sunt puși în paralel după condiții izometrice, forță totală produsă de cei doi a fost dublată față de cea produsă de un singur. Lungimea de benzii de comandă a mușchiului este determinată de capacitate maximă până la 2 470,1Hz.

Relația dintre forță-lungime a mușchilor pneumatici artificiali este explicată în graficul următor.



Linia punctată reprezintă relația dintre forță și lungime a unui mușchi pneumatic în timpul testării izometrice la capacitate maximă. Chiar dacă nu e în imagine, mușchiul poate atinge o forță maximă de 1700N la contractie maximă în timpul testării izometrice. Acționarea simplă (linia neagră continuă) reprezintă același raport la mușchiul pneumatic artificial simplu acționat.

Regimul de funcționare dublu activ (linia gri) este înregistrat la unul din cei doi mușchi pneumatice artificiali care lucrează în paralel.

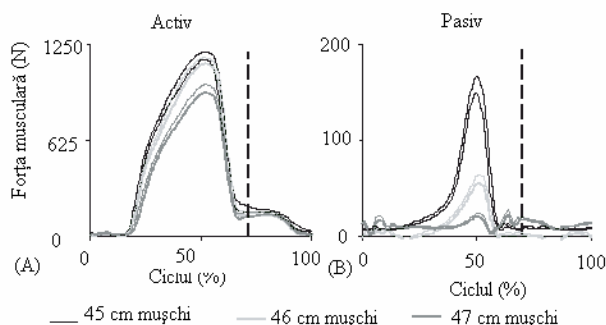
Datele din condițiile simple și duble sunt reprezentative pentru un subiect care merge cu 1,0 m/s.

Săgeata reprezintă direcția schimbărilor de forță-lungime.

Contactul călcâiului, ridicarea degetului reglată conform condiției este marcată pe această curbă.

Analiza puterii a dezvăluit că efectul condiției simple este mai mic decât a celui dublu. La contactul inițial al călcâiului, forța în mușchiul artificial era zero. La contactul călcâiului ajungem la forță maximă a mușchiului, acesta se umflă.

La ridicare degetelor, semnalul de control se închide dar cu o întârziere cauzată de relaxarea elementului activ (timpul de evacuare a aerului). Flexia dorsală din timpul mișcării, mărește lungimea mușchiului în timp ce aerul era evacuat. Forță ajunge la 0 înainte de contactul călcâiului cu pământul și apoi ciclul se repetă.



Dacă mușchiul era prea scurt, atunci dezvoltă forțe pasive mari.

În următorul grafic sunt expuse lungimea în raport cu forța mușchiului. Date de la un subiect ce merge cu viteza de 1 m/s în cazul cu simplă acțiune (A) și pasivă (B).

Aceste condiții au fost menținute cu trei mușchi pneumatice diferiți integrați în ortoză. Fiecare mușchi avea o lungime maximă diferită (45, 46, 47 cm).

Ei au concluzionat că aceasta soluție constructivă a ortozei pentru glezna-picior mușchii pneumatice artificiali sunt capabili să

mărească substanțial flexia plantară în timpul mersului.

Lucrul cu mușchiul artificial a rămas de asemenea destul de constantă la o lungime de bandă de 2,4 Hz (similară cu lungimea de undă umană de 2,2 Hz).

Două metode simple sunt adoptate pentru a mări lungimea de bandă: de a micșorare a spațiului mort sau prin creșterea debitului.

1) Scăderea mărimii mușchiului (lungimii sau a secțiunii transversale) sau micșorarea spațiu mort, iar acest lucru ar scăde lungimea brațului ce ar duce la scăderea cuplului pentru o forță dată. Schimbarea tipului sau creșterea numărului de regulatoare de presiune în paralel poate crește debitul.

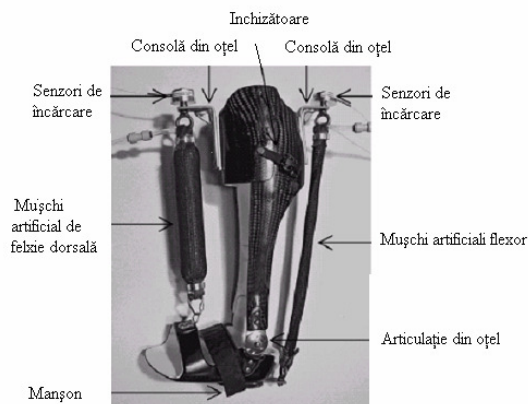
2) Creșterea lungimi mușchiului e limitată de mărimile geometrice ale membrului inferior. În timpul primei faze a mersului, forța totală a mușchiului artificial a fost mai mare pentru condiția dublă decât pentru condiția simplă. Cuplul este mai mare la articulația gleznei în flexie plantară.

Sunt de asemenea diferențe între tipurile de actuatori folosiți pentru a crea cuplu, aici fiind folosit un actuator elastic electromecanic.

Avantajele acestui actuator includ o lungime de bandă mai mare și nu depinde de raportul forță-lungime. Dezavantajul e o greutate mult mai mare.

Maleabilitatea scăzută și controlabilitate mare a mușchilor pneumatice artificiali folosite în ortoză noastră îi fac potriviți pentru acest scop.

3.2. Orteză de gambă- gleznă acționată de mușchi pneumatice artificiali



Ortoză era realizată dintr-o carcasă de fibră de carbon, cu o articulație tip balama și doi mușchi pneumatici artificiali.

Un mușchi pneumatic artificial furniză cuplul plantar de flexiei și cel de al doilea ce furniză forță de flexie dorsală.

Software-ul reglează presiunea aerului în fiecare mușchii artificial independent astfel încât forță mușchiului artificial să fie proporțională cu amplitudinea semnalului EMG modificat cu ajutorul unor filtre de joasă frecvență.

Ei intenționau că ortoză activă să fie folosită pentru studiul de bază ale locomoției într-un laborator sau pentru reabilitarea mersului într-o clinică.

Articulațiile din plastic conectează partea superioară a ortezei picior-glezna cu cea inferioară. Dispozitivele de îmbinare sunt din titan și au fost laminate direct între straturile de fibră de carbon ale ortezei. Articulațiile cu bile de oțel au capete înșurubate în brățări.

Ortoza este din fibră de carbon, un are un mușchi artificial flexor dorsal (umflat la maxim) și un mușchi artificial flexor plantar (relaxat) atașat cu ajutorul îmbinărilor din titan.

Ortoza pentru gleznă-picior are o masă totală, incluzând mușchii artificiali și traductorul de forță, de 1,6 kg pentru un pacient de 100kg.

Ei au implementat un controlul proporțional mioelectric cu ajutorul interfeței computerului și cu o placă de control în timp real.

După ce semnalul a trecut printr-un filtru pentru a elimina zgomotul de fundal și după reglarea mărimi semnalului, programul transmite un semnal analog între 0-10V cu ajutorul unui regulator proporțional de presiune.

Relația dintre amplitudinea EMG și forță mușchiului pneumatic artificial e nelineară din cauza caracteristicii forță-lungime și a dinamicii mușchilor pneumatici.

Am folosit semnale EMG pentru a activarea mușchilor artificiali mai mult decât limita admisă pentru a calcula întârzierea electromecanică cu ajutorul controlului proporțional mioelectric.

Am colectat cinematica 3D a articulației de la un participant sănătos (6 sisteme de filmare la 60Hz) și electromiografia membrului inferior a soleusului și a tibiei inferioare în timp ce participantul merge pe bandă cu o viteză de 1,2 m/s.

4. Concluzie

Acest studiu a demonstrat fezabilitatea ortezei active care să furnizeze o forță externă substanțială pentru realizarea acționării gleznei în timpul mersului. Pe baza datelor din literatura de specialitate și de greutatea participantului, ortoză activă a fost capabilă să furnizeze circa 50% din momentul maxim de flexiei plantară a mușchiului și 400% din valoarea de vârf al momentului flexiei mușchiului dorsal în timpul mersului neasistat.

5. Bibliografie

- Proiect de diplomă - PROIECTAREA UNEI PROTEZE DE GENUNCHI ACȚIONATĂ DE MUȘCHI PNEUMATICI ARTIFICIALI, Facultatea de Mecanică Fină și Mecatronică, Alexandra Liana VIȘAN, 2006
- Catalog FESTO

CERCETĂRI TEORETICE, EXPERIMENTALE ȘI DE DEZVOLTARE PRIVIND SISTEMELE / MICROSISTEMELE MECATRONICE INTELIGENTE PENTRU TEHNICA MĂSURĂRII, REGLĂRII ȘI CONTROLULUI INTEGRAT PENTRU MEDII INDUSTRIALE ȘI DE LABORATOR

AUTOR: Conf.univ.dr.ing. Gheorghe GHEORGHE
DIRECTOR GENERAL INCDFM – București

Prin cercetările teoretice, experimentale și de dezvoltare ale domeniului **MECATRONICĂ ȘI TEHNICA MĂSURĂRII INTELIGENTE** au fost concepute și realizate **SISTEME / MICROSISTEME MECATRONICE INTELIGENTE PENTRU TEHNICA MĂSURĂRII, REGLĂRII ȘI CONTROLULUI INTEGRAT**, astfel:

(1) SISTEM INTELIGENT CU TRADUCTOR FOTOELCTRIC CU DISCURI INCREMENTALE PENTRU MĂSURAREA DEPLASĂRIILOR UNGHIULARE ÎN MEDIUL INDUSTRIAL;

Sistemul inteligent cu traductor fotoelectric cu discuri incrementale pentru măsurarea deplasărilor unghiulare în mediu industrial este **destinat** poziționărilor/ micropoziționărilor, măsurării directe deplasărilor/ microdeplasărilor unghiulare și echipării-ca sistem NC și/ sau CNC, instalațiilor și echipamentelor tehnice și tehnologice.

Sistemul inteligent, convertește o mărime analogică (deplasare unghiulară) într-o mărime digitală (număr de impulsuri).

Sistemul inteligent, prin subsistemul traductor fotoelectric furnizează la ieșire patru semnale dreptunghiulare în quadratură și semnale de nul.

O prelucrare adecvată a acestor semnale, în subsistemul electronic de măsurare și afișare digitală, permite subdiviziări electronice cu 2, 4, 8 (în cazul ieșirilor analogice se pot face subdiviziări cu 2, 4, 5, 10, 20) și detectarea sensului de deplasare unghiulară.

Sistemul inteligent cuprinde structural și funcțional următoarele subsisteme principale:

- subsistemul mecatronic traductor fotoelectric incremental de rotație;
- subsistemul electronic unitate digitală de măsurare și afișare;
- subsistemul electronic interfață serială pentru transfer date;
- subsistemul informatic propriu de prelucrare, înregistrare și transfer, la subsistemul informatic central al liniei flexibile de prelucrare tehnologică sau al sistemului de inspecție integrat fabricației industriale.

Caracteristicile metrologice ale sistemului inteligent:

(a) **domeniul de măsurare** : infinit; **unghiul de rotație** este infinit; **intervalul de măsurare** $0^\circ \div n \cdot 360^\circ$;

(b) **rezoluția** : $R = \frac{360^\circ}{N}$, [$^\circ$, ', "] ; unde :

N = numărul de impulsuri / rotație;

(**exemplu** : $R = 0^\circ 8' 38''$ pentru $N = 2500$ impulsuri / rot.;

$R = 0^\circ 14' 24''$ pentru $N = 1500$ impulsuri / rot.;

$R = 0^\circ 8' 38''$ pentru $N = 1024$ impulsuri / rot.;

$R = 0^\circ 21' 36''$ pentru $N = 1000$ impulsuri / rot.; la cerere a beneficiarului, N poate lua valori între 30 și 3600 impulsuri / rot., iar pentru dezvoltare produs, N poate lua valori de până la 10.000 impulsuri / rot.)

(c) **acuratețea** (eroarea de justețe) : max. $\pm R/4$;

(d) **valoarea histerezisului** : max. $\pm R/7$;

(e) **eroarea de fidelitate** : max. $\pm R/8$;

(f) **lățimea impulsului de nul** : max. R;

(g) **frecvența impulsurilor** electrice: $0 \div 100$ Hz;

(h) **impulsul de nul** (referință) : unul la 360° ;

(i) **factorul de umplere** a impulsurilor : $a/p = 0,5 \pm 0,1$;

(j) **decalarea impulsurilor** A și B : $b/p = 0,25 \pm 0,05$;

(k) **ieșire semnale** : TTL și cu colector în gol

(l) **masa subsistemului** traductor fotoelectric : max. 0,5 kg

(m) **dimensiunea de gabarit** (subsistemul traductor fotoelectric : max. $\varnothing 58 \times 95$ mm;

(n) **MTBF** : 1500 ore;

(o) **R (550 h)**: 0,9 ;

(p) **R (950 h)**: 0,76 ;

(q) **Z (550 h)**: $2,8 \cdot 10^4 \text{ h}^{-1}$;

(r) **Z (950 h):** $4,4 \cdot 10^4 \text{ h}^{-1}$;

Caracteristicile mecanice ale sistemului inteligent:

- (a) **turația maximă admisă** la axul sistemului inteligent : $n = \frac{60 \cdot 10^5}{N} \text{ rot. / min.}$, unde **N** = numărul de impulsuri / rotație, dar nu mai mult de 9000 impulsuri / rot.;
- (b) **momentul de inerție** al sistemului inteligent: max. 16 gcm^2 ;
- (c) **momentul de frecare** la axul sistemului inteligent : max. 40 cNcm ;
- (d) **solicitarea (forța) maximă** admisă la arbore : • axial : 10 N ;
• radial : 20 N ;

Caracteristicile de alimentare ale sistemului inteligent:

- (a) **pentru subsistemul electronic** : $+5\text{V} \pm 0,5\text{V}$; $+4,5\text{V} \dots 5,5 \text{ V}$, stabilizat la un consum maxim de 50mA ;
- (b) **pentru IRED- uri** : $+3,7\text{V} \pm 0,37\text{V}$; $3,33\text{V} \dots 4,17\text{V}$; stabilizat la un consum maxim de 30mA

Caracteristicile de ieșire ale sistemului inteligent:

În varianta standard, sistemul inteligent furnizează un semnal TTL.

Tensiunea de ieșire minimă în stare **SUS** este de $2,4 \text{ V}$, iar tensiunea de ieșire maximă în stare **JOS** este de $0,4 \text{ V}$,

Impactul economico-social al implementării sistemului inteligent în fabricație industrială:

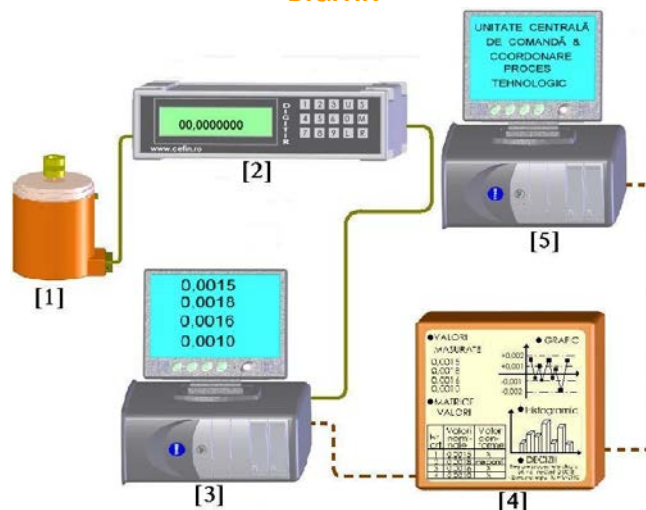
- modernizarea și dezvoltarea metodelor și tehnicilor mecatronice de măsurare, încercare și de control industrial, de informatizare și automatizare a proceselor de măsurare și a proceselor tehnologice de fabricație;
- reducerea substanțială a consumurilor energetice și materiale: cu $(5 \div 10)$ procente și respectiv cu $(10 \div 15)$ procente;
- compatibilitatea sistemului cu sistemele de calitate rezultate prin aplicarea cerințelor ISO 9001:2001, în procent de 100%;
- creșterea competitivității sistemului pe piață, cu cca. 35% și prin comparația cu produsele similare realizate de firme de prestigiu pe plan european / mondial, cu cca. 20%;
- creșterea numărului de locuri de muncă: cca. 8 locuri;
- creșterea productivității muncii, la beneficiar: cu cca. 45%;
- reducerea importului: cu cca. 160.000 €/an ;
- creșterea producției industriale cu cca. 100 sisteme inteligente / an.

Domeniile de utilizare ale sistemului inteligent:

- în laboratoare de măsurări / încercări / etalonări din diferite medii industriale;
- pentru echiparea utilajelor tehnice și tehnologice – ca sistem NC și / sau CNC;
- pentru poziționări / micropoziționări / verificări și control , în diferite medii industriale și în laboratoare metrologice;

Sistem inteligent cu traductor fotoelectric cu discuri incrementale pentru măsurarea deplasărilor unghiulare cu unitate centrală de comandă & coordonare proces tehnologic

DIGITIR



[1] Traductor fotoelectric incremental de rotație

- [2] Unitate electronică de măsurare/afișare digitală
- [3] Unitate informatică PC
- [4] Unitate electronică de înregistrare și reprezentare
- [5] Unitate centrală de comandă și coordonare proces tehnologic



**SISTEM INTELIGENT CU TRADUCTOR FOTEELECTRIC CU DISCURI INCREMENTALE PENTRU
MĂSURAREA DEPLASĂRILOR UNGHIULARE ÎN MEDII INDUSTRIALE
DIGITIR**

Beneficiar: S.C. QUATROPRODCOM - București

**(2) MICROSISTEM MECATRONIC INTELIGENT PENTRU MĂSURĂRI DIMENSIONALE DE
ÎNALTĂ PRECIZIE DESTINAT DEZVOLTĂRII INGINERIEI INSTRUMENTAȚIEI ÎN MEDII
INDUSTRIALE ȘI DE LABORATOR**

Microsistemul mecatronic inteligent pentru măsurări dimensionale de înaltă precizie destinat dezvoltării ingineriei instrumentației în medii industriale și de laborator este **destinat** pentru poziționări/micropoziționări, pentru echiparea unor instalații și echipamente mecatronice tehnice și tehnologice ca sistem NC și/ sau sistem CNC, în cadrul proceselor tehnologice flexibile de prelucrare, pentru transmiterea unității de măsură metrologică la gama instrumentelor și aparatelor de măsurare/ verificare și control etc.

Microsistemul mecatronic inteligent convertește o mărime analogică într-o mărime logică digitală (număr de impulsuri).

Microsistemul mecatronic inteligent prin subsistemul traductor fotoelectric furnizează la ieșire patru semnale dreptunghiulare în quadratură și semnale de nul, cărora se aplică o prelucrare adecvată, în subsistemul electronic de măsurare și afișare digitală, permite subdivizări cu 2,4,5,8,10,20 și detectarea sensului de deplasare.

Caracteristicile metrologice și tehnice ale microsistemului mecatronic inteligent:

- **intervalul de măsurare** : 10mm; (și 30; 50; 80;100mm pentru dezvoltare produs)
- **rezoluția (R)** : 0,001mm ;(și 0,0005mm; 0,0001mm pentru dezvoltare produs)
- **acuratețea (la 20°C):** $A_{20C}^0 = (1+L/50)10^{-3}mm$; L în mm;
- **eroarea de contorizare:** ± 1 bit;
- **eroarea de fidelitate** : $\leq R/8$;
- **diametrul de prindere** : $\Phi 8mm$;
- **capacitatea de afișare:** 8 decade +1 decadă pentru semn;
- **subdiviziunea electronică:** subdiviziunea analogică: 5;10;20; subdiviziunea logică: 2;4;6;
- **eroarea de histeresis:** $R/4$
- **lățimea impulsului de nul:** max R;
- **frecvența impulsurilor electrice:** 0÷100Hz;
- **factorul de umplere** al impulsurilor: $a/p=0,5\pm 0,1$;

- impulsul de nul (referință) : unul la 360^0 ;
- decalarea impulsurilor A și B: $b/p = 0,25 \pm 0,05$;
- ieșire semnale: TTL și cu colector în gol;
- R (550h): 0,9;
- R (950h): 0,76;
- Z (550h): $2,8 \cdot 10^4 \text{ h}^{-1}$;
- Z (950h): $4,4 \cdot 10^4 \text{ h}^{-1}$;

Domeniul de utilizare al microsistemului mecatronic inteligent:

Microsistemul mecatronic inteligent pentru măsurări dimensionale de înaltă precizie (MMIMD) este utilizat pentru:

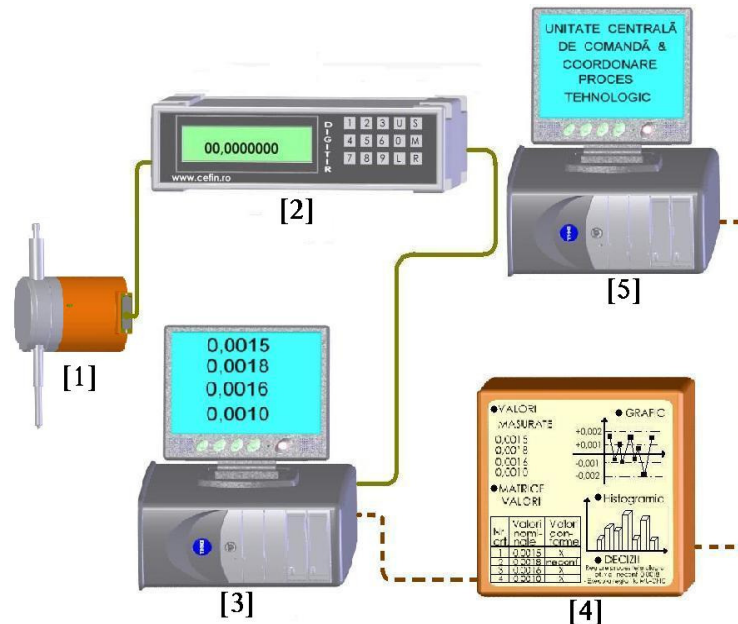
- măsurări de înaltă precizie în regim static și în regim dinamic;
- poziționări dimensionale de înaltă precizie în regim static și în regim dinamic;
- echipări și integrări - ca subsistem NC și /sau subsistem CNC pe mașini unelte și pe alte echipamente tehnice și tehnologice;
- echipări și integrări - ca subsistem NC și /sau subsistem CNC pe roboți/ microroboți industriali;
- echipări și integrări - ca subsistem performant de măsurare și control, pe instrumente/aparate și echipamente inteligente de măsurare în 1D, 2D, și 3D;
- etc.;

Impactul economic si social al microsistemului mecatronic inteligent:

- dezvoltarea de IMM-uri productive și de cercetare;
- creșterea productivității muncii: cu cca.30%;
- crearea de noi locuri de muncă : cu cca. 25 locuri;
- reducerea consumurilor energetice și de materiale: cu cca 20%;
- reducerea importului : cu cca. 200.000€/an;
- creșterea gradului de informatizare : 100% ;

Microsistem mecatronic inteligent pentru măsurări dimensionale de înaltă precizie destinate dezvoltării ingineriei instrumentației în medii industriale si de laborator cu unitate centrală de comandă & coordonare proces tehnologic

DIGITRIL



[1] Traductor fotoelectric incremental pentru măsurarea deplasărilor liniare

[2] Unitate electronică de măsurare/afișare digitală

[3] Unitate informatică PC

[4] Unitate electronică de înregistrare și reprezentare

[5] Unitate centrală de comandă și coordonare proces tehnologic

MICROSISTEM MECATRONIC INTELIGENT PENTRU MĂSURĂRI DIMENSIONALE DE ÎNALTĂ PRECIZIE



(3) SISTEM MECATRONIC INTELIGENT DE ÎNALTĂ PRECIZIE PENTRU MĂSURAREA MICRODEPLASĂRIILOR LINIARE ÎN MEDII INDUSTRIALE ȘI DE LABORATOR

Sistemul mecatronic inteligent de înaltă precizie pentru măsurarea microdeplasărilor liniare în medii industriale și de laborator este structurat pe următoarele subsisteme componente:

- **subsistemul traductor** fotoelectric incremental pentru măsurarea microdeplasărilor;
- **subsistemul unitate electronică** de măsurare /afișare digitală;
- **subsistemul unitate electronică** interfață;
- **subsistemul unitate informatică PC**;
- **pachetul de programe software** pentru măsurarea microdeplasărilor și pentru calculul static de bază ($X, C_p, C_{pk}, \dots$)

Caracteristicile tehnice ale sistemului mecatronic inteligent:

➤ **intervalul de măsurare** : 10mm; (30; 50; 80; 100mm pentru dezvoltare produs)

- **rezoluția**: 0,001mm ;(0,001mm; 0,00001mm pentru dezvoltare produs)
- **acuratețea**: $\pm 0,001\text{mm}$;($\pm 0,00001\text{mm}$ pentru dezvoltare produs)
- **fidelitatea** : $\leq 0,005\text{mm}$; ($\leq 0,00001\text{mm}$ pentru dezvoltare produs)
- **capacitatea de afișare**: 8 decade +1 decadă de semn
- **alimentare IRED**: $+(5 \pm 0,25)\text{V}$
- **alimentare unitate electronică**: $220\text{Vca}^{+15\%}_{-10\%}$; $50\text{Hz} \pm 2\%$
- **subdivizare** : logică: 2; 4;
: analogică: 5; 10; 20;

• **posibilități**: integrare cu sisteme informatice PC

Domeniul de utilizare al sistemului mecatronic inteligent:

- **măsurări liniare foarte precise**, în regim static și dinamic
- **poziționări liniare foarte precise**, în regim static și dinamic
- **echipări - ca sistem NC și CNC**, la mașini unelte și alte echipamente tehnologice;
- **echipări - ca sistem NC și CNC**, la roboți /microroboți industriali și la roboți/ microroboți de control;
- **echipări - ca sisteme mecatronice inteligente** de măsurare și control, la instrumente și /aparate și echipamente complexe de măsurare și control, în 1D, 2D și 3D

Pentru utilizarea sistemului inteligent pentru măsurarea microdeplasărilor liniare (SMIMIL) în regim static se procedează astfel:

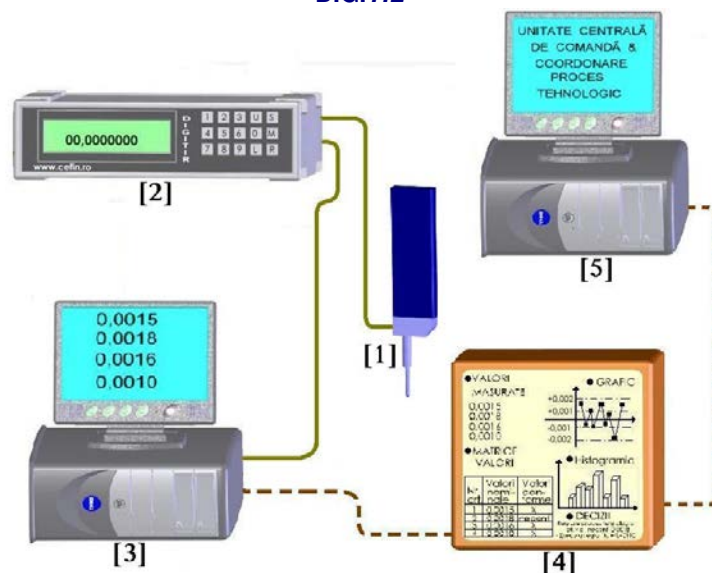
- **traductor fotoelectric incremental** pentru măsurarea deplasărilor se poziționează prin intermediul tijei $\varnothing 8$ pe aplicația industrială (tehnologică/ de control);
- **traductorul fotoelectric incremental** pentru măsurarea microdeplasărilor se cuplează cu unitatea electronică de măsurare/afișare digitală prin cablul electric;
- **unitatea electronică** de măsurare/afișare digitală se cuplează (sau are integrată) unitatea electronică de interfață;

- **unitatea electronică** de măsurare/afișare digitală se cuplează electric (prin cablu electric) de unitatea informatică PC;
- **traductorul fotoelectric** incremental pentru măsurarea deplasărilor liniare se asigură prin fixare tehnică în poziția din structura asamblată descrisă;
- **pentru utilizarea măsurării** microdeplasărilor liniare se realizează deplasarea liniară a aplicației industriale considerate și menționate în procedură;
- **deplasarea liniară a aplicației industriale** deplasează tija de măsurare a traductorului fotoelectric incremental și ca urmare, unitatea electronică de măsurare / afișare digitală și afișează valoarea înregistrată pentru deplasarea parcursă;
- **valoarea microdeplasărilor liniare** înregistrată de sistemul inteligent este valoarea microdeplasării liniare a aplicației industriale și este transmisă la unitatea informatică PC pentru stocare;

Pentru utilizarea sistemului mecatronic inteligent pentru măsurarea deplasărilor liniare în mediile industriale și de laborator (SMIMIL) în regim dinamic se procedează astfel:

- **traductorul fotoelectric incremental** pentru măsurarea microdeplasărilor liniare se cuplează pe aplicația industrială – pe un robot industrial / echipament de măsurare și control/ robot de control/ mașină de măsurare în 1D, 2D și 3D, spre exemplu, prin intermediul tijei Ø8;
 - **traductorul fotoelectric incremental** pentru măsurarea microdeplasărilor liniare se cuplează cu unitatea electronică de măsurare, cu unitatea electronică de interfață și cu unitatea informatică PC;
 - **prin funcționarea aplicației** industriale tija de măsurare a traductorului este deplasată;
 - **deplasarea tijei de măsurare a traductorului** incremental este “măsurată” prin intermediul unității electronice de măsurare / afișare digitală, în procesul tehnologic și afișată digital și transmisă mai departe unității electronice de înregistrare date și unității electronice de infrastructură informatică;
 - **această deplasare a aplicației industriale** este măsurată permanent în regim dinamic și afișată pe unitatea electronică de măsurare și afișare și transmisă la unitățile informatice PC;
- Impactul economic și social al sistemului mecatronic inteligent:
- **dezvoltarea de IMM-uri productive și de cercetare;**
 - **crearea de noi locuri de muncă** : cu cca. 20 locuri;
 - **reducerea consumurilor energetice și de materiale:** cu cca (15 ÷ 20%);
 - **creșterea gradului de automatizare și informatizare** : cu 100% ;
 - **creșterea productivității muncii:** cu cca.35%;

Sistem mecatronic inteligent de înaltă precizie pentru măsurarea microdeplasărilor liniare în medii industriale și de laborator cu unitate centrală de comandă & coordonare proces tehnologic
DIGITIL



- [1] Traductor fotoelectric pentru măsurarea microdeplasărilor liniare
 [2] Unitate electronică de măsurare/afișare digitală
 [3] Unitate informatică PC

[4] *Unitate electronică de înregistrare și reprezentare*

[5] *Unitate centrală de comandă și coordonare proces tehnologic*



**SISTEM MECATRONIC INTELIGENT DE ÎNALTĂ PRECIZIE PENTRU MĂSURAREA
MICRODEPLASĂRIILOR LINIARE ÎN MEDII INDUSTRIALE ȘI DE LABORATOR CU UNITATE
CENTRALĂ DE COMANDĂ & COORDONARE PROCES TEHNOLOGIC
DIGITIL**

STRATEGIA ȘI POLITICA INDUSTRIALĂ PRIVIND DOMENIUL MECATRONICĂ ȘI TEHNICA MĂSURĂRII

AUTOR: Conf.univ.dr.ing. Gheorghe GHEORGHE
DIRECTOR GENERAL INCDMF – București

Aspectele fundamentale și definitorii ale tendințelor strategice de evoluție comparată ale Industriei Integratoare Mecanică Fină și Mecatronică.

➤ TENDINȚE STRATEGICE DE EVOLUȚIE COMPARATĂ BAZATE PE:

1 Schimbări importante în DOMENIUL PRODUSE HIGH-TECH CU VALOARE ADĂUGATĂ MARE:

1.1 „Schimbarea” devine un factor esențial al dezvoltării și inovării, al creșterii economice, al competitivității și productivității, ce se bazează pe creșterea „volumului de cunoștințe noi” pentru generarea de rezultate cu impact științific sau economic, susținând „Programele de cercetare” cu necesitatea de alocare fonduri sporite în conformitate cu strategia Lisabona (1% PIB fonduri publice și 2% PIB fonduri private) și cu o mai bună utilizare a resurselor umane și materiale, crearea ariei europene a cercetării și pentru „transformarea rezultatelor științifice în noi produse, procese și servicii”.

Astfel, schimbarea din industria de profil, a condus la creșterea ponderii produselor, proceselor și serviciilor HIGH-TECH și MED-HIGH-TECH, obținute din aplicarea rezultatelor cercetării și dezvoltării tehnologice.

1.2 Aceste produse/procese noi cu valoare adăugată mare sunt caracterizate de noile caracteristici și performanțe ale inteligenței și informatizării înglobate, de noile funcții specializate și decizionale pentru procesele industriale din celelalte ramuri ale economiei și sunt deosebit de diversificate mai ales din punct de vedere al destinației – ca bunuri și mijloace pentru industrie, investiții și pentru consum.

Un exemplu în acest sens, îl reprezintă echipamentele mecatronice inteligente pentru măsurare, reglare și control a proceselor industriale din industria prelucrătoare.

1.3 Industria integratoare mecanică fină și mecatronică, ca industrie actuală și viitoare, își aduce o contribuție majoră la realizarea și dezvoltarea, pe orizontală dar și pe verticală, a infrastructurii informaționale, a infrastructurii de comunicații în procesele industriale și economice, a infrastructurii energetice, a infrastructurii sanitare moderne și nu în ultimul rând, a infrastructurii industriei prelucrătoare.

1.4 Deși în prezent, industria integratoare mecanică fină și mecatronică, se află, ca și celelalte industrii, în poziție dificilă, în încercarea sa, de adaptare, dar mai ales de flexibilizare, la realitățile unei piețe globalizate, ea tinde către o strategie în descindere, extensie și dezvoltare și supusă forțelor și fenomenelor concurențiale.

Astfel, industria integratoare mecanică fină și mecatronică, constituie prin potențialul său, o nouă opțiune de dezvoltare industrială a economiei românești, pe termen mediu și lung, prin care, domeniile sale viabile în prezent, pot să susțină dezvoltarea altor domenii industriale, de generații noi în perspectivă, dar mai ales pentru dezvoltarea noilor generații ale celorlalte ramuri industriale strategice pentru România și pentru noua economie a României, în contextul integrării acesteia la 1 ianuarie 2007 în Uniunea Europeană și în piața unică europeană.

1.5 De aceea, prin procesul postaderare al României la UE și prin sprijinul financiar care urmează să fie acordat, alături de eforturile susținute ale industriilor guvernamentale românești, în special Ministerul Economiei și Comerțului, pot constitui gredientele de depășire a obstacolelor și direcționarea către un proces economic realist și obiectiv, DE DEZVOLTARE ȘI MATURIZARE INDUSTRIALĂ A DOMENIULUI INTEGRATOR DE MECANICĂ FINĂ ȘI MECATRONICĂ, respectiv DOMENIUL DE PRODUSE HIGH-TECH CU VALOARE ADĂUGATĂ MARE BAZATE PE CUNOȘTINȚE NOI - MECATRONICE.

➤ TENDINȚE STRATEGICE DE EVOLUȚIE COMPARATĂ, BAZATE PE:

2 Transformări importante în DOMENIUL CERERE – OFERTĂ PE PIAȚĂ:

- 2.1** Industria integratoare mecanică fină și mecatronică, este caracterizată în prezent printr-o ofertă tehnică valoroasă și printr-o evoluție ascendentă, sub aspect calitativ și mai puțin cantitativ, cu o poziționare competitivă dependentă de capacitatea ei de adaptare la cerințele pieței și condiționată de relansarea industriei prelucrătoare și a industriei românești în ansamblul ei.

Astfel, industria integratoare mecanică fină și mecatronică, în perspectivă are o piață potențială pe termen mediu lung, fiind o sursă importantă la export direct și indirect și reprezentând în sistemul industrial românesc, un domeniu competitiv cu șanse reale de viabilitate și producător de profit.

- 2.2** Cererea domeniului, în ansamblu, prezintă o poziție cvasistaționară iar pe anumite subdomenii este în scădere, datorită lipsei investițiilor în economie și scăderii puterii de cumpărare a populației.

- 2.3** Oferta domeniului, în ansamblu, cunoaște o dezvoltare și o diversificare majoră, datorită:

- pătrunderii puternice, pe piața românească a produselor de la firme specializate și de renume mondial, atât direct cât și prin firmele românești de reprezentare;
- pătrunderii agresive, a unor produse fabricate de firme din afara U.E., din țările asiatice și în special din China, utilizându-se sistemul dumping.

- 2.4** Cota de piață internă a domeniului în ansamblu, a cunoscut reduceri, mai ales pe anumite subdomenii necompetitive.

- 2.5** Piața externă a domeniului, se definește printr-o creștere continuă, în special pe relația țărilor din U.E., datorită nișelor de piață tradițională și datorită apariției de noi firme, cu capital străin, și care au venit cu nișele lor de piață.

- 2.6** Ponderea domeniilor industriei integratoare mecanică fină și mecatronică în piața de export, pe total procent grupă CAEN, este diferită în perspectiva 2006-2008, astfel:

- (a) pentru CAEN 33:

- producția aparatelor și instrumentelor medicale: 2,35%;
- producția aparatelor și instrumentelor de măsurare, verificare și control: 14,6%;
- producția echipamentelor de măsurare, reglare și control a proceselor industriale: 5,38%;
- producția aparate și instrumente optice și fotografice: 1,26%;
- producția ceasornicărie (și orologerie): 0,01%;

- (b) pentru CAEN 28:

- producția unelte de mână: 2,79%;
- producția unelte de tăiat și de uz casnic: 0,33%;

- (c) pentru CAEN 29:

- producția mașini și aparate electrocasnice: 39,2%;
- producția aparate neelectrice, de uz casnic: 5,1%;

- 2.7** Dezvoltarea susținută a ponderii produselor high-tech pentru export din domeniul integrator mecanică fină și mecatronică, presupune inițierea și participarea, cu noi strategii specifice, astfel:

- (a) crearea și organizarea unui pol sectorial de export, specific industriei integratoare mecanică fină și mecatronică – (vezi anexa);
- (b) elaborarea și monitorizarea lanțului valoric mix și multidomeniu (vezi anexele);
- (c) aplicarea și integrarea lanțului valoric în strategia industriei integratoare mecanică fină și mecatronică (vezi anexa);
- (d) elaborarea și integrarea schemei strategiei IMM-urilor pentru calificarea europeană (vezi anexa);
- (e) elaborarea și aplicarea indicatorilor de caracterizare obiectivă integrală a aprecierii ciclurilor economice a domeniului integrator mecanică fină și mecatronică;
 - (e₁) indicele compozit – indicator de încredere economică;
 - (e₂) indicele compozit ICCS – GEA;

➤ **TENDINȚE STRATEGICE DE EVOLUȚIE COMPARATĂ, BAZATE PE:**

3 Relansări importante în DOMENIUL OBIECTIVELOR DE DEZVOLTARE DURABILĂ :

- 3.1 Industria integratoare mecanică fină și mecatronică**, este angrenată în prezent și în perspectivă, în următoarele **obiective majore de dezvoltare**:
- 3.1.1 asigurarea creșterii economice anuale**, bazată pe sporirea ratei investițiilor prin participarea capitalului național și prin atragerea de investiții străine;
 - 3.1.2 asigurarea unei stabilizări și respectiv a unei stabilizări consolidate** prin abordarea structurilor productive de perspectivă – **produse mecatronice high-tech și med-high-tech cu valoare mare adăugată bazată pe cunoștințe noi, în cadrul relansării și alinierii** la nivel european / internațional și al **disciplinei financiare** similare celei europene;
 - 3.1.3 promovarea de politici de aliniere și integrare, coerente și compatibile** cu mecanismele U.E. și cu acquis-ul comunitar, privind revitalizarea și re tehnologizarea **domeniului cu potențial competitiv high-tech** și bazat pe **tehnologia informației și a mecatronicii**;
 - 3.1.4 dezvoltarea mediului de afaceri**, pe baza modernizării cadrului economico-financiar și cadrului legislativ, corespunzător creșterii capacității concurențiale similare celei europene;
 - 3.1.5 identificarea și actualizarea**, în baza strategiei, a zonelor monoindustriale și stabilirea programului de acțiuni și de armonizare a complementarității și competitivității domeniului;
 - 3.1.6 susținerea vitalizării domeniului integrat mecanică fină și mecatronică**, alături de sectoarele industriale electronică și electrotehnică, în scopul **dezvoltării agenților economici cu potențial de reorientare competitivă și complementară**;
- 3.2 Industria integratoare mecanică fină și mecatronică**, este implicată **profund**, în prezent și în perspectivă, în următoarele **obiective derivate de dezvoltare**:
- 3.2.1 impulsionearea și dezvoltarea cererii interne, ca principal debușeu al producției industriale**, prin **dezvoltarea competiției pe piață, continuarea procesului de liberalizare a prețurilor, creșterea accesului operatorilor autohtoni la achizițiile publice etc.**;
 - 3.2.2 stimularea producției autohtone, pentru creșterea ponderii la export prin menținerea pieței pe nișele tradiționale și pe nișele de piață actuală și prin noi pătrunderi**, cu produsele mecatronice high-tech și med-high-tech, cu valoare adăugată mare;
 - 3.2.3 stimularea procesului investițional propriu firmelor productive și inovative și firmelor high-tech, realizarea de investiții durabile**, care să asigure **salt tehnologic și calitativ important, în zona produselor mecatronice, informatice, robotice și informatizate**;
 - 3.2.4 accelerarea finalizării armonizării legislative specifice domeniului integrator mecanică fină și mecatronică**, cu reglementările europene, cu prioritate pentru domeniile competitive cu șanse de export;
 - 3.2.5 crearea condițiilor de funcționare eficientă a agenților economici din sectorul industrial de profil și a unui mediu atractiv pentru afaceri și cooperări**, pe plan intern și pe plan extern;
 - 3.2.6 sprijinirea C-D aplicate, cu finalitate și transfer tehnologic în sfera producției**, către industrie, economie și societate, prin tematici de interes pentru domeniile industriei de profil;
 - 3.2.7 sprijinirea agenților economici din domeniu, pentru redimensionarea capacităților și modernizării echipamentelor și tehnologiilor curate**, pentru susținerea investițiilor necesare îmbunătățirii calității și reducerii îmbunătățirii calității și reducerii gradului de poluare;
 - 3.2.8 crearea și organizarea de clustere industriale / tehnologice și științifice, locale / regionale**, prin atragerea de companii industriale, instituții de cercetare – dezvoltare, universități, IMM-uri inovative și productive și asociații profesionale;

➤ TENDINȚE STRATEGICE DE EVOLUȚIE COMPARATĂ, BAZATE PE:

4 Modernizări și dezvoltări în DOMENIUL CAPACITĂȚILOR DE PRODUCȚIE:

4.1 Modernizările și dezvoltările capacităților de producție, în industria integratoare mecanică fină și mecatronică, **sunt relevante datorită evoluției rețehnologizărilor la nivelul firmelor, de la un nivel foarte scăzut** – din cauza lipsei fondurilor de investiții (majoritatea firmelor având numai capital românesc), **la un nivel mediu** – unde firmele au repartizat fonduri de investiții pentru reînnoiri tehnologice (firmele având capital mixt), pentru noi capacități de fabricație, și pentru laboratoare de încercări / testări;

4.2 În strategia pe termen scurt și mediu, 2006÷2008, majoritatea înnoirilor / modernizărilor de tehnologii sunt dedicate pentru **îmbunătățirilor calității produselor** prin procedee tehnologice adecvate și similare celor europene / internaționale [**tehnologii automatizate** pentru tratamente termice pentru acoperiri galvanice, pentru micromatrițări materiale metalice (aliaj de Aluminu, aliaj de Cupru etc.) și materiale nemetalice (materiale plastice termorigide, materiale teflonice etc.)];

4.3 La majoritatea **firmelor productive și IMM-urilor inovative**, există **tendințe majore de modernizare și dezvoltare a fabricațiilor conexe și auxiliare**, privind sculele și portsculele, matrițele și dispozitivele tehnologice, ambalajele etc.;

Aceste producții industriale, în contextul structurii proprii a producției industriale, reprezintă, în mod variabil, proporții destul de semnificative, din total volum de producție.

4.4 **Costurile globale**, privind restructurările / rețehnologizările și modernizările capacităților de producție, sunt estimate, la nivelul perioadei 2006÷2008, astfel:

- **total costuri globale**, 2006÷2008: cca. 160 mil. €, din care;
 - surse **proprii**: ~ 38 mil. €;
 - surse **atrase**: ~ 122 mil. €;

4.5 **Acțiunile** întreprinse de companiile industriale și IMM-urile productive și inovative, alături de instituțiile guvernamentale și ONG-uri, **sunt identificate**, în vederea asigurării resurselor umane și financiare;

Astfel, sunt necesare:

- (a) **acțiuni pentru asocierea** actorilor importanți, în vederea creșterii capacității de reprezentare a intereselor acestora;
- (b) **parteneriate public-privat**, prin implicarea agenților economici, patronatelor, asociațiilor profesionale, CCIR, CCIB, organisme naționale speciale – pentru standardizare, acreditare etc., pentru implicare resurse umane și financiare, pentru acțiuni de informare și conștientizare etc.

➤ TENDINȚE STRATEGICE DE EVOLUȚIE COMPARATĂ, BAZATE PE:

5 Schimbări importante în DOMENIUL CONSOLIDĂRII ȘI DEZVOLTĂRII IMM-urilor:

5.1 Schimbările importante prevăzute în **strategia de consolidare și dezvoltare IMM-uri**, stabilesc și definesc, **direcțiile de acțiune**, ce se vor desfășura în perioada 2006÷2008, astfel:

- (a) **direcția strategică "diminuarea fiscalității asupra IMM-urilor"**:
 - ⇒ *acordarea de facilități fiscale pentru IMM-uri care dezvoltă domenii mecatronice inteligente și produse high-tech;*
- (b) **direcția strategică "stimularea puternică a creării de locuri de muncă, a exportului și a implementării tehnicii și tehnologiei de vârf"**:
 - ⇒ *sprijinirea organizării "Polului de export" pentru Industria de mecanică fină și mecatronică;*
- (c) **direcția strategică "intensificarea înființării de noi IMM-uri și a consolidării celor existente"**:
 - ⇒ *formarea de IMM-uri privind Ingineria Instrumentației Inteligente și Informaționale, Ingineria Sistemelor și Informației, pentru produse cu valoare adăugată foarte mare;*
- (d) **direcția strategică "accelerarea și amplificarea accesului IMM-urilor private, prin cumpărare, închiriere și leasing, la spațiile și echipamentele de producție și comerciale neutilizate în companiile naționale de stat și publice"**:

- ⊃ accesul IMM-urilor din profilul de mecanică fină și mecatronică la capacitățile existente ale unor întreprinderi de mecanică fină și de produse din metal, de pe platforma OBOR - București;
- (e) **direcția strategică "constituirea treptată a unui sistem de fonduri de garantare și coganțare la nivel național și regional pentru finanțarea întreprinzătorilor":**
 - ⊃ constituirea "Fondului de Garantare Credite pentru Industria de Mecanică Fină și Mecatronică";
- (f) **direcția strategică "înființarea unei bănci de informații naționale, specializată pe problemele IMM-urilor":**
 - ⊃ crearea și organizarea unei "Bănci Informaționale pentru IMM-uri", pe lângă Guvernul României și monitorizată de Parlament prin Comisiile de Specialitate;
- (g) **direcția strategică "realizarea unei puternice rețele naționale de centre de consultanță și pregătire managerial - întreprinorială pentru IMM-uri":**
 - ⊃ crearea și organizarea unui "centru de consultanță" și a unei "Școli de afaceri" pentru domeniile de mecanică fină și mecatronică, într-un parteneriat cu UPB;
- (h) **direcția strategică "dezvoltarea unei rețele naționale de incubatoare de afaceri și parcuri științifice":**
 - ⊃ incubatori de afaceri pentru IMM-uri și întreprinzători din mecanică fină și mecatronică: ingineria instrumentației, robotică și nanorobotică, mecatronică și integronică;
 - ⊃ parc științific "Platformă tehnologică de mecatronică, senzorică, robotică și integronică", pentru dezvoltarea europeană a noii cunoașteri în domeniu;
- (i) **direcția strategică "elaborarea unei strategii naționale a IMM-urilor complete și riguroase, potrivit cerințelor științei managementului":**
 - ⊃ crearea unui "**program sectorial** pentru elaborarea de strategii naționale și de integrare europeană a IMM-urilor din România", pentru **dimensionarea corectă a sectorului de dezvoltare strategică a IMM-urilor** și pentru fundamentarea bazei de participare a acestora, la dezvoltarea României și la participarea dezvoltării de perspectivă a UE - 27 (în conformitate cu "**schema strategiei IMM-urilor pentru calificarea europeană**").

5.2 Metodele / tehnicile MIX pentru dimensionarea strategiilor IMM-urilor din industria integratoare mecanică fină și mecatronică, apreciază evaluarea competitivității domeniului:

5. 2. 1 Studiul de piață – al domeniului de profil, are la bază următoarele **problematici ale analizei**:

- (a) **structura pieței**, cu indicatori ce se referă la produse, subdomenii, întreprinderi;
- (b) **piața produselor principale**;
- (c) **rețeaua de aprovizionare**, cu indicatori ce se referă la structură;
- (d) **comerțul mondial**, cu indicatori ce se referă la producție, export, import;
- (e) **comerțul internațional** de produse din industrie;
- (f) **indicatori de performanță** ai industriei;
- (g) **benchmarking** față de alte industrii;
- (h) **benchmarking** față de alte țări.

5. 2. 2 Indicele compozit de evaluare a competitivității:

Evaluarea competitivității industriei de profil, pentru faza de **strategie predicțională și de prognoză**, va avea la bază **indicele compozit de evaluare**, finalizat de Institutul de Economie Mondială din Academia Română (în baza proiectului sectorial, privind evaluarea competitivității sectoriale).

Structura indicelui compozit – denumit indicele compozit de evaluare a competitivității sectoriale – ICCS și calculat ca o medie ponderată a indicatorilor, privind aspectele cheie ale performanței competitive, - componenta producție, componenta tehnologie, componenta structură și componenta exporturi – va cuprinde, în esență, următorii indicatori:

- (a) pentru **componenta producție**: productivitatea muncii (**VAB/angajat**), utilizarea capacităților de producție (**C_{prd}/C_{prod.optimă}**) și costurile unitare (**C_{Fm}x F_{mn}**);
- (b) pentru **componenta tehnologie**: cheltuieli cu C&D per angajat; intensitatea capitalului (**Investiții/angajat**);
- (c) pentru **componenta structură**: diversificare sortimentală (**Indice diversificare**); concentrare geografică (**Indice concentrare**);

- (d) pentru **componenta exporturi**: cota de piață (**Vânzare / Vânzare mondială**), dinamica; raportul de schimb ($I_{\text{pret mediu exp.}} / I_{\text{mediu import}}$).

Trebuie menționat că acest indice **ICCS**, va avea ca **dimensiune**, atât **caracterizarea**, în **prezent**, cât și **caracterizarea în viitor**.

5.2.3 Indicele de încredere economică de evaluare a competitivității:

Măsurarea performanțelor economico-financiare ale ramurii industriale, va avea la bază proiectarea **indicii de încredere** – indice agregat care este utilizat de U.E. și care va cuprinde următorii indicatori:

- (a) producția industrială;
- (b) prețul de producție;
- (c) noutăți comandate;
- (d) forța de muncă;
- (e) activități de lucru;
- (f) permise de construcții eliberate;
- (g) volumul de comenzi în comerțul cu amănuntul;
- (h) număr de mașini auto, înmatriculate;

Acest indicator de încredere agregat, este în fapt un indice compozit, prin care se realizează evaluarea ciclurilor economice, prin conjugarea indicatorilor de încredere pentru industrie, servicii, consumatori, construcții și comerț cu amănuntul, identificând și confirmând bonitatea sau deteriorarea principalilor indicatori de încredere pentru domeniile economice care se analizează, tendința acestui indice compozit – agregat afișând situația economică a zonei, a țării sau a industriei analizate.

➤ **TENDINȚE STRATEGICE DE EVOLUȚIE COMPARATĂ, BAZATE PE:**

6 Schimbări privind DOMENIUL CONSOLIDAREA POZIȚIEI IMM-urilor PENTRU UNIUNEA EUROPEANĂ

6.1 Intrarea României la 1.01.2007 în Uniunea Europeană determină **elaborarea și aplicarea unei politici de consolidare a poziției IMM-urilor** în vederea integrării lor în U.E., având la bază următoarele premise :

- (a) **modalități de acțiune** – pentru accelerarea dezvoltării IMM-urilor, prin respectarea și aplicarea „Cartei Europene pentru Intreprinderi Mici” adoptată de Consiliul European la Fiera – Portugalia, la 19÷20 iunie 2002 și la care România și-a dat acordul;
- (b) **programe strategice de dezvoltare domenii privat;**
- (c) **prioritizarea și programarea resurselor** Phare, PC7, alte programe;
- (d) crearea și organizarea, la nivel național, a unui **“Task Force”**;
- (e) **amplificarea sprijinului și asistenței / consultanței** de către Ministerul IMMC, Ministerul DP, Ministerul FP, Consiliul pentru Strategia Națională de Export și Nucleul Național pentru Export (al Industriei Mecanică Fină și Mecatronică);
- (f) coordonarea permanentă a politicilor și programelor de dezvoltare intensivă;
- (g) **coordonarea și îndrumarea permanentă**, de către MEC;
- (h) **focalizarea activității** Ministerului IMMC, privind realizarea de obiective de importanță strategică;
- (i) **implicarea și participarea** IMM-urilor într-un procent ridicat, la realizarea de consorții naționale;

➤ **TENDINȚE STRATEGICE DE EVOLUȚIE COMPARATĂ, BAZATE PE:**

7 Schimbări privind DOMENIUL DE DINAMIZARE A EXPORTULUI DE PRODUSE HIGH-TECH

7.1 Schimbarea **țintă** privind dinamizarea activității de export a produselor high-tech, este sintetizată, astfel :

- (a) **concentrarea activităților specifice domeniului** integrator mecatronic, de promovare a exporturilor de produse, pe nișele funcționale de piață;
- (b) **concentrarea** resurselor financiare aflate la dispoziție;
- (c) **evitarea segmentelor de piață fără perspective favorabile de dezvoltare;**

- (d) **inițierea demersurilor**, din partea instituțiilor guvernamentale, pentru **informarea comunităților de afaceri și a birourilor pentru export**, de pe lângă ambasadele României, în străinătate (ex.: **organizarea de „ofensive comerciale”** pe „piețele țintă”, pentru „produsele high-tech), prin promovarea și concentrarea de evenimente destinate creșterii eficienței și impactului, utilizarea eficientă a infrastructurii bilaterale în activitățile de dezvoltare a exporturilor, etc.);
- (e) **pregătirea și măsurarea impactului** acestor schimbări, cu cel puțin 30%.

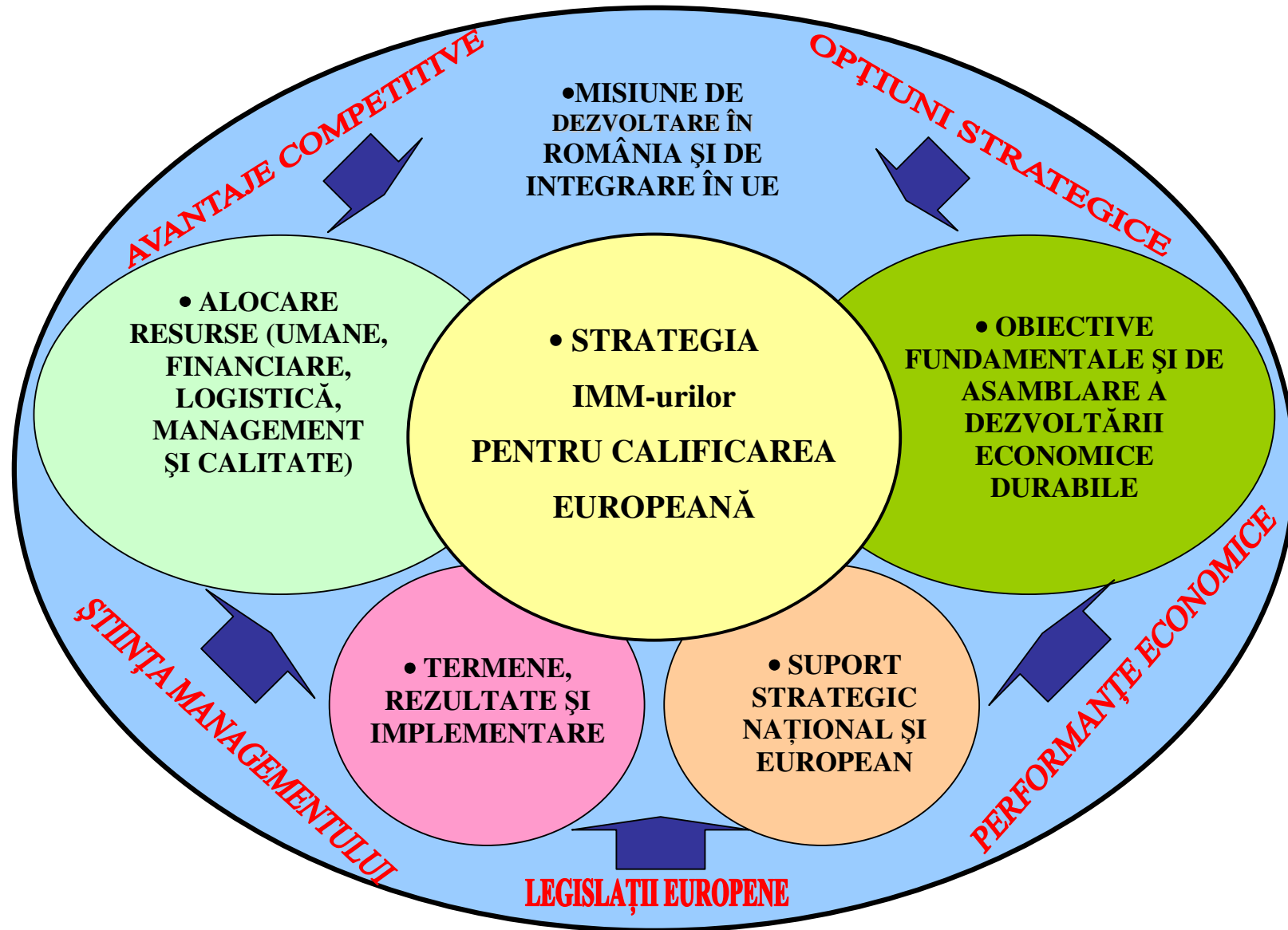
7.2 Măsurile imediate/operative, care se impun realizării impactului, cu cel puțin 30% sunt următoarele :

- (a) **promovarea colectivă specială** pe piețe nișă;
- (b) **modernizarea și schimbarea aptitudinilor tehnice** ale personalului specializat în export, inclusiv programe pentru tineri, prin scheme de pregătire adecvate;
- (c) **modernizarea** activităților de marketing pe piețe externe;

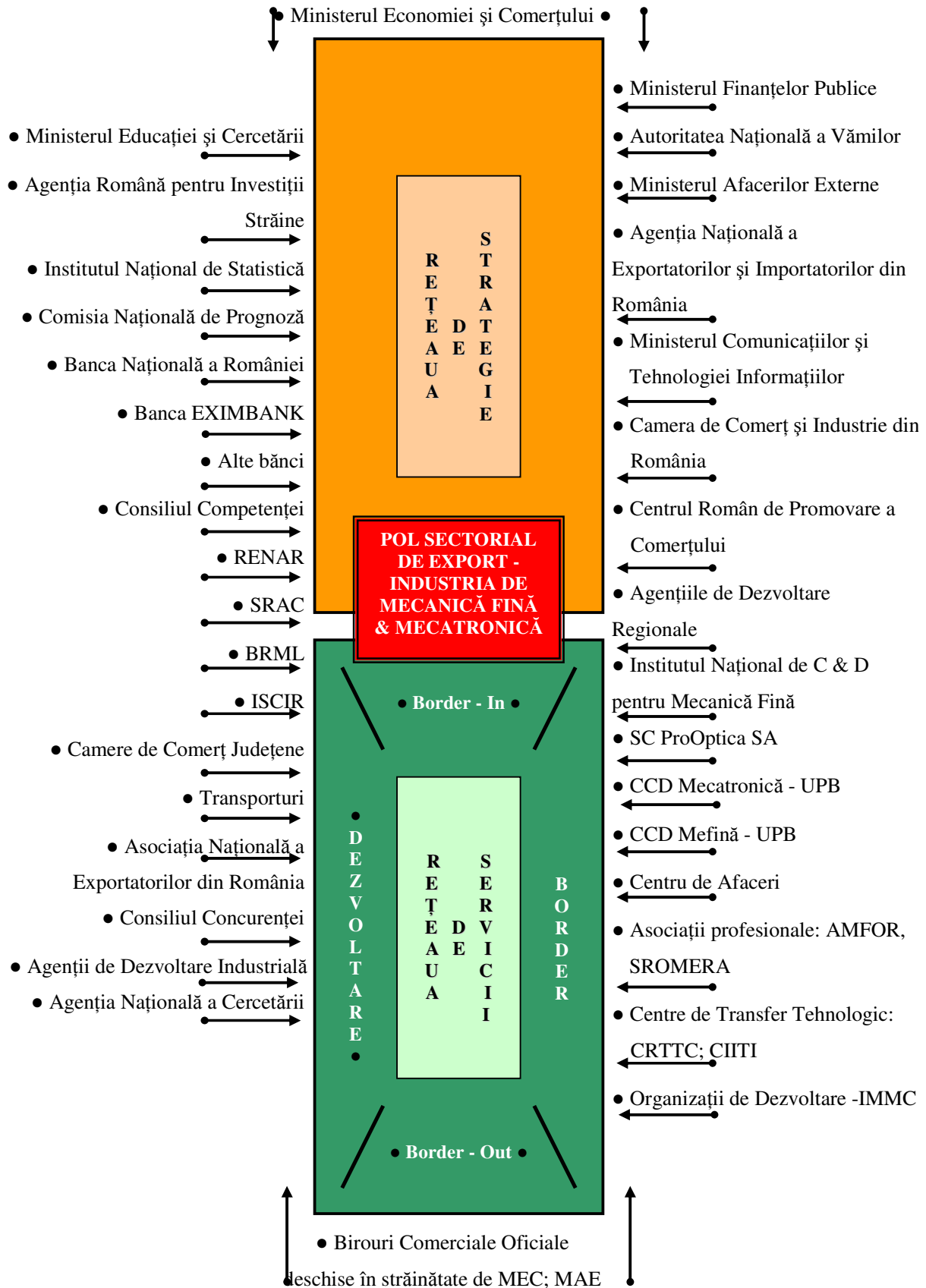
7.3 **Perspectivile de dinamizare a exportului și de dezvoltare a strategiilor de export** pentru industria integratoare mecanică fină și mecatronică sunt susținute prin următoarele **considerente strategice** :

- (a) considerentul strategic nr.1 : angrenajul de dezvoltare a strategiei : generate de locuri de muncă, dezvoltare regională, considerente de mediu;
- (b) considerentul strategic nr.2 : concentrări (aglomerări) economice de export, clustere;

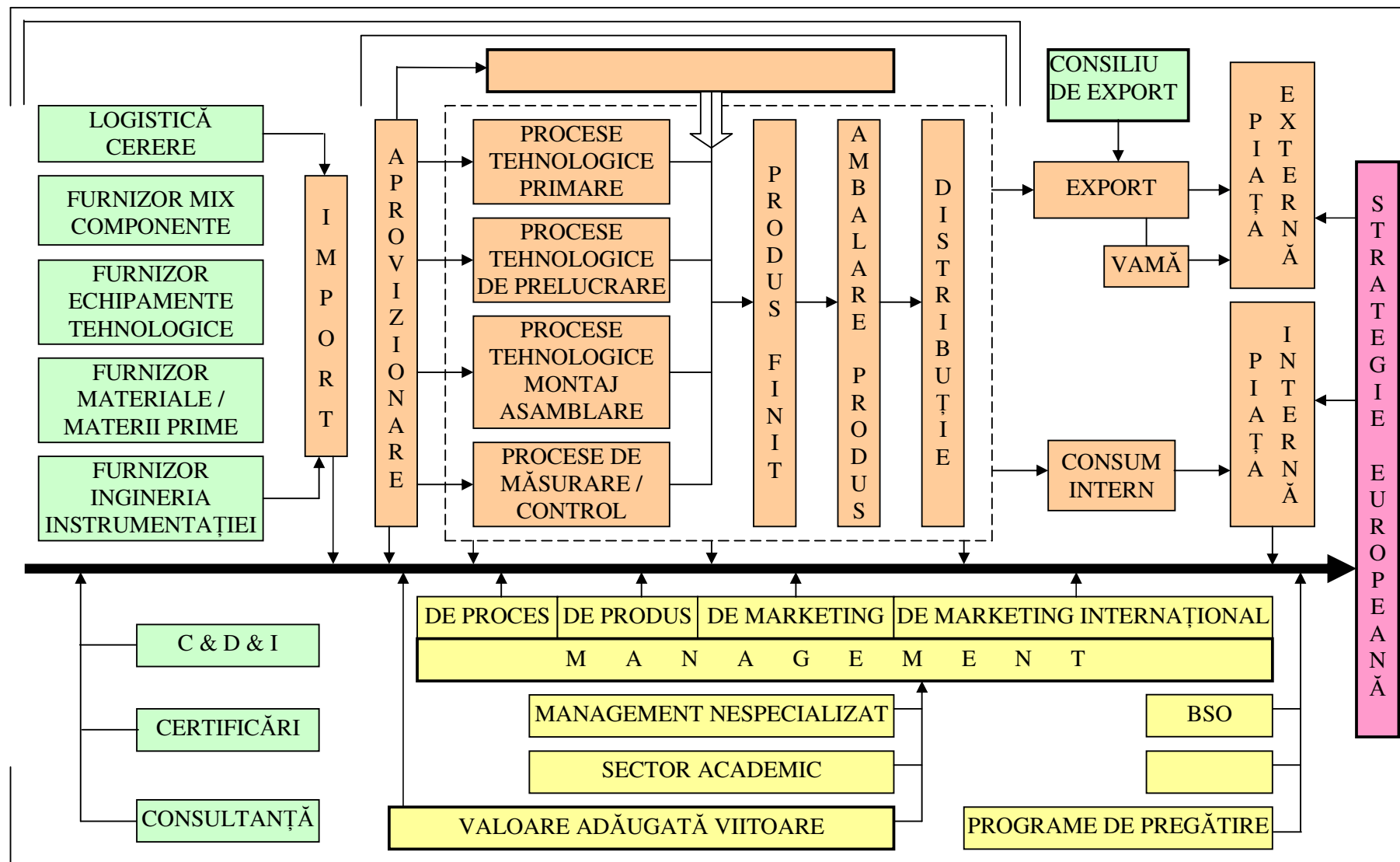
Toate aceste considerente strategice sunt baleiate într-o matrice structurală, ce corespunde: tipul considerentului strategic, obiectivul, inițiative, instituții responsabile, resurse de alocat, perioadă de implementare, ținte, măsurarea impactului.



• POL SECTORIAL DE EXPORT - INDUSTRIA INTEGRATOARE DE MECANICĂ FINĂ & MECATRONICĂ •



•LANȚUL VALORIC MIX - INDUSTRIA INTEGRATOARE MECANICĂ FINĂ ȘI MECATRONICĂ•



APRECIERE PRIVIND CICLUL DE ACTIVITATE – ULTIMELE TENDINȚE ÎN UE-25

• INDICATOR DE ÎNCREDERE ÎN ECONOMIE • INDICE COMPOZIT •

	Producția industrială	Prețul de producție	Comenzi noi	Forța de muncă	Activități de lucru	Permis de construcție eliberat	Volumul comenzi în comerț cu amănuntul	Mașini auto înmatriculate
EU-25	↘ 03-05	↗ 03-05	↘ 03-05	→ I-05	↗ IV-04	↗ IV-04	↗ 03-05	↘ 04-05
Zone euro	→ 03-05	↗ 03-05	↘ 03-05	↘ I-05	→ IV-04	↗ IV-04	↗ 03-05	↘ 04-05
BE	↘ 03-05	↗ 03-05	→ 03-05	↘ IV-04	↘ I-05	→ II-04	↘ 03-05	↘ 04-05
CZ	→ 03-05	→ 04-05	↘ 03-05	↗ II-04	↘ I-05	↘ I-05	↗ 03-05	
DK	↘ 03-05	↗ 04-05	↗ 03-05	→ IV-03	↗ IV-04	↗ I-05	↗ 03-05	→ 04-05
DE	↗ 03-05	↗ 04-05	→ 03-05	↘ I-05	↘ I-05	→ I-05	↗ 03-05	↘ 04-05
EE	↗ 03-05		↗ 03-05	↘ IV-04	↗ IV-04	→ IV-04	↗ 03-05	
EL	→ 03-05	↗ 03-05				↗ II-04	↘ 02-05	↘ 04-05
ES	↘ 03-05	↗ 03-05		↗ IV-04	→ IV-04	↗ IV-04	↗ 03-05	↘ 04-05
FR	↘ 03-05	↗ 03-05	↘ 03-05	↘ I-05	↘ I-05	↘ I-05	↗ 03-05	→ 04-05
IE	↘ 03-05	↗ 03-05		↘ IV-04	↗ IV-04	→ IV-04	↗ 03-05	↗ 04-05
IT	↘ 03-05	↗ 03-05	↘ 03-05		↘ IV-04		→ 02-05	↘ 04-05
CY	→ 02-05	↗ 03-05		↗ IV-04	↗ IV-04	↗ IV-04	↗ 02-05	
LV	→ 03-05		↗ 03-05	↗ IV-04	↗ IV-04		↗ 03-05	
LT	→ 03-05	↗ 04-05	↘ 03-05	→ IV-04	↗ I-05	↘ IV-04	↗ 03-05	
LU	↗ 03-05	↘ 03-05	↘ 02-05	→ IV-04	↘ IV-04	↘ IV-04	→ 03-05	↘ 04-05
HU	→ 03-05	↗ 03-05	↘ 03-05	↘ I-05	↗ I-05	→ IV-04	↗ 02-05	
MT			→ 03-05	→ IV-04	↗ III-04			
NL	↘ 03-05	↗ 03-05	↗ 03-05	↘ IV-04	↘ I-05	↗ IV-04	→ 02-05	↘ 04-05
AT	→ 02-05	↗ 03-05	↗ 02-05	→ IV-04	↗ IV-04	↗ IV-03	↘ 02-05	↘ 04-05
PL	→ 03-05	↘ 03-05	↗ 03-05	↗ I-05	↘ I-05	→ IV-04	→ 03-05	
PT	↘ 03-05	↗ 03-05	↗ 03-05	↘ I-05	↘ I-05	→ I-05	↗ 03-05	↘ 04-05
SI	↘ 03-05	↗ 04-05		→ IV-04	↘ I-05	↘ I-05	↘ 03-05	
SK	↗ 03-05	↘ 03-05	→ 03-05	↘ I-05	↘ I-05		↗ 03-05	
FI	↘ 03-05	↗ 04-05		↗ I-05		↘ IV-04	↗ 03-05	↗ 04-05
SE	↗ 03-05	↗ 03-05	↘ 03-05	↘ II-04	→ II-04	↘ I-05	↗ 03-05	↘ 04-05
UK	↘ 03-05	↗ 04-05		↘ I-05	↗ IV-04	→ III-03	↗ 03-05	↘ 04-05
NO		↗ 04-05		→ IV-04	↗ IV-04	↘ I-05	→ 03-05	↘ 04-05
CH				↘ IV-04		↗ IV-04		
BG			↗ 03-05		↗ IV-04		↗ 03-05	
RO	→ 03-05	↗ 03-05	↘ 03-05	↗ I-05	↗ IV-04	↘ IV-04	↗ II-04	

Precizări:

- **INDICATORUL DE ÎNCREDERE ÎN ECONOMIE** este un **indice compozit**, destinat evaluării ciclurilor economice europene, prin conjugarea indicatorilor de încredere pentru industrie, servicii, consumatori, construcții și comerț cu amănuntul; acest indicator identifică și confirmă bonitatea sau deteriorarea principalilor indicatori de încredere pentru domeniile economice care se analizează; tendința acestui indice compozit afișează „situația economică” pentru UE-25 și pentru Zona Euro.

(Sursa: Eurostat, *Industrie, commerce et services/Industrie, commerce et services - vue horizontale/Statistiques conjoncturelles sur les entreprises*; ACEA)

■ APRECIERE PRIVIND CICLUL DE ACTIVITATE

● TENDINȚE ÎN INDUSTRIA INTEGRATOARE
MECANICĂ FINĂ ȘI MECATRONICĂ
ÎN ROMÂNIA

[INDICE DE ÎNCREDERE ECONOMICĂ (INDICE AGREGAT/COMPOZIT)]

[01-02. 2006]

Indicatori	Pro d. Ind.	Preț ul de prod .	Noutăți coman da-te	Forța de mun că	Activi- tăți de lucru	Permis de constru c-ție eliberat	Volumul de comenzi în comerț	Mașini auto înmatricu- late	Obs .
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
INDUSTRIA PRELUCR Ă-TOARE	↗ 01- 02	↗ 01- 02	↗ 01-02	→ 01- 02	↗ 01-02	— 01-02	↗ 01-02	— 01-02	↗ 01- 02
CAEN 33	↗↗ 01- 02	→ 01- 02	↗↗ 01-02	↗ 01- 02	↗↗ 01-02	— 01-02	↗ 01-02	— 01-02	↗↗ 01- 02
CAEN 3310	↗↗ 01- 02	↗ 01- 02	↗↗ 01-02	↗ 01- 02	↗↗ 01-02	— 01-02	↗ 01-02	— 01-02	↗↗ 01- 02
CAEN 3320	↗↗ 01- 02	→ 01- 02	↗↗ 01-02	↗ 01- 02	↗↗ 01-02	— 01-02	↗ 01-02	— 01-02	↗↗ 01- 02
CAEN 3330	↗↗ 01- 02	→ 01- 02	↗↗ 01-02	↗ 01- 02	↗↗ 01-02	— 01-02	↗ 01-02	— 01-02	↗↗ 01- 02
CAEN 3340	→ 01- 02	↗ 01- 02	↗ 01-02	→ 01- 02	→ 01-02	— 01-02	↘ 01-02	— 01-02	→ 01- 02
CAEN 3350	↘ 01- 02	→ 01- 02	↘↘ 01-02	→ 01- 02	↘ 01-02	— 01-02	↘ 01-02	— 01-02	↘ 01- 02
CAEN 28	→ 01- 02	→ 01- 02	↘ 01-02	→ 01- 02	→ 01-02	— 01-02	↘ 01-02	— 01-02	↘ 01- 02
CAEN 2861	↗ 01- 02	→ 01- 02	↘ 01-02	→ 01- 02	↗ 01-02	— 01-02	→ 01-02	— 01-02	↗ 01- 02
CAEN 2862	↘ 01- 02	→ 01- 02	↘ 01-02	→ 01- 02	↘ 01-02	— 01-02	↘ 01-02	— 01-02	↘↘ 01- 02
CAEN 2875	→ 01- 02	→ 01- 02	↘ 01-02	→ 01- 02	↘ 01-02	— 01-02	↘ 01-02	— 01-02	↘↘ 01- 02
CAEN 29	↗↗ 01- 02	↗ 01- 02	→ 01-02	→ 01- 02	↗ 01-02	— 01-02	↗ 01-02	— 01-02	↗ 01- 02
CAEN 2971	↗↗ 01- 02	↗ 01- 02	→ 01-02	↗ 01- 02	↗ 01-02	— 01-02	↗ 01-02	— 01-02	↗ 01- 02
CAEN 2972	↗ 01- 02	↗ 01- 02	→ 01-02	↘ 01- 02	↗ 01-02	— 01-02	→ 01-02	— 01-02	↗ 01- 02
INDUSTRIA INTEGRATO ARE MECANICĂ FINĂ ȘI MECATRON ICĂ	↗↗ 01- 02	→ 01- 02	↗ 01-02	↗ 01- 02	↗↗ 01-02	— 01-02	↗ 01-02	— 01-02	↗ 01- 02

	Pag.
1 INSTALATIE DE MICA CAPACITATE PENTRU OBTINERE BIOCOMBUSTIBIL Gabriela PITI, Alexandru MATHE, Gheorghe COSARA, Mircea CHINTOANU, Cecilia ROMAN	189-194
2 ECHIPAMENT PORTABIL PANTRU ANALIZA SI CONTROLUL POLUANTILOR DIN AER Ana Maria INCZE, Alexandru MATHE, Bela ABRAHAM, Marin SENILA, Erika KONRADI, Gabriela PITL, Cecilia ROMAN, Adrian ACIU	195-200
3 UTILAJ PENTRU PREPARAREA COMPOSTULUI DIN DESEURI VEGETALE Corneliu CRISTESCU, Petrica KREVEY, Genoveva VRANCEANU, Valeriu AVRAMESCU, Ioan LEPADATU, Iulian DUTU, Liliana DUMITRESCU, Adrian MIREA	201-205
4 CERCETAREA SI DEZVOLTAREA DE ECHIPAMENT DE FRAGMENTARE-MARUNTIRE A MATERIALULUI LEMNOS REZULTAT LA TOALETAREA ALEILOR, PARCURILOR SI AREALELOR SILVICE, IN SCOPUL OBTINERII COMPOSTULUI ECOLOGIC VEGETAL Marian TOPOLOGEANU, Leonard MIHAESCU, Titu STANESCU, Corneliu CRISTESCU	206-210
5 INFLUENTA PARAMETRILOR MOTORULUI HIDRAULIC CU BURDUF ASUPRA PROIECTARII UNOR COMPONENTE ALE INSTALATIEI DE IRIGAT PRIN ASPERSIUNE IATF Ilie BIOLAN, Gheorghe SOVAIALA, Costinel POPESCU, Nicusor NICULAE	211-220
6 TEHNOLOGII CURATE PRIVIND GESTIONAREA SI MANAGEMENTUL DESEURILOR CELULOZICE, IN PERSPECTIVA STRATEGIEI DEZVOLTARII DURABILE, IN CONFORMITATE CU PREVEDERILE SI DIRECTIVELE UNIUNII EUROPENE Marian TOPOLOGEANU, Octavian GRIGORE, Valentin BARBU, Leonard MIHAESCU, Mircea MANOLESCU, Titu STANESCU	221-225
7 CERCETARI PRIVIND DISTRIBUTIA INGRASAMINTELOR ORGANICE LICHIDE UTILIZATE IN BIOFERTIRIGATIE, IN CADRUL AGRICULTURII BIOLOGICE SI ORGANICE Ilie BIOLAN, Gheorghe SOVAIALA, Nicusor NICOLAE, Alexandra VISAN, Carmen NECULA, Valentina TOMA, Florica MARDARE	226-238
8 TEHNICA DE COLECTARE, PRELUCRARE ECOLOGICA, STOCARE SI VALORIFICARE A INGRASAMINTELOR DE ORIGINE ANIMALA PENTRU PREVENIREA POLUARII MEDIULUI INCONJURATOR Ilie BIOLAN, Gheorghe SOVAIALA, Nicusor NICOLAE, Alexandra VISAN, Carmen NECULA, Valentina TOMA, Florica MARDARE	239-242

INSTALATIE DE MICĂ CAPACITATE PENTRU OBTINERE BIOCOMBUSTIBIL

Gabriela PITL, Alexandru MATHE, Gheorghe COSARA, Mircea CHINTOANU, Cecilia ROMAN

*Institutul de Cercetări pentru Instrumentație Analitică, ICIA, str. Donath, nr. 67,
400293 Cluj-Napoca, e-mail: icia@icia.ro*

Instalația de obținere a biocombustibilului de mică capacitate este destinată pentru fabricarea unui carburant ecologic, biodegradabil, prin procesarea chimică a uleiurilor vegetale.

Instalația produce un combustibil alternativ ce poate înlocui motorina, diminuând astfel sensibil cantitatea de noxe evacuate în atmosferă. Prin utilizarea unor resurse de materii prime regenerabile se reduce "efectul de sera" cauzată de emisiile de bioxid de carbon în atmosferă.

Instalația este destinată: (i) agenților economici de mari dimensiuni sau IMM-uri, care cu o asemenea instalație își pot asigura necesarul de combustibil pentru parcul propriu de autovehicule și pot valorifica uleiurile vegetale uzate și (ii) fermelor agricole care cu o asemenea instalație dobândesc un grad ridicat de independență energetică.

Cuvinte cheie: biocombustibili, surse regenerabile, instalație de mică capacitate

1. Introducere

Biodieselul este un înlocuitor netoxic, biodegradabil pentru dieselul petrolier. El este obținut din uleiuri vegetale, uleiuri alimentare reciclate sau din grăsimi animale. După cum spune și numele său, biodieselul este un combustibil diesel doar că este produs organic. Biodieselul aparține unei familii de metil ester de acizi grași, caracterizați de lanțuri legate de lungime medie ale acidului gras C₁₆₋₁₈. Aceste lanțuri legate diferențiază Biodieselul de dieselul petrolier normal (motorină). Din punct de vedere chimic, biodieselul este descris ca fiind un mono alchil ester. În timpul unui proces chimic de transesterificare uleiurile și grăsimile reacționează cu metanolul având ca și catalizator hidroxidul de sodiu sau potasiu (NaOH sau KOH) rezultând metilesteri de acizi grași împreună cu co-produșii: glicerină, reziduuri de glicerină, carbonat de potasiu solubil și săpunuri.

Utilizarea uleiurilor vegetale folosite pentru obținere de biodiesel în momentul de față sunt de mare actualitate și anume: uleiul de floarea soarelui (Franța de Sud și Italia) și uleiul de soia (S.U.A.), în timp ce uleiul de palmier a fost ales pentru producerea biodieselului care să alimenteze autobuzele din Kuala Lumpur (Malaezia). Studiul **Recenzie asupra producerii comerciale a biodieselului în lume** autorizat de Agenția Internațională pentru Energie, completat de către Institutul Austriac pentru Biodiesel, a identificat 21 de țări din lumea întreagă în care proiectele având ca obiectiv comercial fabricație biodiesel au fost implementate. Cu toate aceste inițiative, Europa a rămas de departe liderul în acest domeniu, și numai în ultima vreme producția de biodiesel a crescut și în S.U.A., locul în care se află cea mai modernă uzină MFS-Biodiesel, aparținând de Griffin Industries din Kentucky.

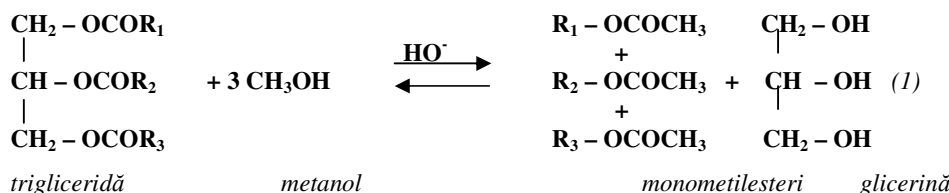
Implementarea biodieselului pe piață: ▲ are efecte sociale indirecte care derivă din proprietățile de protecție ale mediului pe care combustibilul le are: este biodegradabil în contact cu apa și mai mult, amestecul de combustibil cu motorina dublează viteza de descompunere a acesteia în mediul ambiant, conform studiilor de specialitate efectuate; ▲ conduce la crearea de noi locuri de muncă prin folosirea instalațiilor; ▲ poate asigura independența energetică a fermelor și exploatațiilor agricole; ▲ asigură înlocuirea unei părți din combustibilul clasic care pe plan mondial este în epuizare cu unul obținut din materii prime regenerabile.

Introducerea în fabricație a biodieselului (implicit producerea și purificarea de glicerină rezultată ca produs secundar în procesul de fabricare) are impact economic, social și ecologic.

Prin introducerea în fabricație a biodieselului: ▲ se pun în valoare materiale reciclabile (uleiuri vegetale arse); ▲ se va reduce importul de produse petroliere; ▲ prin instalații individuale de dimensiuni reduse, care pot asigura proprietarului o independență față de stațiile de distribuție a carburanților. De aici rezultă o scădere a cheltuielilor proprii, deci creșterea rentabilității propriei afaceri. Fiecare instalație înseamnă 1-2 locuri de muncă pentru exploatare plus cele necesare pentru realizarea ei. ▲ prin instalații de capacitate mare care pot valorifica o producție mare de uleiuri vegetale cu producerea combustibililor și distribuția lor prin stațiile obișnuite de distribuție, în amestec cu motorina sau ca atare. Aceasta înseamnă crearea de alte zeci de locuri de muncă pentru fiecare instalație și pentru activitățile colaterale. ▲ valorificarea superioară a terenurilor arabile; ▲ creșterea producției culturilor postmergătoare rapiței; ▲ creșterea eficienței fermelor și exploatațiilor agricole prin reducerea cheltuielilor cu combustibilul necesar pentru efectuarea lucrărilor mecanice și obținerea de venituri suplimentare prin valorificarea superioară a uleiurilor de rapiță.

2. Instalația ICIA de producere biocombustibil

Tehnologia de obținere a biocombustibililor propusă de ICIA se bazează pe transesterificarea uleiurilor vegetale cu metanol în prezența catalizatorilor bazici [reacția globală este (1):]



Reacția de echilibru (1) decurge în trepte, cu formarea intermediară a digliceridelor și monogliceridelor). Este importantă utilizarea alcoolilor și uleiurilor lipsite de urme de apă. În cazul prezenței apei în sistem au loc reacții secundare de hidroliză și formare de săpunuri pe seama catalizatorului. Pentru a favoriza deplasarea reacției de echilibru în sensul formării monometilesterilor, se adaugă metanol în exces de 40% față de cantitatea necesară stoechiometric. De asemenea, la cantitatea calculată de hidroxid de potasiu se mai adaugă cantitatea necesară neutralizării acidității libere al uleiului.

Realizarea unei instalații de mică capacitate pentru producerea biocombustibilului ar reprezenta o soluție deosebit de favorabilă pentru un mic investitor. Alegerea utilajelor componente ale instalației s-a efectuat pe baza unor calcule privind caracteristicile pe care trebuie să le aibă acestea pentru asigurarea procesului tehnologic în bune condiții

Principii avute în vedere la proiectarea instalației ICIA, IBD

Schema procesului tehnologic de producere biocombustibil este prezentată în fig. 1. Instalația a fost în așa fel concepută încât să asigure realizarea procesului tehnologic cu eficiență maximă. Fluxul tehnologic de obținere a biocombustibilului brut tip Diesel din ulei de rapiță nedegumat și degumat este același, (fig.1 și 2)

Având în vedere, că în procesul de degumare se elimină din ulei o serie de substanțe mucilaginoase (fosfolipide, lecitină, etc.) tehnologia de purificare a biocombustibilului obținut din ulei de rapiță degumat este simplificată, și prezintă o serie de avantaje. Astfel după faza de transesterificare II din biodiesel nu se elimină metanolul prin distilare, ci se trece la faza 1 de spălare cu apă de la rețea în cantitate egală cu cantitatea de metanol adăugat în cadrul etapei II de transesterificare

Materiile prime de bază folosite la fabricarea biodieselului sunt metanolul și uleiul de rapiță sau soia. Conform SR EN 50014 metanolul și motorina, din punct de vedere al formării de atmosfere potențial explozive, se încadrează în Grupa II, Subdiviziunea A. În consecință echipamentul electric folosit trebuie să fie în construcție antiexplozivă corespunzătoare grupei. Instalația de producere biodiesel, **IBD**, poate fi clasificată ca arie periculoasă.

Echipamentul electric montat direct pe instalație (motoare electrice de antrenare agitatoare, motoare electrice de antrenare pompe, baterii de rezistoare de încălzire, butoane de comandă) trebuie să fie în construcție antiexplozivă cu tip de protecție antideflagrantă EEx d IIB conform cu prescripțiile standardului EN 50018. Restul de echipament electric (contactoare, regulatoare de temperatură, relele intermediare, relele temporizate, siguranțe fuzibile, semnalizatoare optice și acustice, cleme de racordare) va fi montat în tablou sau panou de comandă și semnalizare aflat în încăpere separată, clasificată ca zonă sigură (fără pericol de formare de atmosferă potențial explozivă).

Prezentare instalație

În fig. 3 este prezentată schema instalației IBD de producere a biocombustibilului construită de către ICIA.

În reactorul V2 se formează catalizatorul de transesterificare prin dizolvarea hidroxidului de potasiu în metanol, apoi catalizatorul se depozitează în vederea utilizării în vase separate, de unde se va doza în reactor pentru fiecare șarjă și fiecare etapă a transesterificării. În reactorul V2 se introduce apoi uleiul utilizat drept materie primă și catalizatorul de transesterificare, metoxidul de potasiu dizolvat în alcool metilic. După încălzire la 60 °C faza glicerinică se separă de cea esterică, apoi se trece la faza a doua de transesterificare. După separarea fazelor glicerinoase de cea esterică, se trece la eliminarea excesului de metanol, apoi biocombustibilul brut se trece la faza următoare care se derulează în alt reactor, V3. Traseul de conducte este format din tronsoane de țevă de oțel inoxidabil sudate, cu diametrul $\phi 25 \times 2$ mm

Calculul puterii pompelor utilizate are drept punct de pornire condițiile cele mai grele de funcționare și anume: •temperatura cea mai scăzută de utilizare, de 0 °C; •înălțimea maximă de pompare pentru instalație, de 2,5 m; •viscozitatea și densitatea uleiului cea mai mare. S-a considerat temperatura de 0 °C deoarece este cea mai scăzută temperatură la care se poate derula în mod normal procesul tehnologic care utilizează

și apă în anumite etape de operare. De asemenea, la temperatură scăzută viscozitatea lichidelor este mai mare, așa încât și cheltuiala energetică este mai mare. Pentru acidul sulfuric și soluția de clorură de calciu se recomandă prepararea acestora în vase de polietilenă și manevrarea acestora manual, corozivitatea lor nerecomandând vehicularea prin pompe sau contactul cu suprafețe metalice.

Caracteristicile tehnice ale instalației IBD sunt prezentate în tabelul de mai jos:

Caracteristică	Valoare
Dimensiuni de gabarit	- lungime : 5500 mm $\pm$ 50 mm - lățime : 2500 mm $\pm$ 20 mm - înălțime : 3100 mm $\pm$ 30 mm
Tensiune de alimentare	- 380V/50 Hz $\pm$ 38V
Puterea electrică maximă absorbită	- 36 kW $\pm$ 4VA
Debite de lucru	- Q1 = 0 – 40 l/min - Q2 = 0 - 25 l/min
Temperatura de lucru	- 20 – 90 °C
Capacitate instalație	- 300l/șarjă
Capacitate de producție	- 900 l/2 schimburi

În fig. este prezentată instalația construită.



a) b)
Fig. 3 Instalația ICIA de producere biocombustibili

3. Concluzii

Primordiali în probabilitatea de adoptare a tehnologiei și instalației propuse sunt factorii economici și cei ecologici: ▲costurile de adaptare a motoarelor sunt accesibile; ▲costurile legate de combustibil nu cresc; ▲posibilitatea cultivării unei plante care regenerează solul, purifică aerul și asigură combustibilul necesar pentru operațiile agricole; ▲reziduurile culturii constituie hrană furajeră, iar excedentul poate fi ușor vândut; ▲nu există pericolul de supraproducție având în vedere necesarul de combustibil și posibilitățile de stocare a furajelor; ▲asigurarea asistenței tehnice și a service-ului în centre specializate, după o distribuție uniformă pentru centrele agricole.

Fig. 1 Flux tehnologic de obținere biocombustibil diesel brut (BCD brut) din ulei de rapiță nedegumat și degumat

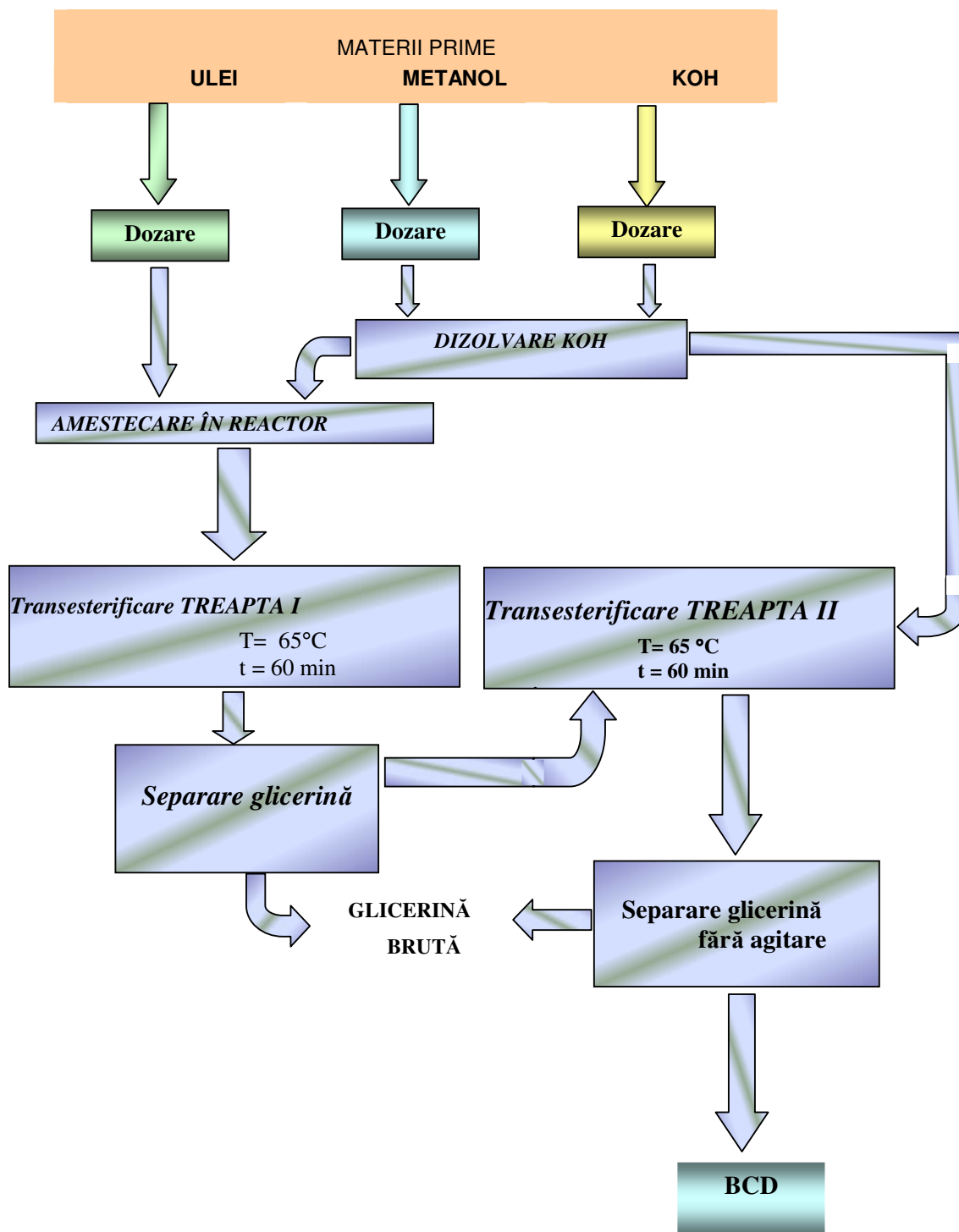


Fig. 2 Fluxul tehnologic de purificare a biocombustibilului diesel brut obținut din ulei de rapiță nedegumat

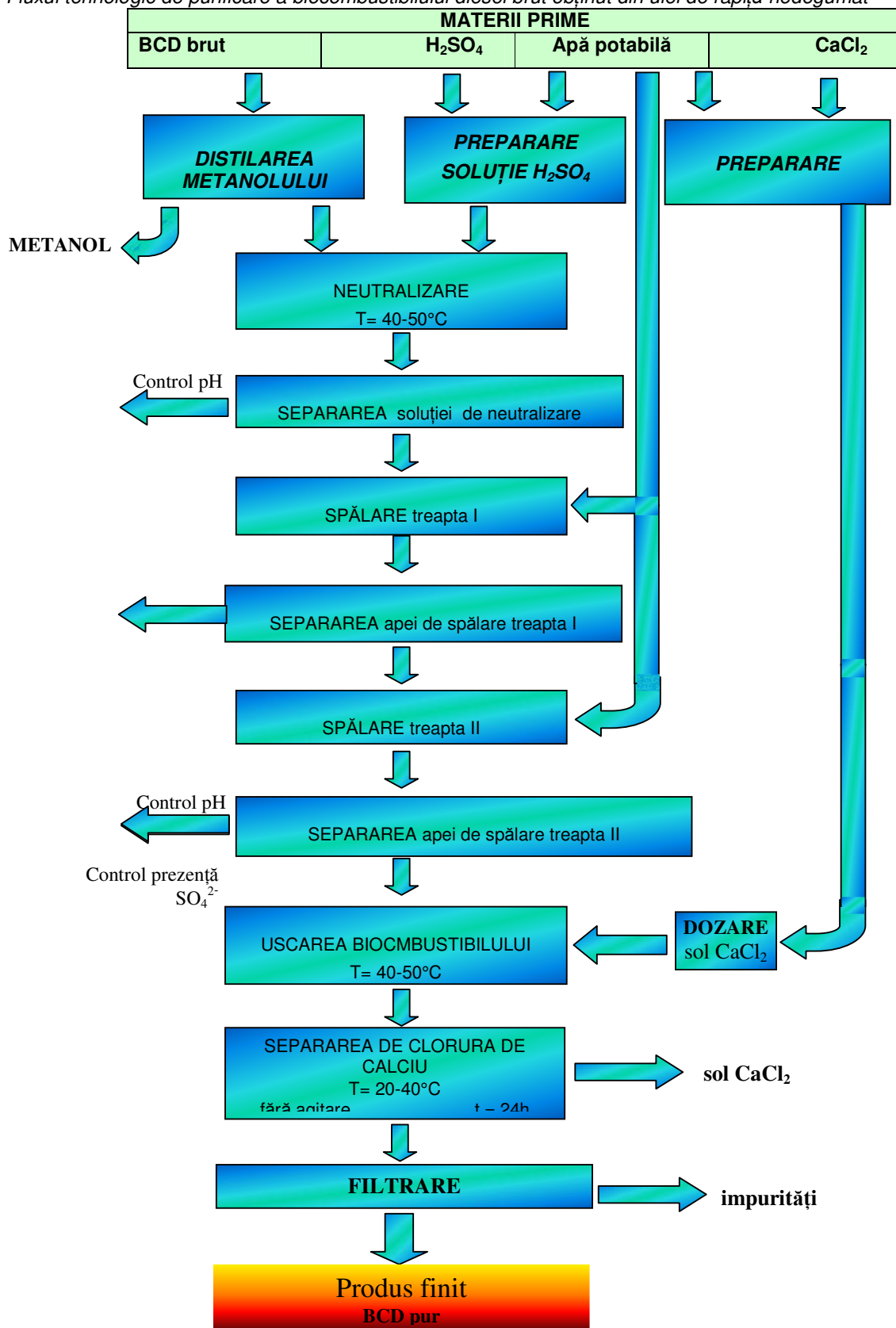
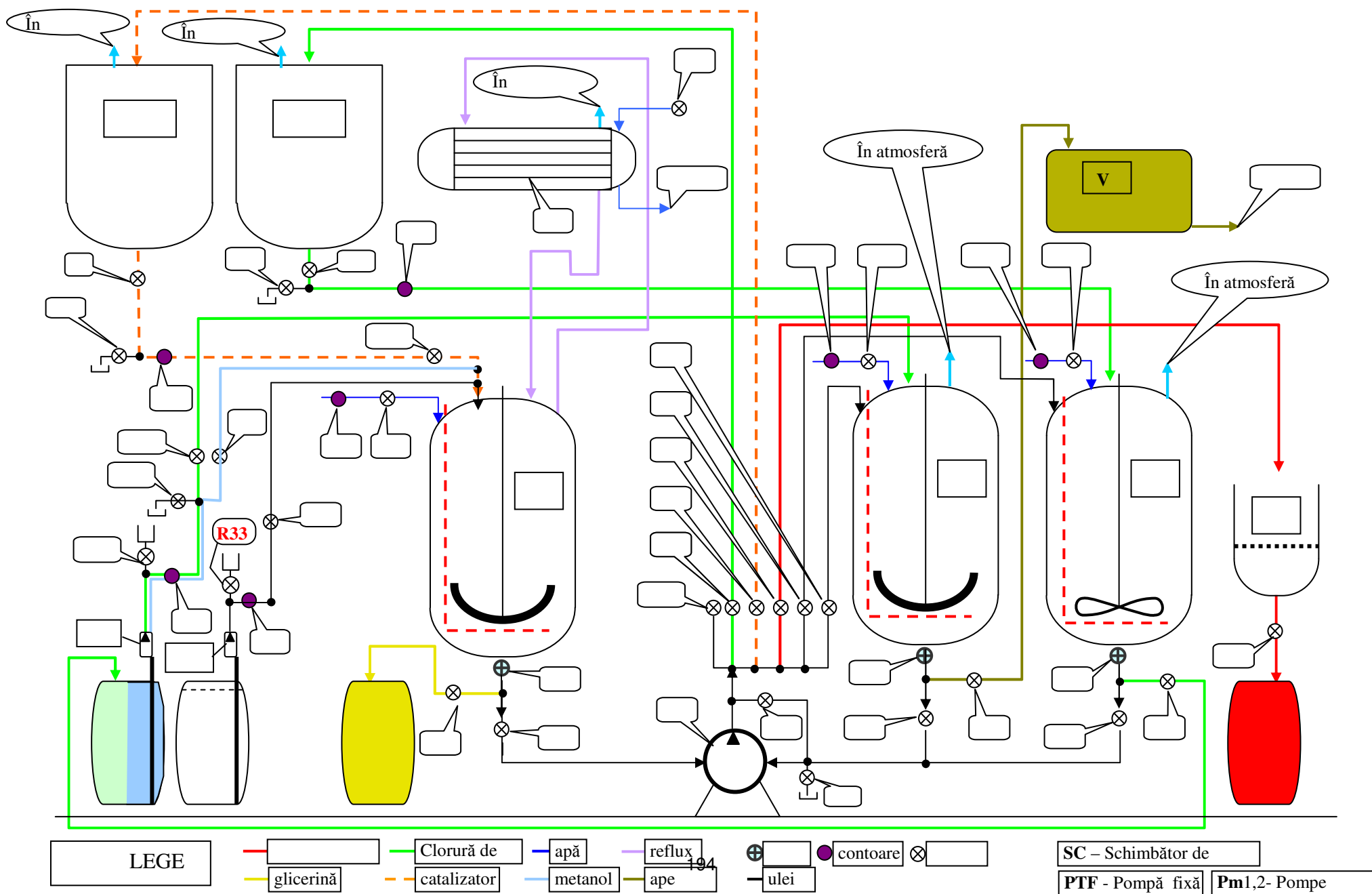


Fig. 3 Schema instalației IBD - ICIA



ECHIPAMENT PORTABIL PENTRU ANALIZA ȘI CONTROLUL POLUANȚILOR DIN AER

Ana Maria Incze¹, Alexandru Mathe¹, Bela Abraham¹, Marin Șenilă¹,
Erika Konradi¹, Gabriela Pitl¹, Cecilia Roman¹, Adrian Aciu²

¹ INCDO-INOE 2000, Filiala Institutul de Cercetări pentru Instrumentație Analitică, ICIA,
str. Donath, nr. 67, 400293 Cluj-Napoca, email: icia@icia.ro

² SC Centrul de Aparatură Analitică SRL, CAA, str. B-dul 1 Decembrie 1918, nr. 124/47,
Cluj-Napoca

Rezumat

Lucrarea prezintă echipamentul EPAER realizat de ICIA în colaborare cu SC CAA, un echipament complex destina analizei poluanților (gaze, vapori toxici și pulberi sedimentabile) din aer. Cu ajutorul echipamentului se pot efectua analize curente prin procedee simple, în vederea stabilirii calității (purității) aerului ambiant.

1. Introducere

Una dintre condițiile impuse României privind integrarea în structurile UE o reprezintă și alinierea legislației mediului la cea europeană. Ca răspuns acestui deziderat, în ultimii ani, s-a observat o creștere a interesului manifestat față de calitatea mediului și modul de certificare a acesteia. Pe plan național s-au intensificat acțiunile (inclusiv cele legislative) privind protecția și conservarea mediului. Atât protecția cât și conservarea mediului se pot realiza doar printr-o monitorizare eficientă a calității mediului, realizată și fundamentată tehnico-științific atât prin metodele de evaluare utilizate cât și prin calitatea aparatelor de investigare și monitorizare.

Pentru protejarea sănătății publice împotriva efectului dăunător al poluanților aerului, pe plan național și internațional s-au luat numeroase măsuri. Există standarde care prevăd calitatea aerului ambiant și care indică atât concentrația maximă admisibilă, în mg/m³, a diferitelor tipuri de poluanți cât și metodele prevăzute pentru monitorizarea calității aerului [1, 2]. Deasemenea datorită implicațiilor transfrontaliere ale poluării aerului, numeroase programe interne și internaționale au ca scop prevenirea și reducerea poluării aerului [3].

În vederea realizării scopurilor propuse fără a neglija precizia, majoritatea laboratoarelor de mediu acreditate au nevoie de echipamente portabile, moderne, specializate pentru efectuarea analizelor pe teren prin procedee simple, cu un număr redus de reactivi standardizați. Oferta pieței interne este foarte redusă și nu corespunde în totalitate cerințelor de performanță impuse de standardele în domeniu. În schimb, aparatura similară oferită de piața externă se caracterizează prin prețuri prohibitive pentru beneficiarii români și în plus, echipamentele existente determină doar 3-5 poluanți gazoși, sau doar poluanți solizi. În contextul celor menționate s-a dorit construcția unui echipament fiabil, ieftin și de înaltă precizie care să permită realizarea unei game largi de determinări de gaze (emisii și imisii) precum și pulberi sedimentabile din care prin extracție se poate determina conținutul de metale (fier, mercur, cadmiu, crom total, arsen).

2. Construcția echipamentului

În urma studiilor de piață efectuate de către ICIA s-a dorit construcția unui echipament care să permită realizarea unei game largi de determinări de gaze (în emisie și imisie) și pulberi:

- prin metoda spectrofotometrică, gaze și vapori toxici poluanți prezenți în atmosferă: **amoniac, bioxid de azot, bioxid de sulf, hidrogen sulfurat, acid clorhidric, acid sulfuric, clor, fenol, aerosoli de crom hexavalent,**
- prin detectare rapidă utilizând tuburi Dräger specifice gazului respectiv (se poate determina rapid aproape orice factor poluant gazos din aer): **amoniac, bioxid de azot, bioxid de sulf, hidrogen sulfurat, acid clorhidric, acid sulfuric, clor, fenol, aerosoli de crom hexavalent, oxid de carbon, dioxid de carbon, acetona, acid acetic, acid fluorhidric, acid formic, cloroform, BTX (benzen, toluen, xilen), cianuri, clor, stiren, sulfura de carbon, etc.**
- prin metoda gravimetrică, se pot determina pulberi sedimentabile, și din pulberile colectate în "vasul de colectare", în laborator prin extracție se poate determina conținutul de metale: **fier, plumb, mercur, cadmiu, crom total, nichel, zinc, cupru, arsen, etc.**

Pentru a asigura efectuarea analizelor uzuale cerute pentru determinarea calității aerului **Echipamentul portabil ICIA „EPAER – 00”** se compune din:

- Colorimetru portabil (cu LED-uri) - pentru metoda spectrofotometrică
- Calibrator de debit GILibrator -2 Diagnostic Kit
- Sisteme de prelevare pentru poluanți gazoși în emisie și imisie

- Pompă de prelevare cu tuburi Dräger pentru detectarea rapidă a poluanților
- Sistem de prelevare pentru poluanți solizi (pulberi sedimentabile)
- Set de reactivi pentru fiecare poluant
- Accesorii specializate (stativ, sticlărie)
- Manual de utilizare

Colorimetru portabil

S-a proiectat și construit un colorimetru portabil de dimensiuni și masă reduse care să prezinte rezistență la factorii de mediu și condițiile de exploatare specifice activităților de teren și să asigure autonomie de funcționare de minim 6 ore de exploatare continuă (fig. 1). Aparatul este conceput sub forma unui ansamblu mecanic rigid fără piese în mișcare. Pentru a acoperi domeniul spectral vizibil se utilizează ca surse de lumină monocromatică un număr de șase LED-uri cu lungimi de undă diferite. Selectarea lungimii de undă se face manual, alimentând LED-ul corespunzător. Aparatul este de tip "dublu fascicul" utilizând o cale optică pentru măsurare și o a doua pentru controlul stabilității radiației emise de LED-ul selectat. Dirijarea fluxurilor produse de LED-uri spre cei doi detectori se face prin fibre optice.

Schema optică ce stă la baza colorimetrului este prezentată în fig. 2:

LED-ul (1) este sursa de lumină pentru modulul optic. Lentila de colimare (2) asigură paralelismul fascicului de radiație care va trece prin cuva (3) cu proba de analizat. Lentila (4) transmite fasciculul luminos pe lentila (5) identică cu lentila (2) și de aici pe detectorul (6) care transformă semnalul luminos în semnal electric. În paralel cu canalul de măsură este canalul de referință care primește semnal luminos de la același LED și îl transmite printr-o lentilă (7) identică cu lentila (2) la un detector (8) montat în paralel cu cel de pe canalul de măsură. Transmiterea fluxului luminos de la LED-uri la cele două canale, de măsură și referință, se face cu ajutorul a 24 cabluri optice, 18 pentru canalul de măsură și 6 pentru canalul de referință.



Fig. 1 Colorimetrul portabil

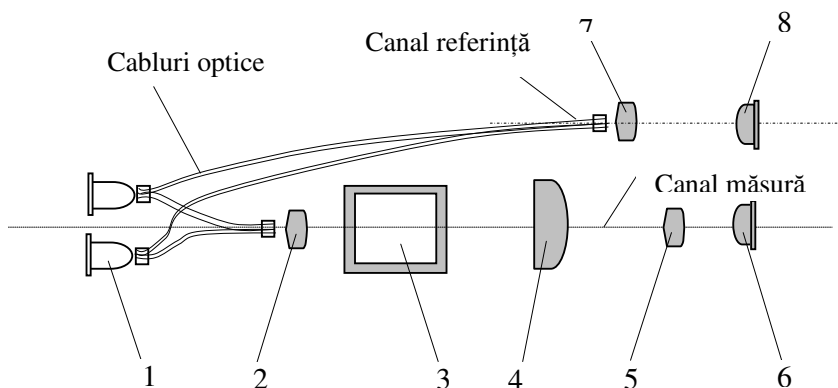


Fig. 2 Schema

Pentru asigurarea autonomiei în teren colorimetrul are posibilitate de reîncărcare rapidă al acumulatorului de la bordul unui autovehicul sau de la rețea.

Caracteristici tehnico-funcționale:

- permite măsurarea și afișarea directă a transmitanței (T), absorbanței (A) și concentrației;
- elimină operațiile de reglaj manual pentru 0%T și 100%T înlocuindu-le prin taste funcționale;
- acoperă domeniile fotometrice:
 - 0,0...150,0 % T pentru transmitanță
 - 0,176....+3,000 A pentru absorbantă
 - 0,001....9999 mg/l pentru concentrație;
- afișează coduri de eroare la operare incorectă a aparatului;

- este realizat pe baza unor componente uzuale și cu preț scăzut;
- Observație: asigură lungimile de undă și lărgimile de bandă utilizate uzual la analizele de ape.

Calibrator de debit GILIBRATOR -2 Diagnostic Kit

Pentru calibrarea portabilă a pompelor de prelevare și a rotametrilor echipamentul EPAER este dotat cu o trusă GILIBRATOR – 2 Diagnostic Kit (fig. 3a).

Trusa conține:

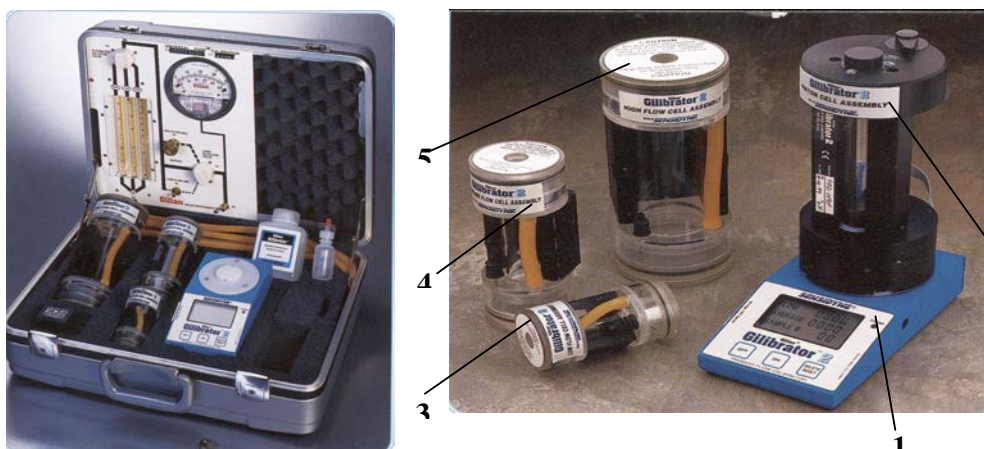
- unitate de control (model electronic de bază)
- celulă cu piston
- trei celule umede cu senzori IR
- un panou cu rotametre și sistem de monitorizare a contrapresiunii

Unitatea de control (model electronic de bază) (poz.1/fig.3b) conține un microprocesor cu cristale lichide. Acest tip de microprocesor, utilizat împreună cu software-ul inclus, constituie o metodă extrem de precisă pentru calculul parametrilor de debit.

Celulă cu piston (poz.2 / fig. 3b): Ansamblul cu celula cu piston este singura unitate care nu trebuie dezasamblată și necesită o întreținere minimă. Ansamblul constă dintr-un cilindru cu piston.

Un LED verde situat pe panoul frontal semnalează când unitatea este pregătită și prelevarea poate începe. Robinetul de evacuare a aerului, situat în partea superioară a celei, este închis pentru a furniza vidul necesar mișcării pistonului în tub. Mișcarea pistonului prin tubul de debit permite calcularea cu precizie a debitului. Pistonul circulă între cei doi senzori cu infraroșu, fiecare senzor transmitând un semnal către unitatea de control, indicând trecerea pistonului. Există un atenuator de pulsații (amortizor de pulsații) încorporat, pentru atenuarea pulsațiilor în debit, reducerea oscilațiilor și asigurarea unei precizii maxime.

Domeniul de debit pentru ansamblul cu celula cu piston este 1...5 l/min.



a)

b)

Fig. 3 Calibrator de debit GILIBRATOR -2 Diagnostic Kit

Ansamblu cu celula umedă (poz.3, 4, 5 / fig. 3b): Ansamblul cu celula umedă constă dintr-un generator de peliculă de săpun și un bloc de senzori. Fiecare generator de peliculă de săpun este dimensionat pentru a produce o peliculă fină de săpun, aderentă la peretele tubului de debit. Pelicula de săpun urcă de la baza tubului de debit, către partea superioară. Când pelicula de săpun trece prin dreptul celor doi senzori, fiecare dintre aceștia trimite un semnal către unitatea de control. Generarea peliculei fine de săpun se face prin acționarea manuală a unei taste.

Ansamblul cu celula umedă cu senzori IR este realizat în trei variante constructive:

- celula umedă pentru debite mici (domeniu de debit: $1 \dots 250 \text{ cm}^3/\text{min} \pm 1\%$)
- celula umedă pentru debite medii (domeniu debit: $20 \text{ cm}^3/\text{min} \dots 6 \text{ l/min} \pm 1\%$)
- celula umedă pentru debite mari (domeniu debit: $2 \dots 30 \text{ l/min} \pm 1\%$)
- Observație: Toate celulele au acuratețea certificată, trasabilă la NIST (National Institute of Standards and Technology) din SUA.

Caracteristici tehnico-funcționale

- Temperatura de lucru este între $5 \dots 35^\circ\text{C}$
- Sursa de curent DC: – baterii reîncărcabile sau adaptor AC / DC
- Legătura dintre modulul electronic și calculator se face prin port serial RS-232

Sistem de prelevare pentru poluanți gazoși în emisie și imisie

Pentru prelevări de emisii din coș echipamentul este dotat cu un sistem de prelevare pentru poluanți gazoși în emisie și imisie, format din: sondă izocinetică, pompă de absorbție (până la 5 dm³/minut), purificatoare de gaze, absorbere de gaze; pentru prelevări de imisii este format din: pompă de absorbție (până la 5 dm³/minut), purificatoare de gaze, absorbere de gaze;

Sonda izocinetică: măsoară viteza lineară a gazelor din conducte și coșuri. Cunoscând viteza liniară, se reglează debitul pompei de prelevare în așa fel încât viteza gazului din sonda de prelevare izocinetică să fie valoric identică cu viteza gazului din coș.

Împingerile (barbotoarele) GILIAN (fig.5) sunt construite din sticlă specială și se utilizează pentru colectarea poluanților gazoși din aer sau gaze din conducta de evacuare și coșuri. Barbotorul se umple cu soluție de absorbție (specific pentru fiecare gaz în parte) și se aspiră aerul prin barbotor cu ajutorul pompei de prelevare. Împingerul este dotat cu un tub barbotor cu frită pentru dispersarea fină al aerului în soluția absorbantă. Pentru fiecare poluant este stabilit prin norme (standarde) debitul de prelevare.

Împingerile sunt atașate la pompa de prelevare cu ajutorul unor suporturi.



frită

tub barbotor

a)



b)

Fig.4. Sistem de prelevare pentru poluanți gazoși în emisie și imisie

Pentru împiedicarea pătrunderii vaporilor de apă în pompa de prelevare, între barbotor și pompă se intercalează o capcană de umiditate umplută cu silicagel.

Pompa de prelevare cu tuburi Dräger

Pentru detectarea rapidă a factorilor poluanți gazoși din aer: amoniac, bioxid de azot, bioxid de sulf, hidrogen sulfurat, acid clorhidric, acid sulfuric, clor, fenol, aerosoli de crom hexavalent, acid acetic, acid fluorhidric, acid formic, cloroform, BTX, cianuri, clor, stiren, sulfura de carbon, etc., echipamentul este prevăzut cu o pompă de prelevare cu tuburi Dräger (fig. 5). Prelevarea aerului se face cu ajutorul pompei de absorbție.

Sistem de prelevare pentru poluanți solizi (pulberi sedimentabile)

Pentru prelevarea pulberilor sedimentabile echipamentul EPAER este dotat cu un sistem de prelevare pentru poluanți solizi (pulberi sedimentabile) (fig. 6) Acesta se compune din suportul de înălțime determinată și vasul de colectare. Din pulberile colectate în vasul de colectare, în laborator se pot determina prin extracție următoarele metale: fier, plumb, mercur, cadmiu, crom total, nichel, zinc, cupru, arsen, etc. și alți factori poluanți;



Fig. 5 Pompa de prelevare
cu tuburi Dräger

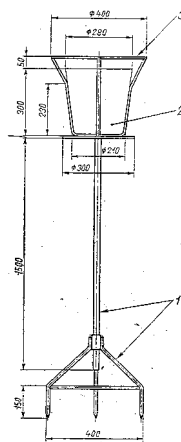


Fig. 6 Sistem de prelevare
pentru pulberi sedimentabile

3. Caracteristici tehnico-funcționale ale echipamentului EPAER

Metode spectrofotometrice

- amoniac: 0...100,0 $\mu\text{g NH}_3$
- bioxid de azot: 0... 25,0 $\mu\text{g NO}_2$
- bioxid de sulf: 0 ... 25,0 $\mu\text{g SO}_2$
- hidrogen sulfurat: 0...60 $\mu\text{g H}_2\text{S}$
- acid clorhidric: 0...10 $\mu\text{g Cl}^-$
- acid sulfuric: 0...3,5 $\mu\text{g H}_2\text{SO}_4/\text{cm}^3$
- clor: 0...50 $\mu\text{g Cl}_2$
- fenol: 0 ... 25,0 $\mu\text{g fenol}$
- aerosoli de crom hexavalent: 0... 25,0 $\mu\text{g Cr}^{6+}$

Metoda de detectare rapidă

- amoniac: 50...700,0 ppm
- bioxid de azot: 5...100,0 ppm
- bioxid de sulf: 1...25,0 ppm
- hidrogen sulfurat: 10...200,0 ppm
- acid clorhidric: 1...15,0 ppm
- acid sulfuric: 1...5,0 mg / m³
- clor: 6...100,0 ppm
- fenol: 1...20,0 ppm
- acid cromic: 0,1...0,5 mg / m³
- oxid de carbon: 5...250,0 ppm
- dioxid de carbon: 100...3000,0 ppm
- dioxid de carbon: 1 ÷ 20 %
- acetonă: 40...800,0 ppm
- BTX: 50...300,0 ppm
- sulfura de carbon: 2,5...30,0 ppm

4. Mod de livrare al echipamentului EPAER

1.	Colorimetru portabil
2.	Calibrator de debit GILBRATOR -2 Diagnostic Kit
3.	Sisteme de prelevare pentru poluanți gazoși în emisie și imisie
4.	Pompa de prelevare cu Tuburi Dräger, tuburi cu cărbune activ și tuburi pentru fiecare poluant în parte
5.	Sistem de prelevare pentru pulberi sedimentabile
6.	Set de reactivi specifici pentru fiecare poluant
6.a	Set de soluții etalon la fiecare poluant pentru calibrare
7.	Accesorii specializate (sticlărie, stativ pentru sticlărie, hârtie de pH pentru domeniul 1-14 și hârtie de filtru
8.	Manual de utilizare

5. Avantaje***Echipamentul portabil EPAER***

- permite efectuarea unei game largi de măsurări complexe, specifice, pentru monitorizarea noxelor din aer
- permite obținerea unor rezultate rapide
- poate fi adaptat pentru determinarea altor noxe în funcție de necesitate.
- modul de măsurare și metodele specifice sunt astfel concepute încât consumul de reactivi să fie cât mai mic.
- este fiabil, ieftin și de înaltă precizie.

CONCLUZII

Echipamentul portabil EPAER poate fi utilizat pe teren pentru monitorizarea calității aerului, permițând obținerea unor rezultate rapide privind concentrația și tipul poluanților, de către laboratoarele de protecția mediului și toxicologie; laboratoarele de analiză a calității aerului; laboratoarele de chimie analitică, chimie industrială; laboratoarele de poliție sanitară.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. STAS 10331-92 Puritatea aerului. Principii și reguli generale de supraveghere a calității aerului.
- [2]. SR ISO/TR 4227:2001 Aer înconjurător. Planificarea controlului calității aerului înconjurător.
- [3]. Victor Voicu, *Combaterea noxelor în industrie*, Ed. Tehnică, București 2002

UTILAJ PENTRU PREPARAREA COMPOSTULUI DIN DEȘEURI VEGETALE

Dr. Ing. Corneliu CRISTESCU¹⁾
Ing. Petrică KREVEY¹⁾
Ing. Genoveva VRÂNCEANU¹⁾
Drd. Ing. Valeriu AVRAMESCU²⁾

Drd. Ing. Ioan LEPĂDATU¹⁾
Drd. Ing. Iulian DUȚU¹⁾
Drd. Ing. Liliana DUMITRESCU¹⁾
Drd. Ing. Adrian MIREA³⁾

¹⁾ INOE 2000 – IHP București; ²⁾ ICTCM București; ³⁾ SC ROFLUID București

Rezumat:

În articol se prezintă o realizare fizică recentă a unui consorțiu de cercetare format din INOE 2000 – IHP, ICTCM și ROMFLUID, în urma finalizării unui proiect de cercetare derulat în cadrul Programului MENER. Utilajul pentru prepararea compostului, care este obiectul acestui articol, servește la prepararea compostului natural, necesar pentru obținerea alimentelor ecologice. Utilajul face parte dintr-o sistemă de mașini destinată să proceseze, mecanizat, deșeurile vegetale.

Cuvinte cheie: compost, dezvoltare durabilă, agricultură ecologică, produse ecologice,

1. INTRODUCERE

În stratul arabil al solului se găsesc un număr variat de microorganisme care descompun total sau parțial materia organică în compuși simpli: bioxid de carbon, apă și elemente minerale (N.K.P.S, Ca, etc). Microorganismele, în special bacteriile, împiedică acumularea nelimitată a materiei organice la suprafața solului transformând-o din forme organice în forme anorganice. Această circulație fiind baza vieții însăși. Îngrășămintele chimice au un efect negativ asupra activității vitale a solului, distrugând microorganismele din sol, determinând un dezechilibru al proceselor care stau la baza menținerii calității și cantității humusului.

Fermierii care se ocupa de **cultivarea produselor ecologic pure** nu folosesc chimicale (PESTICIDE) și nici îngrășăminte minerale. Pentru a obține recolte mai înalte și de o calitate mai bună, **se utilizează alte tehnologii - cele de producere ecologică.**

În ultimii ani s-a dezvoltat o **agricultură ecologică** prin eliminarea utilizării pe cât posibil a îngrășămintelor sintetice și a pesticidelor. În scopul creșterii fertilității solului se utilizează din ce în ce mai mult **îngrășăminte naturale, biodegradabile**. Utilizarea unui **compost** obținut din **deșeuri provenite din arealele silvice** și din industria de prelucrare a lemnului conduce la: fertilitatea solului (capacitatea sa naturală de a-și echilibra procesele care stau la baza formării complexului organo-mineral, cu cele de echilibrare a substanțelor nutritive pentru învelișul vegetal), conservarea, protecția și ameliorarea terenurilor degradate sau slab productive, prin introducerea în sol a materiei organice naturale având drept consecință creșterea sau menținerea cantității și calității humusului

Utilizarea unui **compost pe bază de materiale vegetale, lemnoase**, are rolul de a asigura **protecția, și reabilitarea terenurilor degradate**, în concordanță cu principiile dezvoltării unei agriculturi durabile.

2. GENERALITATI PRIVIND PROCESUL DE REALIZARE A COMPOSTULUI

Procesul de realizare a compostului este folosit pentru **grăbirea degradării naturale** a materialelor. **Tehnica** constă în **deteriorarea organică** a frunzelor, paielor etc. și utilizarea lor în scopul fertilizării și „recondiționării” solului. Frunzele căzute se descompun natural în aproximativ 2 ani. Prin folosirea procesului de realizare a compostului perioada de descompunere poate fi redusă la un an sau chiar mai puțin (14 zile); depinde de factorul uman.

Procesul de formare a compostului este un **proces biologic natural**, desfășurat în condiții **aerobice** (în prezența oxigenului). În acest proces, diverse microorganisme, printre care **bacterii și ciuperci**, descompun materia organică în substanțe simple. Eficacitatea procesului depinde de condițiile în care se desfășoară, cum ar fi: **prezența oxigenului, temperatura**, umiditatea, dezordinea materialului, substanța organică și mărimea și activitatea populațiilor microbiene.

Procesul de realizare a compostului nu este unul complicat sau misterios. Reciclarea naturală se desfășoară continuu în natură. **Materia organică este metabolizată de microorganisme** și este consumată de nevertebrate. Nutrienți rezultați se reîntorc în sol pentru a servi la creșterea plantelor.

Procesul este relativ simplu de controlat, se poate desfășura în multe tipuri de locații, în mediu interior sau exterior și în aproape orice locație geografică.

Procesul poate transforma deșeuri provenite de la restaurante, frunze și crengi, deșeuri provenite de la ferme, bălegar, cadavre de animale, sedimente din ape curgătoare, produse din hârtie, lemn, etc.

Deoarece aprox. 45 – 55 % din resturile pierdute sunt materie organică, procesul de compostare poate juca un rol însemnat în diversificarea pământurilor care conservă, îmbunătățesc și întregesc spațiul și duc la reducerea producției de gaz metan. Ca atare, un program de realizare a composturilor ar putea **duce la creșterea calității solului**, ducând la o folosire a lui mai variată.

Amestecarea compostului trebuie făcută **fără transformarea materiei în praf**. Amestecătoarele utilizate trebuie să amestece temeinic brazdele, haldele, de material **fără a pulveriza particolele de humus** care se dezvoltă în faza de formare a compostului.

Mărimea ideală a particulelor este în jur de **2 . 3 inci**. În unele cazuri, asemenea compostului din iarbă, materialul crud poate fi prea dens pentru a permite circulația adecvată a aerului sau poate fi prea umed. Soluția obișnuită, la această problemă, constă în **adăugarea unui agent de creștere în volum** (paie, frunze uscate, hârtie, carton) care permite circulația adecvată a aerului. Amestecând materialele de diferite mărimi și texturi **se ventilează încărcătura** de compost.

În timpul procesului de realizare a compostului **oxigenul este folosit rapid de microbi** la metabolismul lor. **Oxigenul** ajută la decongestionarea procesului de realizare a compostului, grăbindu-l și **duce și la scăderea temperaturii**. Aerând amestecul prin **întoarcere sau amestecare** se asigură, în mod adecvat, **alimentarea cu oxigen a microbilor**.

Controlul temperaturii trebuie făcută pe durata fazei de descompunere, deoarece se generează o mare cantitate de căldură, care poate ucide microorganismele care realizează efectiv procesul de descompunere. În acest sens, un rol foarte important îl au **amestecătoarele de compost**.

Utilajul prezentat, în continuare, **are tocmai rolul de amestecare / întoarcere / răsturnare** haldelor de compost, **în scopul aerării și tratării** acestuia pentru a asigura condiții de desfășurare a procesului de realizare a compostului.

Temperatura este direct proporțională cu activitatea biologică, în decursul întregului proces de realizare a compostului. Când rata de dezvoltare a microbilor crește, temperatura în interiorul sistemului crește. Invers, când nr. de microbi scade, temperatura sistemului scade.

Menținând o temperatură de 130° F timp de 3, 4 zile se favorizează distrugerea germenilor de buruieni, a larvelor și plantelor patogene.

Calitatea compostului este determinată de: conținutul de substanțe organice, gradul de degradare biologică a microorganismelor, structura fizică a deșeurii (particule cu suprafața cât mai mare), umiditatea, cantitatea de substanțe nutritive, valoarea **pH**-ului, conținutul de substanțe dăunătoare

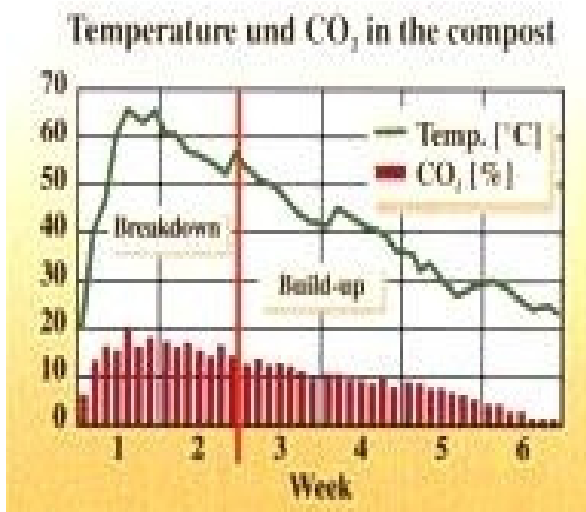


Fig. 2

Calitatea compostului este determinată de: conținutul de substanțe organice, gradul de degradare biologică a microorganismelor, structura fizică a deșeurii (particule cu suprafața cât mai mare), umiditatea, cantitatea de substanțe nutritive, valoarea **pH**-ului, conținutul de substanțe dăunătoare. **Condiția unei compostări corecte** rezidă în **selectarea corectă** din deșeuri a fracției de deșeu biodegradabil.

În cazul amenajărilor pentru cantități mari, întreținerea haldelor de compost se face mecanizat, prin **utilizarea unor echipamente și instalații adecvate** pentru realizarea diverselor faze ale procesului de realizare a compostului.

Instalațiile de mecanizare a procesului de formare a compostului realizează următoarele faze:

- **sortarea materialelor supuse compostării**, respectiv îndepărtarea resturilor nedegradabile, spre ex. metale, polimeri, nemetale, etc;
- **mărunțire, amestecare și pregătirea** în vederea omogenizării materialului supus degradării;
- **aerarea brazdelor sau depozitelor în vrac** pentru realizarea procesului de fermentare.

Utilajul prezentat în cele ce urmează, execută faza a treia de **aerare a depozitelor** sau haldelor de compost, prin întoarcerea /răsturnarea și amestecarea controlată a acestora, în scopul **realizării procesului de fermentare** în bune condițiuni.

3. UTILAJ PENTRU PREPARAREA COMPOSTULUI DIN DESEURI VEGETALE

În cadrul unui proiect de cercetare, **derulat pe Programul MENER**, s-a realizat un utilaj de preparare a compostului din deșeuri vegetale. Utilajul a fost realizat de un **consorțiu de cercetare-dezvoltare** format din **INOE 2000 – IHP București, ICTCM București și SC ROMFLUID București**. Utilajul a fost **expus la TIB – BBUCUREȘTI 2006** și s-a bucurat de atât de interesul vizitatorilor, cât și de aprecierile comisiei de evaluare și premiere a exponatelor.

Utilajul pentru prepararea compostului din deșeuri vegetale este prezentat în figura 1.



Fig. 1

3.1. Domeniul de utilizare și destinația utilajului

Utilajul pentru prepararea compostului **se utilizează pentru prepararea composturilor** din materiale vegetale degradabile, **necesare pentru fertilizarea terenurilor** arabile și silvice, în scopul ecologizării producției agricole și silvice.

Utilizarea compostului pe bază de materiale vegetale are rolul de a asigura protecția, reabilitarea terenurilor degradate, în concordanță cu principiile dezvoltării unei agriculturi durabile

Utilajul **este destinat producătorilor medii de compost** din materiale vegetale, de genul IMM-urilor cu activitate în domeniu, dar și producătorilor individuali și gospodăriilor particulare, care dețin un tractor obișnuit, de putere nu prea mare (40 – 100 CP).

3.2. Funcțiile principale ale utilajului :

- **deplasarea prin tractare**, de către un tractor de putere corespunzătoare, în lungul brazdei haldei de compost, prin încadrarea acesteia sub brațul tobei,
- **rotirea tamburului tobei** de amestecare cu ciocane (cuțite) ;

- **ridicarea – coborârea tobei**, în timpul lucrului, pe o cursă limitată, pentru reglarea distanței de la toabă la sol ;

3. 3. Componenta produsului

Componenta utilajului de preparare compost se vede în figura 1 și figura 2, a și b...

Subansamblurile componente principale sunt următoare

- mecanism de rulare;
- mecanism preparare-răsturnare compost;
- mecanismul de tractare;
- instalația de acționare hidraulică;

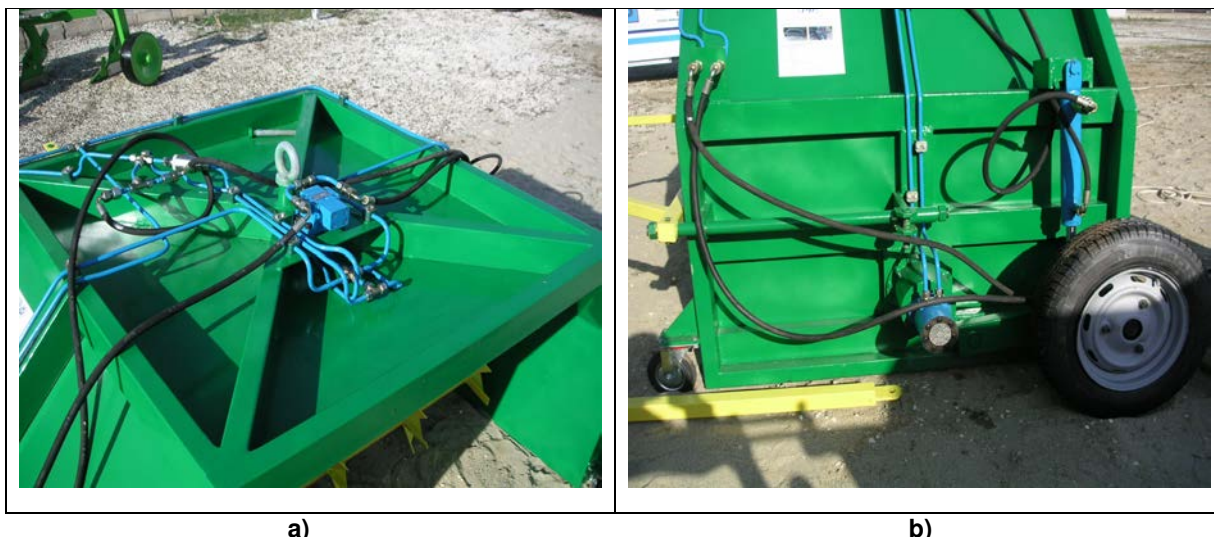


Fig. 2

3.4.. Caracteristici tehnice principale:

- lățimea utilă a tobei: 2000 mm;
- diametrul tobei 219 mm;
- diametrul rotorului 500 mm;
- turația maximă a tobei 60 rot / min;
- presiune maximă de lucru 130 bar.
- momentul maxim 70 daNm.
- Cursa pe verticală +/- 150 mm;
- Lățimea de transport 3000 mm;
- Înălțimea de transport 1900 mm;

3.5. Descrierea funcționării produsului

Funcționarea utilajului de preparare a compostului constă în **antrenarea tobei în mișcarea de rotație**, ce se realizează cu ajutorul a **două motoare hidraulice** de rotație lentă, care asigură cuplul de rotire necesar tehnologic pentru prepararea – răsturnarea brazdelor / haldelor de compost. Motoarele hidraulice de rotație lente sunt **alimentate de la priza de energie hidrostatică** a tractorului ce asigură deplasarea în brazdă a utilajului..

Mișcarea de ridicare-coborâre a mecanismului de preparare compost se realizează cu ajutorul a doi cilindri hidraulici acționați tot **de la priza de energie hidrostatică** a tractorului.

Sincronizarea mișcării de ridicare-coborâre, cât și a vitezei de ridicare-coborâre se realizează cu ajutorul droselurilor de cale care permit reglarea debitelor, respectiv, a vitezelor, cu precizie bună.

Deplasarea / rularea utilajului de preparare compost se realizează pe două roți cu pneuri, lăgăruite pe brațe articulate, care permit și ridicarea – coborârea tobei..

Tractarea utilajului de preparare compost se realizează cu ajutorul **mecanismului de tractare**, care se rabat în plan vertical pentru cele două situații de deplasare:

- deplasare pe drum public** – mecanismul plasat pe axa de simetrie a utilajui;
- deplasare pe câmp** pentru realizarea compostului – mecanismul plasat în poziție laterală utilajului.

Legătura între instalația de acționare hidraulică a utilajului și instalația de acționare hidraulică a tractorului se face prin intermediul a **două tuburi flexibile**, prevăzute cu cuple rapide.

3.6. Modul de utilizare al produsului

Utilajul de preparare compost **se utilizează numai atașat la un tractor** (U650 sau U445).

Pentru tractare, tractorul trebuie **să fie dotat cu mecanism de suspendare în 3 puncte**, STAS 11022-91, **cu bară de tracțiune cu găuri** STAS 8181-86.

Pentru acționarea hidraulică, **se racordează instalația hidraulică a utilajului** pentru preparare compost, prin intermediul a 2 furtunuri hidraulice (tur-retur) și a unei prize rapide, **la prizele pentru comenzi hidraulice** ale tractorului.

Comanda de rotire a tobei se face de pe tractor **de către operator**.

Pentru **ridicarea hidraulică a ansamblului de lucru** se procedează astfel:

- cu motorul tractorului pornit la ralanti, se comandă rotirea tobei de lucru în gol;
- se acționează droselul de pe retur până când se realizează presiunea necesară pentru ridicarea ansamblului;
- în cazul în care cei 2 cilindrii nu se mișcă sincronizat se intervine la drosелеle montate pe circuitele cilindrilor hidraulici în sensul opturării circuitului cilindrului care se deplasează mai repede sau invers.

Pentru **coborârea hidraulică a ansamblului de lucru** se procedează similar, urmărindu-se realizarea unei presiuni minime pe circuitul de retur al motoarelor rotative care să deschidă supapa de sens deblocabilă, care va permite evacuarea fluidului din cilindrii hidraulici de ridicare și, în consecință, coborârea ansamblului de lucru.

4. CONCLUZII

Odată cu intrarea în Uniunea Europeană, România se va alinia la tehnologiile moderne de obținere a produselor ecologice și, deci, aceste utilaje au un viitor sigur în țara noastră.

Realizarea unor asemenea utilaje pentru prepararea / procesarea composturilor ecologice, rezolvă o problemă importantă și modernă, de mare complexitate, din **ariile tematice**: Alimentație, Agricultură, Biotehnologii, în mod deosebit **realizarea de produse ecologice**, precum și **managementul durabil** al resurselor biologice ale solului arabil și silvic.

Respectarea normelor ecologice și de procesare a deșeurilor (Directiva europeană nr. 2001-95 CE), realizarea de **produse ecologice pentru o alimentație sănătoasă a populației**, în conformitate cu cerințele stipulate în standardele române CEE nr. 2092/91, aliniate deja la cerințele Uniunii Europene, devin deosebit de stringente și pentru țara noastră și, deci, se întrevede o dezvoltare vertiginoasă a producției de compost, pentru care, la noi în țară, utilajele necesare, deocamdată, lipsesc.

Realizarea utilajelor de acest fel, precum și a altora din aceeași sistemă de mașini, aflate în faze de cercetare, va permite țării noastre să abordeze noulă tehnologii de obținere a produselor alimentare ecologice.

Bibliografie

1. **Oprean, A., Ispas, C., Dorin, Al., Medar, S., Olaru, Ad., Prodan, D., Acționări și automatizări hidraulice, Modelare, simulare, încercare, 1989, Editura Tehnică, București.**
2. **MARIN, V., ș.a., Sisteme Hidraulice., Editura Tehnică, București, 1981**
3. **Drăghici, I., ș. a., Indrumar de Proiectare în construcția de mașini., Editura Tehnică, București, 1982**
4. **Pospecte de pe INTERNET ale firmei AEROMASTER**
5. **Pospecte de pe INTERNET ale firmei DURATEH INDUSTRIES**
6. **Pospecte de pe INTERNET ale firmei SANDBERGER**

CERCETAREA ȘI DEZVOLTAREA DE ECHIPAMENTE DE FRAGMENTARE-MĂRUNȚIRE A MATERIALULUI LEMNOS REZULTAT LA TOALETAREA ALEILOR, PARCURILOR ȘI AREALELOR SILVICE, ÎN SCOPUL OBTÎNERII COMPOSTULUI ECOLOGIC VEGETAL

dr.ing. Marian TOPOLOGEANU CP II*, ing. Leonard MIHĂESCU, CP III*,
ing. Titu STĂNESCU, CP II*, dr.ing. Corneliu CRISTESCU, CP I**

*S.C. ICTCM-SA București

**INOE 2000-IHP București

Rezumat

Lucrarea prezintă activitățile de cercetare-dezvoltare care se desfășoară în cadrul unui proiect CEEEX – Programul AGRAL la care participă un consorțiu constituit din INOE 2000-IHP, ICTCM, INCDFM, UPB-CCEPM și ROMFLUID. Proiectul își propune realizarea unei sisteme de mașini care să proceseze mecanizat deșeurile vegetale, lemnoase, rezultate în urma activităților de toaletare/tundere a arborilor și arbuștilor din arealele agricole, pomicole și silvice, în scopul obținerii compostului ecologic vegetal, utilizat pentru dezvoltarea unei agriculturi ecologice, cu efecte favorabile asupra mediului, dar și pentru realizarea biomasei, necesare pentru producerea de combustibil regenerabil, ca sursă neconvențională de energie.

Proiectul vine să completeze preocupările în domeniu ale INOE 2000-IHP care are, în derulare, un proiect de cercetare pe Programul MENER, de realizare a unui utilaj pentru prepararea compostului din deșeuri vegetale (contract 433/2004), utilaj complementar cu cel propus în prezentul proiect și aflat în stadiu avansat de realizare fizică, cu finalizare în anul 2006.

1. INTRODUCERE

În ultimii ani, s-a dezvoltat o agricultură ecologică prin eliminarea utilizării, pe cât posibil, a îngrășămintelor chimice, sintetice. În scopul creșterii fertilității solului, se utilizează, din ce în ce mai mult, îngrășăminte naturale, biodegradabile. Utilizarea unui compost obținut din deșeuri provenite din arealele agricole, silvice și din industria de prelucrare a lemnului conduce la fertilizarea solului, conservarea, protecția și ameliorarea acestuia. Utilizarea unui compost pe bază de material lemnos, are rolul de a asigura protecția și reabilitarea terenurilor degradate, în concordanță cu principiile dezvoltării unei agriculturi durabile. Numai în acest fel, producerea de bunuri alimentare se va realiza conform cerințelor stipulate în standardele române CEE nr. 2092/91, aliniate deja la cerințele Uniunii Europene.

Pentru atingerea acestui obiectiv complex, de *realizare a compostului vegetal ecologic și a biomasei*, cu impact pozitiv asupra mediului, a dezvoltării unei agriculturi ecologice durabile și a unor noi surse de energie, obiectivul specific al prezentului proiect este de a cerceta și dezvolta *echipamente de fragmentare și mărunțire a deșeurilor de material lemnos*, rezultate la toaletarea/ tunderea arborilor aleilor, parcurilor și arealelor silvice. Aceste echipamente de fragmentare și mărunțire reprezintă o necesitate pentru economia românească, care va trebui, în timp scurt, să se alinieze la cerințele europene în materie și să producă întreaga sistemă de mașini necesară pentru utilizarea tehnologiilor de mediu moderne.

În cadrul lucrării se cercetează diferite soluții de realizare a unor echipamente de fragmentare și mărunțire, care să permită proiectarea, execuția fizică și testarea unui **model funcțional de echipament**, pe care să se facă măsurările necesare pentru *demonstrarea fezabilității, funcționalității, eficacității și eficienței acestuia*.

Proiectul propune cercetarea și realizarea unui model funcțional de echipament de fragmentare-mărunțire bazat pe o acționare mecano-hidraulică, controlată și asistată de un sistem electronic de comandă și control, adecvat aplicației, care include senzori și traductoare specifice, dar și comenzi de la distanță, bazate pe microelectronică hibridă înglobată, care vor reduce la maxim riscurile și garantează reușita acestuia.

Având în vedere că în Europa se cunosc acțiuni reușite de acest tip, se consideră ca proiectul propus răspunde unei necesități reale pentru țara noastră, odată cu intrarea în UE, având în vedere cerințele deosebite privind dezvoltarea durabilă și realizarea unei agriculturi ecologice.

2. DESCRIEREA MODELULUI FUNCȚIONAL DE ECHIPAMENT DE FRAGMENTARE-MĂRUNȚIRE

Pentru realizarea tehnologiei de fragmentare-mărunțire a materialului lemnos proiectarea echipamentului are la bază o largă documentare tehnică a realizărilor pe plan mondial, dar și soluții tehnice originale, pentru diferitele mecanisme de lucru, soluții care pot deveni obiectul unor brevete.

Problema majoră, care trebuie rezolvată de către cercetători, este implementarea cu succes a celor trei subsisteme de bază ale echipamentului, respectiv mecanic, hidraulic și electric/electronic, în mod special pentru realizarea tehnologiei optime și atingerea parametrilor de performanță.

Echipamentului tehnologic de fragmentare a materiei prime se compune dintr-o cascadă de mori și mecanisme de alimentare și evacuare a materiei prelucrate. În adoptarea unui sistem de fragmentare s-a făcut apel la firmele europene și americane care fabrică mori în domeniu puterilor mijlocii și mari. Sistemul de fragmentare trebuie să aibă un etaj de fragmentare și un altul de mărunțire.

Pentru a ilustra caracterul complex al echipamentului se vor urmări figurile 1, 2, 3 și 4 pentru a identifica soluțiile funcțional-constructive de realizare. De asemenea, trebuie urmărite schema cinematică a echipamentului, prezentată în figura 5, și schema hidraulică de acționare a acestuia, prezentată în figura 6, care prefigurează soluțiile constructiv-funcționale care vor fi adoptate.



Fig. 1



Fig. 2



Fig. 3



Fig. 4

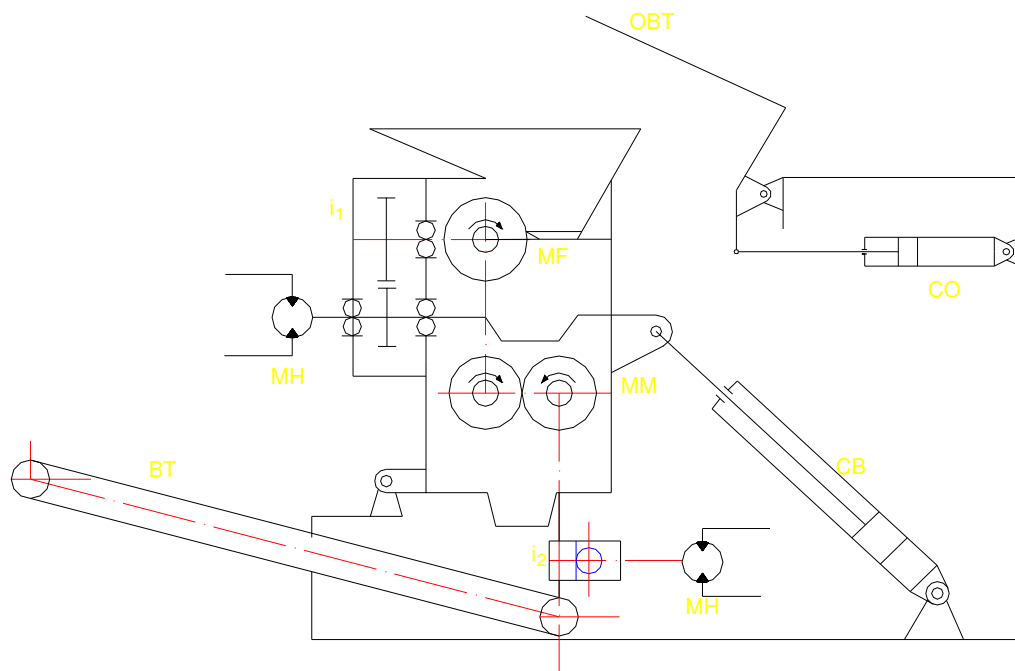


Fig. 5 – Schema cinematică a echipamentului de fragmentare- mărunțire

Echipamentul se compune, în principal, din:

- obturatorul cu o structură tip oblon, care permite accesul în buncăr;
- un buncăr cilindric vertical cu mișcare de basculare, care împinge materia vegetală în moară;
- moara de fragmentare a materialului lemnos;
- moara de mărunțire a materialului lemnos fragmentat;
- transportorul produsului mărunțit la utilajele de transport;
- sursa de energie mecanică (motor termic, propriu sau al tractorului de deplasare, motor electric);
- instalația hidraulică de acționare;
- instalația electrică de comandă și control a funcționării optime a echipamentului.

În toate cazurile, seria celor două sisteme de mărunțit este reunită într-un bloc la care se asociază un alimentator melcat cu direcția de avans pe direcția de acționare a dispozitivelor de fragmentare. Fiecare etaj de fragmentare este antrenat dintr-o priză proprie prin distribuția puterii de la un motor unic. Opțiunea pentru un anumit sistem de mărunțire are în vedere productivitatea propusă și natura materialului prelucrat.

Întreg echipamentul, care înglobează toate mecanismele de lucru, se instalează pe o remorcă specială cu 1, 2 sau 3 punți, având, pentru acționare, un motor termic independent/propriu, sau utilizează pe cel al tractorului de deplasare, prin care, mecanic sau hidraulic, se antrenează mecanismele de fragmentare/taiere, de mărunțire, de alimentare, de obturare, de basculare și de evacuare (banda rulanta).

Instalația hidraulică de acționare este ilustrată de schema hidraulică din figura 6, prin care se acționează patru mecanisme prin două pompe (una fiind dublă) antrenate de la două prize de putere mecanică.

Mecanismul de fragmentare și cel de mărunțire trebuie să funcționeze în tandem deoarece sunt înseriate astfel că dacă mărunțirea se „înfundă” obturatorul nu mai permite admisia de materie iar fragmentarea se oprește.

Când mecanismul de mărunțire s-a „înfundat”, fapt sesizat de creșterea de presiune pe circuitul de acționare al motoreductorului poz. 6, este comandată automat mișcarea în sens invers a mecanismului. Reglajul turației motoreductorului poz. 6 se face prin distribuitorul proporțional poz. 5, iar ajustarea debitului maxim al pompei poz. 4 se face manual. Acordul celor două mecanisme de fragmentare și mărunțire este făcut de sistemul electronic de comandă pe baza informațiilor date de traductoare de presiune, de turație și de cuplu.

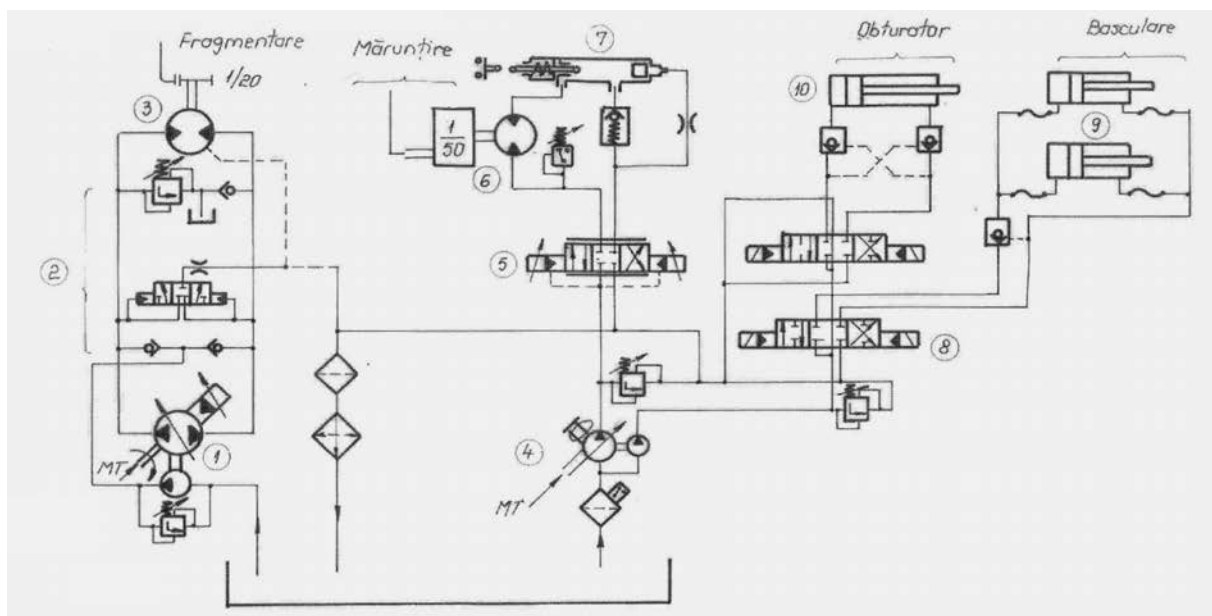


Fig. 6 – Schema hidraulică de acționare

Mecanismele auxiliare sunt alimentate din treapta a II a pompei poz. 4 prin intermediul distribuitorului baterie poz. 8. Obturatorul este acționat de un cilindru diferențial poz. 10 care se autoblochează hidraulic în ambele sensuri de mișcare, iar bascularea întregului ansamblu de mecanisme în raport cu șasiul se face cu doi cilindri diferențiali poz. 9, care se autoblochează hidraulic pe sensul de ridicare.

Sistemul electronic de comandă trebuie să permită automat sau prin telecomandă următoarele funcții:

- mișcarea coordonată a motorului lent poz. 3 cu a motoreductorului 6, prin reglarea volumului geometric a pompei poz. 1 și a reglajului distribuitorului proporțional poz. 5. În cazul în care fluxul de materie tocată nu este constant în cascada de mori și se produc înfundări, se comanda obturatorul care oprește fluxul de materie primă, oprește mecanismul de fragmentare și comanda sensul invers al mecanismului de mărunțire.

- mecanismul de basculare să poată fi telecomandat numai dacă încetează mișcarea mecanismelor de fragmentare și mărunțire.

Realizarea sistemului de comandă electronic se poate face folosind componente de microelectronică hibridă.

Performanțe generale estimate:

- Productivitatea exprimată în cantitate de materie prelucrată pe kwh:	peste 20- 32 kg/kwh;
- Consumul de combustibil pe 100 kg material prelucrat:	sub 0,4 dm ³ /100 kg;
- Greutatea specifică a utilajului:	sub 200-300 kg /kw;
- Gradul de mărunțire al materialului:	
- pentru material uscat:	4...10 mm
..... - pentru material verde:	8...16 mm
- Disponibilitatea zilnică aproximativă a utilajului:	10...14 ore
- Nivel de zgomot:	75...95 dB
- Împrăștierea de aerosoli:	moderată
- Eliminarea de gaze cu efect de seră:	CO ₂ la nivel EURO 3
- Emanații de substanțe poluante:	accidental ulei mineral sau motorină

Se menționează că aria de operare este pe loc deschis, în zone depărtate de habitatul rural sau urban. Nivelul de risc tehnic este minim deoarece operatorul uman acționează prin telecomandă regimul de lucru iar distanța trebuie să fie corespunzătoare necesităților de supraveghere optică și auditivă apreciată la max. 30m.

3. CONCLUZII

3.1 Respectarea normelor ecologice și de procesare a deșeurilor (Directiva europeană nr. 2001-95 CE), realizarea de produse ecologice pentru o alimentație sănătoasă a populației, în conformitate cu cerințele stipulate în standardele române CEE nr. 2092/91, aliniate deja la cerințele Uniunii Europene, devin deosebit de stringente și pentru țara noastră și, deci, se întrevide o dezvoltare vertiginoasă a producției de compost, pentru care, la noi în țară, utilajele necesare lipsesc. De aceea, încurajarea din timp a unor cercetări care să conducă la realizarea de asemenea echipamente, ar găsi România, și din acest punct de vedere, pregătită pentru aderarea la Uniunea Europeană. Proiectul de față se înscrie tocmai în această tendință.

3.2 Realizarea unor asemenea echipamente pentru procesarea composturilor ecologice, rezolvă o problemă cheie, de mare complexitate, în aria tematică 2 - Alimentație, Agricultură, Biotehnologii, în mod deosebit producția și managementul durabil al resurselor biologice ale solului, pădurilor și mediilor acvatice (2.1), științele vieții și biotehnologii, biomasa utilizată pentru energie (2.3), în aria tematică 5 – Energie, producția de combustibili regenerabili(5.3), dar și în aria tematică 6- Mediul ambiant, managementul durabil al resurselor (6.2) și tehnologii de mediu (6.3). Proiectul se aliniază la Platforma tehnologică europeană PT 13 - MANUFUTURE, platformă deja lansată în UE dar și în țara noastră.

3.3 Echipamentul specializat pentru fragmentarea-mărunțirea materialului lemnos, în scopul obținerii compostului ecologic vegetal, care face obiectul proiectului, este o noutate absolută pentru ROMÂNIA și răspunde orientărilor din Uniunea Europeană privind protecția mediului.

Având în vedere că asemenea echipamente sunt deosebi de utile la nivel european, proiectul propus poate genera un interes major în Europa, care va facilita crearea sau *integrarea în parteneriate și programe la nivel european, în ariile tematice / domeniile ST* specifice proiectului.

INFLUENTA PARAMETRILOR MOTORULUI HIDRAULIC CU BURDUF ASUPRA PROIECTARII UNOR COMPONENTE ALE INSTALATIEI DE IRIGAT PRIN ASPERSIUNE IATF

dr. ing. Ilie BIOLAN^{*} dr. ing. Gheorghe SOVAIALA^{**}
drd. ing. Costinel POPESCU^{*} ing. Nicusor NICULAE^{*}

^{*}ICITID Baneasa

^{**}IHP Bucuresti

Rezumat

Cercetarea s-a realizat in perioada 1981-2001, pe o instalatie de irigatie prin aspersiune de tipul IATF 110/300 B.

Se prezinta circuitul hidraulic al instalatiei, principiul de functionare al motorului, transmisia adaptata motorului, modelul matematic de optimizare a functionarii motorului hidraulic, incercarea grupului de actionare in sarcina si se fac recomandari de utilizare a acestuia.

INTRODUCERE

Amenajarea de irigatii pentru udarea prin aspersiune in România are urmatoarele particularitati:

- regimul hidraulic existent la sursa de apa (hidrant) se caracterizeaza prin presiuni reduse si debite mici;
- calitatea apei si in special impuritatile grosiere existente in apa de udare pot avea dimensiunile de 5-10 mm;
- colmatarea conductelor de transport al apei reduce sectiunea conductei si implicit debitul de apa transportat;
- marimea suprafetelor ce trebuiesc udare este foarte variata iar culturile foarte diversificate.

Din aceste considerente instalatiile de udare cu tambur si furtun echipate pentru udarea prin aspersiune sau microaspersiune au o arie de raspandire foarte mare iar majoritatea fermierilor le utilizeaza pentru udarea culturilor.

In cadrul ICITID s-au experimentat mai multe tipuri de actionari hidraulice [1], realizate in tara sau in alte tari, scopul cercetarii fiind alegerea solutiilor care corespund cerintelor din România si imbunatatirea parametrilor motorului hidraulic ales pentru actionarea instalatiei IATF.

Punerea in functionare a instalatiei (fig. 1) se realizeaza prin cuplarea la hidrant (24).

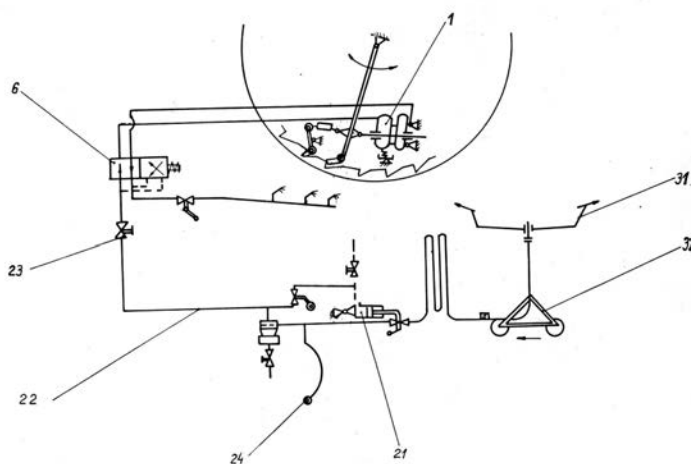


Fig.1-Schema hidraulica a instalatiei IATF echipata cu motor hidraulic cu burduf

Circuitul apei se realizeaza catre aspersoarele (31), asamblate pe caruciorul (32) si/sau grupul de actionare hidraulica. Concomitent sau separat cu aspersarea apei, grupul de actionare hidraulica primeste apa sub presiune la distribuitorul (6) si de aici la corpul motorului (1). Miscarea alternativa a tijei actioneaza transmisia (fig.2), formata din bratul oscilant (25), clichetul (26), roata de clichet (27) si respectiv, lonjeronul (28), bratul (29), clichetul (30) si roata de clichet (27).

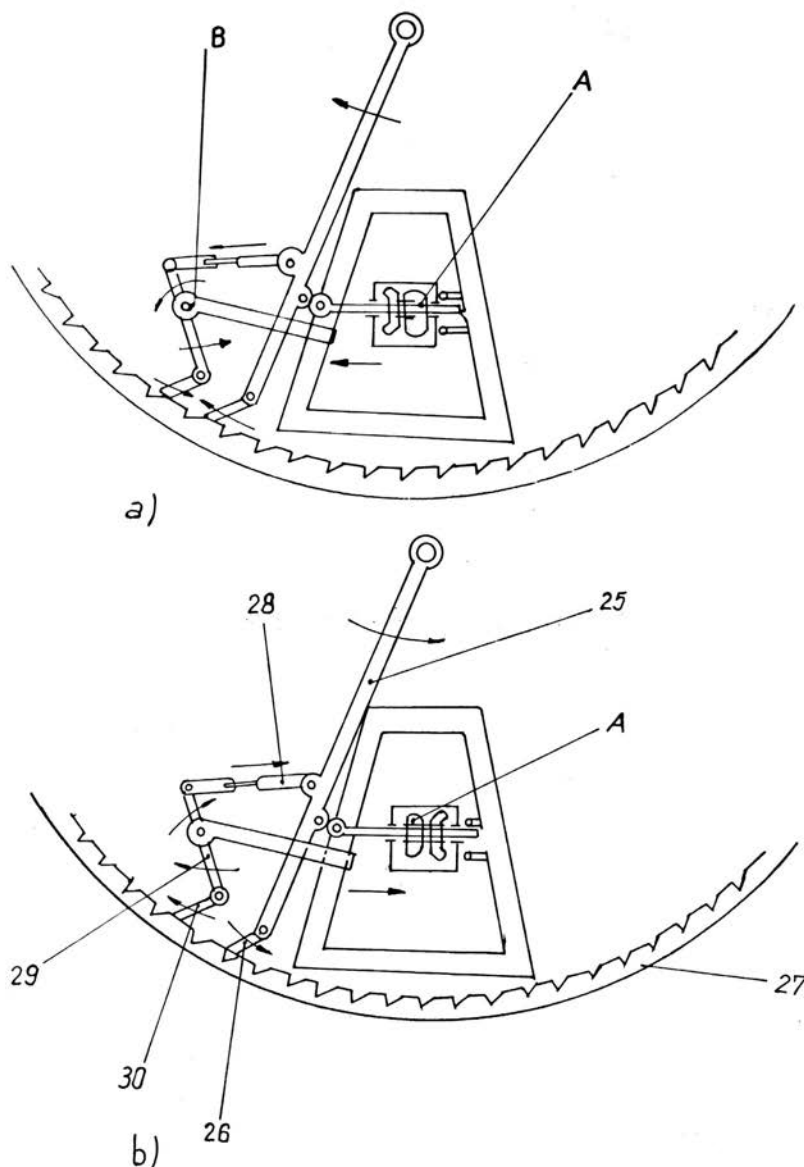


Fig.2-Transmisia instalatiei IATF echipata cu motor hidraulic cu burduf

Aceasta transmisie transforma miscarea rectilinie alternativa primita de la motor in miscare de rotatie a tamburului instalatiei.

Motorul hidraulic conceput pentru instalatia IATF 110/300 B (fig.3) este de tipul cu burduf si dublu efect si se compune dintr-un corp, care are doua elemente elastice de tip semianvelopa 305x165x85, ce lucreaza in antifaze si primesc apa sub presiune dintr-un distribuitor, care este astfel proiectat incat prin folosirea de supape conice sa poata functiona si cu apa cu impuritati. Miscarea este autointretinuta de o comanda mecanica cu arc iar forta obtinuta la tija motorului are valori ridicate la presiuni reduse datorita suprafetei marite a burdufului.

Grupul de actionare hidraulica se considera ansamblul format din motorul hidraulic cu burduf si transmisia adaptata acestuia.

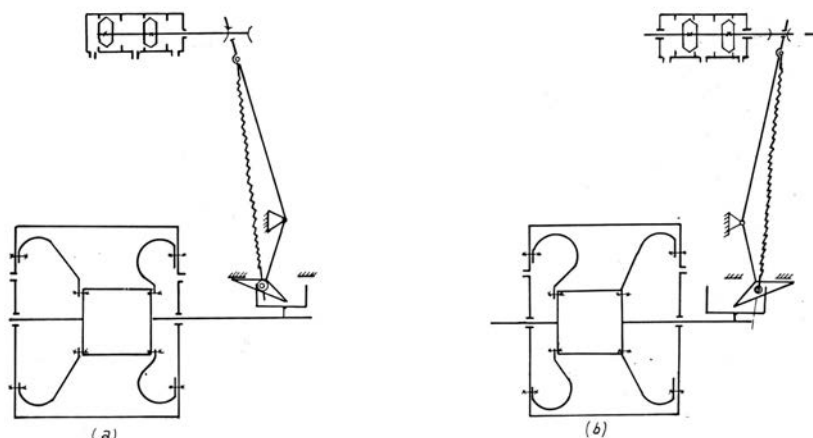


Fig.3- Schema motorului hidraulic cu burduf si dublu efect

Alegerea transmisiei s-a efectuat dupa patru criterii:

- cinematic, astfel incat aceasta sa functioneze realizand cursa si viteza necesara;
- dinamic, astfel incat forta dezvoltata de motor sa realizeze cu ajutorul transmisiei un cuplu minim necesar invingerii cuplului rezistent;
- energetic, sa consume o cantitate de apa cat mai mica;
- agrotehnic, sa administreze norma de udare ceruta.

Pentru ca instalatia IATF-300 exista in fabricatie de serie s-a adaptat grupul de actionare cu motor hidraulic cu burduf si dublu efect la transmisia cu clichet-roata de clichet a instalatiei. Intrucat se cunostea regimul optim de functionare al motorului, ce corespunde unei frecvente (viteze) marite, s-a redus viteza cu ajutorul transmisiei, obtinandu-se si o micșorare a fortei (presiunii) de lucru a motorului [9].

In vederea imbunatatirii parametrilor tehnico-functionali ai grupului de actionare hidraulica s-a conceput un model matematic (fig.4)

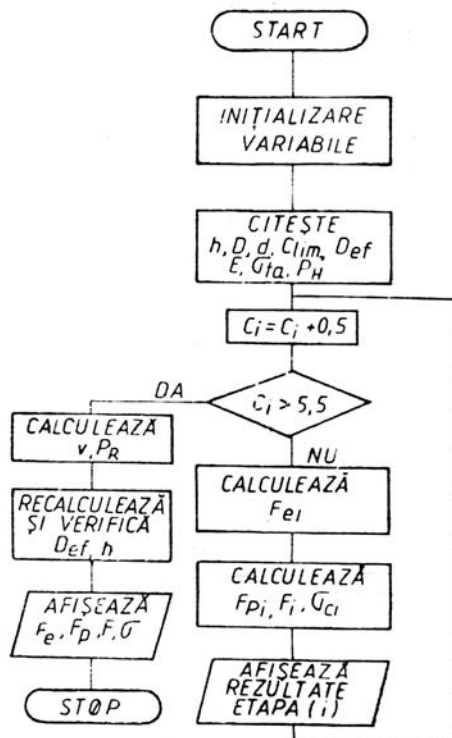


Fig. 4- Schema logica de calcul pentru parametri tehnico-functionali ai motorului hidraulic cu burduf

MODELUL MATEMATIC DE CALCUL

A. Datele (fig. 5):

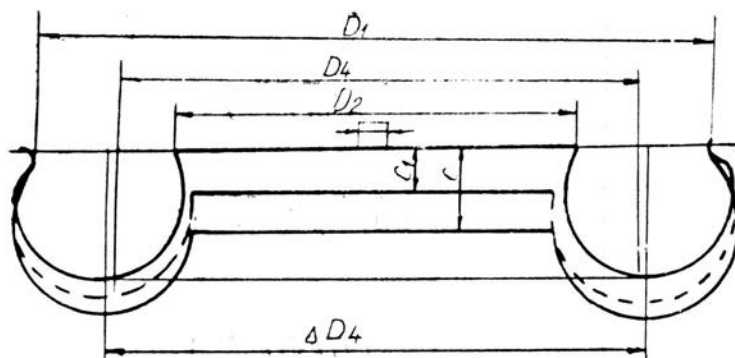


Fig.5 -Dimensiunile constructive ale burdufului motorului hidraulic

-tipul burdufului: semianvelopa 305x165x85 fabricat la CERELAST Bucuresti si utilizat ca perna de aer la autobuze;

-grosimea pliului: $h = 0,50 \text{ cm}$;

-diametrul exterior: $D_1 = 33,64 \text{ cm}$;

-diametrul interior: $D_2 = 21,64 \text{ cm}$;

-diametrul tijei: $D_3 = 2,65 \text{ cm}$;

-efortul unitar admis: $S_1 = 10 \text{ daN/cm}^2$.

-modulul de elasticitate: $E = 1 \text{ daN/cm}^2$;

-greutatea specifica a apei: $\gamma = 1040 \text{ daN/m}^3$;

-coeficientul ce tine seama de frecarea tijei: $K = 1,02$;

-presiunea medie in burduful din care se evacueaza apa:

$$H_2 = 0,1 \text{ daN/cm}^2;$$

-forta maxima in arcul distribuitorului: $F_A = 7,5 \text{ daN}$;

-presiunea medie in burduful activ: $H_1 = 1,8 - 3,8 \text{ daN/cm}^2$;

-cursa tijei in lucru: $C = 6 \div 11 \text{ cm}$;

-diametrul efectiv in lucru: $D_4 = (D_1 + D_2)/2, \text{ cm}$;

-variatia diametrului efectiv pentru burduf :

-pasiv $D_{41} = 6/e^{0,12}C + 1,23, \text{ cm}$;

-activ $D_{42} = 6/e^{0,12}C - 2,67, \text{ cm}$;

-cursa limita: $C_{lim} = 6,00 \text{ cm}$;

-acceleratia gravitacionala: $g = 9,80 \text{ m/sec.}$

B. Se cere:

-debitul consumat de motor: $Q, \text{ l/sec.}$;

-viteza tijei motorului: $V, \text{ cm/sec.}$;

-frecventa tijei: $F_v, \text{ curse/min.}$;

-forta elastica rezultanta: $F_1, \text{ daN}$;

-forta efectiva in lucru (fig.6): $F_3, \text{ daN}$;

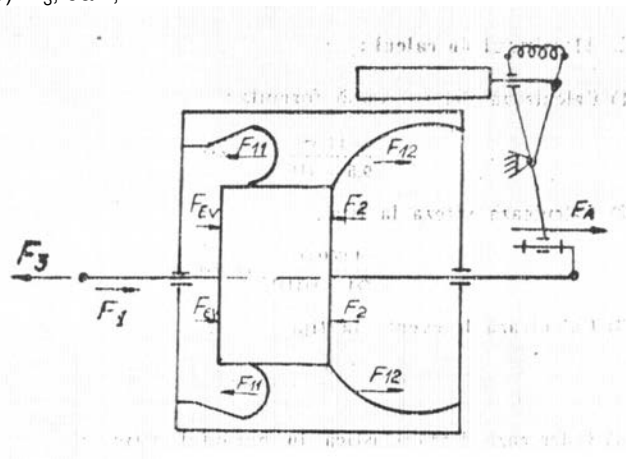


Fig.6 -Dinamica motorului hidraulic

- puterea mecanica rezultanta: P_1, W ;
- puterea hidraulica consumata: P_2, W ;
- randamentul: $N, \%$;
- efortul unitar: $S_2, daN/cm^2$;
- alege: $C, H_1, Q, V, F_v, F_1, F_3, P_1, P_2, N$ si S_2 , pentru care $S_2 < S_1$ si $N > 80$;
- tipareste valorile alese care respecta cele doua conditii rezultate din compararea valorilor;
- stabileste curbele de corelatie si graficul urmatoarelor marimi:

in care:

$$H = \frac{9,5Q}{2,12 + Q};$$

$$H_1 = H_1(F_v); P_1 = P_1(F_v); H = H(Q).$$

Algoritm de calcul:

- 1) Calculeaza debitul dupa formula:

$$Q = \frac{2,12H_1}{9,5 - H_1}, \quad l/s$$

- 2) Calculeaza viteza la tija:

$$v = \frac{4000 \cdot Q}{\pi(D_4 - D_{41})^2}, \quad cm/s$$

- 3) Calculeaza frecventa la tija:

$$F_v = \frac{30v}{C}, \quad curse / min$$

- 4) Calculeaza forta elastica in burduful activ:

$$F_{12} = \frac{\pi EH}{\ln \frac{D_1}{D_2}} \cdot \frac{C}{\sqrt{1 + \left(\frac{2C}{D_1 - D_2} \right)^2}} \ln \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{2C}{D_1 - D_2} \right)^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{2C_{lim}}{D_1 - D_2} \right)^2}}$$

- 5) Calculeaza forta elastica in burduful pasiv:

$$F_{11} = \frac{\pi EH}{\ln \frac{D_1}{D_2}} \cdot \frac{12 - C}{\sqrt{1 + \left(\frac{2(12 - C)}{D_1 - D_2} \right)^2}} \ln \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{2(12 - C)}{D_1 - D_2} \right)^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{2C_{lim}}{D_1 - D_2} \right)^2}}$$

- 6) Notam:

$$R_{12} = \sqrt{1 + \left(\frac{2C}{D_1 - D_2} \right)^2}; R_{11} = \sqrt{1 + \left(\frac{2(12 - C)}{D_1 - D_2} \right)^2}$$

si

$$R_2 = \sqrt{1 + \left(\frac{2C_{lim}}{D_1 - D_2} \right)^2} = \sqrt{2}$$

- 7) Rezulta:

$$F_{12} = \frac{\pi EH}{\ln \frac{D_1}{D_2}} \cdot \frac{C}{R_{12}} \cdot \ln \frac{R_{12}}{R_2}, daN$$

$$F_{11} = \frac{\pi EH}{\ln \frac{D_1}{D_2}} \cdot \frac{12 - C}{R_{11}} \cdot \ln \frac{R_{11}}{R_2}, daN$$

- 8) Calculeaza forta elastica rezultanta:

$$F_1 = F_{12} - F_{11}, daN$$

9) Calculeaza forta rezistenta datorita tijei:

$$FT = K\pi H_1 \frac{(D_3)^2}{4}, daN$$

10) Calculeaza forta rezistenta din burduful pasiv pentru evacuarea apei:

$$FEV = \frac{\pi H_2 (D_4 - D_{41})^2}{4}, daN$$

11) Calculeaza forta de presiune din burduful activ:

$$F_2 = \frac{\pi H_1 (D_4 - D_{42})^2}{4}, daN$$

12) Calculeaza forta efectiva in lucru:

$$F_3 = F_2 - F_1 - F_{EV} - F_T - F_A, daN$$

13) Calculeaza puterea mecanica:

$$P_1 = 0,098 F_3 v, W$$

14) Calculeaza puterea hidraulica:

$$P_2 = 0,094 \gamma Q H_1, W$$

15) Calculeaza randamentul:

$$N = \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \cdot 100, \%$$

16) Calculeaza efortul unitar efectiv in burduful activ:

$$S_2 = \frac{E(D_1 - D_2)}{D_2 \ln \frac{D_1}{D_2}} \ln \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{2C}{D_1 - D_2} \right)^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{2C \lim}{D_1 - D_2} \right)^2}} \text{ sau}$$

$$S_2 = \frac{E(D_1 - D_2)}{D_2 \ln \frac{D_1}{D_2}} \ln \frac{R_{12}}{R_2}, daN/cm^2$$

17) Compara valorile N si S astfel incat:

$$N > 80 \text{ si } S_1 < S_1$$

18) Alege valorile: C; H₁; Q; V; F_v; F₁; F₃; P₁; P₂; N si S₂ care respecta conditiile de mai sus.

19) Tipareste valorile alese.

20) Stabileste curbele de corelatie si graficul urmatoarelor marimi :

$$F_1 = F_1 \odot; F_3 = F_3 (C, H_1); H = H(Q); V = V(H_1);$$

$$F_v = F_v(C, H_1); P_1 = P_1(C, H_1); P_2 = P_2(H_1);$$

$$N = N(C, H_1); S_2 = S \odot.$$

INCERCAREA GRUPULUI DE ACTIONARE HIDRAULICA IN SARCINA

Grupul de actionare hidraulica a fost incercat pe o instalatie IATF-300. Rodajul motorului s-a facut pe instalatia IATF cu lungimea desfasurata de 260 m, in conditii de sol mediu, greu si miriste.

Instalatia se pregateste pentru incercari prin montarea atenta a partilor componente. Manometrele sunt de tipul antivibratorii si se monteaza cu cate un robinet intre instrument si priza. Daca variatiile de presiune sunt mari, se vor inchide numai partial robinetele instrumentelor de masurat, pentru a obtine presiuni medii.

Trebuie cunoscute in prealabil toate constantele instrumentelor, inclusiv ale arcului indicatorului si cotele necesare prelucrarii masuratorilor. Cu galeria de refulare complet deschisa, se porneste motorul si se fac cateva masuratori de proba privind presiunile, debitul, frecventa, ridicandu-se si diagrama.

Din analiza acestora se poate trage concluzia daca motorul functioneaza corespunzator si daca instrumentele sunt bine montate. Dupa aceste pregatiri preliminare se trece la incercarile propriu-zise. Cu galeria de refulare complet deschisa, se citesc indicatiile manometrelor, debitmetrelor, cronometrelor etc. Se ridica mai multe diagrame indicate.

Dupa schimbarea conditiilor de lucru, prin inchiderea galeriei de admisie si stabilirea noului regim, se repeta citirile si se ridica diagrama indicata ce contine variatia presiunii pentru fluide incompresibile.

Pentru a stabili caracteristicile motorului se traseaza graficul de variatie : presiune-frecventa tija motor, putere-frecventa tija motor si presiune-debit pentru cursa de $C=9\text{cm}$.

Nr.crt	Presiunea, H	Frecventa, F_v IATF
	MPa	Curse duble/min
1	0.18	2.85
2	0.20	3.25
3	0.22	3.67
4	0.24	4.12
5	0.26	4.59
6	0.28	5.09
7	0.30	5.62
8	0.32	6.19
9	0.34	6.79
10	0.36	7.43

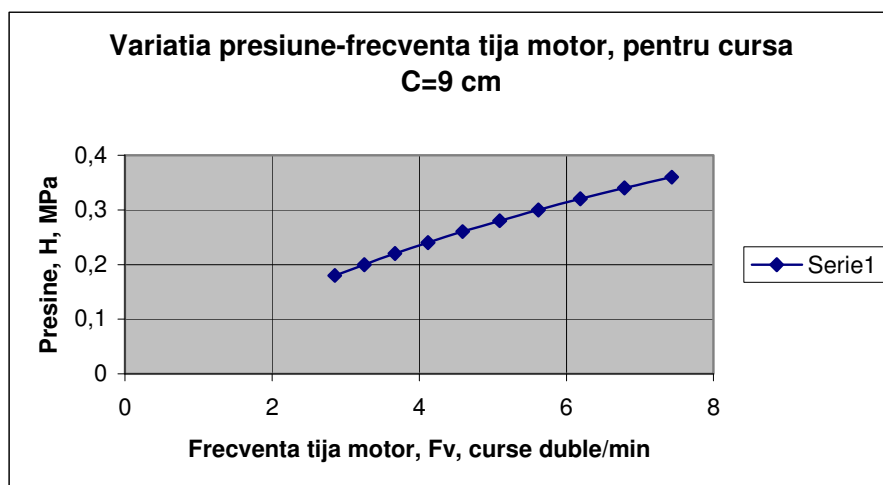


Fig.7

VARIATIA PRESIUNE-FRECVENTA TIJA MOTOR PENTRU CURSA $C=9\text{cm}$

Nr.crt	Puterea mecanica, P_1	Frecventa, F_v ,
	w	Curse duble/min
1	73,71	2,85
2	93,47	3,25
3	116,25	3,67
4	142,29	4,12
5	171,88	4,59
6	205,34	5,09
7	243,02	5,62
8	285,34	6,19
9	332,73	6,79
10	385,73	7,43

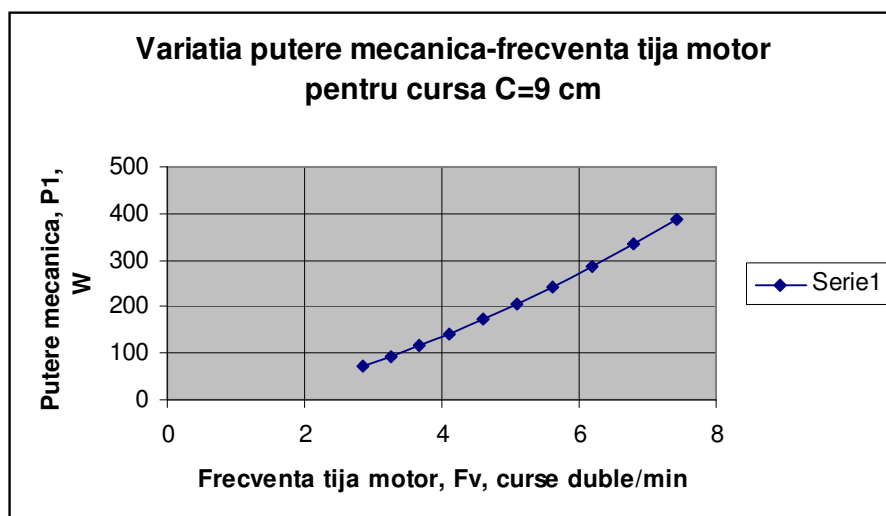


Fig.8

VARIATIA PUTERE MECANICA-FRECVENTA TIJA MOTOR PENTRU CURSA C=9cm

Nr. crt.	Presiune, H	Debit, Q
	MPa	dm ³ /s
1	0,18	0,49
2	0,20	0,56
3	0,22	0,64
4	0,24	0,72
5	0,26	0,8
6	0,28	0,88
7	0,30	0,98
8	0,32	1,08
9	0,34	1,18
10	0,36	1,29

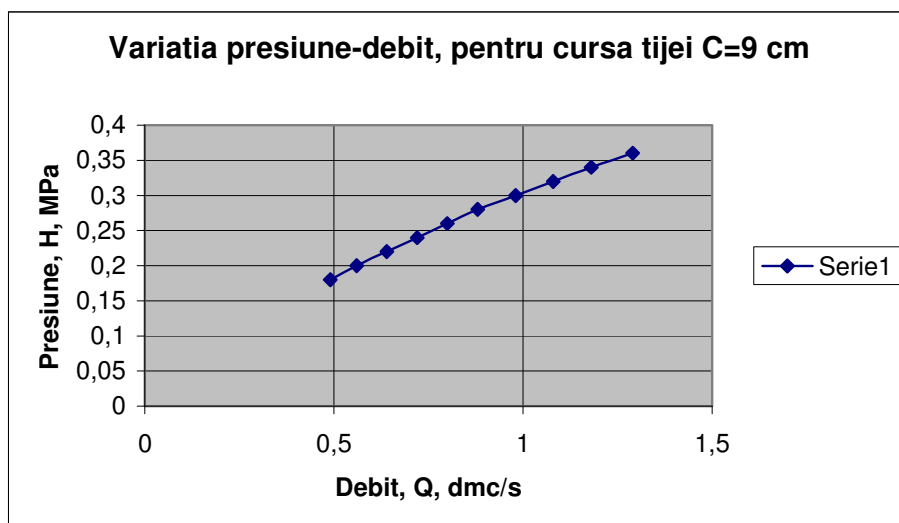


Fig.9

VARIATIA PRESIUNE-DEBIT, PENTRU CURSA TIJEI C=9 CM

În timpul experimentărilor s-a determinat puterea hidraulică absorbită de motor ($P_{\max} = 250 \text{ W}$) și puterea mecanică rezultată prin rularea furtunului pe tambur. Astfel s-a determinat randamentul total al grupului de acționare hidraulică ($\eta = 0,4 \div 0,5$).

Pentru ca randamentul motorului este subunitar, iar randamentul total mai depinde și de randamentul transmisiei (lagare, parghii, clichet-roata de clichet etc.) și tractării, prin alunecarea furtunului se poate considera ca valoarea obținută este bună.

Un criteriu important care a stat la baza aprecierii eficienței motorului a fost acela al determinării pierderilor de sarcină rezultate prin folosirea motorului pe circuitul de alimentare cu apă a instalației. Astfel, valorile medii determinate au fost: $\Delta H = 0,015 \text{ Mpa}$, la grupul de acționare experimentat și $\Delta H = 0,03 \text{ Mpa}$, la grupul de acționare existent pe instalația IRRIFRANCE.

Pentru ca puterea hidraulică absorbită de motor în cazul instalației IATF-300 echipată pentru aspersiune, reprezintă circa 2% din puterea hidraulică a instalației, randamentul total și pierderea de sarcină realizată pe motor nu reprezintă un impediment în funcționarea instalației.

În ultimii ani grupul de acționare hidraulică a fost experimentat și pe o instalație IATF-300 cu echipament de funcționare la joasă presiune (duze). Pentru realizarea puterii necesare (datorită reducerii presiunii) se mărește debitul de apă consumat de motor.

În acest caz, alegerea motorului hidraulic corespunzător are o importanță mare pentru ca puterea grupului de acționare reprezintă cca. 10% din puterea instalației.

Apă rezultată din circuitul de evacuare al motorului, în cazul irigației prin aspersiune, se distribuie prin intermediul unui aspersor, iar în cazul irigației cu joasă presiune aceasta se introduce din nou în circuit, după vana de oprire automată a instalației.

CONCLUZII

Din analiza parametrilor mecanici, hidraulici și agrotehnici rezultă următoarele:

- presiunea medie de lucru a motorului hidraulic: $p_m = 0,20 - 0,30 \text{ MPa}$;
- debitul de apă consumat de motor: $Q_m = 0,5 - 1 \text{ l/s}$;
- viteza de roluire a tamburului: $V = 5 - 100 \text{ m/h}$;
- gradul de variație a vitezei de roluire în funcție de lungimea desfășurată este de până la 30%, iar gradul de variație a vitezei de roluire în funcție de stratul de înfășurare a fost de până la 13%;
- conform relației de calcul a puterilor hidraulice și mecanice, presiunea de lucru și debitul variază proporțional cu forța de rezistență și respectiv, viteza de roluire;
- pierderea de sarcină maximă este $\Delta H = 0,02 \text{ Mpa}$ și variază cu lungimea desfășurată a conductei de polietilenă, forța de rezistență și viteza de deplasare a caruciorului port-aspersor;
- puterea motorului hidraulic este de 250 W ;
- forța de rezistență determinată a fost de până la 10.000 N și este proporțională cu lungimea desfășurată a conductei, tipul de sol, gradul de aderență a conductei la sol, orografia terenului și tipul de cultură;
- coeficientul de rezistență la rulare a conductei de polietilenă cu solul este de $0,1 - 0,2$;
- coeficientul de siguranță în exploatare a fost de $0,985$, iar frecvența motorului a fost de până la 20 curse/min. ;
- lungimea desfășurată a conductei din polietilenă corespunzătoare celor trei straturi este:
 - I strat $0 \div 100 \text{ m}$,
 - II strat $100 \div 200 \text{ m}$,
 - III strat $200 \div 300 \text{ m}$;
- oscilațiile presiunii la caruciorul port-aspersor (datorate funcționării discontinue a motorului) sunt ciclice și cu variație foarte mică (neinfluențând lățimea de udare);
- cursa maximă a motorului este aproximativ constantă: $C = 100 \text{ mm}$;
- se pot administra norme de udare de $10 \div 1000 \text{ m}^3/\text{ha}$.

Principalele avantaje pe care le prezintă grupul de acționare hidraulică cu motor cu dublă acțiune, în raport cu grupul de acționare omologate și fabricate de IRRIFRANCE sunt:

- elimina arcul, care este un consumator de energie, reducând presiunea de lucru cu până la $0,1 \text{ MPa}$;
- elimina filtrul, pentru că nu necesită apă filtrată (distribuitorul are supape din cauciuc tronconice și nu se folosesc ajutoare de dimensiuni mici pe circuitul apei către motor);
- prezintă simplitate constructivă și siguranță în exploatare;
- se reduce consumul de apă cu până la 50% (prin folosirea cursei active a motorului în ambele sensuri de deplasare și a transmisiei);
- se îmbunătățesc parametrii funcționali ai aspersoarelor și instalației (raza de udare la aspersor rămâne aproximativ constantă și se mărește viteza de deplasare a caruciorului port-aspersor);
- apa evacuată din motor se introduce în instalație sau la aspersor.

Principalele dezavantaje sunt:

- creste greutatea grupului de actionare;
- se maresc dimensiunile de gabarit.

Propuneri:

1. Cunoscand dificultatile care apar la instalatia IATF-400 (pierderea de sarcina ridicata pe conducta de alimentare, forta de rezistenta marita datorita lungimii conductei, caruciorul port-aspersor, presiunea la hidrant care nu depaseste 0,5 MPa etc.) se propune experimentarea pe aceasta instalatie a grupului de actionare cu motor hidraulic cu dublu efect.
2. Pentru ca functionarea motorului hidraulic se asigura la presiunea de 0,2 - 0,3 MPa, propunem inlocuirea aspersoarelor instalatiei IATF cu doua echipamente de functionare la joasa presiune.
3. Viteza de roluire mare (100 m/h) obtinuta si functionarea motorului hidraulic fara filtru impun experimentarea acestuia si cu ape uzate (*Guller*).

TEHNOLOGII "CURATE"

PRIVIND GESTIONAREA ȘI MANAGEMENTUL DEȘEURILOR CELULOZICE, ÎN PERSPECTIVA STRATEGIEI DEZVOLTĂRII DURABILE, ÎN CONFORMITATE CU PREVEDERILE ȘI DIRECTIVELE UNIUNII EUROPENE

dr.ing. Marian TOPOLOGEANU*; ing. Octavian GRIGORE*, ing. Valentin BARBU*;
ing. Leonard MIHĂESCU*; ing. Mircea MANOLESCU*; ing. Titu STĂNESCU*

*SC ICTCM SA

Rezumat

Reducerea impactului negativ generat de activitatea economică asupra mediului prin implementarea de tehnologii noi "curate" de gestionarea și managementul deșeurilor reprezintă una din condițiile impuse privind alinierea țării noastre la cerințele ecologice față de standardele de mediu ale UE, precum și de îndeplinire a angajamentelor asumate de România în procesul de negociere a Capitolului 22 al acquis-ului comunitar, care reclamă eliminarea totală a deșeurilor. În SC ICTCM SA au fost realizate echipamente pentru recuperarea-refolosirea-reutilizarea (RRR) următoarelor categorii de deșeuri:

- **deșeurile lemnoase: coji, crengi, aşchii, rumeguș și talaj;**
- **deșeuri de hârtie și cartoane.**

1. CONCEPTUL DE DEZVOLTARE DURABILĂ

Dezvoltarea durabilă este o strategie prin care comunitățile caută noi căi de dezvoltare economică, aducătoare de beneficii în contul calității vieții, beneficiind de asemenea, de mediul înconjurător local. Dezvoltarea durabilă oferă un cadru prin care comunitățile pot folosi în mod eficient resursele, crea infrastructuri eficiente, proteja și îmbunătăți calitatea vieții, crea noi activități comerciale prin care să se consolideze economia. Este din ce în ce mai evident faptul că fluxurile tradiționale de consum și producție, de afaceri și industriale nu *sunt* durabile. Această abordare a dus la succese limitate în ultimii 15 ani, dar atât timp cât dezvoltarea economică continuă și crește în intensitate, apar probleme tot mai complexe.

Dezvoltarea durabilă include protecția mediului, iar protecția mediului condiționează dezvoltarea.

Guvernul României, în cadrul **strategiei sale** conținute în "**Capitolul 18 - Politica privind protecția mediului înconjurător**", promovează conceptul impactului și degradării mediului, de creșterea economică de cuplare, prin promovarea eco-eficienței și prin interpretarea standardelor ridicate de protecția mediului ca o provocare spre inovație, crearea de noi piețe și oportunități de afaceri.

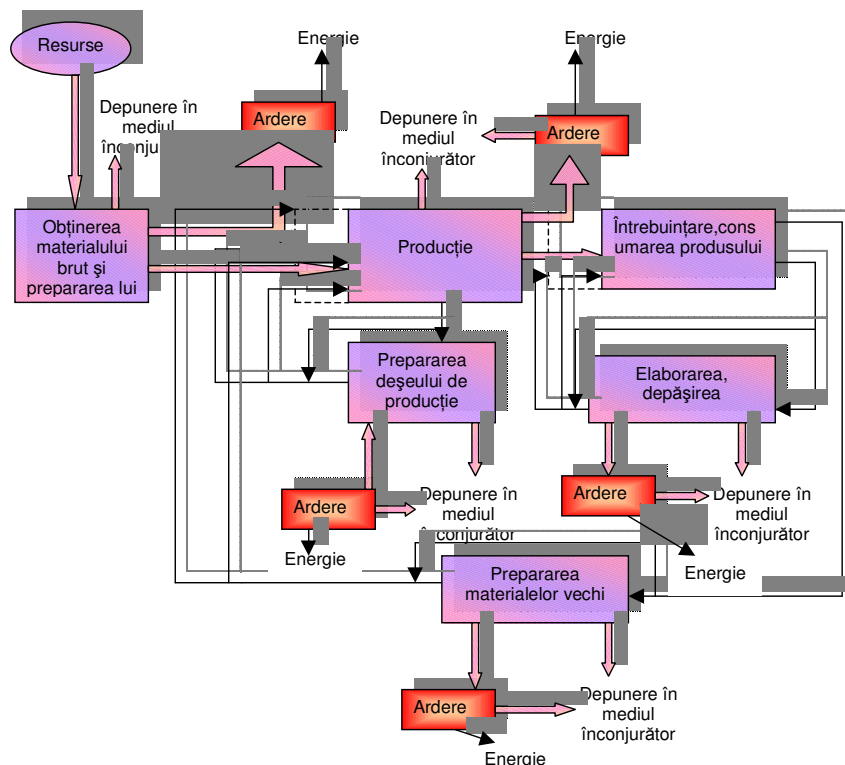
După cum se știe România a finalizat, la Bruxelles, negocierile la cea de-a doua parte a capitolului 22, "Mediu", și a închis provizoriu acest capitol, deschis la 21 martie 2002. S-au obținut, în total, 11 perioade de tranziție între 1 și 12 ani pentru domeniile: calitatea apei, **managementul deșeurilor**, controlul poluării industriale.

În **România**, politica și strategia recuperării și reciclării deșeurilor de tip celulozic se realizează prin **CNRM – Comisia Națională pentru Recuperarea Materialelor în cadrul Ministerului Economiei și Comerțului**.

Direcția principală de acțiune în acest sens **Recuperarea- Refolsirea-Reutilizarea (conceptul RRR)** oferă o modalitate de management a deșeurilor solide, reducând poluarea, conservând energia, creând locuri de muncă și dezvoltând industria IMM la un grad mai competitiv. Când se iau în considerare toți acești factori, devin evidente avantajele **RRR** și anume:

- **RRR elimină poluarea și conservă resursele naturale;**
- **RRR conservă energia;**
- **RRR elimină costurile depozitării reziduurilor sau a incinerării lor;**
- **Programele de RRR proiectate adecvat și implementate complet pot fi deplin competitive cu depozitarea sau incinerarea reziduurilor;**
- **RRR crează noi locuri de muncă și crește competitivitatea industriei manufacturiere.**

În figura de mai jos se prezintă posibilitățile de RRR existente. Se remarcă modul în care se insistă pentru obținerea numai de energie, prin arderea deșeurilor, dar este inclusă și posibilitatea obținerii de produse reciclate. Este după opinia elaboratorilor acestei propuneri un mod corect de abordare, iar în spiritul tendințelor mondiale, un mod modern de abordare



2. FONDUL FORESTIER SI DESEURILE

ROMÂNIA dispune de o suprafață de păduri de aproximativ 6.300 mii ha, reprezentând 27% din suprafața totală a țării. Fondul forestier al României reprezintă 0,30 ha/locuitor. Tăierea pădurii la nivelul anului 2000 a fost de 14,3 mil. m³.

În ceea ce privește repartizarea sa, fondul forestier se caracterizează printr-o mare neuniformitate. Majoritatea pădurilor (61%) sunt situate în regiunea de munte, la peste 700 m altitudine, 29% sunt situate în regiunea de dealuri și numai 10% din păduri sunt situate în regiunea de câmpie, la o altitudine sub 150 m. Referitor la structura pădurilor ce alcătuiesc fondul forestier se constată că, **fagul** are cea mai mare răspândire (32%), **rășinoasele** reprezintă 28%, **stejarul** reprezintă 19,5%, iar alte diverse specii tari și moi dețin 20,5% din suprafața fondului forestier.

Strategia gestionării deșeurilor din lemn pe termen mediu și lung are la bază **Directiva cadru europeană 75/442/EEC privind deșeurile** și a fost preluată în legislația română prin **OUG nr.78/2000** privind regimul deșeurilor, respectiv **Legea nr.426/2001**.

Gestionarea deșeurilor reciclabile, provenite din industria lemnului în România, este reglementată prin OUG nr.16/2001, respectiv Legea 618/2001.

Deșeurile rezultate în procesul de industrializare a lemnului pe baza secvențelor tehnologice care le generează sunt următoarele:

- recoltarea lemnului din pădure prin tăierea acestuia (rumeguș, așchii, crengi, cioate);
- prelucrarea primară a lemnului (rumeguș, talaj, rămășițe din lemn masiv, coji, așchii);
- prelucrarea superioară a lemnului (resturi de furnire, rumeguș, talaj, pulbere de lemn, rămășițe din lemn masiv, etc.);
- finisarea produselor din lemn (conservanți pentru lemn, reziduuri de substanțe refolosibile ca solvenți, cleiuri, rășini, adezivi, praful reținut de sacii filtrelor de aer, etc.).

În privința **producției de hârtie și cartoane**, în **România** se produceau în **anul 1980 cca.831.000 t**, în **anul 1989** se produceau **667.000 t**, iar la nivelul **anului 2003** producția a scăzut la cca.**350.000 t**. Consumul unitar de hârtie-cartoane era în **anul 1989 de 18,1 kg/locuitor**, iar în **anul 2003** a scăzut la cca. **15 kg/locuitor**. Cantitatea de hârtie - cartoane recuperată în **anul 1989** a fost de **193.000 t**, iar în **anul 2003** a fost de cca. **100.000 t**.

Reglementările cuprinse în legislația UE privind ecologia mediului referitoare la valorificarea aproape integrală a deșeurilor de hârtie-cartoane impune în al doilea rând niște prelucrări a acestor deșeuri în vederea unei valorificări eficiente și anume:

□ **sortarea** pe clasele standardizate și anume:

- I- Hârtii și cartoane de culoare albă netipărite și nescrise;
- II- Hârtii și cartoane de culoare albă tipărite sau scrise (ziare, reviste, cărți, broșuri, caiete etc);
- III- Confecții scoase din uz și resturi tehnologice din carton ondulat;
- IV- Saci, pungi uzate, resturi de hârtie de ambalaj, hârtii rezistente;
- V- Hârtii și cartoane colorate, coperti colorate, hârtii și cartoane tehnice uzate, mucava etc.;
- VI- Tuburi și bobine de hârtii-cartoane;
- VII- ambalaje (saci , pungi , cutii) din industria lacurilor , pigmentilor , negru de fum.

€ **balotarea** pentru manipulări, depozitare și transport eficiente, care presupune presarea acestora cu reducerea volumului de 5-20 ori urmată de legarea balotului .

□ **mărunțirea deșeurilor** se poate face prin :

- fâșiere (benzi de hârtie de 10-15 mm lățime și 200 – 300 mm lungime) și
- tocare (bucăți de hârtie de 15 –20 mm lățime și 30-50 mm lungime) .

Operația de mărunțire este necesară pentru a se realiza balotarea la presiuni relativ mici 1,75–2,3 bar (ceea ce conduce la realizarea camerei de presiune din tablă relativ subțire de max. 4 mm grosime).

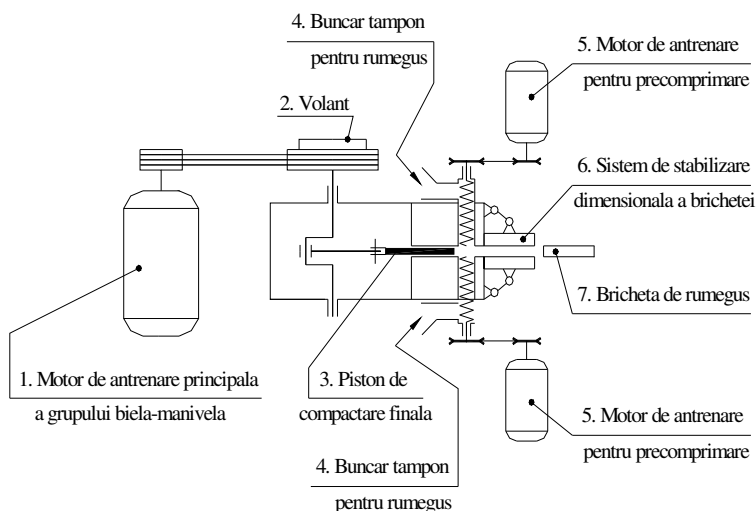
În gestionarea deșeurilor se are în vedere utilizarea proceselor și a metodelor care nu pun în pericol sănătatea populației și a mediului înconjurător iar, autoritățile competente autorizează și controlează activitățile de valorificare și eliminare a deșeurilor, urmând ca acestea:

- a) să nu prezinte riscuri pentru populație, apă, aer, sol, faună sau vegetație;
- b) să nu producă poluare fonică sau miros neplăcut;
- c) să nu afecteze peisajele sau zonele protejate.

3. REALIZARI ALE ICTCM SA IN DOMENIU

□ **Tehnologie și echipamente de realizare a materialelor combustibile ecologice din deșeuri lemnoase**

- În cadrul ICTCM SA a fost realizat **un echipament performant de uscare și compactare a deșeurilor lemnoase**, ce va asigura o plajă largă de utilizări și pentru alte categorii.



Sistem de compactare a rumegușului în concepție proprie

Acest utilaj are următoarele caracteristici:

- Capacitate de uscare și compactare: 200...400 kg / oră;
- Tip uscator : termic, electric și/sau cu microunde;
- Domeniu de temperatură uscator : 100...250 °C;
- Gradul de umiditate maxim după uscare : 16-20 %;
- Dimensiunile brichetelor compactate : Φ 60 ;
- Depozitare în saci sau punji de plastic în scopul evitării contactului cu apa;

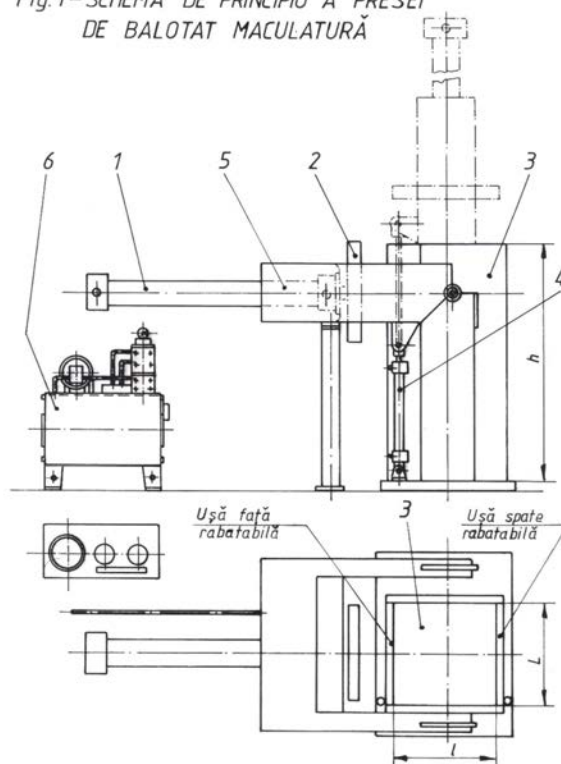
Posibilitatea utilizării produselor în orice tip de sobă.

□ **Tehnologie și echipament de balotat maculatura (deșeuri de hârtie-cartoane) de capacitate medie** cu următoarele avantaje:

- cheltuielile sunt numai pentru asigurarea serviciilor de balotare;
- se obțin prin balotare un produs (balot) care nu va fi poluat cu diverși contaminanți pe timpul depozitării și transportului;
- aplicarea standardelor de calitate și de mediu la nivel european ;
- reciclarea materialelor ;
- eliminarea rapidă a deșeurilor din spațiile de depozitare ;
- evitarea tăierii excesive a fondului forestier ;
- utilizarea eficientă a deșeurilor de hârtie-cartoane la depozitare, transport și la alimentarea stațiilor de preparare a pastei de hârtie prin :
 - reducerea spațiului de depozitare de 5 - 20 ori, funcție de natura deșeurilor;
 - reducerea numărului mijloacelor de transport de 5 - 20 ori pentru a transporta aceeași cantitate de maculatură;
 - îmbunătățirea coeficientului de umplere a camerei de lucru a stațiilor de preparare a pastei de hârtie.

Mai jos este prezentată o schiță a echipamentului de balotat maculatura, nouate pe plan național, realizat în cadrul ICTCM SA:

Fig.1—SCHEMA DE PRINCIPIU A PRESEI DE BALOTAT MACULATURĂ



LEGENDĂ:

- 1 - Cilindru principal presare;
- 2 - Plafou, presare;
- 3 - Cameră de presare; ($V=L \times l \times h$ - volumul camerei de presare);
- 4 - Cilindri basculare cadru susținere cilindru principal de presare;
- 5 - Cadru susținere cilindru principal de presare;
- 6 - Stație hidrolică.

Fazele tehnologice ale ciclului de lucru sunt:

- Faza 1: - alimentarea echipamentului cu deșeuri;
- Faza 2: - bascularea cilindrului principal în poziție verticală;
- Faza 3: - presare și formare balot;
- Faza 4: - deschiderea ușilor;
- Faza 5: - legare balot;

- Faza 6: - retragerea platoului de presare;
- Faza 7: - descărcarea echipamentului (eliberarea balotului);
- Faza 8: - închiderea și zăvorârea ușilor;
- Faza 9: - bascularea cilindrului principal în poziție orizontală.

Realizările ICTCM SA vin în întâmpinarea preocupărilor cheie la nivel european, de găsire a soluțiilor pentru utilizarea de materiale reciclate obținute din deșeuri lemnoase, de hârtie-cartoane. Preocuparea actuală a institutului este de a dezvolta aceasta temă în cadrul **ariei tematice promovate prin cel de-al 7-lea Program CDI- Cadru al Uniunii Europene (PC7) pe perioada 2007-2013: 6) mediu și schimbări climatice.**

CERCETĂRI PRIVIND DISTRIBUȚIA ÎNGRĂȘĂMINTELOR ORGANICE LICHIDE UTILIZATE ÎN BIOFERTIRIGAȚIE, ÎN CADRUL AGRICULTURII BIOLOGICE ȘI ORGANICE

Dr. ing. Ilie BIOLAN*, dr. ing. Gheorghe ȘOVĂIALĂ, ing. Nicușor NICOLAE*,
ing. Alexandra VIȘAN**, ing. Carmen NECULA*, dipl. Valentina TOMA*, ing. Florica MARDARE***

**ICITID Băneasa Giurgiu*

***INOE 2000 – IHP București*

Abstract

In this paper are presented machines with dosage system for concentrated fluid fertilizers and mechanization of the administration works with fluid fertilizers diluted in irrigation water.

This study presents some working diagrams, technical features and the latest research results in this field, in accordance with the EU requirements which Romania must also follow in order to reduce pollution.

Rezumat

Lucrarea prezintă mașini cu sisteme de dozare a îngrășămintelor lichide nediluate și mecanizarea lucrărilor de administrare a îngrășămintelor lichide dizolvate în apa de irigație.

Studiul prezintă schemele funcționale, parametrii tehnici realizați și ultimile cercetări din domeniu, în vederea corelării cu cerințele Uniunii Europene pe care și România trebuie să le respecte pentru reducerea poluării mediului.

INTRODUCERE

Agricultura biologică este considerată un mediu intensivă și mai puțin agresivă în raport cu factorii de mediu, cu produse agricole mai puțin competitive din punct de vedere economic pe termen scurt, dar care sunt considerate superioare din punct de vedere calitativ.

În raport cu mediul înconjurător acest sistem este mai bine armonizat, tratamentele aplicate pentru combaterea bolilor și dăunătorilor sunt de preferință biologice, dar totuși sunt acceptate și doze reduse de îngrășăminte minerale și pesticide. Pentru controlul calității produselor este necesară certificarea tehnologiilor utilizate iar produsele sunt comercializate pe o piață specială.

Agricultura organică se deosebește de cea biologică prin utilizarea exclusivă a îngrășămintelor organice în doze relativ ridicate, aplicate în funcție de specificul local, cu predilecție în scopul fertilizării culturilor și refacerii pe termen lung a stării structurale a solurilor, degradate prin activități antropice intensive și/sau datorită unor produse naturale.

Conform ordinelor 296/11.04.2006 a MMGA și 216/13.04.2005 a MAPDR, în procesul de distribuție a îngrășămintelor trebuie respectate următoarele măsuri cuprinse în planul de acțiune:

- obligația de a stabili un plan de fertilizare precum și completarea unui caiet de evidență a modului de administrație a fertilizatorilor cu azot sau organici pe câmp;
- obligația de a respecta cantitatea maximă de azot conținută în dejecțiile împrăștiate (aplicate) anual;
- obligația de a împrăști fertilizanți organici și minerali pe baza echilibrului fertilizării cu azot în funcție de elementele de calcul ale normei de aplicare și modalitățile de fracționare. Iar în unele cazuri trebuie ținut cont de cantitățile de azot provenit din apele reziduale (efluenți zootehnici);
- tipurile de fertilizanți și respectarea perioadei de interdicție (restricționare) pentru aplicare;
- obligația de a respecta condițiile particulare de aplicarea fertilizanților azotați organici și minerali (în vecinătatea apelor de suprafață, pe terenuri pantă sau pe terenuri saturate de apă, inundate, înghețate sau acoperite de zăpadă).

Din categoria îngrășămintelor organice lichide fac parte urina, mustul de gunoi, dejecțiile fluide și dejecțiile semifluide.

Până în anul 1990, în România, s-au utilizat mașini și instalații pentru distribuția îngrășămintelor organice lichide utilizând dejecțiile semifluide rezultate din procesul de decantare la stațiile de epurare.

În prezent datorită poluării cu fertilizanți (în special nitrați și fosfați), se dorește valorificarea integrală a componentei lichide prin adoptarea de tehnici moderne de separare a componentei solide de cea lichidă, atât din faza anterioară sau după stocarea în bioreactor.

În situația utilizării îngrășămintelor organice lichide obținute prin procesul de separare conținutul de impurități este foarte redus (nu există dejecții semifluide) iar distribuția se realizează cu mașini și instalații noi care să nu producă o poluare a mediului (prin evaporarea azotului, amoniacului și a altor componente) iar dozarea trebuie realizată cu precizie ridicată și o uniformitate mărită în procesul de distribuție.

Distribuția îngrășămintelor lichide se poate realiza concentrat sau diluat în funcție de amploarea culturii (pentru irigații sau neirigații) și a taliei acestora (care nu permite deplasarea mașinilor agricole când talia plantelor este mărită).

1. MAȘINI CU SISTEME DE DOZARE A ÎNGRĂȘĂMINTELOR LICHIDE CONCENTRATE

1.1. Mașini cu sisteme de dozare gravitațională

La aceste mașini lichidul curge din rezervor prin organele de încorporare datorită căderii libere. Pentru creșterea presiunii necesare lichidului, la ieșirea din duzele distribuitorului, rezervorul este poziționat la o anumită înălțime.

Normarea îngrășămintelor se realizează prin modificarea vitezei de deplasare a mașinii și schimbarea duzelor cu orificii de diametre diferite. Furtunurile care leagă rampa de distribuție de organele de încorporare trebuie să aibă toate aceeași lungime și același diametru pentru a se realiza o administrare uniformă. Întrucât în interiorul rezervorului trebuie să existe o presiune constantă, el se etanșează iar pentru menținerea presiunii constante este prevăzut cu o țevă.

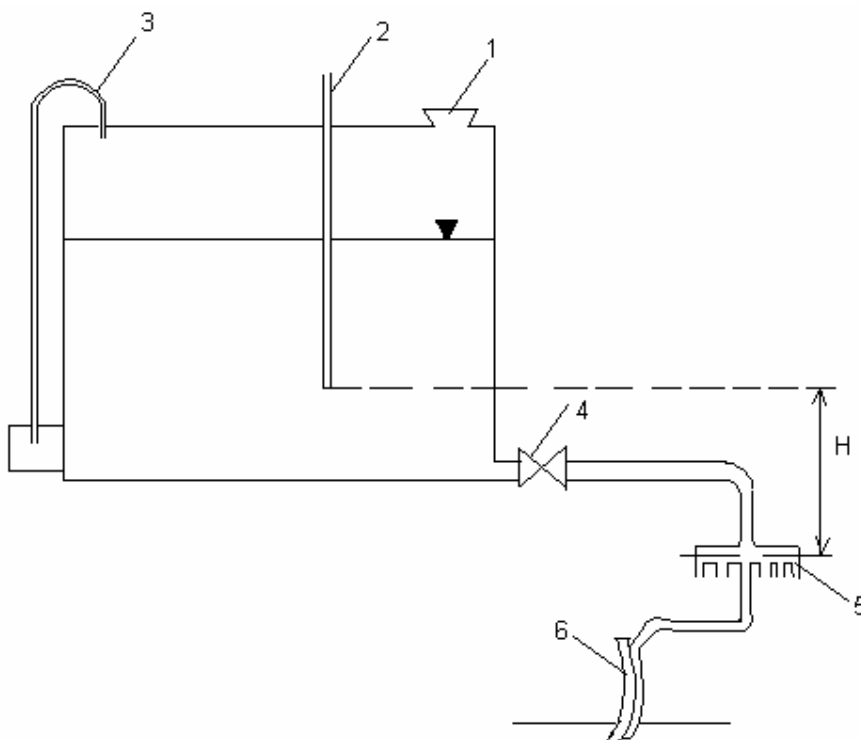
Presiunea din rezervor, deasupra suprafeței lichidului p' este dată de formula :

$$p' = p_a - h$$

în care:

p_a – presiunea atmosferică (mH₂O);

h – înălțimea coloanei de lichid de deasupra orificiului interior al țevi de egalizare (mH₂O).



Schema de funcționare a mașinilor pentru încorporarea îngrășămintelor lichide ce funcționează prin cădere liberă : 1 - orificiu de alimentare; 2 - țevă de echilibrare; 3 - indicator de nivel; 4 - robinet de închidere; 5 - rampă de distribuție cu duze; 6 - cuțite de încorporare în sol a îngrășămintelor; H - diferența de nivel.

Viteza de curgere a lichidului prin orificiile duzelor C (m/s) calculată cu relația de mai jos:

$$C = \sqrt{2gH}$$

Debitul de îngrășământ Q ce trece prin duză (m³/s) este dat de formula:

$$Q = \mu \cdot F \cdot C$$

în care:

μ - coeficientul de debit (0,6 – 0,65);

g - accelerația gravitațională (9,81 m/s²);

H – înălțimea la care se află orificiu interior pentru egalizare presiunii din rezervor, față de axa distribuitorului de îngrășămintă (mH₂O);

F – secțiunea duzei (m²).

1.2. Mașini cu sistem de dozare pneumatic

La aceste mașini presiunea necesară pentru lichidul din rezervor și din distribuitor este creată de un compresor de aer. Presiunea lichidului din rezervor este menținută constantă cu ajutorul unor supape. Cantitatea de îngrășămintă lichide se reglează pe o parte cu ajutorul unor duze cu orificii calibrate ce se pot schimba și prin modificarea presiunii în interiorul rezervorului mașinii.

Debitul de îngrășământ prin duză Q (m³/s) se determină cu forma:

$$Q = \mu \cdot F \cdot \sqrt{2g \cdot p}$$

Presiunea p este suma presiunilor:

$$p = p_n + p_h$$

în care:

p_n – presiunea compresorului (mH₂O)

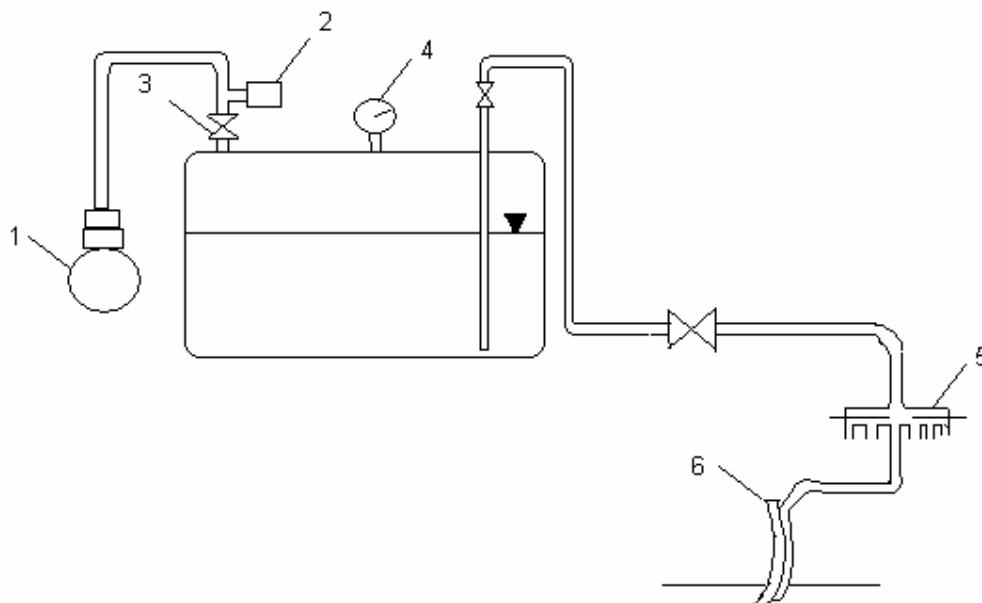
p_h – presiunea coloanei de lichid din rezervor (mH₂O)

unde:

$$p_h = h$$

în care h este înălțimea coloanei din rezervor (mH₂O).

În practică presiunea p_h nu se ia în calcul deoarece valoarea ei este foarte mică.



Schema de funcționare a mașinilor pentru încorporat îngrășămintă lichide care folosesc presiunea aerului (compensator): 1 - compresor; 2 - supapă de reglare cu resort; 3 - robinet de închidere; 4 - manometru; 5 - rampă de distribuție; 6 - cuțit de încorporare în sol a îngrășămintelor.

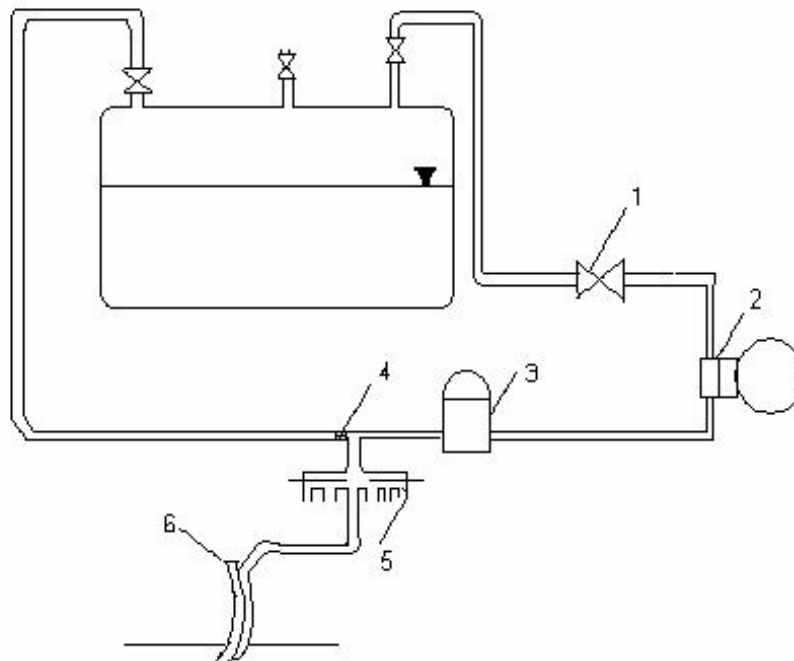
1.3. Mașini cu sistem de dozare hidraulic

Aceste mașini sunt prevăzute cu o pompă acționată de la roata de transport a mașinii sau de la priza de putere a tractorului.

Pentru realizarea presiunii necesare în rampa de distribuție se pot folosi pompe cu piston, cu roți dințate, centrifugale, cu role sau cu palete și cu furtunuri-dozatoare.

Presiunea constantă a lichidului din rampa de distribuție este menținută cu o supapă de reducere, care trimite surplusul de lichid dat de pompă, înapoi în rezervor.

Reglarea cantității de îngrășământ se face ca și la sistemul pneumatic.



Schema de funcționare a mașinilor pentru încorporat îngrășăminte lichide cu pompă: 1 - robinet de închidere; 2 - pompă cu piston; 3 - cameră de egalizare a presiunii; 4 - supapă de reglare cu resort; 5 - rampă de distribuție; 6 - cuțit de încorporare în sol a îngrășămintelor.

Dintre sistemele menționate, acționarea roții se face de la pompe cu piston și cele cu furtunuri-dozatoare.

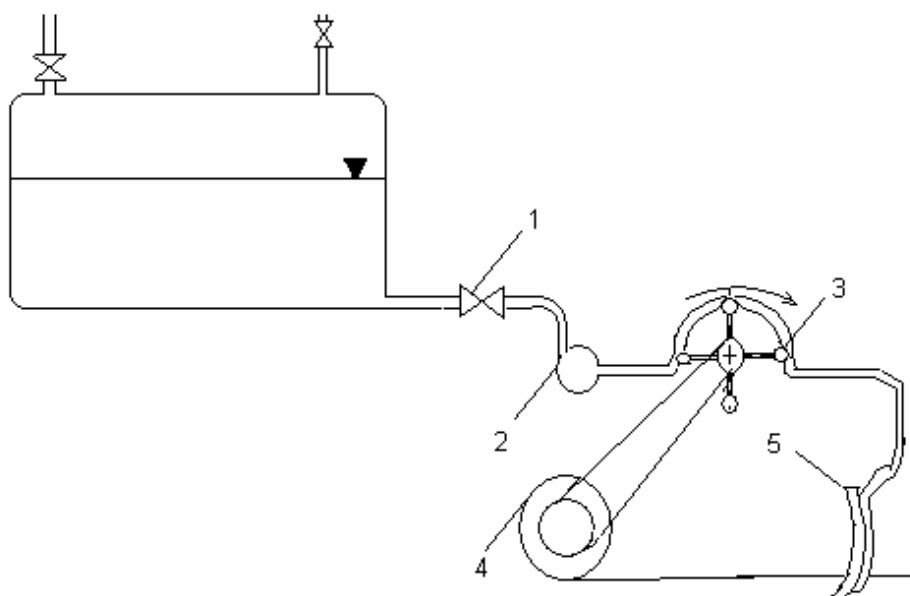
Pompa cu piston este cea mai utilizată pentru că are dublă acțiune.

Ea este acționată de la roata de transmisie a mașinii printr-o transmisie cu lanț și roți de lanț.

Reglarea debitului de lucru a pompei se face prin modificarea cursei pistonului.

Cuplarea și decuplarea pompei se face direct de la scaunul tractoristului.

În ultimii ani au început să fie folosite mașini cu pompă cu furtunuri care efectuează simultan pomparea și dozarea lichidului.



Schema de funcționare a mașinilor pentru încorporare îngrășăminte în sol având o pompă cu furtunuri dozatoare: 1 - robinet de închidere, 2 - rampă de alimentare, 3 - pompă cu furtunuri dozatoare; 4 - roata de tracțiune a mașinii; 5 - cuțit de acoperire în sol a îngrășămintelor lichide.

Pompa este simplă și se compune din câteva furtunuri flexibile din cauciuc sau material plastic, întinse pe o tobă cu patru bare rotative. Unul din capetele furtunurilor este în legătură cu o cameră de alimentare din care se alimentează cu lichid rezervorul datorită fenomenului gravitațional, iar altul în legătură cu organele de încorporare în sol a îngrășămintelor.

Pentru o bună funcționare, pompa se montează cu circa 30cm mai jos decât rezervorul. În timpul rotirii tobei, barele rotative alunecă de-a lungul furtunurilor și astfel în aceasta se aspiră printr-un capăt lichid ce vine de la rezervor, iar prin celălalt capăt este împins către organele de încorporare. La o rotire completă a tobei prin fiecare furtun trec patru doze de lichid.

Cantitatea de îngrășământ debitată este în funcție de turația tobei, care se poate modifica prin schimbarea roților de lanț, de la transmisie. Norma de îngrășămintă se reglează cu această pompă, stabilind numărul de rotații al tobei, cu formula de mai jos:

$$n = \frac{M \cdot 10^6}{m \cdot k \cdot \gamma \cdot p}$$

unde: n este numărul de rotații al tobei pe hectar; M - norma de îngrășământ la hectar (kg/ha); m - cantitatea de lichid dată de un furtun (cm³/rot); k - numărul de furtunuri; γ - greutatea specifică a îngrășămintelor (kg/dm³) și p - conținutul de azot din îngrășământ (%).

În general pentru o normă medie de azot pe hectar pompa face 600 - 1000 (rot/ha).

Sistemele de distribuție prin căderea liberă și prin presiune se utilizează mai mult la administrarea îngrășămintelor lichide naturale.

Organele de încorporare în sol trebuie să asigure realizarea adâncimi de lucru necesare și acoperirea cu sol a urmei lăstate, pentru evitarea pierderilor de amoniac în atmosferă.

Forma cuțitelor de încorporare variază de la un tip la altul.

Mașinile care sânt alcătuite cu ajutorul unor cultivatoare își păstrează organele clasice.

La mașinile cu destinație specială se întâlnesc diferite tipuri de organe active.

Unele dintre acestea sunt prevăzute și cu organe de acoperire cu sol a urmei lăstate de brăzdar.

1.4. Mașina de încorporat în sol apă amoniacală este dată să efectueze transportul de la distanțe mici, să dozeze și să încorporeze apa amoniacală în sol.

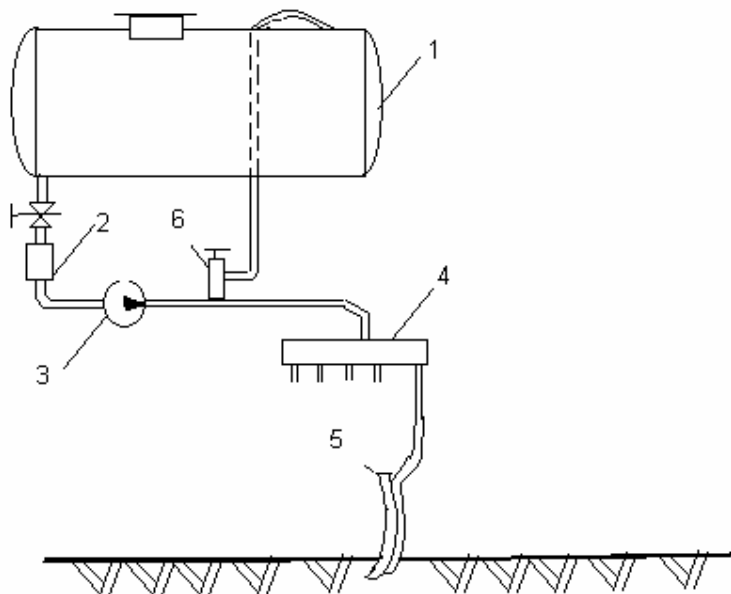
Mașina este tractată de tractor, iar coborârea și ridicarea organelor de încorporare este acționat de un cilindru hidraulic comandat de tractorist.

În figura de alături sunt prezentate elementele componente.

Din rezervorul 1 lichidul trece prin filtru 2 ce este aspirat de pompa 3, apoi trece prin rampa de distribuție 4 și dirijat spre organele de încorporat 5. Menținerea presiunii constante în rețeaua de distribuție se realizează prin intermediul supapei de siguranță 6.

Pe acest principiu funcționează în general mașinile ce nu necesită presiuni suplimentare sau cu presiuni reduse.

La aceste mașini, circulația lichidului de la rezervor spre organele încorporate se poate realiza prin folosirea unor pompe, prin crearea unei presiuni suplimentare în rezervor cu ajutorul unui compresor sau prin curgere liberă.



Schema de încorporat îngrășăminte lichide în sol:

1 - rezervor, 2 - filtru pompei, 3 - pompa, 4 - rampa de distribuție,
5 - cuțit pentru acoperit îngrășământul lichid, 6 - supapă de siguranță

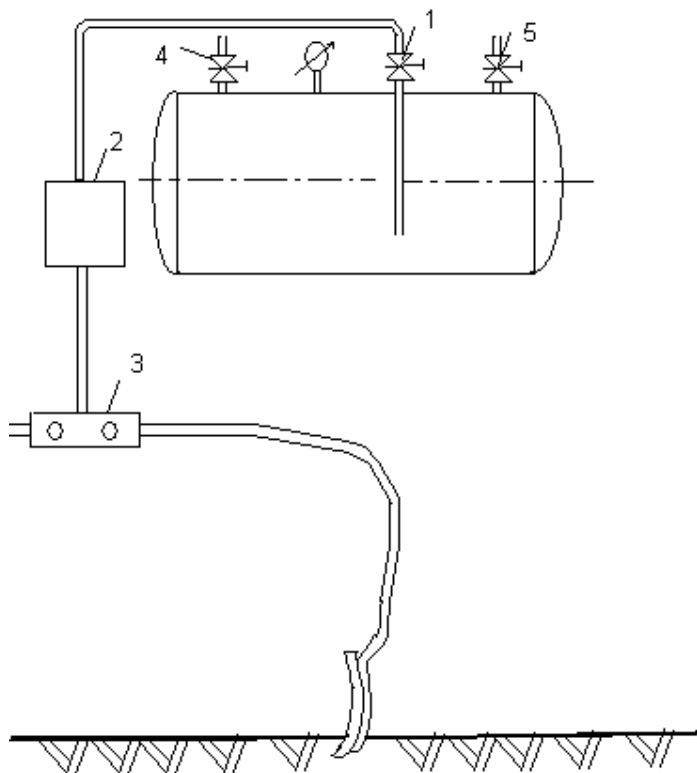
1.5. Mașini de încorporat amoniac anhidru.

În cazul acestor mașini îngrășămintele lichide sunt menținute în rezervor sub presiune, circulația lichidului spre organele de încorporare realizându-se cu ajutorul acestei presiuni.

Amoniacul anhidru se evacuează printr-un robinet 1 cu secțiune reglabilă, trece prin regulatorul de debit 2 și corpul de distribuție 3 spre organele de încorporat. Datorită faptului că temperatura de lucru variază, presiunea din rezervor se modifică, de la 7 până la 13 daN/cm², o dată cu creșterea temperaturii de la 15 până la 13°C.

Umplerea rezervorului cu lichid se face în proporție de 85% prin robinetul 4, iar robinetul 5 este pentru aerisire și pentru evacuarea aerului din incintă.

Pentru asigurarea unor debite constante de lichid spre organele de încorporare, indiferent de variația presiunii din rezervor, mașinile de încorporat amoniac anhidru sunt prevăzute cu organe de dozare adecvate – regultoare de debit cu cădere de presiune constantă sau pompe volumice acționate de la roțile mașinii.



Schema de mașină de încorporat îngrășăminte chimice lichide:
1 - robinet de evacuare; 2 - regulator de debit; 3 - corpul de distribuție; 4 - racord de alimentare a rezervorului; 5 - robinet de aerisire.

1.6. Remorca cisternă

Remorca cisternă este destinată pentru scos, transportat și distribuit pe sol mustul de grajd și a dejecțiilor semifluide colectate în bazinele de pe lângă platformele de gunoi. Remorca lucrează în agregat cu traductorul fiind de tipul monoax.

Mașina este formată dintr-un cadrul triunghiular pentru cisterna cu proțap și două roți cu pneuri.

În partea din spate a cadrului cisternei sunt poziționate două arcuri lamelare iar în față este articulată.

Procesul de lucru la umplerea cu îngrășământ.

Se pune în funcțiune pompa de vacuum 1 care creează o depresiune în cisternă.

Inițial se închide vana 16, se deschid vanele 2 și 3 și se cuplează conducta cu sorb 5 la racordul 4. Când depresiunea ajunge la valoarea de 600mmHg începe alimentarea din bazin care durează 6min, când diferența de nivel este de 3 m și ajunge în 12min la o diferență de 6m.

Aspirația aerului din cisternă se face pe circuitul 2 și 7 și conductele 6,8, și 9 sunt pentru evacuare.

Când nivelul lichidului din cisternă ajunge la nivelul vizorului 10, plutitorul 11 începe să închidă supapa de siguranță 12 și se oprește evacuarea aerului. În acest moment se decuplează priza de putere și se închide cu o manetă vana 3, apoi se demontează sorbul 5.

Procesul de lucru la câmp.

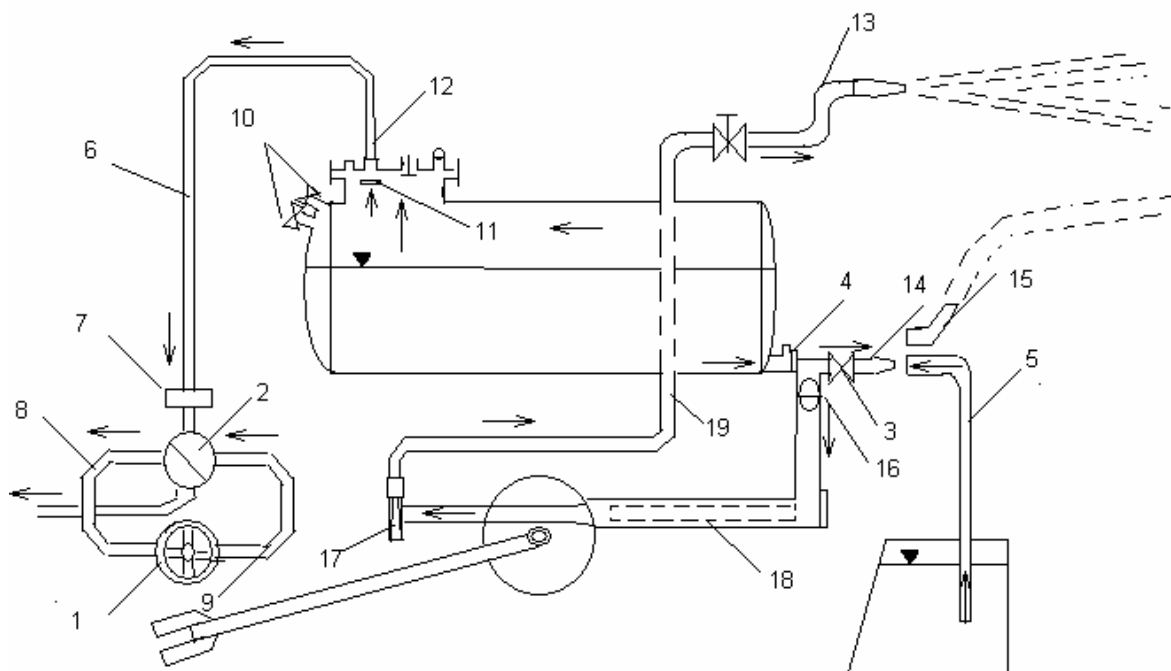
Împrăștierea îngrășământului în câmp se face cu dispozitivul de împrăștiere cu ajutorul 14 și deflectorul 15, pentru dejecțiile semifluide cât și pentru lichide pe timp de vânt.

Împrăștierea cu aspersorul 13 pe lățime mare se face pentru lichide.

Pentru împrăștierea cu ajutorul 14. Prin racordul 4 prin care s-a făcut alimentarea se cuplează o pompă de vacuum pe post de compresor trimițând aerul din atmosferă pe vanele 2 și 7 ale rezervorului. Prin deschiderea vanei 3 lichidul trece prin ajutorul 14, se lovește de deflectorul 15 și se împrăștie uniform în evantai.

La împrăștierea cu aspersorul se folosește numai pompa centrifugă 17, se închide vana 3 și se deschide vana 16 și cea a pompei. Lichidul este aspirat din cisternă prin filtrul 18 și apoi prin conducta 19 trece în aspersorul 13.

Când cisterna se utilizează la transportul altor lichide, de exemplu la alimentarea mașinilor de combatere, se montează un furtun cu ventil acționat manual la pompa centrifugă. Pompa centrifugă se pune în funcțiune având grijă ca vana spre aspersor să fie închisă, iar vana 7 de comunicare cu aerul să fie deschisă. Descărcarea în bazine se poate face și direct prin racordul 4.



Remorca cisternă

Caracteristicile tehnice principale:

Lățimea de împrăștiere cu ajutorul cu deflector, 14-15m;

Lățimea de împrăștiere cu aspersorul, 23-26m;

Capacitatea de umplere a cisternei, 3500l;

Turația pompei de vacuum, 1540rot/min;

Turația pompei centrifugare, în 3200rot/min;

Masa remorcii, 2115kg.

Pregătirea pentru lucru și reglare.

Remorca- cisternă nu necesită reglaje funcționale. Norma de lichid depinde de viteza de deplasare a mașinii pe câmp care va fi de maximum 8,5km/h.

Cisterna se utilizează, în general, în tot timpul anului. Periodic trebuie să se verifice starea tehnică, să se curețe filtrul de impurități și să se asigure ungerea corespunzătoare a pompei de vacuum, a multiplicatorului de ture și a pompei centrifugale.

2. MECANIZAREA LUCRĂRIILOR DE ADMINISTRARE A ÎNGRĂȘĂMINTELOR LICHIDE O DATĂ CU APA DE IRIGAT

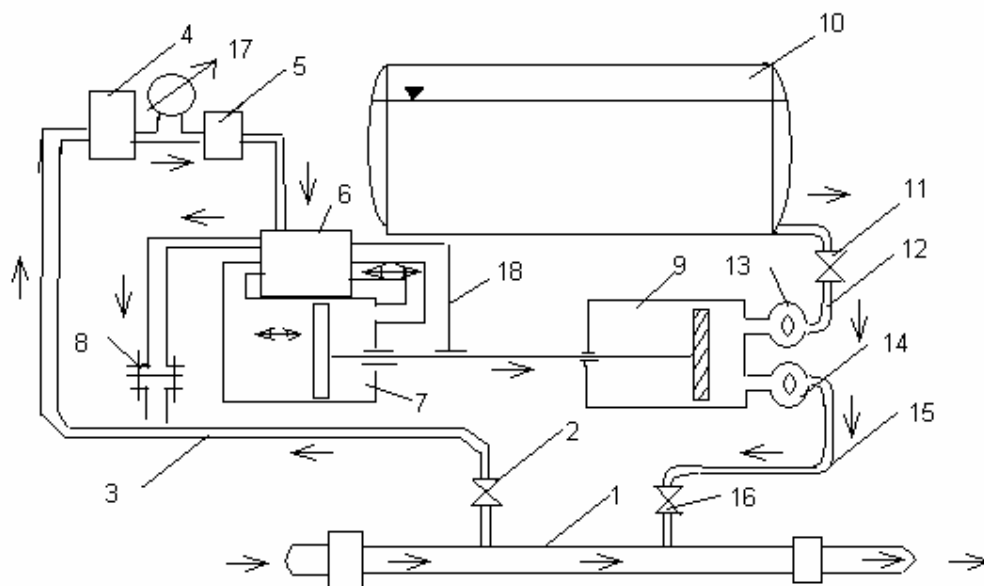
O nouă formă de administrare a îngrășămintelor lichide care prezintă un interes crescând este aceea de introducere a îngrășămintelor în cantități bine stabilite, în apa de irigație.

Se folosesc pentru această operație o mare varietate de dispozitive, care se racordează la conductele instalațiilor de irigație prin aspersiune, la pompele grupurilor de pompare sau sunt în legătură cu canalele prin care apa este condusă către parcelele ce irigă prin inundare.

Cele mai multe dispozitive se racordează la conductele instalațiilor de irigație, unele dintre ele fiind prevăzute cu pompe acționate de motor electric, termic, hidraulic sau pneumatic.

Dintre acestea cel mai apreciat este dispozitivul cu pompă acționată cu motor hidraulic, care utilizează energia apei cu precizie ridicată.

2.1. Dispozitivul cu pompă acționată hidraulic, care se compune dintr-o pompă cu piston cu simplu efect. Motorul hidraulic este cu sertărașe. Pistonul pompei este montat pe o tijă comună cu pistonul motorului hidraulic, având diametrul mai mic decât acesta. În acest mod, pompa poate crea o presiune mai mare decât cea din conducta de irigație, injectarea îngrășămintelor în interiorul acesteia din urmă fiind posibilă, indiferent de presiunea apei.



Schema de principiu a instalației de dozare a îngrășămintelor lichide în apa de irigație prin aspersiune, prevăzută cu pompă acționată cu motor hidraulic: 1 - conductă de evacuare; 2, 11, 16 - robinete; 3, 12, 15 - conducte; 4 - filtru; 5 - contor de debit; 6 - distribuitor; 7 - motor hidraulic; 8 - duză; 9 - pompă; 10 - rezervor; 13, 14 - supape de sens; 17 - manometru; 18 - tijă de comandă.

Debitul pompei este variabil, în funcție de presiunea din rețeaua de irigație și în acest fel raportul dintre îngrășământ și apă se menține totdeauna constant. Când se oprește apa în conductă, se oprește automat și motorul hidraulic, implicit și pompa pentru îngrășămintele lichide.

Dispozitivul se montează în cele mai multe cazuri pe cisterna cu care se transportă îngrășămintele și se racordează prin furtunuri din material plastic la conducta principală a instalației.

O parte din apa sub presiune din conducta principală 1 trece prin robinetul 2 în conducta 3 de unde ajunge la filtru 4.

Apa filtrată trece prin contorul de debit 5 și apoi prin intermediul sertărașului 6 este distribuită alternativ într-o parte și în cealaltă a pistonului motorului hidraulic 7. Apa care iese din motor trece printr-o conductă pe care se află duza 8 și se introduce la sursa de apă din care se alimentează instalația de irigație.

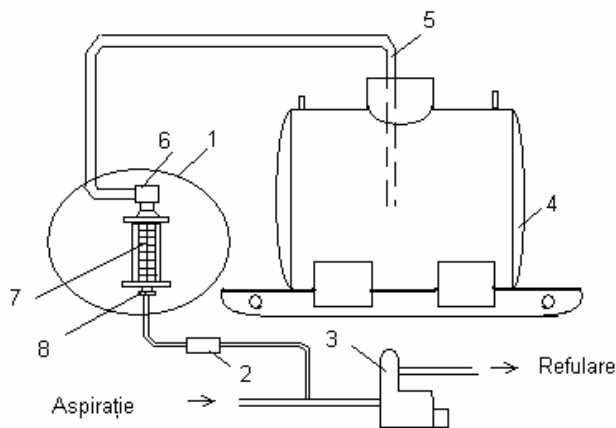
O dată cu deplasarea pistonului motorului hidraulic este pus în mișcare și pistonul pompei 9, tija lor fiind comună. Astfel, pompa aspiră îngrășământ lichid din rezervorul 10 prin robinetul 11, conducta 12 și supapa de admisie 13 și apoi îl refulează în conducta de irigație prin supapa 14, conducta 15 și robinetul 16.

Reglarea debitului de îngrășământ se face prin schimbarea duzei 8 de pe conducta de refluxare a motorului hidraulic, influențându-se prin aceasta numărul de curse active a pistonului pompei. Verificarea presiunii din conducta care aduce apa la motorul hidraulic se face cu manometru 17. În medie pentru că pompa să debiteze 1 l de îngrășământ, motorul hidraulic consumă 3,7 l apă din rețea.

2.2. Dispozitivul cu pompă acționată cu motor termic se compune dintr-un organ de dozare 1 cu duze și filtru, clapetă de modificare a secțiunii conductei de lichid 2 și pompă 3, de tip centrifugal. Legătură între organele dispozitivului și dispozitiv respectiv rezervorul 4 în care se află depozitate îngrășămintele, este asigurată cu tuburile 5 din material plastic transparent pentru a urmări funcționarea.

Elementul cel mai important al acestui dispozitiv este dozatorul care se compune dintr-un robinet 6, un filtru demontabil 7, montat într-un tub transparent și un racord 8 în interiorul căruia se află montată o duză. Duza poate fi schimbată în funcție de necesități.

Funcționarea dispozitivului: pompa aspiră apa prin conducta de aspirație la care este racordată și furtunul elementului de dozare. Datorită acestui fapt, îngrășământul din rezervor este antrenat și forțat să treacă prin filtru și duză, după care ajunge în pompă unde se face în mod practic amestecarea îngrășământului cu apa. Pompa trimite apoi apa cu îngrășământ, prin conducta de refulare către aspersoare.



Schema de principiu a instalației de dozare a îngrășămintelor lichide în apa de irigație prevăzută cu pompă acționată cu motor termic.

2.3. Dispozitivul de administrat îngrășămintele prin presiunea coloanei de apă din conducta principală de irigație se deosebește de cele prezentate prin faptul că nu are pompă și nu este acționat de motor. Principiul de funcționare este simplu, folosind pentru dozare presiunea apei din conducta principală de irigație.

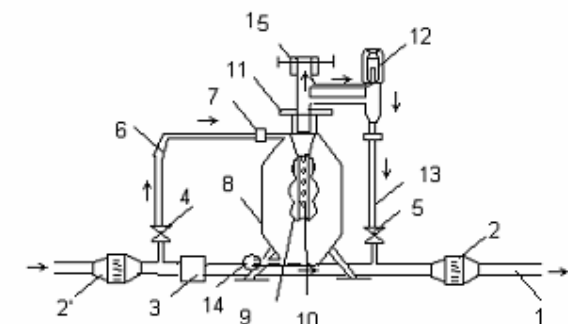
Acest dispozitiv permite introducerea îngrășămintelor lichide în apa de irigație din conducta sub presiune. Presiunea maximă de lucru este de 6 kgf/cm^2 . Dispozitivul este ușor de deplasat, fiind prevăzut cu un sistem de cuplare în trei puncte la ridicătorul hidraulic al traductorului.

Dispozitivul este format din conducta 1 prevăzută cu două cuplaje 2 prin care se racordează între două conducte transportabile ale ramurii principale de la instalația de irigat prin aspersiune. Conducta 1 are un obturator 3 care permite modificarea secțiunii și prin aceasta o cădere de presiune în conducta principală în spatele clapetei. Tot pe conducta dispozitivului sunt montați robinetii 4 (pentru admisia apei) și 5 (pentru refularea îngrășământului). Conducta este legată prin furtunul 6 prevăzut cu duza 7, cu rezervorul metallic 8, în interiorul căruia se află un sac din cauciuc 9 bine etanșat, iar în interiorul acestuia cu orificiile 10 se află în legătură cu orificiul de alimentare cu îngrășămintă 11. Orificiul de alimentare este legat cu o cameră de control 12, din material transparent și cu un furtun 13 de robinetul 5 prin care îngrășămintele ajung în conducta de irigație. În partea inferioară a rezervorului se află robinetul 14 care servește la evacuarea apei și aerisire.

La folosirea acestui dispozitiv se deosebesc două faze distincte și anume: umplerea cu îngrășământ a rezervorului și introducerea acestuia în conducta de irigație.

Pentru umplere se închid robinetele 4 și 5, se deschide robinetul 14 pentru aerisire și se demontează bușonul de umplere 15.

Se toarnă apoi 50 l îngrășământ lichid care pătrunde prin tubul cu orificii 10, în sacul din cauciuc 9. Sacul fiind elastic se dilată, împinge aerul afară și astfel ocupă tot spațiul din interiorul rezervorului. După aceasta se montează bușonul, se închide robinetul 14 și se deschid pe rând robinetul 5 și robinetul 4. Obturatorul 3 se așează în poziția corespunzătoare și în felul acesta o parte din apa ce trece prin conductă pătrunde prin furtunul 6 și duza 7 între peretele interior al rezervorului 8 și peretele exterior al sacului din cauciuc 9. Datorită presiunii pe care apa o exercită asupra sacului de cauciuc, îngrășământul lichid din interior este împins în sus prin tubul cu orificii, apoi prin camera de control, furtunul 13 și robinetul 5 în



Schema de principiu a instalației de dozare a îngrășămintelor lichide în apa de irigație, prin presiunea coloanei de apă din conducta principală

conducta de irigație în spatele obturatorului, unde presiunea este mai mică și permite îngrășământului să se scurgă mai departe. Amestecul dintre îngrășământ și apă se face în conductă până ajunge la aspersoare.

La o nouă alimentare a rezervorului trebuie să se închidă robinetele 4 și 5, să se deschidă robinetul 14 și să se scoată apoi bușonul de umplere 15. Reglajul diferitelor debite se face prin schimbarea celor opt duze cu care este prevăzut dispozitivul cât și prin modificarea obturatorului de pe conducta dispozitivului.

Astfel se pot obține debite ce pot fi cuprinse între 5 și 200 l/h, ceea ce face ca un rezervor să se poată goli într-un interval de timp cuprins între 10 și 15min.

2.4.Pompa dozatoare PD 1.2

În procesul de fertirigație, aplicarea îngrășămintelor se face direct cu apa de udare. Când apa va fi absorbită de rădăcinile plantelor, îngrășămintele existente în apa vor fi și asimilate odată cu apa de udare.

Echipamentul folosit pentru fertirigație se compune din instalația de udare și o pompă sau dispozitiv de injecție a soluției fertilizate în apa distribuită de instalație.

Fertirigația se aplică la culturile horticoale (legume, pomi, vița de vie, etc.) cu echipamente care au în dotare dispozitive de injecție hidraulice și instalații de udare prin picurare sau micro-aspersoare din care rezultă o producție foarte bună.

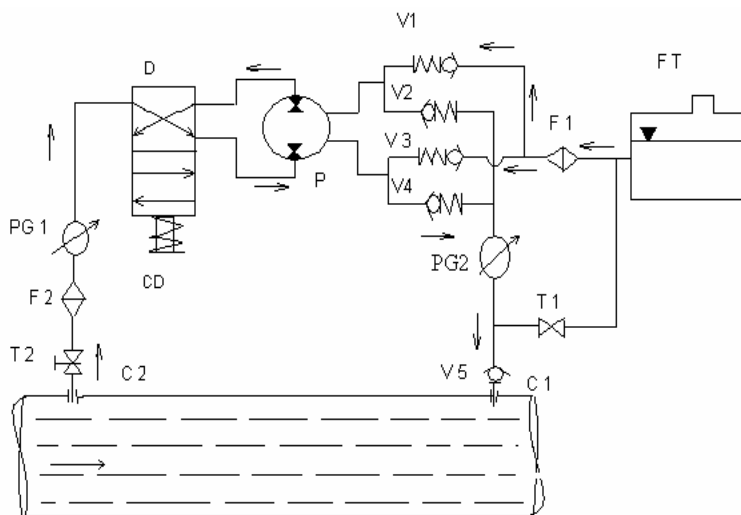
În cazul udării prin aspersiune, instalații de udare pot uda pozițional sau din mers iar îngrășămintele vor fi foliale. Aceasta ultima metoda de fertirigație se aplică la culturile de câmp (porumb, floarea soarelui, cartofi etc.) aflate în stadiu avansat de vegetație în faza de formare a fructului (atunci când utilajele mecanice nu pot administra îngrășămintele din cauza înălțimii plantelor).

În cadrul ICITID s-au realizat mai multe soluții constructive de dispozitive de injectat îngrășămintele, lucrarea referindu-se la pompa dozatoare PD-1,2 care a fost experimentată la Institutul de Cercetare și Inginerie Tehnologică pentru Irigații și Drenaje și la alte unități de cercetare cu profil hortic, pomicol, viță de vie, cartofi și legumicol.

Distribuitorul este de tip cu supape conice și are rolul dirijării circuitului apei în motorul hidraulic. Corpul pompei are rolul transformării energiei hidraulice a apei în energie hidraulică de injectare a soluției chimice.

Comanda distribuitorului este mecanică cu arc și pârghii și are rolul automatizării funcționării pompei, ce dirijează circuitul apei în motorul hidraulic. Se consideră ca zona de circulație a apei în pompă are rol de pompă propriu-zisă.

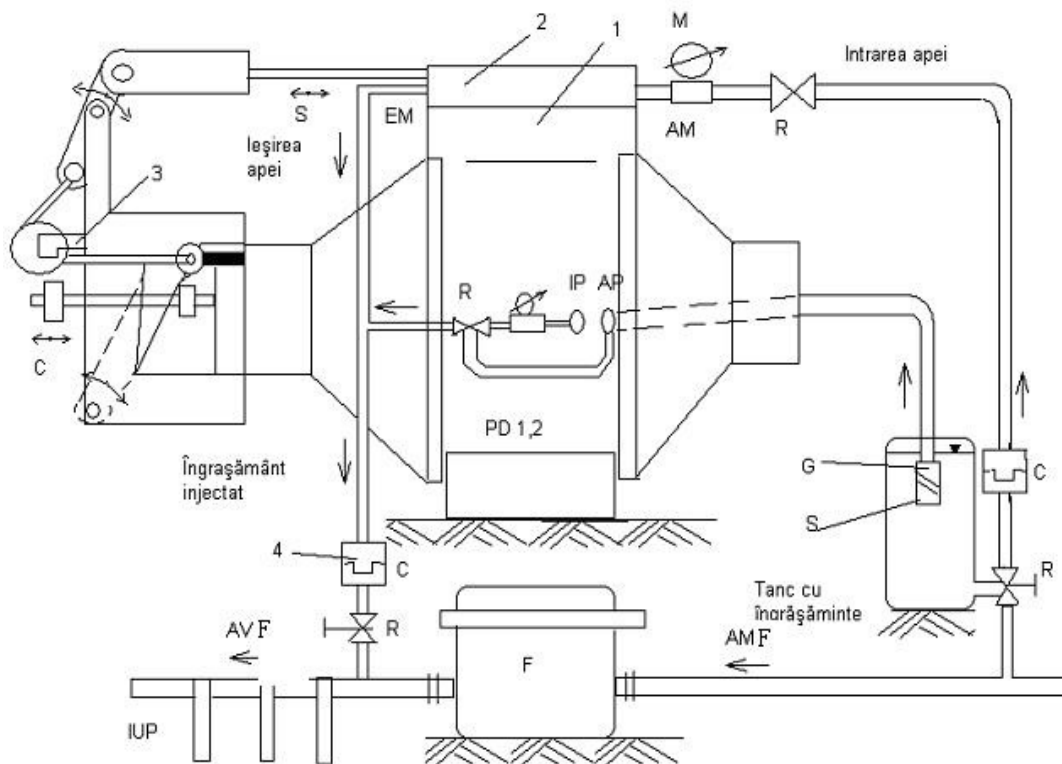
Dispozitivul de control și regularizare se compune din ștuțuri filetate sudate pe o conductă de alimentare a pompei, robinetii ce permit reglarea frecvenței și implicit a debitului injectat, manometre, supape de sens, furtunuri de legătură și recipiente de alimentare cu soluție primară (amestec concentrat îngrășământ- apă).



Schema hidraulică a pompei PD 1,2

C1, C2 - cuplaje, D - distribuitor; F1, F2 - filtre; FT - tanc cu îngrășămintă; CD - comanda distribuitorului; P - pompă; PG 1, PG2 - manometre; T1, T2 - robinetii; V1, V2, V3, V4, V5 - supape de sens unic.

Pompa dozatoare PD 1,2 se montează pe circuitul de alimentare cu apă a instalației de udare. Alimentarea pompei cu apă se realizează pe circuitul AM din figura următoare prin robinetul R, cuplajul rapid C, robinetul R' și manometrul M. Apa sub presiune ajunge la distribuitor iar de aici la corpul motorului. Evacuarea apei se realizează pe circuitul EM care poate fi liber sau sub joasă presiune pentru a fi recuperată (reintrodusă în circuitul instalației).



Schema instalației de irigație și a pompei dozatoare PD 1,2 : 1- motor, 2 - distribuitor, 3 - comanda distribuitorului, 4 - dispozitiv de comandă și control.

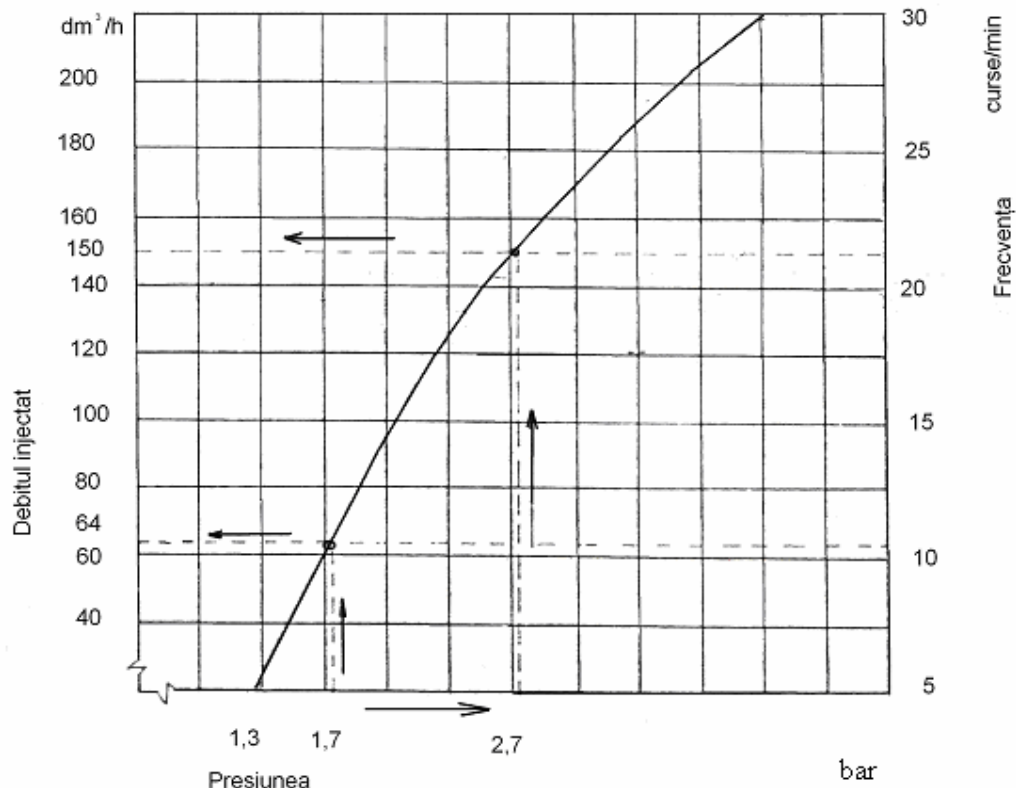
În acest moment axul cu pistonul execută o mișcare de translație antrenând cele două membrane și determinând absorbția îngrășământului pe circuitul AP în camera corpului central unde membrana se destinde, creând depresiunea necesară absorbției. În cealaltă cameră a corpului central, unde membrana se comprimă, se injectează îngrășământul absorbit în faza anterioară pe circuitul IP. După efectuarea cursei C a axului cu piston se acționează pârghia comenzii care acționează axul distribuitorului inversând circuitul apei în distribuitor și implicit circuitul îngrășământului.

Mișcarea tijei pompei dozatoare este ciclică, determinând injecția unui debit de îngrășământ constant iar variația acestuia la aceeași presiune se poate realiza prin modificarea frecvenței, cu ajutorul robinetului poziționat pe circuitul de alimentare AM sau cu robinetul poziționat pe circuitul de injecție al pompei IP.

Caracteristica pompei se prezintă mai jos, aceasta este realizată pe o instalație de udare prin picurare. Variația debitului pompei este în funcție de presiunea de lucru și frecvența ei. Acest lucru explică faptul că funcționarea pompei nu este dependentă de debitul instalației.

Principalele caracteristici ale pompei:

Aceasta este o pompă dublu volumică cu membrană;
Comanda distribuitorului este mecanică;
Comanda supapelor se face hidraulic;
Clapetă vermotel pentru stopit viața de vie;
Raportul volumic este de 2 volume de apă la un volum de îngrășământ;
Presiunea de lucru este de la 0,13 – 0,5MPa;
Debit injectat este de 40 – 220dm³/h;
Frecvența este de 5 – 30 curse/min;
Pierdere de presiune pe pompă de (0,03 – 0,05)*10⁻¹ MPa;
Masa de circa 11kg.



Soluțiile prezentate permit aplicarea îngrășămintelor lichide în diferite stadii de vegetație a plantelor, cu consumuri mărite de forțe de muncă și carbonați (în cazul mașinilor agricole ce distribuie îngrășăminte concentrate).

Pentru mărirea eficienței fertilizanților naturali cercetările vor urmări aplicarea îngrășămintelor lichide concomitent cu alte lucrări agricole (ex.: fertilizație) pentru plante cu talia mare, cu consum redus de energie și forță umană

Bibliografie

- [1] Buzea, I., Trandafir, St., Moteanu, Fl., *Mecanizarea lucrărilor de administrat îngrășăminte și amendamente*, Editura Agrosilvică, București 1968;
- [2] Moteanu, Fl., *Mașini noi pentru fertilizarea culturii agricole în timpul vegetației*, ICPA, Biblioteca Agricolă, București 1982;
- [3] Costache, N., Luca, G., *Mecanizarea lucrărilor de chimizare în agricultură*, Editura Cereș, București 1982;
- [4] Candelon, Ph., *Les machines agricoles*, Vol. I; *Materials de preparation et de fertilisation de sols*, Paris, Bailliere 1981;
- [5] Buzea, I., Lungu, Gr., *Mecanizarea aplicării îngrășămintelor*, Editura Ceres, București 1974;
- [6] Scripnic, V., Babiciu, P., *Mașini agricole*, Editura Ceres, București 1979;
- [7] Cod de Bune Practici Agricole – Ministerul Apelor și Protecției Mediului, București 2002;
- [8] Directiva Consiliului 91/676/EEC;
- [9] Ordinul nr.296/11.04.2006 al Ministerului Mediului și Gospodăririi Apelor;
- [10] Ordinul nr.216/13.04.2005 al Ministerului Agriculturii, Pădurilor și Dezvoltării Rurale;
- [11] Biolan, I. și colaboratorii – Pompa dozatoare, Brevet RO nr. 102 887.

TEHNICA DE COLECTARE, PRELUCRARE ECOLOGICA, STOCARE SI VALORIFICARE A INGRASAMINTELOR DE ORIGINE ANIMALA PENTRU PREVENIREA POLUarii MEDIULUI INCONJURATOR

Dr. Ing. Ilie BIOLAN*, dr. Ing. Gheorghe SOVAIALA, ing. Nicusor NICOLAE *,
ing. Alexandra VISAN**, ing. Carmen NECULA*,
dipl. Valentina TOMA*, ing. Florica MARDARE***

**ICITID Băneasa Giurgiu*

***INOE 2000 – IHP București*

Rezumat

În lucrare se prezintă stadiul actual al tehnicii de colectare, prelucrare, stocare și valorificare a îngrășămintelor organice de origine animală conform situației existente la complexele zootehnice, recomandărilor Directivei Consiliului 91 / 676 / EEC, Codului de Bune Practici Agricole și noutăților tehnice realizate de firme cu tradiție din Europa.

Lucrarea reprezintă un studiu documentar de analiză comparativă a soluțiilor tehnice existente, recomandate și ultimele cercetări din domeniu.

Abstract

This article is a study of the technology from our days regarding the collecting, processing, store and enhancement of the organic fertilizer from farms, in accordance with "Directive of the Committee 91/676 EEC", "Agreement of Good Agricultural Practice" and also with the new techniques of the greatest enterprises from Europe.

This paper is a documentary study that makes a comparative analysis of the present technical solutions that are able to meet the newest requirements in this field.

INTRODUCERE

Agricultura durabilă utilizează științific toate componentele tehnologice referitoare la lucrările solului, rotația culturilor, fertilizarea, irigarea, combaterea bolilor și dăunătorilor inclusiv prin metode biologice, la creșterea animalelor, stocarea, prelucrarea și utilizarea reziduurilor rezultate din activitățile agricole pentru realizarea unor producții ridicate și stabile.

Agricultura, alături de industrie poate deveni una din sursele importante de agenți poluanți cu impact negativ asupra calității mediului înconjurător. Printre agenții poluanți pot fi considerați: reziduurile zootehnice, nămolurile orășenești, nămolurile provenite de la procesarea sfeclei de zahăr, a inului și cânepei, a celulozei etc, care pot conține peste limitele maxime admisibile, metale grele, substanțe organo-clorurate din clasa HCH și DDT, triazine, compuși ai azotului și fosforului (nitrați și fosfați), dar și diferiți agenți patogeni.

Dintre consecințele nocive ale acestor substanțe se menționează: efectele cancerigene și mutagene, acumulare în verigile lanțului trofic, toxicitate mare etc, toate contribuind la perturbarea gravă a echilibrului natural. Nitrații pot genera nitriți care împreună cu fosfații ajung în apele de suprafață sau freatice și produc eutrofizarea acestora, care pot distruge fauna prin eliminarea oxigenului și formarea de compuși chimici nocivi.

Dezvoltarea durabilă reprezintă capacitatea omenirii de a asigura continuu cerințele generației prezente, dar fără a le compromite pe cele ale generației viitoare. În agricultură ca și în oricare ramură a economiei, nici un sistem nu poate fi considerat durabil dacă pentru fermier și societatea din care face parte nu este benefic, adică nu este viabil din punct de vedere economic. Aceasta constituie de fapt singura alternativă pe termen lung la criza mediului înconjurător generată de societatea umană.

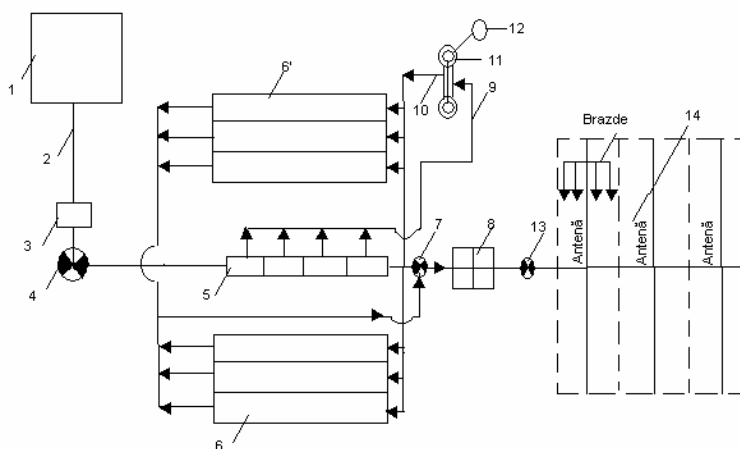
Producția animalieră se dezvoltă în gospodării individuale și în ferme de producție concentrate în zonele agricole de creștere a animalelor. Materialele organice reziduale sub formă solidă, lichidă sau semilichidă pot fi utilizate la fertilizarea terenurilor agricole.

Atunci când numărul animalelor este mai mare, cantitatea dejecțiilor depășește necesarul posibil de utilizat ca îngrășământ organic și de aceea trebuie stocate, prelucrate și valorificate.

1. TEHNICI DE STOCARE, EPURARE SI VALORIFICARE A APELOR UZATE EXISTENTE IN ROMANIA

Apele uzate brute de la fermele de porci reprezintă un amestec de fecale, urină, materiale de așternut și apă de spălare și nu pot fi distribuite pe terenurile agricole în această stare.

De aceea, se utilizează stația de epurare a fermei, obținându-se apă uzată decantată mecanic separată în cea mai mare măsură de fracțiunea solidă (nămolul). De la decantorul primar al stației de epurare, apa uzată este condusă într-un bazin de stocare conform schemei tehnologice prezentată mai jos.



Schema tehnologică privind valorificarea apelor uzate de la complexele de porcine

1- complexul de porci; 2 - conductă pentru ape uzate brute; 3 - câmin cu grătare și site; 4 - stație de pompare; 5 - decantor primar; 6 - platforme pentru deshidratare nămol; 7 - stație de pompare a apelor uzate decantate; 8 - bazin de stocare; 9 - zonă transport nămol nefermentat; 10 - zonă transport nămol fermentat; 11 - bazine de fermentare a nămolului; 12 - gazometru; 13 - stație de pompare pentru distribuția apelor uzate; 14 - amenajare pentru ape uzate.

Principalele operații realizate de stația de epurare sunt: pomparea primară, decantarea, deshidratarea nămolului, pomparea apelor uzate decantate, stocarea, fermentarea nămolului, pomparea și distribuția (valorificarea) apelor uzate. Schema tehnologică prezentată este complexă și prin aplicarea tehnologiei prezentate se produce poluarea mediului.

Principalele avantaje ale procesului tehnologic sunt următoarele:

- volumul necesar stocării, transportului și distribuției apei uzate este mărit;
- există pericolul poluării solului și a apei din cauza complexității stației de epurare și a concentrației mărite în nitrați, fosfați și metale grele a nămolurilor;
- poluează aerul din cauza fermentației aerobe ce se produce în bazinele de stocare;
- pierderi mari de azot în perioada stocării;
- mirosuri neplăcute în zona stației cât și în zonele învecinate;
- investiție mărită, consum de forță de muncă și multă energie.

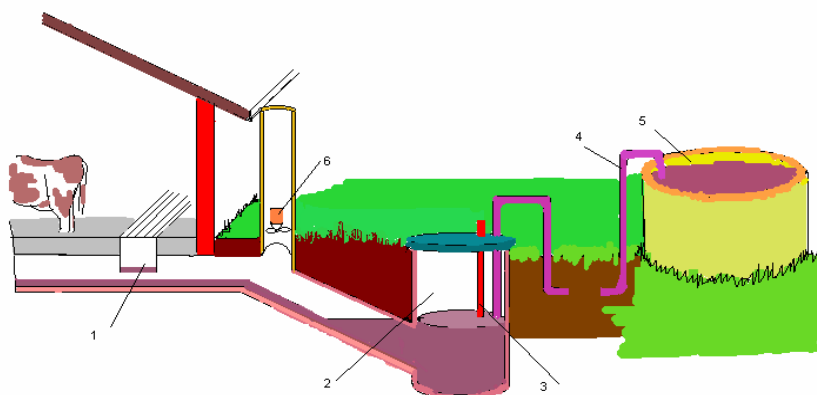
2. TEHNICA DE COLECTARE SI STOCARE A DEJECTIILOR LICHIDE CONFORM « CODULUI DE BUNE PRACTICI AGRICOLE »

« Codul de Bune Practici Agricole » a fost realizat conform Conținutului- Cadru din Anexa 3 a Hotărârii nr. 964 din 13.10.2000 privind aprobarea Planului de Acțiune pentru protecția apelor împotriva poluării cu nitrați proveniți din surse agricole. Directiva Consiliului 91/676/EEC privind protecția apelor împotriva poluării cu azotați proveniți din surse agricole, reprezintă una din cele mai solicitate directive pentru țările care doresc să adere la UE, deoarece implementarea sa necesită nu numai un program de acțiune ci și « Codul de Bune Practici Agricole ».

Conform « Codului de Bune Practici Agricole » depozitarea gunoiului de grajd este una din cele mai importante faze pentru îmbunătățirea și conservarea caracteristicilor pozitive. În același cod se mai specifică următoarele :

- la construcția depozitelor din bălegar solid se va avea în vedere ca acestea să aibă o bază din beton, să fie prevăzute cu pereți de sprijin și sistem de colectare a efluenților, în special a celor ce se produc în timpul ploilor ;
- platformele din beton trebuie hidroizolate la pardoseală, construite din beton și prevăzute cu pereți de sprijin înalți de 2 m, de asemenea hidroizolați și cu praguri de reținere a efluentului și canale de scurgere a acestuia către bazine de retenție ;
- platformele trebuie să aibă o capacitate suficientă de stocare, să aibă drumuri de acces și să nu fi amplasate pe terenuri situate în apropierea cursurilor de apă sau cu apă freatică la mică adâncime. De asemenea, trebuie amplasate la o distanță de cel puțin 50 m față de locuințe și sursele de apă potabilă ;
- gunoiul se păstrează în aceste platforme îndesat, acoperit cu un strat de pământ de 15-20 cm grosime ;
- pentru a se descompune, gunoiul trebuie să aibă o umiditate de 70-75%. Înainte de a fi acoperit cu pământ se udă cu must de gunoi, urină sau chiar cu apă pentru a-i asigura umiditatea necesară ;
- pentru a-i îmbunătăți compoziția și pentru a reduce pierderile de azot, este recomandabil ca pe măsura așezării în platformă să se presare peste el superfosfat în cantitate de 1-2% din masa gunoiului ;
- toți efluenții produși trebuie colectați în vederea stocării ;
- înălțimea de depozitare a gunoiului pe platformă nu trebuie să depășească 1,2 m, lățimea platformei nu trebuie să fie mai mare de 8 m iar lungimea este variabilă în funcție de cantitate de gunoi rezultată ;
- fundul platformei trebuie să aibă o înclinare de cca 2-3% spre una din marginile platformei unde se amplasează un bazin de colectare a mustului de gunoi rezultat în timpul fermentării ;
- bazinul de colectare trebuie astfel poziționat atunci când este plin, partea de sus a lichidului să fie la cel puțin 0,7-1 m sub punctul cel mai de jos al platformei ;
- bazinul de colectare trebuie să aibă un volum de 4-5 m³ pentru 100 t gunoi proaspăt.

Un exemplu de sistem pentru eliminarea dejecțiilor lichide este prezentat mai jos :



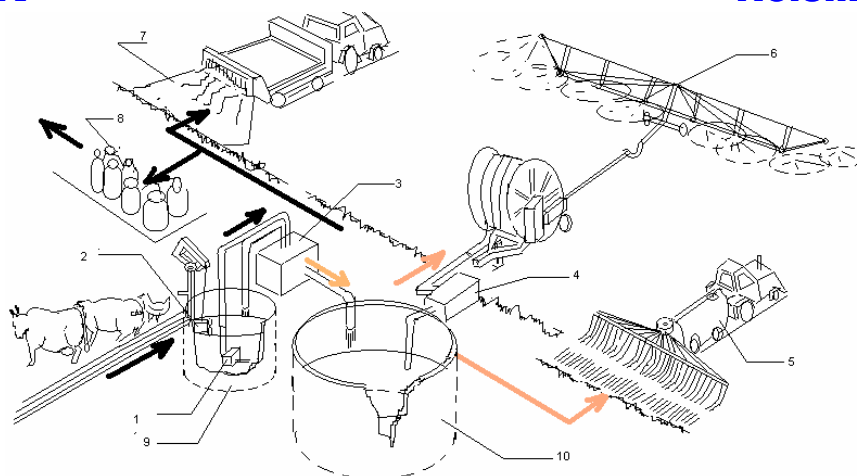
Schemă pentru eliminarea dejecțiilor lichide (preluată după Codul de Bune Practici Agricole): 1 - canal pentru scurgerea dejecțiilor lichide; 2 - fosă pentru stocarea intermediară a dejecțiilor lichide; 3 - pompă; 4 - conducte; 5 - rezervor pentru stocarea dejecțiilor lichide; 6 - ventilație.

3. TEHNICI DE PRELUCRARE ECOLOGICA, STOCARE SI VALORIFICARE A INGRASAMINTELOR DE ORIGINE ANIMALA

Cercetările efectuate după anii 1990 de diverse firme din UE au urmărit prevenirea poluării cu îngrășăminte de origine animală prin adoptarea de tehnici mai simple și reducerea concentrațiilor de substanțe nutritive.

Principalele operații efectuate în cadrul acestor tehnici sunt : omogenizarea, separarea, pomparea și distribuția substanțelor nutritive conținute în dejecțiile animale.

Schema unei astfel de tehnici este prezentată mai jos și constă în colectarea gravitațională a îngrășămintelor organice semifluide într-un bazin (hosă), mixarea (agitarea) soluției, pomparea dejecțiilor într-un separator, stocarea componentei lichide într-un bioreactor iar a componentei solide pe o platformă, pomparea în vederea valorificării (distribuirii) cu echipamente ce pot împrăști uniform fie componenta lichidă sau componenta solidă.



Schemă temă tehnologică de mixare, separare și de distribuție a îngrășămintelor organice: 1 - pompă; 2 - mixer (agitator); 3 - separator; 4 - stație de pompare; 5 - cisternă echipată cu furtune; 6 - instalație cu tambur și rampă; 7 - mașină de administrat gunoi de grajd; 8 - componentă solidă a îngrășământului; 9 - bacin de colectare (hosă); 10 - recipient bioreactor.

Principalele avantaje rezultate prin folosirea unor astfel de tehnici sunt următoarele:

- se reduce volumul total de stocare și transport cu 15-30% ;
- componenta lichidă nu se sedimentează și nu este necesar amestecul înainte de distribuția (valorificarea) ;
- pierdere mică de substanțe nutritive (NH_3 , CH_4 , N_2O) pe perioada stocării și distribuției datorită suprafeței reduse de contact cu aerul la recipientul bioreactor și la echipamentul de împrăștiat îngrășămintele ;
- reducerea mirosurilor neplăcute în mediu ;
- posibilitatea urmăririi compoziției chimice în vederea determinării perioadei optime de împrăștiere ;
- concentrație mică de substanțe nutritive la hectar în comparație cu împrăștierea dejecțiilor netratate ;
- o infiltrare mai bună în sol și o mai mică aderență la plante, ceea ce asigură o absorbție rapidă și o vătămare redusă a plantelor ;
- perioada de distribuție este mai mare pentru că se poate distribui și prin aspersiune și brazde ;
- sistemul de distribuție este simplu și cu costuri reduse ;
- nivel redus de energie necesară la pompare și distribuție ;
- nivel redus de infestare cu conținut de semințe din furajele animalelor ;
- componenta solului este cu miros redus, depozitabilă și nu poluează solul ;
- fracțiunea solidă utilizată ca fertilizant, îmbunătățește structura solului și crește conținutul de humus din sol ;
- partea solidă este ușor de depozitat, transportat și bună de distribuit.

Separarea componentelor solidă și lichidă se poate realiza înainte sau după recipientul bioreactor în funcție de cum se dorește tratarea biologică a dejecțiilor.

Cercetările vor continua pentru alegerea soluțiilor constructive optime și verificarea parametrilor tehnici realizați în funcție de cerințele impuse.

De asemenea, vor trebui analizate și soluțiile tehnice de obținere a biogazului din bioreactor în situația când se dorește acest lucru.

Bibliografie

- [1] Eugen CAZACU și colab., *Irigații*, Edit. Ceres, București, 1989
- [2] Ion NITU și colab., *Lucrările agropedoameliorativei*, Edit. AGRIS – Redacția Revistelor agricole, București, 2000
- [3] Valentin SCRIPNIC, *Mașini agricole*, Edit. Ceres, București, 1979
- [4] Prospect BAUER, *Separatorul de dejecții S – 650*
- [5] Prospect Fan Separator, *Fan Technology in Biogas Plants*
- [6] Directiva Consiliului 91 / 676 / EEC
- [7] Codul de Bune Practici Agricole

MODERNIZARI SI PRODUSE NOI, TRANSFER TEHNOLOGIC

	Pag.
1 ECHIPAMENT HIDRAULIC FLEXIBIL SI PROCEDURA DE REPUNERE PE SINE A TRAMVAIELOR DERAIAE Constantin CHIRITA	244-251
2 CONSIDERATII ASUPRA APLICARII UNUI DEMERS INOVATIV AL INGINERIEI VALORII” DE CORECTIE” PENTRU PERFECTIONAREA PRODUSULUI – ECHIPAMENT HIDRAULIC FLEXIBIL DE FORTA 700 [BAR] PENTRU PRELUCRARI MECANICE, DEFORMARE PLASTICA SI VULCANIZARE, DESTINAT ATELIERELOR IMM Constantin CHIRITA , Boris PLEHTEANU	252-256
3 TEMPERATURE CALIBRATOR WITH TEC MODULE Dumitru VLAD, Tudor – Dragos GUTA, Constantin PETRE	257-263
4 ECHIPAMENTE HIDRAULICE FLEXIBILE DE INALTA PRESIUNE, 70 [MPa] SI TEHNOLOGII DE RIDICARE A PODURILOR Constantin CHIRITA, Corneliu-Constantin DUCA	264-269
5 APLICATII TEHNOLOGICE ALE ECHIPAMENTELOR HIDRAULICE FLEXIBILE DE PRETENSIONAT ARMATURI DIN STRUCTURI DE BETON PRECOMPRIMAT Constantin CHIRITA Mitica MANEA	270-275
6 STRUCTURA SI CINEMATICA ACTIONARII HIDRAULICE A DISPOZITIVELOR DE PRETENSIONARE/RELAXARE A STUCTURILOR DIN BETON SAU A CABLURILOR DE ANCORARE Constantin CHIRITA Mitica MANEA	276-281
7 REGULATOARE AUTOMATE DE VITEZA (RAV) PENTRU TURBINE HIDRAULICE DE PUTERE MICA (0,1 – 10MW) Adrian ILIESCU, Marian BLEJAN	282-286
8 REALIZARE SISTEM PENTRU CONTROLUL SERVICIILOR DE ACCES IN SPATIILE PUBLICE SAU PRIVATE Niculae MIHAI, Iulian DUTU	287-294
9 SOLUTII MODERNE DE ACCESIBILIZARE CU ACTIONARE HIDRAULICA Ioan LEPADATU, Corneliu CRISTESCU, Catalin DUMITRESCU, Liliana DUMITRESCU	295-299
10 STAND INFORMATIZAT PENTRU INCERCAREA APARATURII HIDRAULICE LA PRESIUNI FOARTE INALTE Ioan LEPADATU, Isaiea ZAHARIA, Catalin DUMITRESCU, Petrica KREVEY, Iulian DUTU, Liliana DUMITRESCU	300-306
11 SISTEM DE FRANARE CU TRANSMISIE HIDRAULICA PENTRU MIJLOACELE DE TRANSPORT DIN AGRICULTURA Radu CIUPERCA, Lucretia POPA, Iosif COJOCARU, Ancuta NEDELCU	307-309
12 HOTA MICROBIOLOGICA CU FLUX LAMINAR VERTICAL, CLASA II A Cecilia ROMAN, Gabriela PITL, Puskas FERENC, Sergiu CADAR	310-314
13 CAPTAREA SI UTILIZAREA ENERGIEI SOLARE Gabriel RADULESCU, Teodor-Costinel POPESCU, Adrian MIREA, Florin ANDREI, Alina Iolanda POPESCU	315-319
14 APARAT PORTABIL PENTRU ZONE CU PERICOL DE EXPLOZIE Ludovic FERENCZI, Sergiu CADAR, Simona COSTIUG, Gabriela PITL, Emil CORDOS	320-326

ECHIPAMENT HIDRAULIC FLEXIBIL ȘI PROCEDURĂ DE REPUNERE PE ȘINE A TRAMVAIELOR DERAIATE

Conf. dr. ing. CHIRIȚĂ CONSTANTIN*

* Conf. dr. ing., Director al Departamentului de Ingineria Sistemelor de Acționări Hidraulice și Pneumatice, Centru de excelență în cercetare, Catedra Mașini-Unelte și Scule, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, titular al disciplinei Hidraulica Mașinilor-Unelte

Rezumat:

Cu echipamentul hidraulic flexibil prezentat se realizează repunerea pe șine a tramvaielor deraiate conform următoarei proceduri de lucru: fixarea convenabilă a unui set de dispozitive de prindere, ridicarea tramvaiului cu cricuri hidraulice, așezarea roților pe sănii demontabile, reașezarea tramvaiului pe șine cu dispozitive hidraulice de tracțiune.

Key words: rerailling equipment, equipment to lift and reraill, equipment for uprighting and pulling rail cars

1. INTRODUCERE

În localitățile din țară unde transportul public de călători se realizează cu tramvaie, din diverse motive, deraierile reprezintă evenimente frecvente. Datorită specificului căii de rulare, a tipului de tramvai și nu în ultimul rând a modului de deraiere, repunerea tramvaielor deraiate pe șine se constituie într-un proces anevoios, consumator de resurse umane și timp.

Echipamentul pentru repunerea tramvaielor pe șine trebuie să răspundă următoarelor cerințe:

- să realizeze un timp de repunere cât mai scurt;
- să fie deservit cu minimum de personal;
- să fie simplu, ușor de manipulat, instalat și operat;
- să corespundă normelor de securitate;
- să răspundă unor situații diverse din teren;
- să fie suficient de puternic;
- să fie portabil.

Studiul de caz efectuat în cadrul DISAHP a relevat faptul că în prezent repunerea pe șine se realizează cu echipament hidraulic specializat sau cu mijloace rudimentare, asupra cărora nu insistăm. Echipamentele specializate, produse de firme consacrate, constau în cricuri hidraulice, dispozitive de susținere - transfer și unități hidraulice de acționare și control. Aceste echipamente sunt costisitoare, dificil de instalat și nu răspund decât unor situații bine definite din teren.

Venind în sprijinul regiilor de transport în comun care au în dotare tramvaie de tipul V3A, DISAHP a conceput o procedură de lucru și echipamentele corespunzătoare necesare repunerii pe șine a tramvaielor deraiate folosind dispozitive de agățare și sănii de transfer demontabile.

În concepția DISAHP repunerea pe șine constă în parcurgerea următoarelor etape (figura 1):

- a) montarea unui set de dispozitive de agățare pe tramvai, montarea bilaterală a două cricuri hidraulice pe dispozitivele de agățare;
- b) ridicarea tramvaiului, introducerea a două sănii demontabile sub roțile tramvaiului;
- c) coborârea tramvaiului, poziționarea roților boghiului în locașurile săniilor, montarea aparatele hidraulice de tragere în locații convenabile;
- d) tragerea săniilor până la poziționarea roților peste șine, desfacerea săniilor și scoaterea acestora de sub tramvai, demontarea celorlalte echipamente folosite pentru repunere.

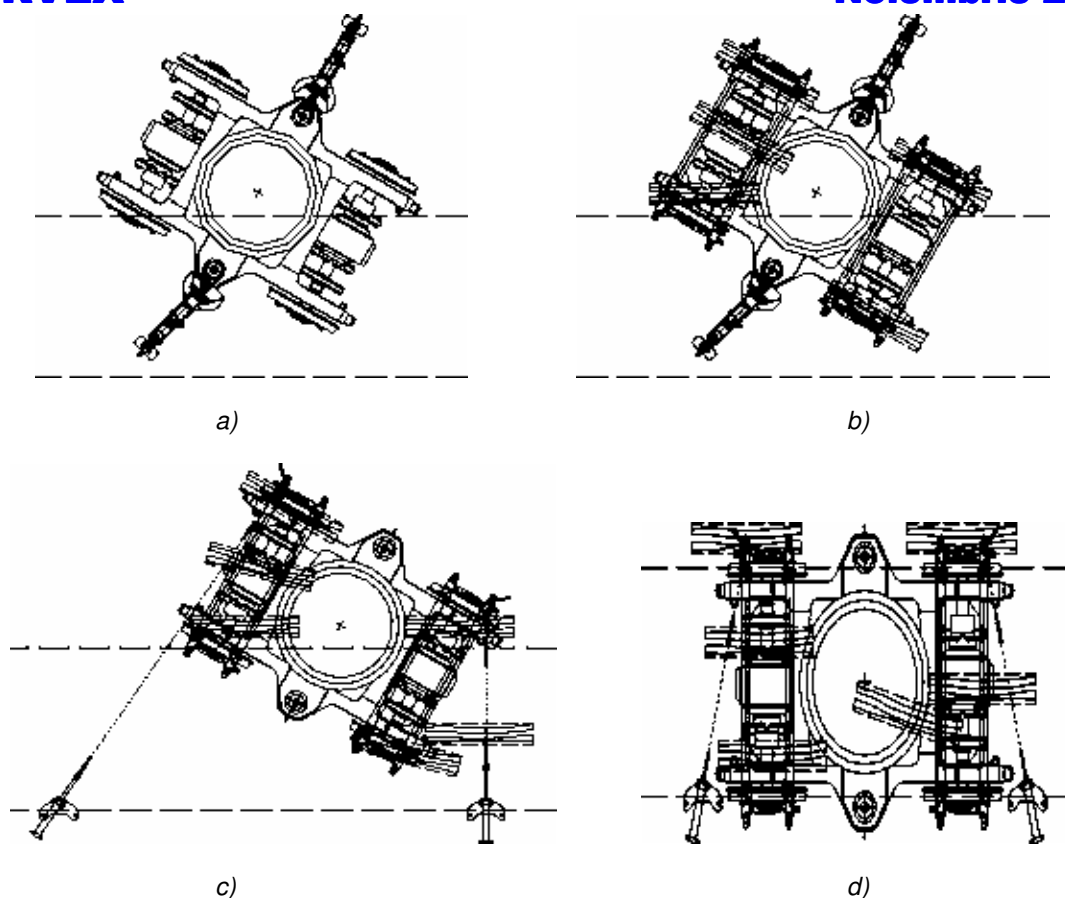


Figura 1 – Etape de lucru

2. STRUCTURA ECHIPAMENTULUI FLEXIBIL DE REPUNERE PE ȘINE A TRAMVAIELOR DERAIAȚE

Tabelul 1 prezintă structura echipamentului folosit pentru repunerea pe șine a tramvaielor deraiate.

Tabelul 1 – Structură echipament flexibil

Nr. crt	Denumire echipament flexibil	Bucăți	Referință
1	Cric hidraulic (din comerț)	2	Figura 2
2	Dispozitiv de agățare cupeu	2	Figura 3
3	Dispozitiv de agățare boghiu, reglabil	2	Figura 4
4	Dispozitiv de agățare boghiu, tip furcă	2	Figura 5
5	Dispozitiv de agățare boghiu, tip ancoră	2	Figura 6
6	Dispozitiv de agățare roată	2	Figura 7
7	Sanie de transfer	2	Figura 8
8	Aparat de tragere hidraulic:	2	Figura 9
9	Unitate de acționare hidraulică 700 bar, cu motor termic (din comerț)	1	Figura 10

2.1. Cric hidraulic (fig. 2)

- se folosește la ridicarea tramvaiului deraiat la nivelul necesar introducerii săniilor de transfer sub roțile acestuia;
- ridicarea se poate face cu fixare pe osie, boghiu sau cupeu.

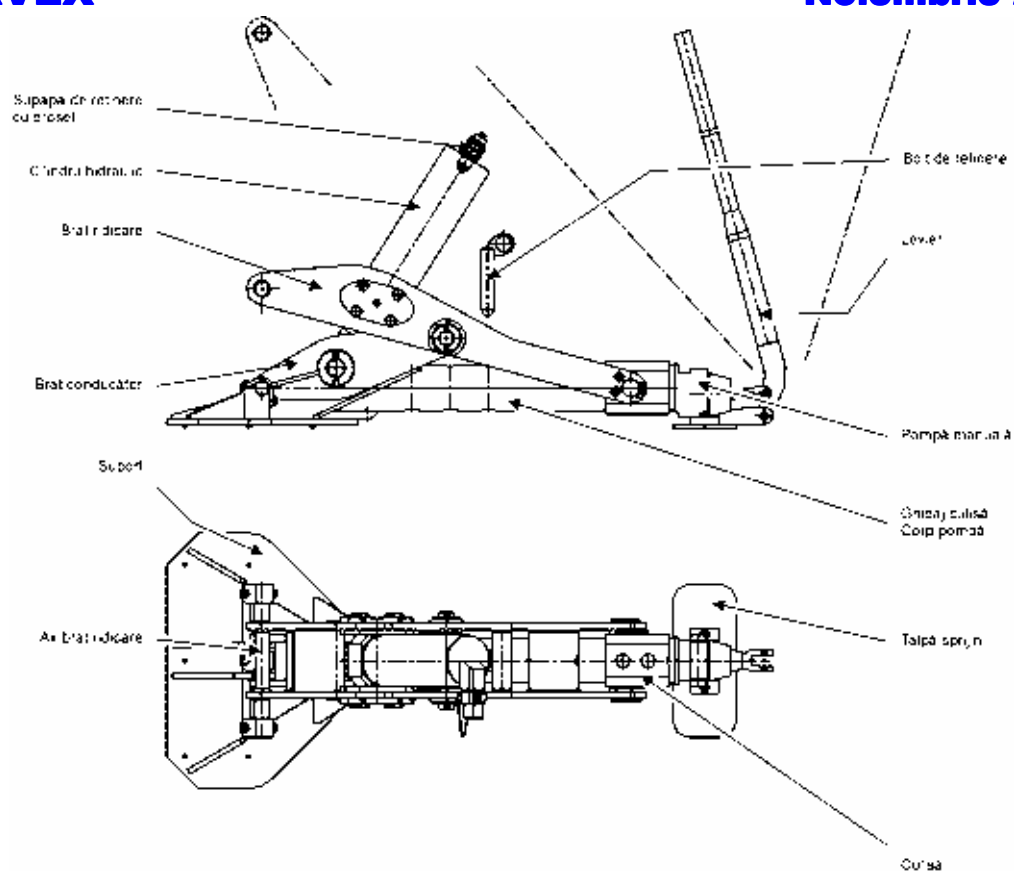


Figura 2 - Cric hidraulic

2.2. Dispozitiv de agățare cupeu (fig. 3)

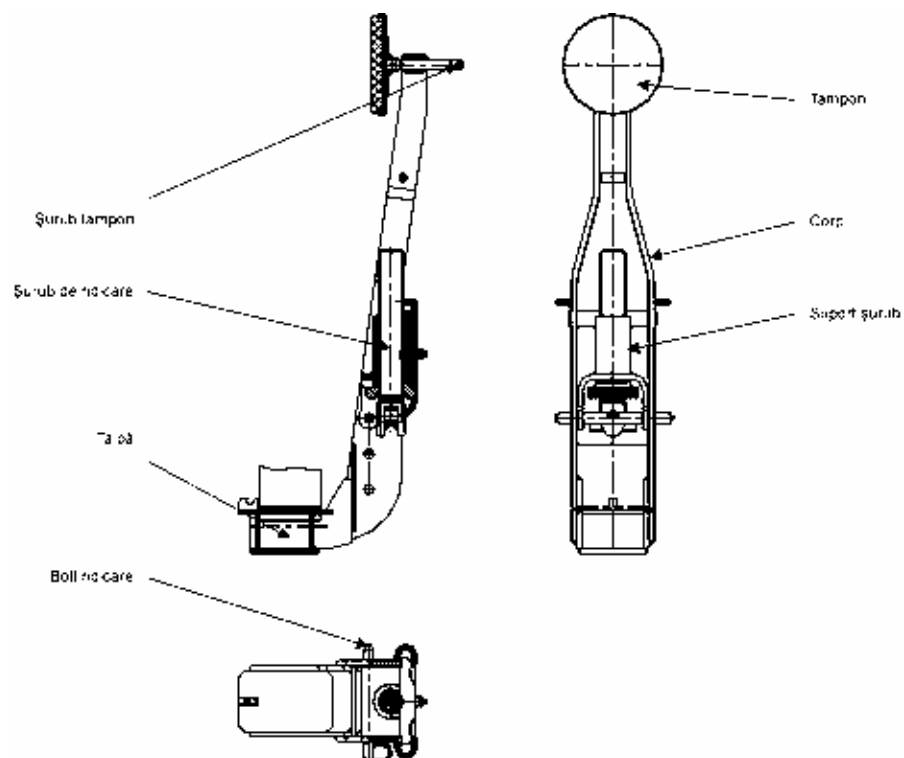


Figura 3 - Dispozitiv de agățare cupeu

- se folosește pentru a ridica tramvaiul deraiat de elementele ranforsate ale caroseriei;
- face posibilă ridicarea simultană a ambelor osii ale boghiului;
- se montează în lateral pe cupeul tramvaiului;
- pentru micșorarea cursei cricului hidraulic:
 - se reglează corespunzător poziția corpului față de talpă și se fixează cu bolțul de ridicare;
 - se reglează convenabil poziția șurubului de ridicare pentru a asigura contactul capului special profilat cu axul brațului de ridicare.

2.3. Dispozitiv de agățare boghiu, reglabil (fig. 4)

- se folosește pentru a ridica boghiul tramvaiul deraiat;
- se aplică în zona suspensiei și face posibilă ridicarea simultană a ambelor osii ale boghiului;
- pentru micșorarea cursei cricului hidraulic se reglează convenabil poziția șurubului de ridicare pentru a asigura contactul capului special profilat cu axul brațului de ridicare.

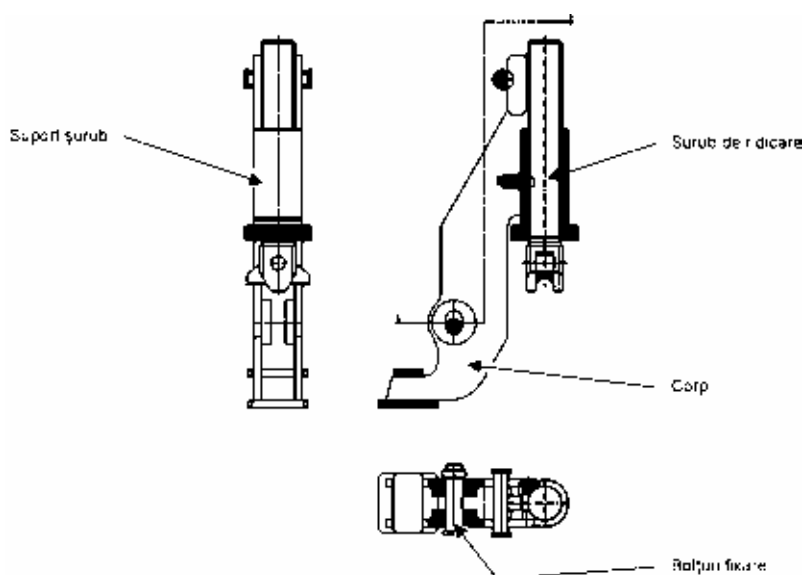


Figura 4 - Dispozitiv de agățare boghiu, reglabil

2.4. Dispozitiv de agățare boghiu, tip furcă (fig. 5)

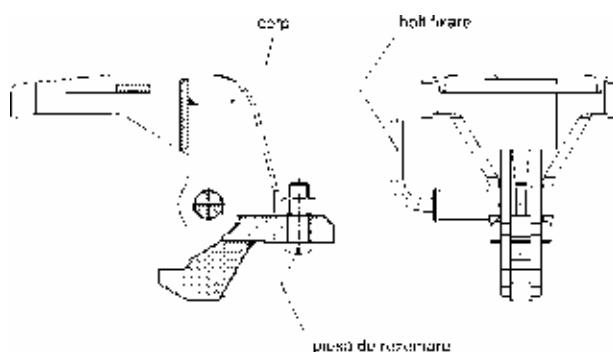


Figura 5 - Dispozitiv de agățare boghiu, tip furcă

- se folosește pentru a ridica boghiul tramvaiul deraiat;
- se aplică în zona suspensiei și face posibilă ridicarea simultană a ambelor osii ale boghiului.

2.5. Dispozitiv de agățare boghiu, tip ancoră (fig. 6)

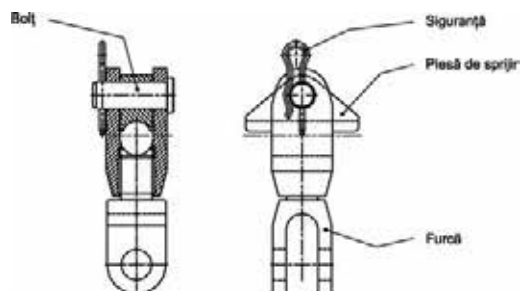


Figura 6 - Dispozitiv de agățare boghiu, tip ancoră

- se folosește pentru a ridica boghiul tramvaiului deraiat;
- se aplică în zona suspensiei și face posibilă ridicarea simultană a ambelor osii ale boghiului;
- dispozitivul se montează cu piesa de sprijin pe axul brațului de ridicare al cricului hidraulic.

2.6. Dispozitiv de agățare roată (fig. 7)

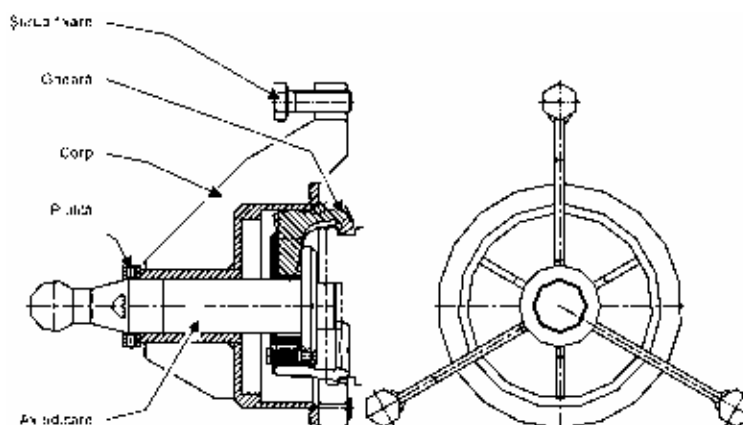


Figura 7 - Dispozitiv de agățare roată

- se aplică pe roțile tramvaiului și face posibilă ridicarea succesivă a ambelor osii ale boghiului.

2.7. Sanie de transfer (fig. 8)

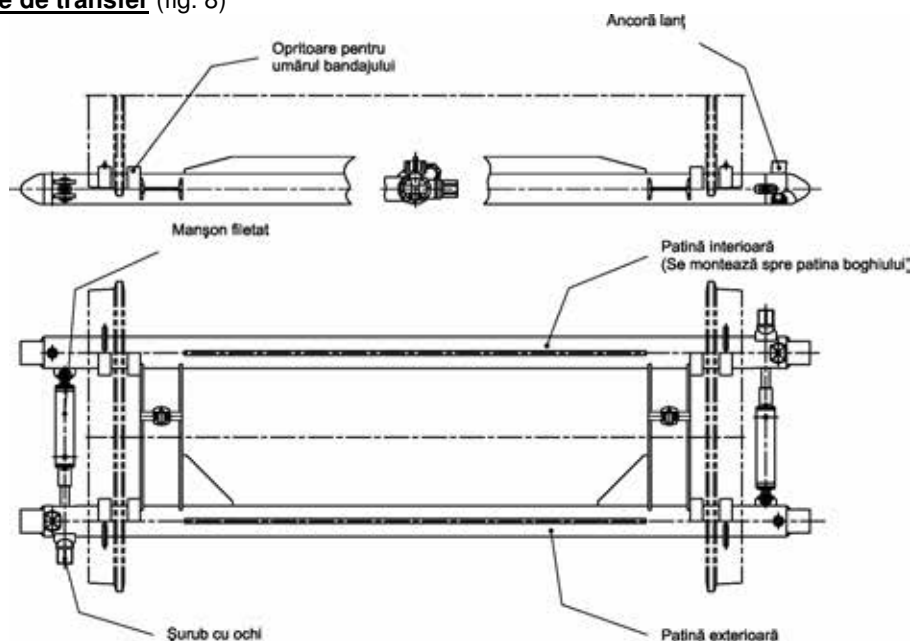


Figura 8 - Sanie de transfer

- se folosește ca suport pentru roți în vederea deplasării și rotirii boghiului;
- se introduce sub roțile boghiului după ridicarea acestuia;
- se poziționează astfel încât umărul bandajului roții să se așeze între opritoarele corespunzătoare de pe fiecare capăt al saniei;
- după deplasarea boghiului deasupra șinelor se realizează așezarea roților pe șine prin depărtarea, controlată prin șuruburi, a patinelor;
- evacuarea fiecărei sănii de transfer se realizează după demontarea celor două patine, cu ajutorul șuruburilor.

2.8. Aparat de tragere hidraulic (fig. 9)

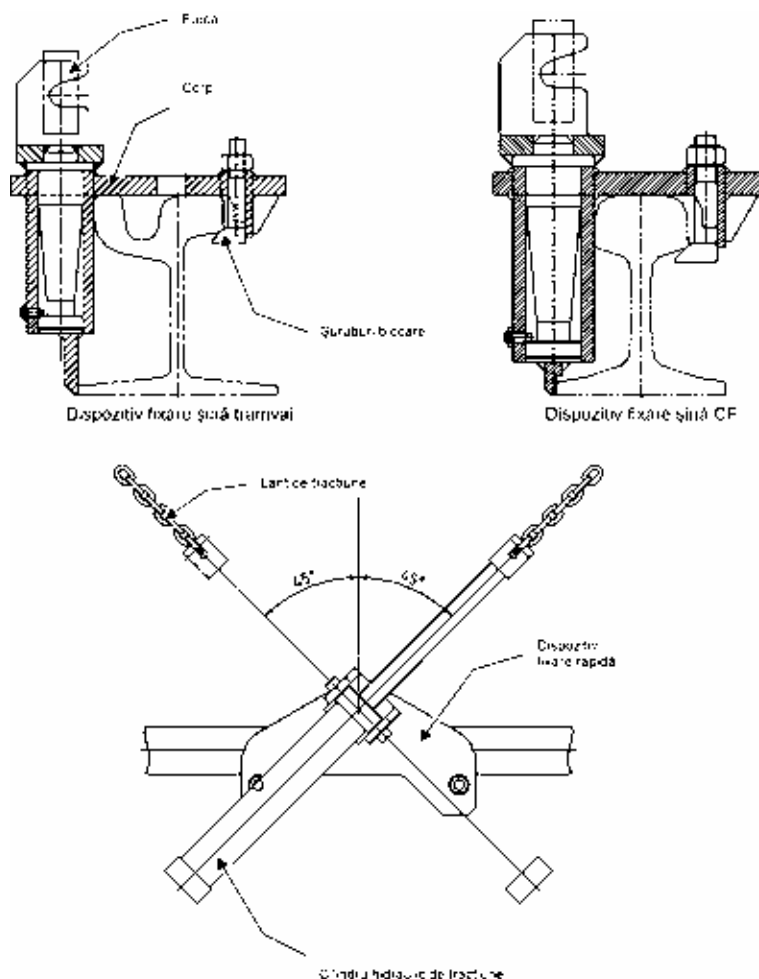


Figura 9 - Aparat de tragere hidraulic

- se utilizează pentru manevrarea săniilor de transfer;
- se montează dispozitivele de fixare rapidă pe șină (de tramvai sau CF după caz);
- se montează cilindrii hidraulici pe furcile dispozitivelor;
- se montează lanțurile de tracțiune pe capetele tijelor cilindrilor hidraulici, respectiv în ancorele săniilor de transfer;
- cilindrii hidraulici sunt comandați de către unitatea de acționare hidraulică cu motor termic, prin intermediul unui ramificator hidraulic și a unui robinet.

2.9. Unitate de acționare hidraulică 700 bar, cu motor termic (fig. 10)

- se utilizează pentru acționarea cilindrilor hidraulici ai aparatelor de tragere.
- este echipată cu ramificator hidraulic, robinete de manevră și seturi de furtune hidraulice cu cuple rapide.

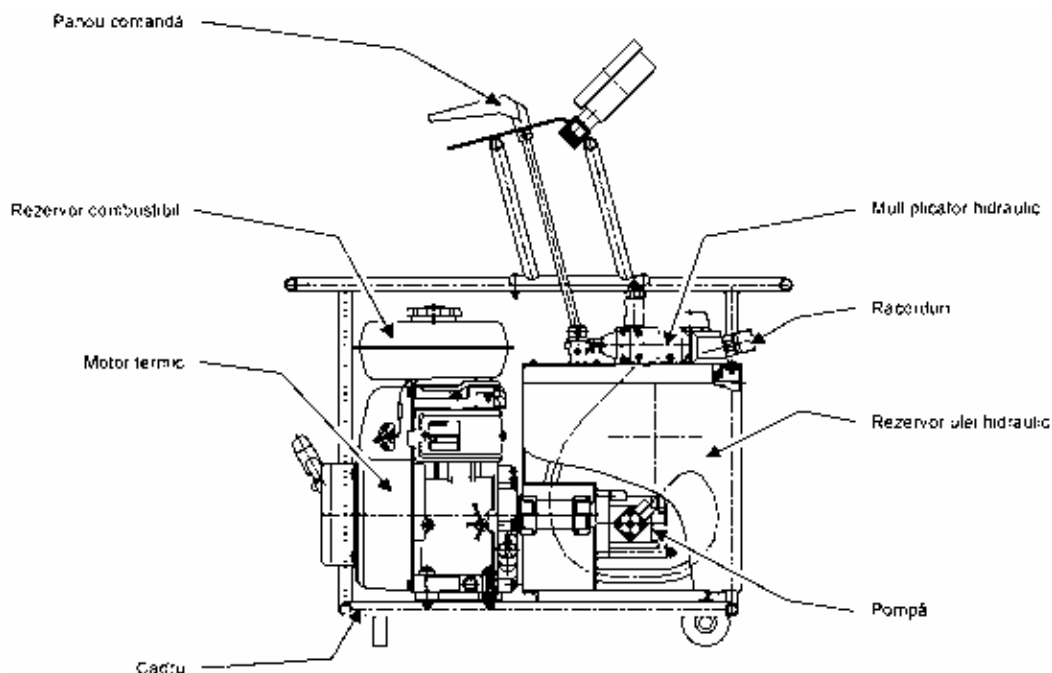


Figura 10 - Unitate de acționare hidraulică 700 bar, cu motor termic

3. PROCEDURA DE REPUNERE PE ȘINE A TRAMVAIELOR DERAIAȚE

Pentru repunerea pe șine a tramvaielor deraiate se parcurg următoarele etape:

- Funcție de modalitatea de poziționare a tramvaiului deraiat, se fixează unul din seturile de dispozitive de agățare, potrivit situației (fig. 11-a):
 - pe boghiul tramvaiului;
 - pe roțile tramvaiului;
 - pe cupeu;
- Se montează cricurile hidraulice pe dispozitivele de agățare și se ridică bilateral, în mod uniform, tramvaiul (fig. 11-b);
- Se introduc săniile demontabile, asamblate, sub roțile tramvaiului poziționându-se convenabil (fig. 11-c);
- Se coboară tramvaiul așezând roțile boghiului în locașurile săniilor (fig. 11-d).
- Se montează aparatele de tragere, în locații convenabile, pe șinele de tramvai. Se conectează cilindrii hidraulici la unitatea de acționare. Se cuplează lanțurile de tracțiune ale săniilor pe tijele cilindrilor (fig. 11-e);
- Se acționează cilindrii de tragere până la poziționarea roților peste șine. Se desfac săniile și se extrag de sub tramvai. Se demontează celelalte echipamente folosite pentru poziționare (fig. 11-f).



a)



b)



c)



d)



e)



f)

Figura 11 – Procedura de repunere pe șine

4. CONCLUZII

Principalele avantaje ale echipamentelor hidraulice flexibile pentru repunerea pe șine a tramvaielor deraiate sunt următoarele:

- procedurile de lucru răspund unei game largi de situații practice întâlnite pe teren;
- echipamentul folosit este bazat pe structuri constructive standard;
- simplitate constructivă și structurală;
- echipament modular;
- masă redusă;
- ușurință în exploatare.

Bibliografie

- [1] Chiriță C., Călărașu D., *Acționarea hidraulică a mașinilor unelte*, Editura PANFILIUS, Iași 2002, ISBN 973-85195-2-7.
- [2] Chiriță C., *Acționări electrohidraulice*, Editura Satya, Iași 2000, ISBN 973-98708-8-0.
- [3] Hydramold, *Catalog general de produse*, Iași, 2005
- [4] www.enerpac.com
- [5] www.lukas.de

**CONSIDERAȚII ASUPRA APLICĂRII UNUI DEMERS INOVATIV
AL INGINERIEI VALORII „DE CORECȚIE” PENTRU PERFECTIONAREA
PRODUSULUI - ECHIPAMENT HIDRAULIC FLEXIBIL DE FORȚĂ 700 [bar]
PENTRU PRELUCRĂRI MECANICE, DEFORMARE PLASTICĂ
ȘI VULCANIZARE, DESTINAT ATELIERELOR IMM**

Constantin CHIRIȚĂ*

Boris PLAHTEANU**

* Conf. Dr. Ing., Director al Departamentului de Ingineria Sistemelor de Acționări Hidraulice și Pneumatice, Centru de excelență în cercetare, Catedra Mașini-Unelte și Scule, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, titular al disciplinei Hidraulica Mașinilor-Unelte

** Prof.univ.dr.ing., Director al Institutului Național de Inventică Iași. Domeniul de competență, Mașini-Unelte și Echipamente Tehnologice, Ingineria Valorii, Inventică, inventator

Abstract

Analizând ansamblul de operații tehnologice de prelucrări mecanice, și deformare plastică ce se cer a fi realizate într-un atelier mecanic al unui IMM (îndoire/ profilare/ îndreptare/ curbare/ rulare, perforare, debitare/ decupare/ ștanțare, sertizare, îmbinare nedemeontabilă, extrudare, presare hidrostatică) și criteriile de performanță impuse, se abordează sistemic, pe baza planului operațional al Ingineriei Valorii, un traseu conceptual creativ pentru « corecția » constructiv-funcțională a echipamentului hidraulic de forță, modular, flexibil, capabil să indeplinească acel complex de funcții.

Key words: echipament hidraulic, sistem, multifuncțional, flexibil, demers inovativ, ingineria valorii

INTRODUCERE

Demersul "de corecție" din Ingineria Valorii pentru cazul perfecționării produsului "echipament hidraulic modular pentru prelucrări mecanice, deformare plastică și vulcanizare, destinat atelierelor IMM" s-a impus a fi aplicat în urma analizei ansamblului de prototipuri construite în cadrul Contractului de cercetare pus în operă de un colectiv al Catedrei de Mașini-unelte și Scule, Departamentul de Ingineria Acționării Hidraulice și Pneumatice, Univ. Tehnică "Gh. Asachi" Iași, în cadrul Programului RELANSIN.

Echipamentul – hidraulic modular pentru prelucrări mecanice, deformare plastică și vulcanizare – este o construcție flexibilă, multifuncțională, compusă dintr-o unitate de acționare hidraulică care poate asigura o presiune de 700 bari, o presă verticală de 75 tf., o presă hidraulică orizontală de 40 tf., ambele cu accesorii de presare, pentru diverse procedee de prelucrare mecanică și deformare plastică, precum și o presă de vulcanizare cu platane multiple și sisteme de control, programat al regimului termic.

E1. Etapa pregătitoare

În Ingineria Valorii (I.V.) în cadrul acestor etape se analizează problemele legate de starea și perspectivele cererii produsului. Cei mai importanți indicatori ai echipamentului sunt: diapazonul produselor propuse a fi realizate pe acest echipament, ansamblu de tehnologii aplicabile pe acest sistem, maximul volumului de produse capabil a fi realizat în unitate de timp și coeficientul de distorsiune a performanței datorită unor situații particulare.

Esențiale sunt forța și viteza cu care se realizează procesul de prelucrare, precum și timpii auxiliari ai ciclurilor de lucru ce definesc productivitatea și diversitatea prelucrărilor. În contextul unei înalte flexibilități și mobilități.

Cerințele care au determinat conceperea în această configurație a echipamentului hidraulic și care îl supunem ca obiect de analiză pentru perfecționare prin (I.V.) sunt:

- creșterea cererii de astfel de echipamente;
- creșterea rentabilității produsului (prin preț de cost mai scăzut, consum rațional de material și manoperă);
- necesitatea îndepărtării unui șir de neajunsuri apărute pe parcursul exploatării echipamentului;
- asigurarea unor viteze mai mari pentru mișcări auxiliare;
- corecția dimensiunilor spațiilor de lucru;
- creșterea capabilității unității de acționare de a realiza presiuni înalte de lucru, în general a unor caracteristici hidrostatice superioare;
- o bună comportare statică și dinamică a structurilor echipamentelor;

- calitate înaltă a monitorizării proceselor prin dotarea cu sisteme de senzori și sisteme de prelucrare a datelor;
- necesitatea reglării manuale și controlate a nivelului parametrilor mecanici și hidraulici;
- necesitatea creșterii numărului de tipodimensiuni ;
- eliminarea prin reconfigurare a elementelor mecanice și hidraulice a care au produs reduceri de fiabilitate ale sistemului;

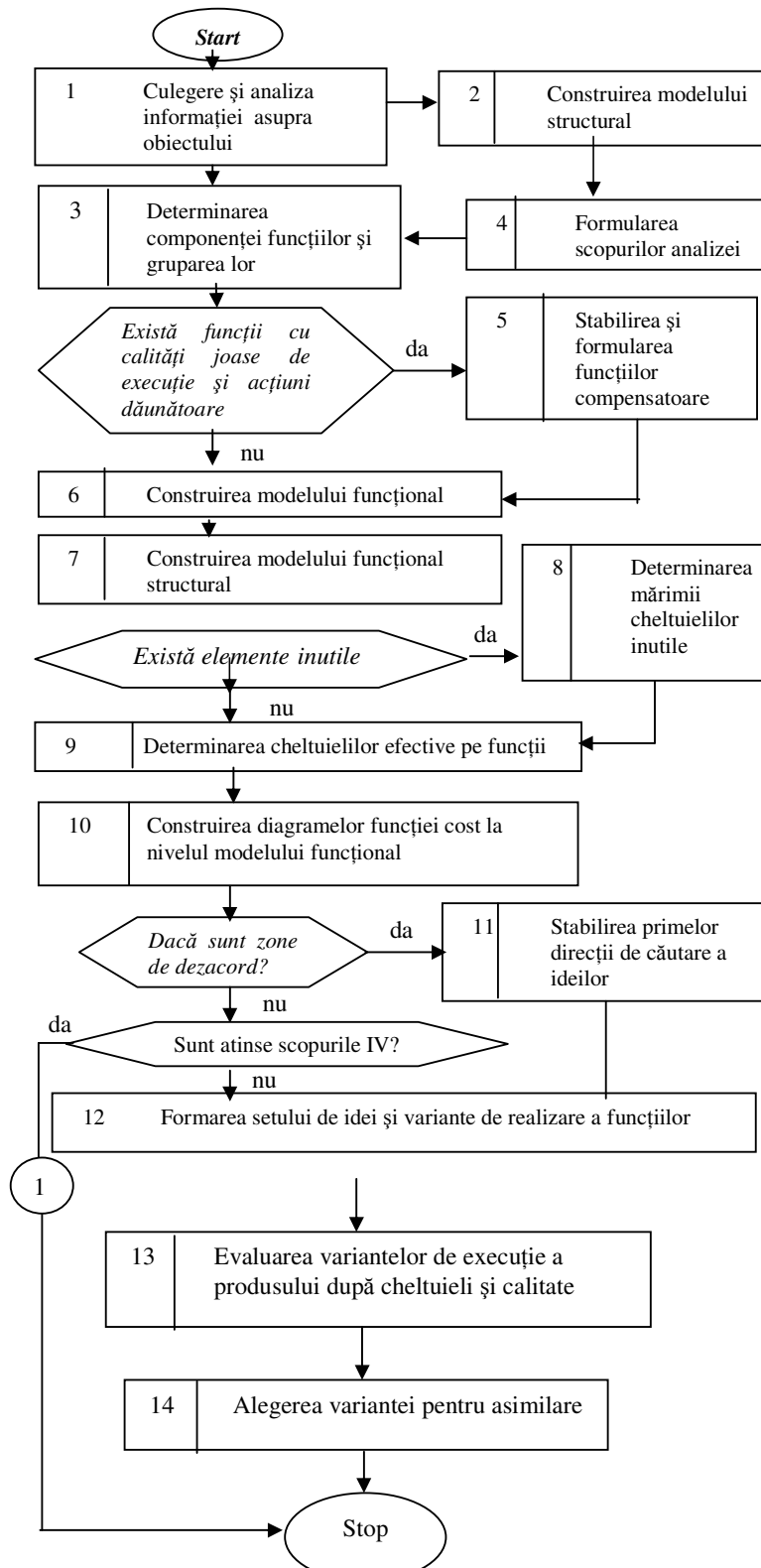


Fig. 1. Schema desfășurării I.V. în sfera producției de prototipuri

Pentru stabilirea căilor de reducere a prețului și de creștere a calității produsului a fost elaborat și analizat **“arboarele scopurilor”** I.V.

În grupa scopurilor de prim rang al arborelui au intrat **reducerea prețului de cost al preselor hidraulice și creșterea calității unității de acționare prin furnizarea unor parametrii hidraulici performanți.**

În componența **subfuncțiilor de al doilea nivel** se vor urmări: **scăderea consumurilor pe materiale, scăderea volumului de muncă, reducerea rebuturilor, creșterea fiabilității, șamd.** Direcțiile pentru atingerea **scopului secund** sunt: **eliminarea materialelor deficitare, reducerea normelor pentru volumul de materiale, reducerea deșeurilor, creșterea nivelului mecanizării producției ș.a.**

E2. Etapa informațională.

Include un set de sistematizări și însușirea analitică multilaterală a produsului. Este analizată documentația construcției existente. Ca rezultat se stabilește: sistemul de indicatori ai obiectului de studiu sunt caracterizate diversele particularități și calități pentru utilizator (forța acustică, nivelul de ieșire al zgomotului propriu, curentul utilizat, dimensiuni, masă ș.a.); cauzele defecțiunilor și numărul lor, recomandările pentru perfecționarea obiectului; cheltuieli normative pentru execuția produsului în ansamblu și pe părțile lui componente ș.a.

În prealabil, pe baza documentației constructiv-tehnologice se întocmește **modelul structural al produsului** ce dau posibilitatea distribuirii lor cu ajutorul **metodei “ABC”** (fig. 1.)

Conform metodei prima zonă A răspunde celei mai mari concentrări a cheltuielilor – până la nivelul de 75%; a doua zonă – B, corespunde la 20% din cheltuielile generale și formează cu prima zonă nivelul de 95%. A treia zonă C, cuprinde restul de 5% din cheltuieli și încheie tabloul.

Rezultatul unei astfel de **reprezentări a caracteristicilor de preț a unităților de montaj și pieselor** este dat de graficul Lorentz-Pareto.

Un astfel de grafic, obținut pe calea acumulării în trepte a cheltuielilor pe elemente, începând cu cele mai înalte din valori și terminând cu consumurile minime, pe diverse piese, arată că 70% din cheltuieli sunt destinate pentru unitatea de acționare, cilindrii hidraulici și echipamentele de reglare și control, următoarele 20 % pentru construcțiile metalice și sculele- accesorii de prelucrare, iar zona rămasă constituie cheltuielile cu conectorii, carcase, cheltuieli de montaj, elemente de asamblare.

Un al doilea grafic ce va fi construit ilustrează **dispunerea volumului de manoperă** pentru realizarea produsului care, împreună cu nivelul de calitate fundamentează organizarea producției în firmă.

Un altfel de grafic a arătat că 75% din cheltuielile de manoperă sunt pentru amplificatorul hidraulic cilindrii hidraulici; echipamentele accesorii –scule și lucrările de montaj în ansamblu. Analog au fost **determinate grupele de operații** cu pondere importantă în cheltuieli.

Evidențierea zonei cu cea mai mare concentrare a cheltuielilor este esențială pentru analiza și emiterea celor mai raționale soluții, care să determine acțiuni în cadrul demersului I.V. pentru restructurarea producției.

E3. Etapa analitică .

În I.V. problema de bază constă în a evidenția cauzele apariției unor cheltuieli mari și a unui insuficient nivel al calității îndeplinirii funcțiilor. Pe baza problemei tehnice și a cerințelor utilizatorilor sunt formulate : funcția de bază și funcțiile secundare:

- creșterea capacității de a crea presiuni înalte (F1);
- asigurarea flexibilității în exploatare (F2);
- asigurarea unui design performant (F3).

Considerând că funcția principală se realizează printr-un șir de transformări de energie, au fost evidențiate funcțiile de bază care exprimă aceste acțiuni și care cuprind funcțiile de prelucrare a energiei, transformarea ei dintr-o formă în alta. La presa hidraulică în execuția dată, funcțiile de bază coincid cu funcțiile îndeplinite de blocurile echipamentului și au fost denumite astfel: “primește energie electrică”, “transformă energia electrică în hidraulică”, “formează un flux hidrostatic amplificat”, “transformă energia hidrostatică în energie mecanică de mișcare rectilinie”. În continuare se realizează analiza oportunităților și componenței funcțiilor îndeplinite de fiecare element. În tabelul 1. sunt date **descrierile funcționale** ale unităților de montaj ale echipamentului hidraulic, care permit evidențierea acțiunilor utile și dăunătoare ale elementelor produsului și apoi evaluarea gradului de realizare a funcțiilor pe cale expert.

Luând în considerare conținutul funcțiilor îndeplinite de elemente (vezi tab.1.) se construiește **modelul funcțional și modelul funcțional-structural** al produsului, modele ce vor servi în continuare ca bază pentru trasarea diagramelor diagnostic “funcție-cost”.

În construcția **modelului funcțional** - la nivelul superior al modelului vor fi evidențiate funcțiile principală și secundare, în al doilea rând funcțiile de bază complexe, iar în al treilea rând cele care asigură funcțiile ajutoare.

Tabelul. 1 Rezultatul analizei funcțiilor elementelor echipamentului hidraulic

Element al construcției purtător material al funcției	Funcția îndeplinită	Rezultat		Gradul de îndeplinire a funcțiilor
		Util	Dăunător	
unitate de acționare motor electric-pompă -amplificator hidraulic - cilindru hidraulic -structura mecanică - completul de reglaj și control - completul de conectare și furtune	Transformă energia electrică în energie hidrostatică (U, I, Q, P)	+		0.9
	Amplifică capacitatea de presiune	+		0.8
		+		0.75
	Transformă energia hidrostatică în energie mecanică,	+		1.0
	Realizează forța de acțiune pentru deformare plastică,	+	-	1.0
		+		1.0
	Asigură rigiditate construcției	+		1.0
	Asigură preluarea reacțiunii	+	-	1.0
	Asigură comoditate în utilizare	+		1.0
	Asigură protecție	+		1.0
		+		1.0
	Asigură reglajul parametrilor de lucru	+		1.0
	Asigură comoditate la utilizare	+		1.0

Modelul funcțional structural se construiește prin cumularea modelului funcțional cu cel structural. În concordanță cu algoritmul I.V., analiza în continuare se desfășoară cu scopul evidențierii disproporțiilor din produs și a zonelor “defectabile”. Pentru aceasta se generează în funcție de importanța relativă a funcțiilor externe și interne ale produsului, o evaluare a gradului lor de îndeplinire a funcțiilor și cheltuielile pentru realizarea acestora.

Rezultatul evaluării experte a însemnătății și importanței realizării funcțiilor este dat în tab. 2.

Distribuirea cheltuielilor pe funcții este îndeplinită cu luarea în considerare a fiecărui purtător material care satisface funcțiile corespunzătoare.

Calculul **cheltuielilor directe** ce cuprind cheltuielile pe materiale, salarii și întreținere utilaje, raportate la funcții este cuprins într-un model cumulat - **funcțional structural**. Compararea importanței funcțiilor și cheltuielile pentru realizarea lor în varianta produsului existent este efectuată cu ajutorul diagramelor funcție-cost.

La construirea diagramei funcție-cost pe abscisă sunt indicate funcțiile, pe ordonată în cadranul I însemnătatea (sau importanța relativă) a funcțiilor, iar în cadranul IV – greutatea specifică a cheltuielilor pe funcții din cheltuielile generale pe produs. Pentru scăderea gradului de discordanță pe funcții, trebuie să se reanalizeze cheltuielile materiale și de manoperă pentru fiecare purtător material, ce asigură realizarea lor, operații ale procesului tehnologic, tipurile de material utilizat, construcții, dimensiuni. Se apreciază posibilitatea distribuției funcțiilor, și se evidențiază elementele inutile.

Tabelul 2. Evaluarea însemnătății și importanței relative a funcțiilor

Indexul funcției (după modelul funcțional)	Denumirea funcțiilor	Însemnătatea funcției r_{Fi}	Importanța relativă a funcției R_{Fi}
F1	A transforma energia electrică în energie hidrostatică	0.75	0.75
F2	A amplifica capacitatea de obținere a presiunii	0.15	0.15
F3	A transforma energia hidrostatică în energie mecanică,	0.1	0.1
F11	A asigura design-ul adecvat	0.5	0.375

F12	A asigură rigiditatea	0.2	0.15
F13	Asigură preluarea reacțiunii	0.2	0.15
F14	De a realiza reglajul parametrilor	0.1	0.075
f 131	hidraulici	0.1	0.0375
f 132	De a asigura poziționarea matriței	0.1	0.0375
A asigura fixarea pe coloane			

Analiza cheltuielilor pe funcții arată că cele mai mari cheltuieli se găsesc la prelucrarea mecanică a pieselor amplificator hidrostatic, cilindru hidraulic (66.5%). În continuare cercetarea permite să se stabilească că **această situație** se datorează unei părți prea mari pentru operațiile manuale și a unei productivități scăzute a utilajelor folosite. În funcțiile ce asigură transformarea parametrului intensitate electrică în presiune, o disproporție ridicată a fost evidențiată la o anumită funcție (f_{121}). Analiza a arătat că unii purtători materiali, împreună cu acțiuni utile realizează și acțiuni dăunătoare.

Acestea la rândul lor, scad gradul de îndeplinire a funcțiilor de rang superior din modelul funcțional. **Acțiunile dăunătoare** ale elementelor echipamentului hidraulic trebuie aranjate după gradul de importanță a îndepărtării lor și a dificultăților de realizare a acestora.

E4. Etapa de creație.

În etapa de creație în I.V. drept metode de căutare a soluțiilor tehnice și organizaționale s-au folosit **elemente de brainstorming și analiză morfologică și deasemeni masivul de propuneri de raționalizare neutilizate**, existente în firmă.

Pe primul loc, după, gradul de importanță în îndepărtarea defectelor, s-a aflat funcția F2 Purtătorii materiali ai acestei funcții sunt legăturile corelaționale prin amplificator hidraulic, între incintele de presiune joasă și înalte. Schimbarea soluției constructive pe calea obținerii dublului efect al amplificatorului a dat posibilitatea lichidării acțiunii dăunătoare și a creșterii gradului de îndeplinire a funcțiilor necesare.

Pentru eliminarea apariției fenomenelor pierderilor hidraulice mari locale în conectori a trebuit schimbată soluția tehnică. Pentru îndepărtarea acțiunilor dăunătoare ale elementelor care influențează asupra procesului de deformare plastică a fost necesară reconceperea subsistemului transversă, a elementelor de instalare a matriței,

E5. Etapa de cercetare.

În a 5-a etapă în I.V. a fost desfășurată o evaluare complexă a variantei existente a produsului și a variantei obținute pe baza propunerilor făcute pe parcursul demersului I.V. S-au luat în considerație :

- Cheltuielile de producție funcțional necesare pe unitate de produs;
- Cheltuielile specifice suplimentare necesare la asimilarea propunerilor de perfecționare a produsului;
- Indicatorul complex al calității execuției funcțiilor **Qv**;
- Coeficientul organizațional funcțional – **Korg**;

Cum caracteristicile tehnice ale produsului, a căror mărime este fixată prin tema de proiectare, au rămas neschimbate atât la produsul existent cât și la varianta perfecționată, mărimea indicatorului **Qv** pentru fiecare variantă **r** s-a determinat numai din gradul de execuție a funcțiilor - γ_{jv} și a importanței relative **R_{Fj}**, conform relației:

$$Q_v = \sum_{j=0}^m R_{Fj} \cdot \gamma_{jv} \quad (1)$$

Calculul coeficientului Korg al produsului până la și după demersul I.V. arată o creștere a acestui indicator. Se stabilesc cheltuielile pe produs în noua variantă și indicatorul calității integrale după desfășurarea demersului I.V.

CONCLUZIE

În concluzie ordinea de desfășurare a I.V. în sfera producției corespunde algoritmului prezentat în fig.1, algoritm utilizat și în alte cazuri când drept obiecte de analiză servesc, de exemplu, procese tehnologice de bază, sisteme tehnologice existente ș.a. Deosebirile apar în principal în demersurile de desfășurare, cum ar fi: construirea modelului funcțional și a modelului structural, evaluarea cheltuielilor pe funcții, etc.

Bibliografie

- [1] A. Polovinkin, *Ocnovă injenernovo tvorcestva*, Ed. Mashinostroenie, Moskva, 1988
- [2] B. Plahteanu, *Ingineria Valorii și performanța în creația tehnică*, Ed. Performantica, Iași, 1999
- [3] V. Belous, B. Plahteanu, *Fundamentele creației tehnice*, Ed. Performantica, Iași, 2005

TEMPERATURE CALIBRATOR WITH TEC MODULE

dr.ing. Dumitru VLAD* ing.Tudor-Dragos GUTA* sing.Constantin PETRE*

*INCDMF Bucuresti

A TEC is a small device that operates like a heat pump when it is powered from source. When it is utilized to provide power it is called thermoelectric generator (Seebeck effect) and it is marked TEG. When it is utilized as a heat pump it is called thermoelectric module (Peltier effect) and it is marked TEC.

A TEC contains a number of junctions p-n, electrically connected in series, made sandwich between two ceramic plates. When they are connected to a continuous power source, because of the electric current, the heat moves from one side of the TEC to another. In a natural way, this creates a hot side and a cold side for the TEC. A typical application is putting the cold side in contact with an object that needs to be cooled, and the hot side in contact with a radiator that will disperse the heat in the environment. To improve rated capacity the heating shifter can be cooled with air or liquid.

If the electric current's polarity is changed, we will observe that the hot side will switch places with the cold one. The maximum heat quantity a TEC can pump is 125W, when the temperature difference between the cold and the hot side is not in excess of 67°C . To increase the heat quantity the TECs can be arranged in a multilayer or in a cascade way.

STRUCTURE AND FUNCTION

A conventional cooling system contains three fundamental parts - the evaporator, compressor and condenser. The evaporator or cold section is the part where the pressurized refrigerant is allowed to expand, boil and evaporate. During this change of state from liquid to gas, energy (heat) is absorbed. The compressor acts as the refrigerant pump and recompresses the gas to a liquid. The condenser expels the heat absorbed at the evaporator plus the heat produced during compression, into the environment or ambient.

A thermoelectric has analogous parts. At the cold junction, energy (heat) is absorbed by electrons as they pass from a low energy level in the p-type semiconductor element, to a higher energy level in the n-type semiconductor element. The power supply provides the energy to move the electrons through the system. At the hot junction, energy is expelled to a heat sink as electrons move from a high energy level element (n-type) to a lower energy level element (p-type).

Thermoelectric Coolers are heat pumps, solid state devices without moving parts, fluids or gasses. The basic laws of thermodynamics apply to these devices just as they do to conventional heat pumps, absorption refrigerators and other devices involving the transfer of heat energy.

In practical use, couples are combined in a module(fig.1) where they are connected electrically in series, and thermally in parallel.

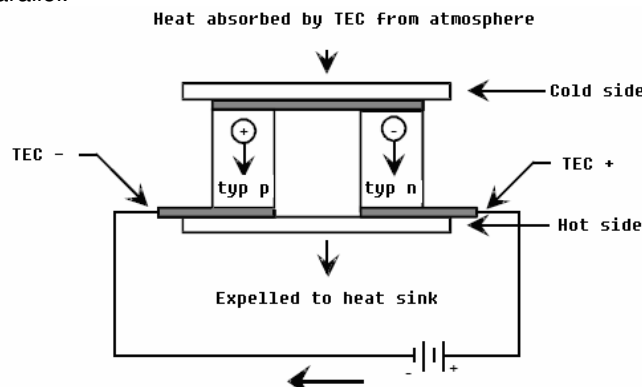


Fig.1

Single stage thermoelectric devices are capable of producing a "no load" temperature differential of approximately 67°C. This practice is often referred to as Cascading. The design of a cascaded device is much more complex than that of a single stage device, and is beyond the scope of these notes. (fig.2)

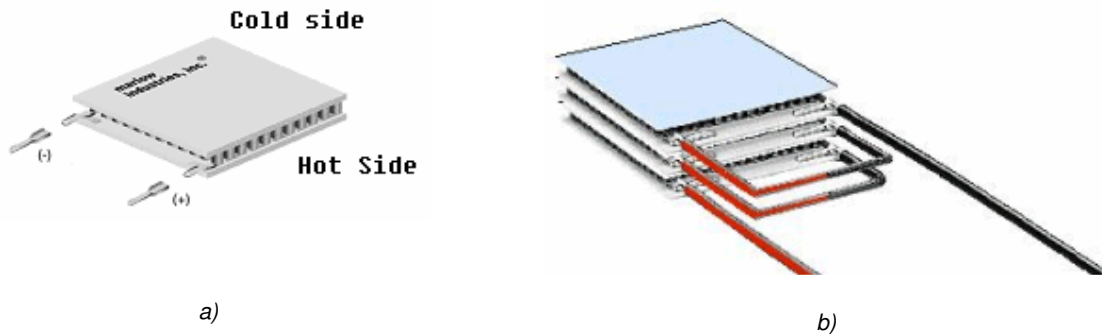


Fig.2
a)- single module variant; b)- cascade module variant

Modules are available in a great variety of sizes, shapes, operating currents, operating voltages and ranges of heat pumping capacity. The present trend, however, is toward a larger number of couples operating at lower currents.

Once it has been decided that thermoelectrics are to be considered, the next problem is to select the thermoelectric(s) that will satisfy the particular set of requirements. Three specific system parameters must be determined before device selection can begin. These are:

- Tc- Cold Surface Temperature
- Th- Hot Surface Temperature
- Qc- The amount of heat to be absorbed at the Cold Surface of the TEC

In most cases the cold surface temperature is usually given as part of the problem - that is to say that some object(s) is to be cooled to some temperature. Generally, if the object to be cooled is in direct intimate contact with the cold surface of the thermoelectric, the desired temperature of the object can be considered the temperature of the cold surface of the TEC (Tc).

The Hot Surface Temperature is defined by two major parameters:

- 1) The temperature of the ambient environment to which the heat is being rejected.
- 2) The efficiency of the heat exchanger that is between the hot surface of the TEC and the ambient.

These two temperatures (Tc & Th) and the difference between them (ΔT) are very important parameters and therefore must be accurately determined if the design is to operate as desired. Figure 1 represents a typical temperature profile across a thermoelectric system.

The third and often most difficult parameter to accurately quantify is the amount of heat to be removed or absorbed by the cold surface of the TEC. All thermal loads to the TEC must be considered (i.e. electrical leads, insulation, air or gas surrounding objects, mechanical fasteners, etc.). In some cases radiant heat effects must also be considered.

Once the three basic parameters have been quantified, the selection process for a particular module or group of modules may begin.

Power supply and temperature control are additional items that must be considered for a successful T.E. system. A thermoelectric device is a DC device. Any AC component on the DC is detrimental. Degradation due to ripple can be approximated by:

$$\Delta T / \Delta T_{\max} = 1 / (1 + N^2), \text{ where } N \text{ is \% current ripple.}$$

In a typical TEC system, current flow through the TEC pumps heat from one plate surface to the other. Based on the Peltier effect, this makes one plate cold and the other hot. If current direction is reversed, the hot and cold **sides** also reverse. The TEC is mounted between the heat sink and the device being cooled with a sensor to monitor temperature. The controller uses the temperature sensor feedback to adjust the current flow through the TEC to maintain the device at the desired temperature.

Building a stand with thermoelectric modules for calibrating thermo-manometers between -20°C and 100°C has the following parts:

- measurement box on which there are two thermoelectric modules, the radiators, the temperature sensor and the ventilators. The calculations for dimensioning and determining the functional parameters were made with the help of software, and are presented in Annex 1.

- controller
- display
- power source

USAGE OF THE DEVICE: (fig.3)

The thermo-electric modules (1) are powered from a constant source (7) through a controller (6). The controller (6) is subordinated to the temperature sensor (3) placed in the measurement box and adjusts the polarity of the thermoelectric modules (1) so that the inside temperature would stabilize at the arranged value, viewed on the display (8). Meanwhile the display shows the temperature from the box while it is stabilizing. The temperature adjustment is made with the keyboard on the display.

The heat transfer between the box and exterior is uniformed with the help of the radiators (2) permanently ventilated by four coolers (5). The thermic transfer with the outside is improved by introducing an isolator (4) between the box and the radiators.

The controller contains an integrated "H" bridge that accomplishes a bi-directional control (warming and cooling) for more thermoelectric modules. The "H" bridge control is conceived to accomplish a continuous transition between warming and cooling. The controller utilizes a modulation in the impulse duration (PWM) for controlling the power level at 1 KHz frequency. This controller operates an algorithm (PI) to provide a precise control. The proportional function interval is adjustable from 1°C to 16°C and the integration mark adjustable from 0 to 2.55 repetitions per minute. The thermic system achieved can allow a control of $\pm 0.1^\circ\text{C}$.

Due to these performances was possible developing a high dimension box that allows checking thermo-manometers with bulb until 250 mm.

In the following sections, each component is reviewed in detail.

Temperature controller:

This controller is an economical, open board temperature especially designed to operate thermoelectric (Peltier effect) modules. This controller will provide temperature control of thermoelectric modules up to 350 watts.

The controller contains a solid state "H" bridge. This provides BI-directional (heating and cooling) control for one or more independent TEC modules. The control of the "H" bridge is designed to provide a seamless transition between heating and cooling. (no dead spot in the control function during transition between heating and cooling) The controller utilizes Pulse Width Modulation (PWM) to control the power level in the thermoelectric module. The base frequency is 1 kHz. The output power resolution is one of ± 250 steps in the load circuit control.

The controller provides an indication of the heat or cool operation mode. A Green LED is used to indicate a heating mode. A Blue LED is used to indicate a cooling mode. Both the Green and Blue LED being on indicate an open sensor. The controller load circuit is off for an open sensor.

This controller was designed with a proportional / integral control algorithm to provide the most precise control at the most economical cost. The proportional bandwidth is adjustable from 1.0°C to 16°C and the integral rate is adjustable from 0 to 2.55 repeats per minute. These adjustments permit optimizing individual thermal systems. In a well designed thermal system end point control can be $\pm 0.1^\circ\text{C}$.

The controller will accept a TS67 sensor (-20°C to $+100^\circ\text{C}$) or will accept a TS104 sensor (0°C to $+150^\circ\text{C}$). The sensor selection is made via a PCB mounted dip switch. The controller is capable of providing up to 12.5 amps of current for modules rated 3 through 28 volts dc with an ambient temperature of 0°C to $+50^\circ\text{C}$.

The controller will operate with a single power supply over the range of 6vdc to 28vdc. If the TEC operation demands lower tensions, two power supplies are required: one for 3...28 Vdc and one for 6...28 Vdc, for control circuit (which will draw less than 100 mA).

The controller electronics have a set point stability of $< \pm 0.1^\circ\text{C}$ after one hour of stabilization @ 25°C ambient.

The controller has a temperature resolution of 0.1°C . This will provide an end point control of up to $\pm 0.1^\circ\text{C}$. To achieve this control requires that the thermal system be well designed, the sensor must be in proper location and the system well tuned. Minimum delay in the temperature sensor seeing the temperature change in the TE Module temperature is preferred.

The controller must be located in a well ventilated place. Any displacement of the air over controller will improve thermal ambience of the controller.

Display

The display indicates the temperature of the control sensor. If this is off-line, the display indicates - 21°C . If the sensor is shorted, the indication will be 160°C .

The readout may be set to indicate in °C or °F. An LED on the front panel indicates this selection. To change this selection: depress both the up and down button and then apply power to the controller. The display will indicate -S-. The up button will toggle °C & °F. The LED will indicate which is selected. To store this selection depress the down button. The display will return to normal operation, and the selected mode, °C or °F, will be indicated. You must confirm set temperature in new selected mode.

To display the set temperature, depress either the up or down button. The display will indicate the set temperature. Release the button and depress again to increment to a new set temperature. Release the button when the desired set temperature is observed. In a second or two the controller will accept the new set temperature and the controller will move to attain the new set temperature. The default reading is the actual temperature.

Power supply

If you are working with a commercial TEC based "cooler" it will have its own power supply. Be careful that you determine the operating voltage and the I_{max} (max current draw) and that these values match your temperature controller's capability.

Technical data

Operativ range : -20 °C to +100 °C (ambient temperature = 18 °C);
Stability: 0,1 °C;
Regulation and reading probe: TS67 sensor;
Reading: °C or °F;
Standard bolck: Ø 25x250;
Voltage: 230V 50 Hz.

SCHEMATIC DIAGRAM

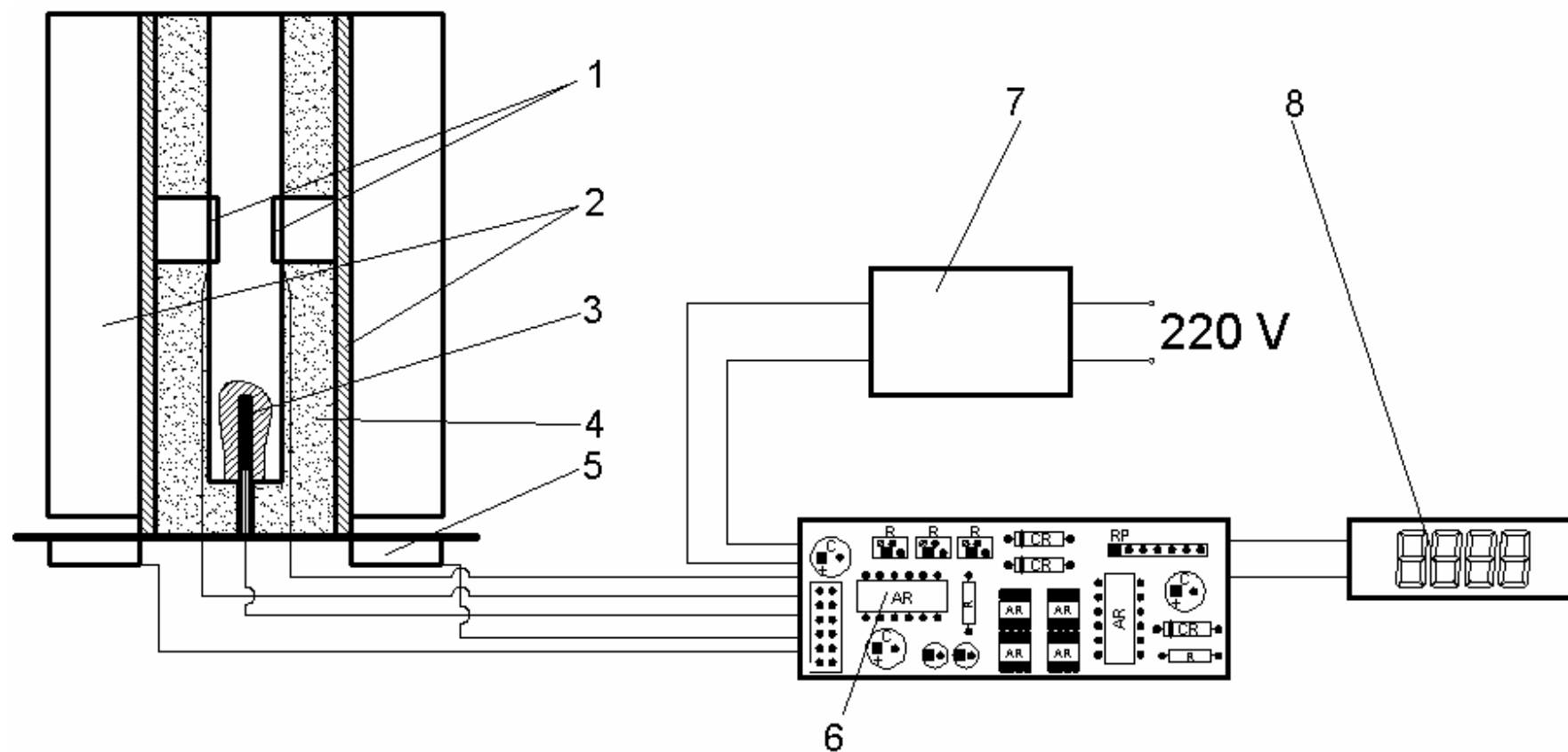
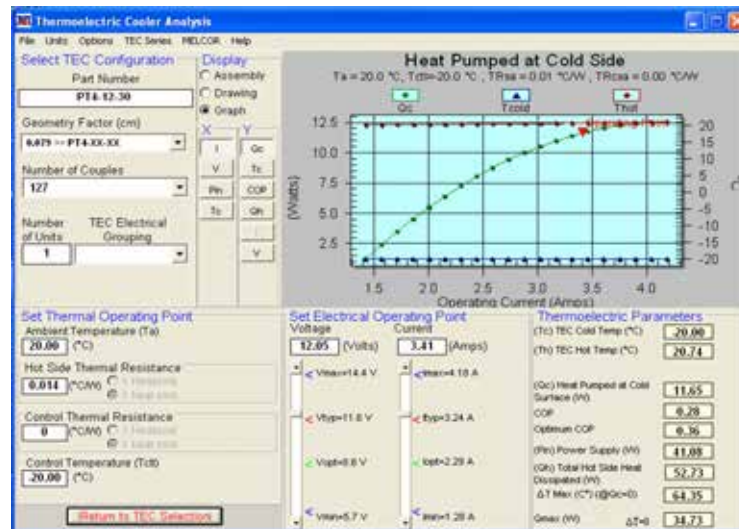


Fig.3



Power Dissipation Worksheet

Select Configuration

☒ Box ☐ Cylinder

Length (mm): **40**

Width (mm): **50**

Height (mm): **250**

Cooling Requirements

Ambient Temp (Ta): **20** (°C)

Device Temp (Tcd): **-20** (°C)

Active Load (Volts x Amps): (W)

Time to cool from Ta to Tcd: **1100** (sec)

Insulation Properties

Thickness (t): **30** (mm)

Foam Insulation

Thermal Conductivity: **0.035** (W/m K)

Device Properties

Aluminum

Density: **2710.0** (kg/m³)

Specific Heat: **900.0** (J/kg K)

Requirement for Heat Pumped from Cold Side

Passive Heat Load (Watts): **5.01**

Active Heat Load (Watts):

Steady State Heat Load @ Tc (Watts): **5.01**

Qc Requirement (Watts): **22.72**

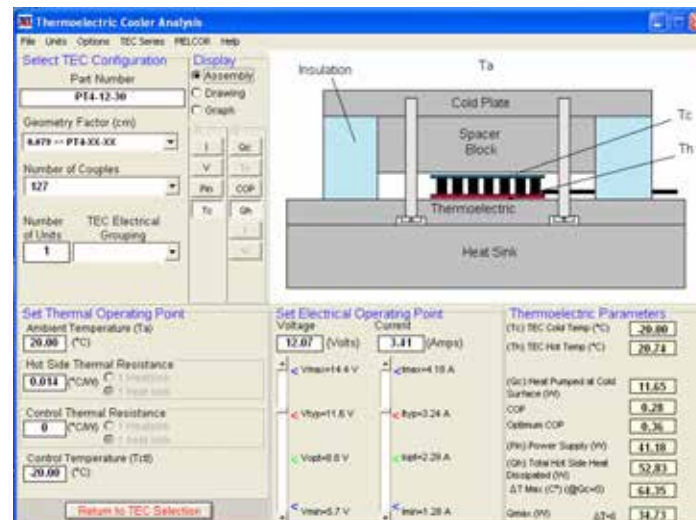
Surface Area (sq cm): **1522.0**

Device Volume (cc cm): **500.0**

Transient Heat Load (Watts): **44.35**

Transient Heat Load requires greater Qc than Steady State

Clear Requirements **Print** **Return to TEC Selection**

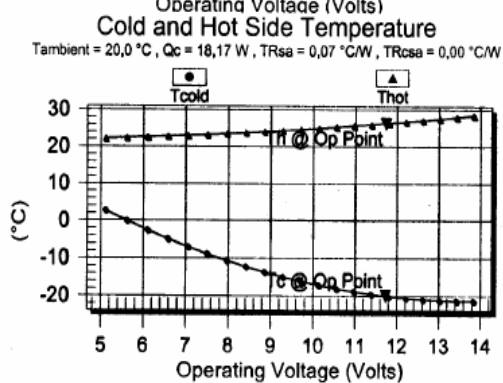
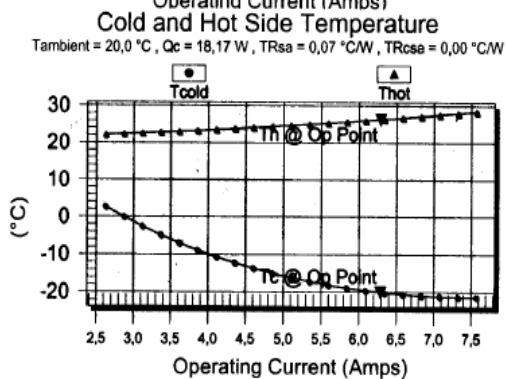
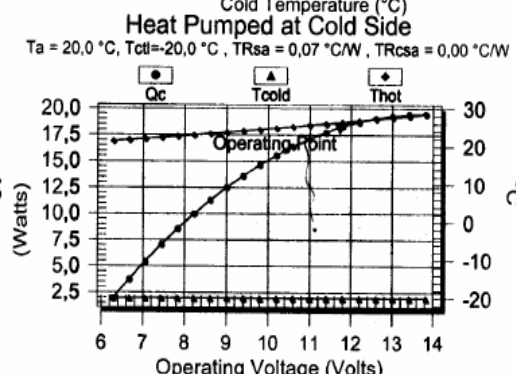
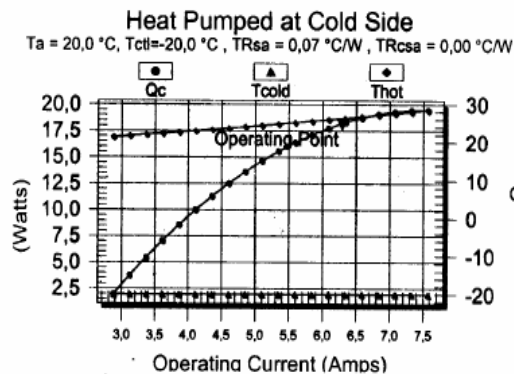
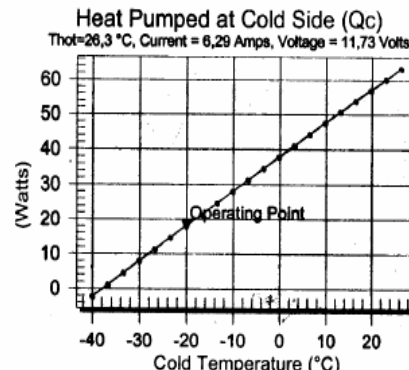
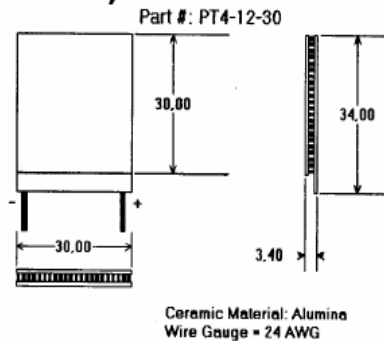


Thermoelectric Cooling

PT4-12-30 (2 in parallel)

Cooling Requirements	Values
Ambient Temperature (T_a) ($^{\circ}\text{C}$)	20,00
Hot Side Thermal Resistance ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)	0,069
Control Thermal Resistance ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)	0
Control Temperature (T_{ctl}) ($^{\circ}\text{C}$)	-20,00
Voltage (Volts)	11,73
Current (Amps)	6,29

Thermoelectric Parameters	Values
Geometry Factor (cm)	0,079
Number of Couples	127
(T_c) TEC Cold Temp ($^{\circ}\text{C}$)	-20,00
(T_h) TEC Hot Temp ($^{\circ}\text{C}$)	26,34
(Q_c) Heat Pumped at Cold Surface (W)	18,17
COP	0,25
Optimum COP	0,30
(P_{in}) Power Supply (W)	73,77
(Q_h) Total Hot Side Heat Dissipated (W)	91,93
ΔT Max ($^{\circ}\text{C}$) (@ $Q_c=0$)	66,44
Q_{max} (W) $\Delta T=0$	69,30



ECHIPAMENTE HIDRAULICE FLEXIBILE DE ÎNALTĂ PRESIUNE, 70 [MPa] ȘI TEHNOLOGII DE RIDICARE A PODURILOR

Constantin CHIRIȚĂ* Corneliu-Constantin DUCA**

* Conf. dr. ing., Director al Departamentului de Ingineria Sistemelor de Acționări Hidraulice și Pneumatice, Centru de excelență în cercetare, Catedra Mașini-Unelte și Scule, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, titular al disciplinei Hidraulica Mașinilor-Unelte

** Drd. ing., Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, Facultatea Construcții de Mașini, Catedra Mașini - Unelte și Scule

Rezumat

În acest articol sunt prezentate o serie de tehnologii de ridicare a podurilor de cale rutieră și cale ferată cu ajutorul echipamentelor hidraulice flexibile de înaltă presiune, 70 [MPa], pentru lucrări de reabilitare (înlocuire, reconstrucție și renovare infrastructură și suprastructură.). Toate aplicațiile prezentate au fost realizate cu echipament hidraulic flexibil de înaltă presiune, marca HYDRAMOLD.

Cuvinte cheie: acționări hidraulice, înaltă presiune, echipament hidraulic flexibil, sursă hidraulică de acționare, cilindru hidraulic.

1. INTRODUCERE

Reabilitarea podurilor rutiere și de cale ferată, fără a pune în pericol structura acestora, este o chestiune dificilă și complexă, ea fiind cercetată de mai mulți specialiști și firme din țară și din străinătate.

În cazul podurilor, cele mai multe degradări apar la aparatele de reazem, la pilonii de susținere a grinzilor din beton precomprimat (datorită eroziunii apei) sau chiar în structura betonului din jurul reazemelor (datorită vibrațiilor și a lipsei amortizoarelor de șoc).

În toate cazurile enumerate mai sus, aplicațiile clasice de ridicare a segmentelor de pod (bineștiut fiind faptul că de cele mai multe ori se folosesc macarale de mare tonaj) pentru facilitarea accesului în zona de lucru și executarea lucrărilor de reparație, nu rezolvă problemele ivite, în timp scurt și cu costuri mici.

De aceea, în cele ce urmează, se vor prezenta câteva soluții oferite de către firma HYDRAMOLD, pentru rezolvarea problemelor de acest gen, punând la dispoziție echipamente hidraulice flexibile de înaltă presiune.

2. STRUCTURA ECHIPAMENTULUI HIDRAULIC FLEXIBIL DE ÎNALTĂ PRESIUNE UTILIZAT LA RIDICAREA PODURILOR

Conform figurii 1, echipamentul hidraulic destinat ridicării podurilor se compune din:

- unitatea de acționare hidraulică 70 [MPa] (figura 1a) cu acționare electrică se constituie drept sursă hidraulică generatoare de ulei hidraulic sub presiune înaltă pentru alimentarea cilindrilor hidraulici cu simplă sau dublă acțiune din structura unor echipamente, dispozitive sau instalații hidraulice ce funcționează cu debite relativ mici și presiune de lucru de până la 700 bar;
- furtunurile hidraulice flexibile de înaltă presiune (figura 1b), reprezintă elementele care asigură transferul de energie; ele au în structură inserții metalice și sunt prevăzute la capete cu semicuple rapide;
- cilindrul hidraulic cu dublă acțiune (figura 1c), reprezintă elementul final al acestui echipament; el este un consumator de energie hidraulică, dar în același timp generează energie mecanică necesară generării unui lucru mecanic care să învingă forțele externe din sistemul creat;
- calaje metalice (figura 1d), permit ridicarea treptată a suprastructurii podului.

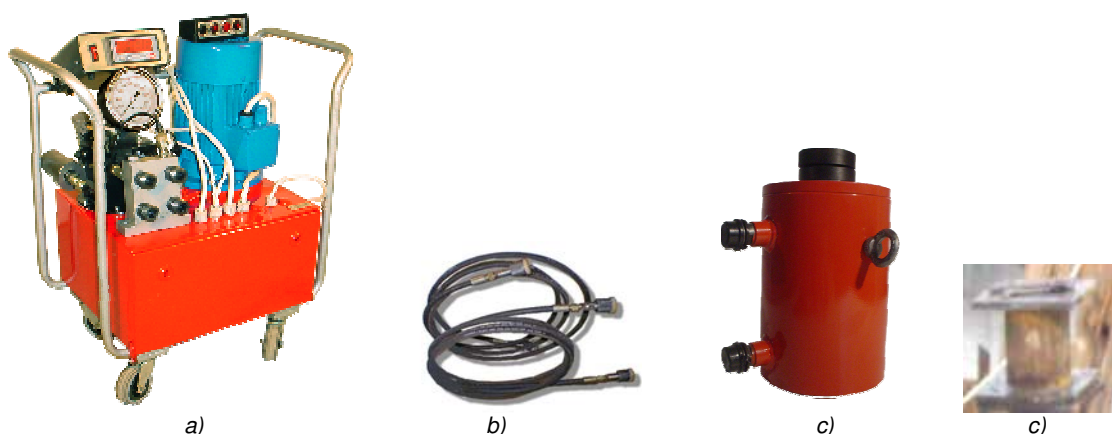


Figura 1. Structura echipamentului hidraulic de înaltă presiune utilizat la ridicarea podurilor
a) unitate de acționare electrohidraulică de 700 [bar]; b) furtune hidraulice cu inserții metalice și semicuple rapide;
c) cilindru hidraulic de forță cu dublă acțiune; d) calaj metalic

3. SITUAȚII EXISTENTE ȘI SOLUȚII DE REZOLVARE

3.1. Podul de pe râul Trotuș, localitatea Gura Văii, județul Bacău

3.1.1. Situație existentă. Podul prezintă degradări ale grinzilor deschiderii centrale (grindă independentă, rezemată în sistem Gerber pe consolele grinzilor continui laterale, figura 2a, 2b): infiltrații puternice prin rosturile de la capetele grinzii independente, beton degradat în dreptul rosturilor și aparate de reazem degradate.



Figura 2. Situația podului de pe râul Trotuș, localitatea Gura Văii, județul Bacău
a) degradări ale aparatelor de reazem (detaliu);
b) degradări ale betonului la reazeme și ale pilonilor de susținere.

3.1.2. Soluții de rezolvare. Ridicarea tablierului independent—înlocuire aparate de reazem și refacerea betonului din zona ciocurilor.

Ridicarea tablierului independent se face folosind structura de echipament hidraulic prezentată în figura 1, la care se adaugă elemente de prindere și fixare a segmentelor de pod. Fazele tehnologice de premergătoare ridicării tablierului podului sunt prezentate în figurile 3a, 3b, 3c prin intermediul unui sistem de grinzi metalice (figura 3a, 3b, 3c), alcătuite din grinzi metalice-traverse jug- tiranți.

Ridicarea tablierului independent se poate face acționând pe rând, pe fiecare capăt al său.



Traversă jug

Tiranți

Grinda metalică

a) Structura grinzii de ridicare



b) Fixarea tablierului podului cu ajutorul tiranților și a grinzilor metalice (jug)



c) Poziționarea cilindrului hidraulic sub grinda de ridicare

Figura 3. O metodă de ridicare a tablierului intermediar al podului de pe râul Trotuș, din localitatea Gura Văii, jud. Bacău (faza inițială)

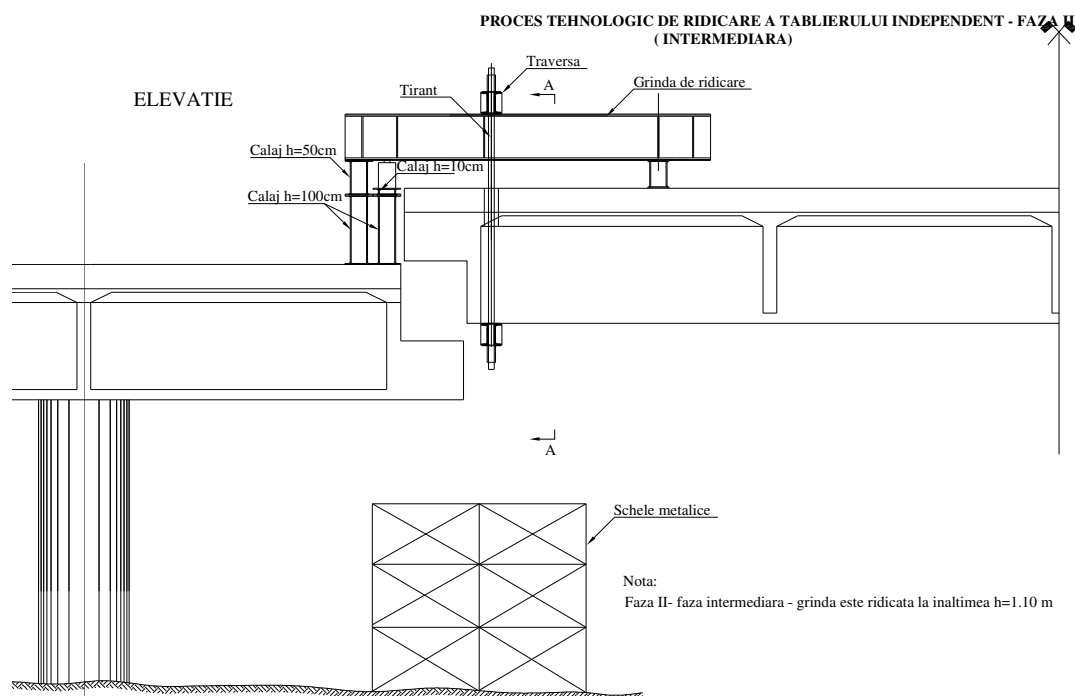


Figura 4. Schema ridicării succesive a tablierului intermediar al podului de pe râul Trotuș, din localitatea Gura Văii, jud. Bacău (faza finală – vedere laterală)

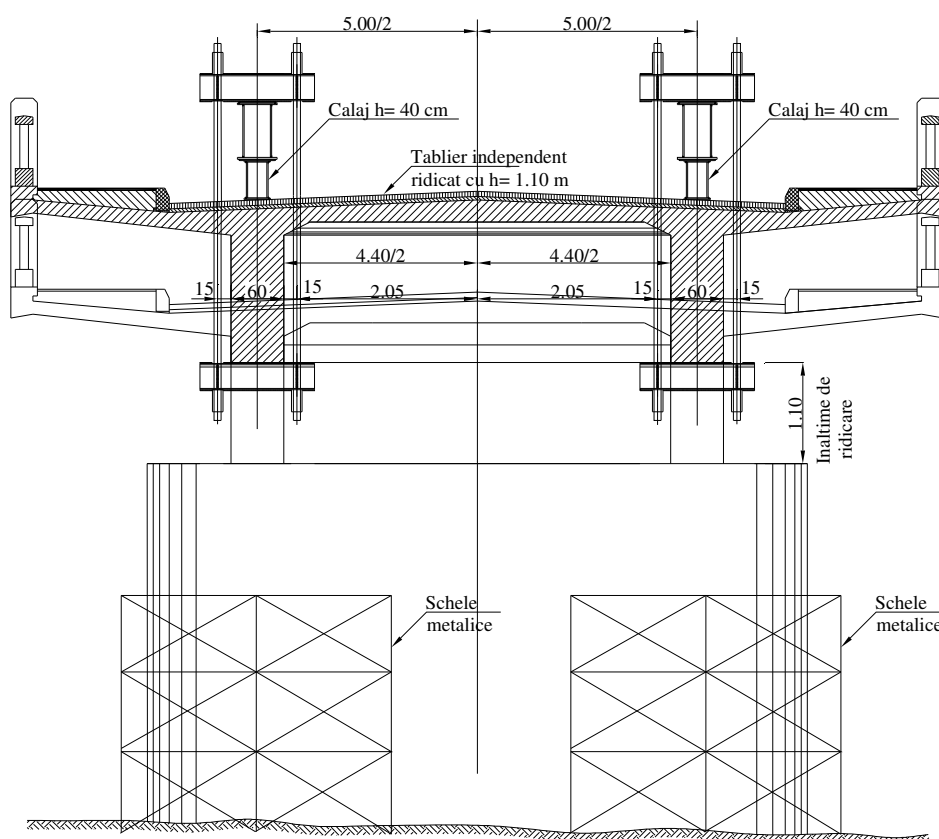


Figura 5. Vedere în secțiune a tablierului intermediar al podului de pe râul Trotuș, din localitatea Gura Văii, jud. Bacău (faza finală – secțiune în plan frontal)

3.2. Podul de pe râul Moldova, drum județean 208G, localitatea Tupilați, județul Neamț

3.2.1. Situație existentă. Înclinarea unui pilon de pod datorită deteriorării structurii de bază de la piciorul pilonului. Principala cauză care a condus la acest fenomen îl reprezintă eroziunea piciorului inferior al pilonului de pod (figura 6)

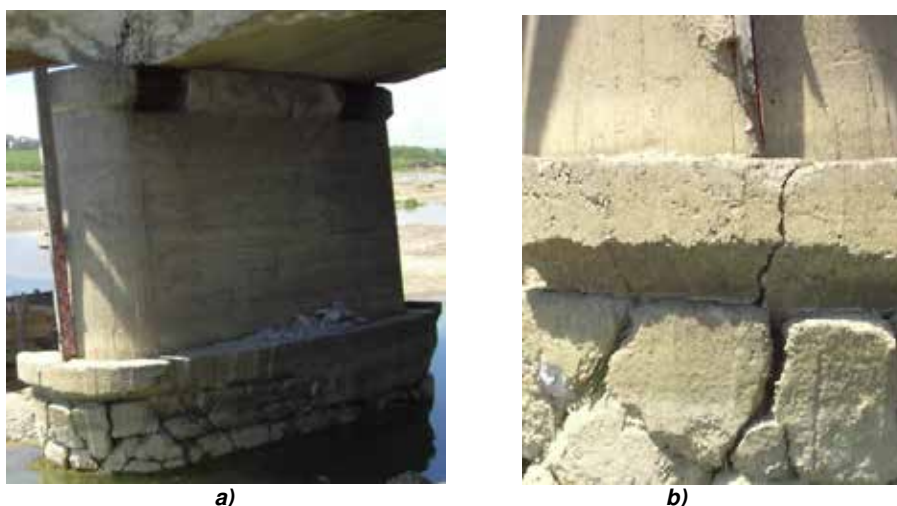


Figura 6. Înclinarea pe verticală a pilonului central al podului de pe râul Moldova, localitatea Tupilați, jud. Neamț

**a) Vedere de ansamblu al pilonului de pod;
b) Degradarea structurii de susținere a pilonului podului (detaliu)**

3.2.2. Soluții de rezolvare. Ridicarea tronsonului de pod de pe pilonul de pod afectat și reabilitarea pilonului prin lucrări de reparații.

Pentru ridicarea tronsonului de pod respectiv, s-a folosit un sistem de calaje de stejar (figura 7).



Figura 7. Calaje din stejar utilizate la ridicarea podului de pe râul Moldova din localitatea Tupilați, jud. Neamț

Pentru a se efectua ridicarea tronsonului de pod a fost necesară devierea cursului râului, pentru a se putea interveni în zona de lângă pilonul de pod afectat. Aici, în această zonă, s-a realizat o platformă din beton pe care s-au așezat ulterior grinzile din stejar.

Ridicarea tablierului intermediar al podului s-a realizat în trepte (figura 8), prin completarea treptată cu grinzi de stejar.



a)



b)

Figura 8. Ridicarea în trepte a tablierului intermediar al podului de pe râul Moldova, localitatea Tupilați, km. 34+312, județul Neamț

a) Calarea treptată a tablierului intermediar (detaliu);

b) Calajul final care s-a realizat la ridicarea tablierului intermediar al podului de pe râul Moldova

În cazul ridicării podurilor procedura de ridicare trebuie să fie foarte precisă și foarte bine controlată.

Problema majoră pe care o ridică o astfel de aplicație industrială constă în aceea că ridicarea trebuie să se facă cât mai sincron, deoarece structurile din beton conțin toroane, bineștiut fiind faptul că un toron este pretensionat. Astfel, în acest caz, dacă se depășesc anumite valori ale momentului de încovoiere, există pericolul așa zisei explozii a toronului, efectul unui astfel de fenomen asemănându-se cu cel al exploziei unei dinamite.

4. CONCLUZII

Utilizarea echipamentelor hidraulice flexibile de înaltă presiune oferă o întreagă gamă de avantaje, cum ar fi:

- acționarea de la distanță a sursei hidraulice de presiune, ceea ce reduce cu mult numărul accidentelor la locul de muncă;
- aplicațiile se pot executa cu număr redus de personal;
- utilizarea unui astfel de echipament permite lucrul în condiții dificile de lucru, datorită tocmai manevrabilității cu ușurință a elementelor din structura sistemului hidraulic;

- varietatea cilindrilor hidraulici mărește considerabil plaja aplicațiilor de acest gen;
- în unele cazuri, se poate lucra fără ca circulația pe tronsonul respectiv de pod să fie întreruptă;
- costul achiziționării și a întreținerii unui astfel de echipament e cu mult mai redus dacă s-ar apela la închirierea unor macarale de mare tonaj pe toată durata derulării lucrărilor;
- se impune ridicarea tronsoanelor de pod utilizând 2-4 cilindri hidraulici, acționați simultan (ridicare sincronă) de către aceeași sursă de acționare.

Bibliografie

- [1] Chiriță, C., Călărășu D., *Acționarea hidraulică a mașinilor unelte*, Editura PANFILIUS, Iași 2002, ISBN 973-85195-2-7.
- [2] Chiriță, C., *Acționări electrohidraulice*, Editura Satya, Iași 2000, ISBN 973-98708-8-0.
- [3] Hydramold, *Catalog general de produse*, Iași, 2006
- [4] www.hydramold.com

APLICAȚII TEHNOLOGICE ALE ECHIPAMENTELOR HIDRAULICE FLEXIBILE DE PRETENSIONAT ARMĂTURI DIN STRUCTURILE DE BETON PRECOMPRIMAT

Constantin CHIRIȚĂ*

Mitică MANEA**

* Conf. Dr. Ing., Director al Departamentului de Ingineria Sistemelor de Acționări Hidraulice și Pneumatice, Centru de excelență în cercetare, Catedra Mașini-Unelte și Scule, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, titular al disciplinei Hidraulica Mașinilor-Unelte

** Prof. dr.ing., Colegiul Tehnic „Dumitru Mangeron” Bacău

Rezumat

Execuția structurilor din beton precomprimat este una foarte pretențioasă, motiv pentru care implementarea tehnologiilor de pretensionare a armăturilor acestora necesită personal specializat și o supraveghere riguroasă a calității execuției.

Plecând de la echipamentele hidraulice flexibile pentru tensionat armături din structurile de beton precomprimat executate de firma HYDRAMOLD, echipamente similare ca parametri și performanțe caracteristice cu cele realizate la nivel mondial, lucrarea își propune să prezinte specialiștilor din domeniu principalele tehnologii de lucru cu aceste echipamente.

Autorii lucrării, beneficiind de creșterea continuă a capacității și experienței producătorilor de asemenea echipamente, au urmărit o dezvoltare continuă a aplicațiilor în domeniul pretensionării/relaxării armăturilor prin realizarea cu succes a transferului tehnologic la beneficiarii acestor echipamente. De asemenea prin problematica abordată s-a avut în vedere creșterea nivelului de înțelegere de către beneficiari a acestor sisteme pentru a realiza exploatarea și mentenanța lor la parametrii doriți și posibili a fi obținuți.

1. Considerații teoretice și tehnologice privind pretensionarea armăturilor din structurile de beton precomprimat.

Principiul precomprimării betonului este acela de a crea inițial în elementul respectiv, înainte de aplicarea sarcinilor de exploatare, o stare de tensiune care să permită ca în timpul transportului, montării și exploatării, secțiunile sale să fie solicitate numai la compresiune sau eforturi unitare de întindere foarte mici, evitând astfel posibilitatea fisurării elementului [4, 8]. Inițial, armăturile se întind și capătă alungiri în consecință conform legii lui Hooke; se toarnă betonul și după întărirea acestuia se relaxează armăturile care tind să se scurteze; prin aderență sau prin ancore marginale, o parte din efortul de întindere existent inițial în armături se transmite betonului, creând astfel eforturi inițiale, în general de compresiune. În orice punct al traseului armăturii pretensionate, rectiliniu sau curb, coexistă, în elementul de construcție neîncărcat, două eforturi care se echilibrează: o întindere în armătură și o compresiune în beton.

Construcțiile din beton precomprimat se realizează prin diferite metode care duc în general la gruparea lor în două mari categorii:

- ◆ construcții cu armătura preîntinsă, la care armăturile sunt puse în stare de tensiune înainte de turnarea betonului și, până la întărirea sa, sunt menținute sub tensiune prin ancorare în culei masive sau prin fixarea lor de cofraje metalice rezistente – figura 1 (controlul tensiunii din armătură nu se poate face în acest sistem decât înainte de transmiterea efortului la beton, adică înainte de precomprimarea betonului);
- ◆ construcții cu armătura postîntinsă, la care armătura este pusă sub stare de tensiune după turnarea și întărirea betonului, astfel încât acesta preia direct efortul transmis de armătură.

2. Echipamente și instalații destinate precomprimării armăturilor din structurile de beton precomprimit: structură, parametri și performanțe caracteristice.

Pretensionarea armăturilor din structurile de beton precomprimit se realizează cu echipamente sau instalații hidraulice speciale (fig.1 și 2) constituite din următoarele elemente componente de bază:

- dispozitivul de tensionat armături (fig. 3);
- grupul de acționare electrohidraulic;
- set de furtune hidraulice de înaltă și joasă presiune;
- sistemul de control, măsurare și înregistrare a tensiunii remanente din armăturile tensionate (opțional).

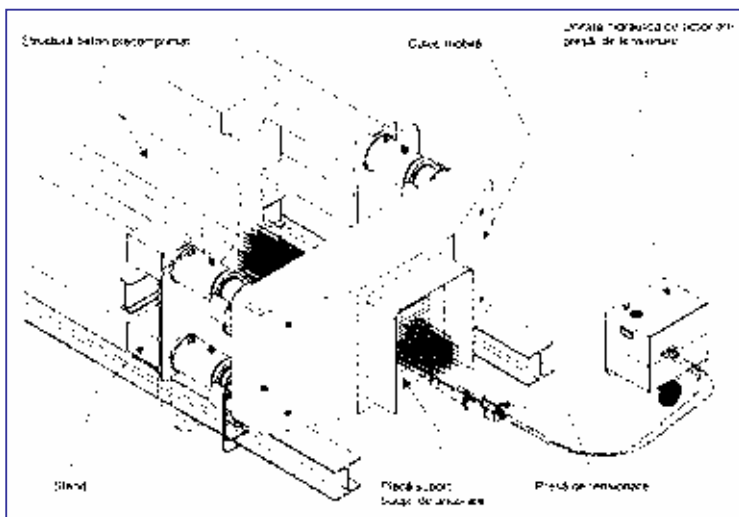


Figura 1

Structura generală a echipamentului hidraulic flexibil pentru pretensionarea armăturilor din structurile de beton precomprimit



- a -



- b -

Figura 2 - Echipament hidraulic flexibil pentru tensionat armături
a – Hydramold; b – Max Paul.

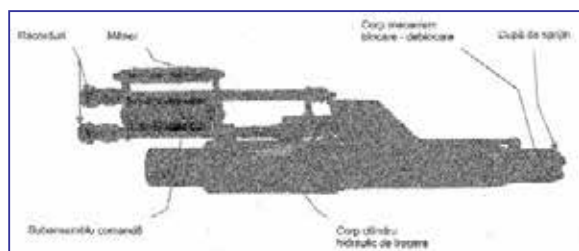


Figura 3 – Dispozitiv pentru tensionat armături unifilare cu un cilindru hidraulic (Hydramold)



Figura 4 – Dispozitiv pentru tensionat armături unifilare cu doi cilindri hidraulici (Max Paul)



Figura 5 – Dispozitiv pentru tensionat multifilare (CDL)

3. Tehnologii de pretensionare/relaxare a armăturilor structurilor din beton precomprimat.

Dispozitivele pentru tensionat toroane unifilare funcționează după principiul PAUL, sens în care utilizarea acestuia presupune realizarea succesivă a trei faze de lucru.

➤ Faza I

- Se introduce toronul prin plăcile de reținere ale dispozitivului de turnare;
- Se montează bușele de reținere pe toron și se blochează (conf. tehnologiei de blocare);
- Se introduce dispozitivul de tensionare pe toron până la centrarea piesei de sprijin a dispozitivului pe bușă port-bacuri de pe toron.



➤ Faza II

- Se pornește sursa de presiune (se apasă butonul „PORNIT”);
- Se apasă butonul „AVANS” și se menține apăsat; Uleiul hidraulic generat de sursa de presiune deplasează pistonul 1 în sensul de tragere. Pistonul, prin intermediul tijei 2 și a bacurilor de tragere 3 agață toronul, realizând întinderea acestuia, până la forța prereglată.

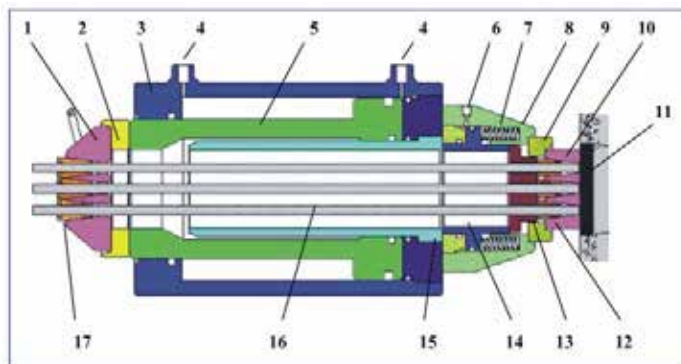


➤ Faza III

- Pentru eliberarea dispozitivului de pe toron, se apasă butonul „RETRAGERE” realizându-se astfel, retragerea pistonului dispozitivului. În momentul în care pistonul a ajuns la capăt de cursă, se realizează, mecanic deblocarea bacurilor de tragere de pe toron;
- Se extrage dispozitivul de pe toronul tensionat, iar dacă este cazul se parcurg etapele anterioare pentru tensionarea unui nou toron.



Dispozitivul pentru tensionat toroane multiple (figura 5) este un dispozitiv alcătuit pe o structură tubulară complexă, și având încorporat un sistem electro-hidraulic de acționare. El realizează automat tragerea simultană pas cu pas, sau într-o singură cursă, a mai multor toroane, asigurând și autoreținerea (blocarea) toroanelor atunci când se efectuează cursa de retragere sau tensionarea a fost definitivată.



1 – placă de tragere; 2 – placă de presiune posterioară; 3 – corp cilindru; 4 – orificii pentru intrarea și ieșirea lichidului hidraulic; 5 – piston de tragere; 6 – intrare lichid hidraulic în ansamblu de blocare; 7 – arc elicoidal de revenire; 8 – cilindru de blocare; 9 – placă de presiune anterioară; 10 – placă blocaj toroane; 11 – culee; 12 – bacuri de blocare; 13 – placă poziționare toroane; 14 – piston de blocare; 15 – piesă de trecere; 16 – toroane; 17 – bacuri de tragere.

Figura 6 - Structura dispozitivului de tensionare simultană a toroanelor multiple

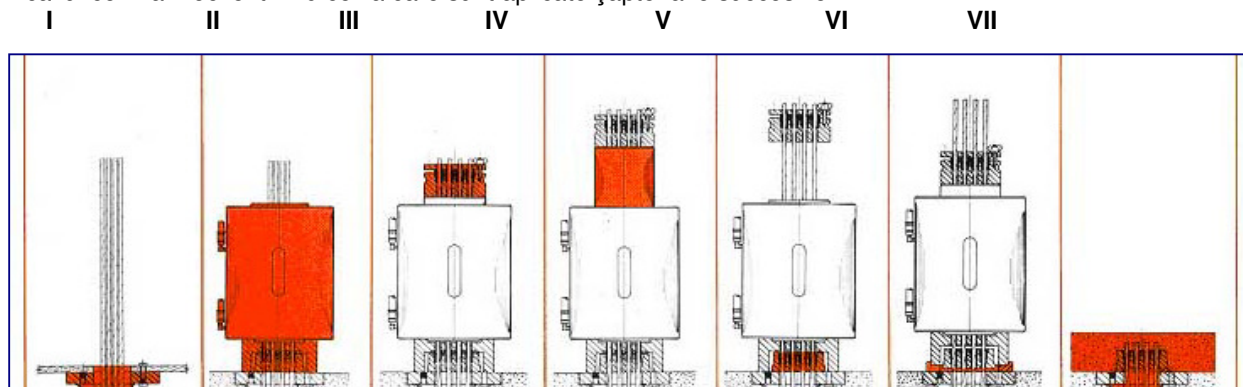
Dispozitivul este alimentat de la o sursă hidraulică de presiune, putând fi manipulat manual în stare liberă sau suspendat cu ajutorul unui mecanism special.

Forța totală de tensionare pe care o dezvoltă dispozitivul se distribuie în mod egal la toroanele tensionate, asigurându-se astfel obținerea unei tensiuni de tensionare constantă în toate toroanele tensionate.

Pentru realizarea corespunzătoare a tensionării toroanelor este necesar ca acestea să li aplice o pretensionare, de regulă din partea opusă tensionării, astfel încât tensionarea simultană propriu-zisă să înceapă cu toate toroanele aflate în același stadiu de pretensionare.

Prin înlocuirea corespunzătoare a plăcii de tragere, a plăcii blocaj toroane, respectiv a plăcii poziționare toroane, dispozitivul poate fi utilizat pentru tensionarea unei game diverse (număr și dimensiuni) de toroane.

Tensionarea toroanelor multiple cu ajutorul dispozitivului se poate realiza într-o succesiune de faze, cazul cel mai frecvent fiind cel la care sunt aplicate șapte faze succesive:



- I. poziționarea toroanelor în stand sau tub;
- II. introducerea plăcii de blocaj; montarea dispozitivului pentru tensionare prin introducerea toroanelor prin piesele de trecere; fixarea blocajelor cu ajutorul pistonului de blocare; pretensionarea inițială a toroanelor;
- III. montarea plăcii de tragere și poziționarea bacurilor de tragere;
- IV. eliberarea blocajelor și efectuarea tragerii toroanelor (primul pas sau completă);
- V. fixarea blocajelor pentru retragerea pistonului de tragere;
- VI. deblocarea blocajelor pentru pasul următor de tragere sau retragerea dispozitivului de pe toroane;
- VII. scurtarea toroanelor și protejarea capetelor libere ale acestora, respectiv ale blocajelor.

4. Determinarea tensiunilor/forțelor remanente din armăturile pretensionat

Pentru măsurarea, afișarea și înregistrarea tensiunilor remanente din armăturile tensionate sunt utilizate în practică o gamă foarte diversă de echipamente și instalații.

Echipamentul fabricat, în acest sens, de firma Hydramold (figura 6) realizează măsurarea forțelor

remanente prin măsurarea valorilor de presiune a fluidului de lucru dintr-o doză tensometrică cu ajutorul unui traductor de presiune, sau direct valoarea forței de tensionare a toronului cu ajutorul unui dinamometru special, cu o precizie de 0,25%. Informația de presiune sau de forță este transformată în semnale electrice analogice de curent, respectiv 4 - 20 mA. Aceste semnale sunt preluate de modulul electronic de afișare numerică și înregistrare pe hârtie; acesta este programat să afișeze în unități de forță și să tipărească la o comandă externă, valoarea existentă pe display în momentul comenzii. De asemenea modulul este prevăzut cu o interfață serială cu ajutorul căreia pot fi transmise date în format digital către un calculator.

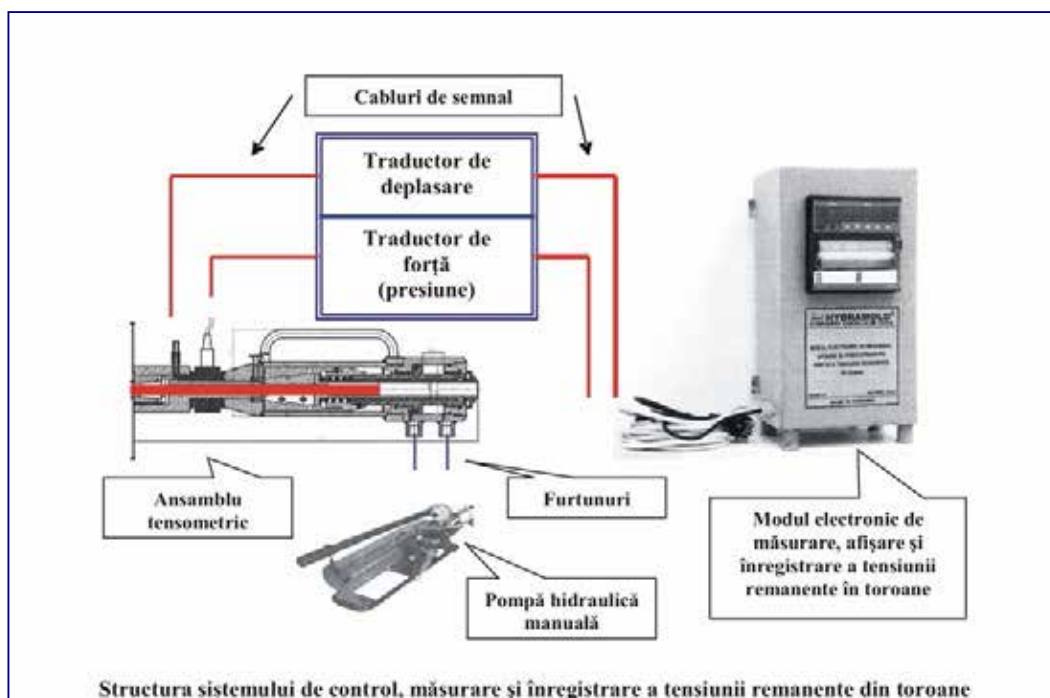


Figura 7

Echipamentul cuprinde următoarele elemente componente:

- ansamblu tensometric;
- modul electronic de măsurare, afișare și înregistrare;
- pompă hidraulică cu acționare manuală;
- cabluri semnal și cablu de alimentare;
- furtunuri hidraulice.

Ansamblul tensometric este un sistem hidromecanic similar constructiv și funcțional cu dispozitivului de tragere al dispozitivului de tensionat toroane, având integrate în structura sa: un traductor de forță sau presiune, un traductor de deplasare și un distanțier de sprijin. Acționarea hidraulică a sistemului se realizează cu ajutorul unei pompe hidraulice cu acționare manuală.

Etapele necesare măsurării forțelor remanente cu un asemenea echipament sunt:

- se cuplează ansamblu tensometric la pompa hidraulică prin intermediul furtunurilor hidraulice și semicuplelor rapide;
- se realizează legăturile între modul electronic de măsurare, afișare și înregistrare și ansamblul tensometric prin intermediul cablurilor de semnal;
- se cuplează modul electronic de măsurare, afișare și înregistrare la o sursă de alimentare (220 Vca; 50 Hz);
- se introduce capătul liber al toronului tensionat în ansamblul tensometric, acesta din urmă sprijinindu-se pe culeea patului de turnare prin piesa de sprijin care se poziționează deasupra blocajului toronului cu cele patru gheare dispuse între blocajele toroanelor învecinate cu toronul verificat;
- se acționează pompa hidraulică manuală astfel încât prin alimentarea cilindrului hidraulic al ansamblului tensometric să se realizeze prinderea toronului și întinderea acestuia;
- întinderea toronului se realizează până când toronul tensionat este desprins de culee împreună cu manșonul de blocare;

- desprinderea manșonului de pe culee este sesizată de traductorul de deplasare, care emite un semnal modulului electronic de măsurare, afișare și înregistrare; în momentul primirii acestui semnal modulul electronic afișează valoarea forței de tensionare a toronului (primită de la traductorul de forță), valoare pe care o reține afișată și pe care o poate înregistra pe suportul de hârtie cu care este prevăzut; în plus valoarea foră din toron poate fi transmisă de modulul electronic la un sistem de calcul, afișare și înregistrare extern;
- prin robinetul cu patru căi a pompei manuale se realizează descărcarea hidraulică a cilindrului hidraulic al ansamblului tensometric, obținându-se astfel eliberarea toronului analizat, care se va așeza pe culeea patului de turnare prin blocajul său; deoarece desprinderea blocajului toronului se realizează pe o distanță foarte mică, și fără ca strângerea toronului să fie afectată nu există riscul ca tensiunea remanentă din toron să fie modificată;
- se desprinde ansamblul tensometric de pe toron, putându-se trece la verificarea tensiunii remanente dintr-un alt toron.

STRUCTURA ȘI CINEMATICA ACȚIONĂRII HIDRAULICE A DISPOZITIVELOR DE PRETENSIONARE/RELAXARE A STRUCTURILOR DIN BETON SAU A CABLURILOR DE ANCORARE

Constantin CHIRIȚĂ*

Mitică MANEA**

* Conf. Dr. Ing., Director al Departamentului de Ingineria Sistemelor de Acționări Hidraulice și Pneumatice, Centru de excelență în cercetare, Catedra Mașini-Unelte și Scule, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, titular al disciplinei Hidraulica Mașinilor-Unelte

** Prof. dr.ing., Colegiul Tehnic „Dumitru Mangeron” Bacău

Rezumat

În lucrare sunt tratate aspectele privind alegerea, studiul, calculul, proiectarea și exploatarea sistemelor hidraulice flexibile de înaltă presiune destinate acționării dispozitivelor de pretensionare/relaxare a structurilor din beton precomprimat sau a cablurilor de ancorare.

Adresându-se în același timp beneficiarilor aplicațiilor tehnologice ale dispozitivelor de pretensionare/relaxare, respectiv proiectanților și producătorilor acestor echipamente lucrarea dorește să ofere acestora posibilitatea de a aplica în practica industrială ultimele realizări din acest domeniu.

Prezentarea problemelor puse în discuție, care constituie în parte rezultatele cercetărilor teoretico – experimentale realizate în cadrul Universității Tehnice „Gh. Asachi” Iași – D.I.S.A.H.P. în colaborare cu firma HYDRAMOLD Iași, oferă specialiștilor în domeniu elementele necesare unei configurări optime a unei acționări hidraulice pentru dispozitivele de pretensionare/relaxare, cât și alegerea tehnologiilor celor mai productive și eficiente pentru exploatarea unor asemenea echipamente. În acest sens plecându-se de la cerințele beneficiarilor, respectiv de la definirea funcției/sarcinii tehnologice a echipamentului se oferă soluții practice privind elaborarea structurii generale a acționării hidraulice, alegerea motoarelor hidraulice, alegerea surselor de presiune, alegerea aparaturii de comandă, reglare, distribuție și monitorizare, alegerea elementelor de conectică și nu în ultimul rând testarea și încercarea echipamentului.

1. Considerații teoretice privind tehnologia și instalațiile specifice pretensionării/relaxării structurilor din beton precomprimat.

Tehnologia realizării structurilor din beton precomprimat cu armături preîntinse presupune pentru armături executarea a cel puțin trei operații principale: pretensionarea armăturilor (înainte de turnarea betonului), măsurarea stării inițiale de tensiuni din armăturile pretensionate, respectiv relaxarea armăturilor (după turnarea și întărirea betonului). Menținerea sub tensiune a armăturilor se realizează prin ancorare în culei masive sau prin fixarea lor de cofraje metalice rezistente (fig. 1).

Eforturile unitare sau forțele din armăturile pretensionate sunt date în proiectele elementelor prefabricate atât pentru faza inițială până la transfer, cât și pentru o anumită perioadă de timp sau pentru faza finală, când pierderile de tensiune reologice din armătură și beton au loc parțial sau total.

Eforturile din faza inițială din armătura pretensionată sunt []:

- efortul unitar de control σ_k , care este efortul unitar la pretensionarea inițială a armăturilor;
- efortul unitar obținut imediat după blocarea armăturilor;
- efortul unitar în armătura pretensionată înainte de transfer;
- efortul unitar în armătura pretensionată după transfer.

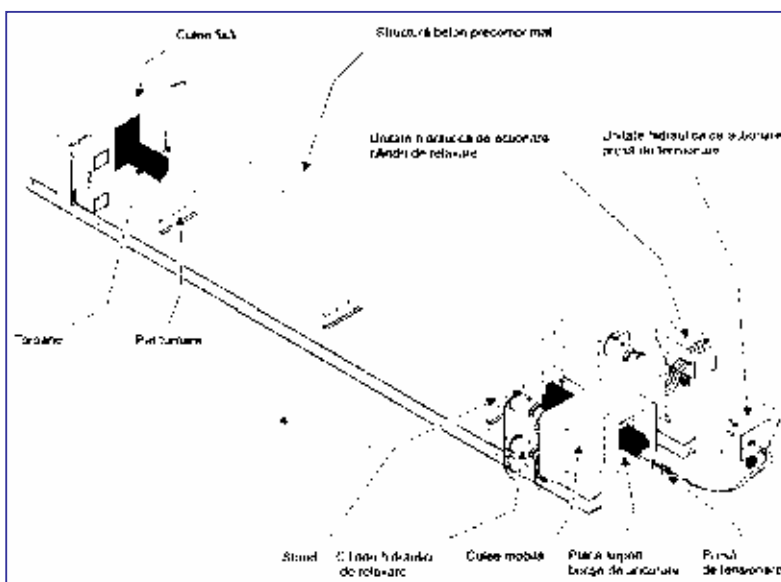


Figura 1
Structura generală a echipamentului
flexibil pentru realizarea structurilor din
beton precomprimat

Tehnologic operațiile de pretensionare sau relaxare a armăturilor se execută cu echipamente speciale acționate electrohidraulic, și care din punct de vedere structural sunt constituite din (fig. 1):

- sistemele mecanice care realizează tragerea sau eliberarea controlată a armăturilor;
- sisteme pentru măsurarea și înregistrarea forțelor/tensiunilor remanente din armături;
- unitățile electrohidraulice de acționare ale sistemelor mai sus menționate.

2. Configurarea organigramei acționării hidraulice a dispozitivelor de pretensionare/relaxare.

Elaborarea structurii echipamentului hidraulic de acționare a dispozitivului de tensionare/relaxare, pentru o anumită aplicație, se realizează pe baza datelor din organigrama de configurare (tab. I) întocmită pe baza cerințelor beneficiarului.

*Tabelul I – Organigrama de configurare a structurii acționării hidraulice
a dispozitivelor de pretensionare/relaxare ale armăturilor*

Nr. crt.	Etapele configurării	Datele și parametrii specifici etapei
1.	Analiza cerințelor beneficiarului	◆ denumirea acțiunii tehnologice; ◆ dimensiunea, tipul și materialul armăturii; ◆ condiții speciale și restricții (gabarit, greutate, susținere, modalitatea de pretensionare, precizia de realizare a operației tehnologice, necesitatea măsurării și monitorizării parametrilor de lucru, fiabilitatea și mentenanța sistemului, securitatea operatorului și echipamentului, etc.).
2.	Definirea funcției/sarcinii tehnologice a echipamentului hidraulic	◆ denumirea funcției/operației tehnologice; ◆ valoarea parametrilor de lucru: forță, cursă, etc.; ◆ trasarea caracteristicii presiune – forță de pretensionare/relaxare; ◆ ciclul de lucru.
3.	Elaborarea structurii generale a echipamentului	◆ elaborarea structurii generale a circuitului hidraulic; ◆ stabilirea parametrilor și performanțelor caracteristice; ◆ elaborarea schemei electrice/ electronice de acționare; ◆ adoptarea cinematicii acționării hidraulice.
4.	Alegerea cilindrilor de lucru	◆ determinarea nr. și tipurilor cilindrilor; ◆ stabilirea caracteristicilor dimensionale.
5.	Alegerea sursei de presiune înaltă	◆ stabilirea tipului pompei; ◆ stabilirea debitelor și presiunilor corespunzătoare, a modului de reglare a acestora, cât și a modului de afișare;

		♦ calcularea rezervorului.
6.	Alegerea aparaturii de comandă, reglare, distribuție și monitorizare	♦ stabilirea tipului și caracteristicilor funcționale ale traductoarelor de presiune, deplasare, forță; ♦ alegerea aparaturii de comandă, reglare și distribuție; ♦ alegerea aparaturii de monitorizare, semnalizare și înregistrare.
7.	Alegerea sculei/sculelor de lucru	♦ stabilirea tipurilor de bacuri de tragere; ♦ proiectarea dispozitivelor de tragere, respectiv de relaxare; ♦ stabilirea tipurilor și dimensiunilor blocajelor.
8.	Alegerea elementelor de conectică	♦ stabilirea dimensiunilor și materialului,

3. Structura acționării hidraulice a dispozitivelor de pretensionare/relaxare.

Pentru realizarea uneia din operațiile prezentate în paragraful 1, este necesar un circuit hidraulic care să realizeze transferul energetic de la sursa de presiune la dispozitivul de tragere sau la culeea mobilă, elemente care realizează operațiile de pretensionare, respectiv de relaxare.

Deoarece forțele ce trebuie dezvoltate la pretensionare/relaxare sunt foarte mari, este necesar ca presiunea de lucru a sistemului hidraulic de acționare să aibă valori corespunzătoare. Din acest punct de vedere se utilizează numai sisteme hidraulice flexibile de înaltă presiune, sisteme caracterizate printr-un număr relativ redus de funcții. În figura 2 se prezintă structura generală a unui asemenea echipament hidraulic, iar în figurile 3 și 4 schemele hidraulice ale grupurilor electrohidraulice utilizate de firma Hydramold pentru acționarea echipamentelor de pretensionare, respectiv relaxare a armăturilor.

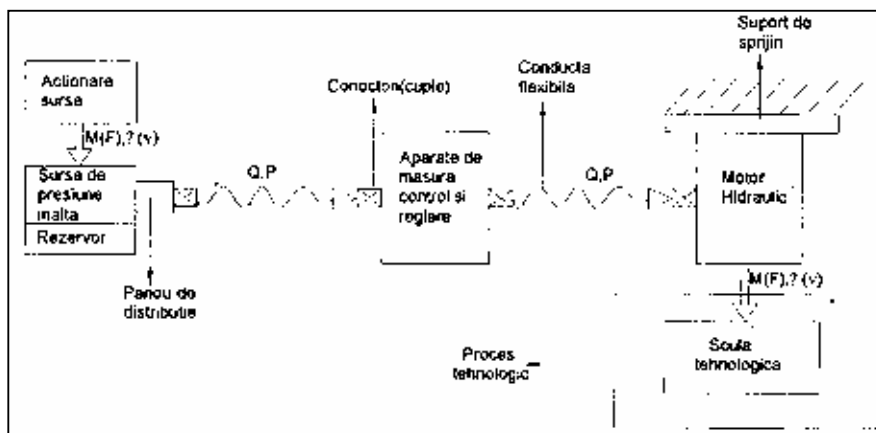


Figura 2 – Structura generală a echipamentelor hidraulice de presiune înaltă.

Energia hidraulică de presiune înaltă este furnizată circuitului de sursă de presiune înaltă la parametrii energetici Q și p .

Panoul de distribuție înglobat în construcția pompei are în componență distribuitoare pentru controlul direcțional al fluidului de lucru (cu trei căi, atunci când se controlează direcția fluidului hidraulic într-un sistem cu simplă acțiune, respectiv cu patru căi, când se controlează direcția fluidului hidraulic în sisteme cu dublă acțiune).

Transformarea energiei hidraulice în energie mecanică necesară efectuării operațiilor tehnologice caracteristice aplicației se realizează cu motoare hidraulice tip cilindru. Transmiterea acțiunii de la tija pistonului la dispozitivele de pretensionare/relaxare se realizează direct, în raport 1/1 sau prin intermediul unor mecanisme intermediare cu care se realizează, de regulă, o multiplicare a forței sau vitezei de deplasare.

În funcție de tipul aplicației, poate fi realizată blocarea sarcinii în poziția cerută prin menținerea pistonului în acea poziție prin sisteme de blocare mecanice sau hidraulice.

Echipamentele hidraulice au în structura lor diferite aparate, senzori și traductoare amplasate pe circuitul hidraulic dintre pompă și cilindri sau în procesul tehnologic (măsurarea și afișarea presiunii și/sau forței, comanda valorii debitului, comanda pornirii sau opririi fluxurilor de fluid, măsurarea și afișarea curselor cilindrilor, semnalizarea sfârșitului de cursă a cilindrilor, etc.).

În afara componentelor de bază ale structurii echipamentelor hidraulice de înaltă presiune care au fost menționate, în alcătuirea acestor echipamente se mai regăsesc conductele și accesoriile. Prin conducte se

realizează transmiterea fluidului către cilindri, iar accesoriile permit montarea rapidă și sigură a componentelor pe circuitul hidraulic, respectiv realizarea legăturii dintre cilindrul hidraulic și sarcină.

Amplasarea componentelor echipamentelor hidraulice cu presiune înaltă în cadrul grupurilor electrohidraulice este exemplificată în figura 5.

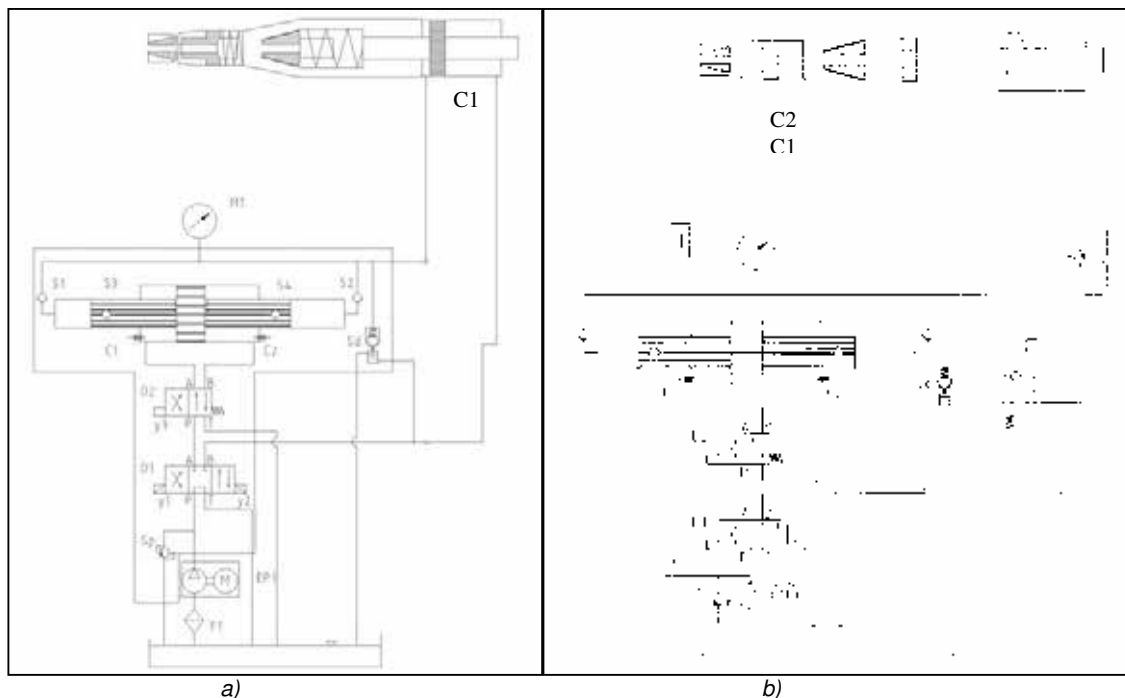
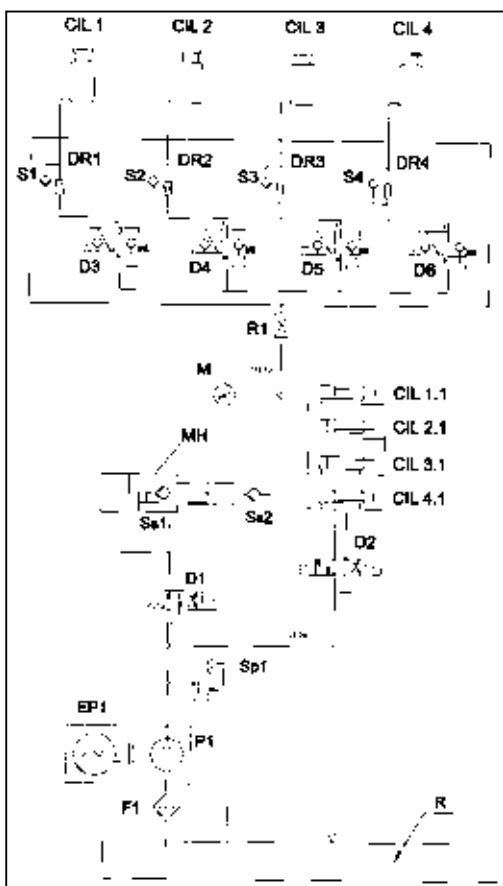


Figura 3 - Schema hidraulică a grupului de acționare a dispozitivelor de pretensionat armături (Hydramold Iași)

a – blocaje acționate mecanic; b – blocaje acționate hidraulic.



P1 – pompă; F1 – filtru; Sp – supapă de presiune; D1, D2 – distribuitoare; MH – multiplicator hidraulic; M1 – manometru; Sd – supapă blocabilă; Si – supape de sens; C1 – cilindrul hidraulic pentru acționarea dispozitivului de tragere; C2 – cilindrul hidraulic pentru acționarea blocajelor.

Figura 4 - Schema hidraulică a grupului de acționare a echipamentului pentru relaxat armături pretensionate (Hydramold Iași)

R – rezervor; EP1 – motor electric; F1 – filtru; P1 – pompă cu roți dințate; Sp1 – supapă de presiune; D1, D2 – distribuitoare; Ss1, Ss2 – supape de sens; MH – multiplicator hidraulic; M – manometru; R1 – robinet separare circuit; D3 ... D6 – distribuitoare; S1 ... S4 – supape de sens; DR1 ... DR2 – droselle; CIL 1.1 ... CIL 4.1 – cilindri hidraulici acționare mecanism blocare; CIL 1 ... CIL 4 – cilindri hidraulici de relaxare.

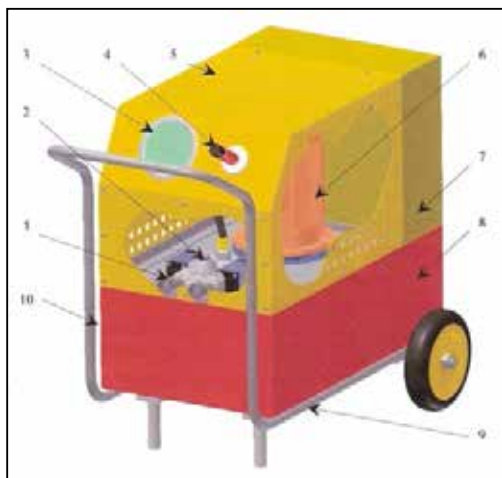


Figura 5 – Grup electrohidraulic (Hydramold Iași) pentru acționarea dispozitivelor de pretensionare armături (acționare mecanică a blocajelor)

1 – semicuplă rapidă mamă; 2 – multiplicator cu dublă acțiune; 3 – manometru; 4 – supapă de reglare a presiunii; 5 – apărătoare; 6 – electropompă; 7 – tablou electric; 8 – rezervor ulei; 9 – cadru susținere și manevrare; 10 – indicator de nivel ulei.

4. Parametri și performanțe caracteristice ale acționării hidraulice a dispozitivelor de pretensionare/relaxare.

Parametrii care definesc integral construcția și condițiile de exploatare a echipamentelor de pretensionare/relaxare ale armăturilor din structurile de beton precomprimat se prezintă în tabelul II.

Tabelul II

Notație	Denumirea parametrilor	U.M.
<i>Echipamente de pretensionare</i>		
F	Forța maximă de tragere	tf
L	Cursa maximă de tragere	mm
S	Suprafața activă a cilindrilor hidraulici	cm ²
Q	Debit fluid de lucru	l/min
p	Presiunea maximă de lucru	bar
axb	Dimensiuni toroane (a – nr. de fire ale toronului; b – diametrul firului)	mm (inci)
d	Diametrul armăturii (toronului)	mm
<i>Echipamente de relaxare</i>		
F	Forța maximă dezvoltată	tf
L	Cursa maximă de lucru	mm
p	Presiunea maximă de lucru	bar
S	Suprafața activă a cilindrilor de relaxare	cm ²
Q	Debit fluid de lucru	l/min

Principalele performanțe funcționale ale echipamentelor hidraulice pentru acționarea dispozitivelor de pretensionare/relaxare sunt: pierderile prin frecare din interiorul dispozitivelor mecanice, respectiv a cilindrilor hidraulici, caracteristicile funcționale forță – presiune, lunecarea la blocare maximă admisă a armăturii, alunecarea sub sarcină (blocarea hidraulică a sarcinii), rigiditatea, capacitatea de reglare a forței de lucru, manevrabilitatea, controlul permanent a cursei cilindrilor și gradul de automatizare a ciclului de lucru.

5. Cinematica acționării hidraulice a dispozitivelor de pretensionare/relaxare.

Realizarea funcțiilor tehnologice ale echipamentelor pentru pretensionarea/relaxarea armăturilor structurilor din beton precomprimat impune posibilitatea de reglare a vitezelor de lucru, respectiv ale forțelor dezvoltate de aceste echipamente.

Vitezele de lucru ale cilindrilor hidraulici se stabilesc valoric în faza de proiectare prin aria secțiunii de lucru a cilindrilor, respectiv valorile debitelor fluidelor de lucru ale echipamentului hidraulic. În timpul realizării pretensionării/relaxării vitezele pot fi reglate automat prin:

- ♦ modificarea debitului automat în funcție de treapta de presiune utilizată (la pretensionare)- reglare volumică;

- ◆ reglarea corespunzătoare a droselilor de pe circuitul de alimentare a cilindrilor hidraulici (la relaxare) – reglare rezistivă.

Valorile forțelor de lucru se stabilesc prin reglarea presiunii lichidului de lucru cu ajutorul supapelor de presiune, care permit o reglare fină a acesteia în toată gama de presiuni oferită de pompa hidraulică și/sau multiplicatorul hidraulic; de fapt valoarea presiunii este reglată de obicei pe circuitul de joasă presiune, multiplicatorul hidraulic amplificând-o cu un anumit factor ce reprezintă tocmai factorul de amplificare ale multiplicatorului. Acest lucru prezintă avantajul reglării unor valori mari de presiune cu ajutorul supape de joasă sau medie presiune.

Ciclul de lucru al cilindrilor hidraulici (succesiunea alimentării sau descărcării la rezervor) este realizat prin intermediul echipamentului electronic de acționare a elementelor de comandă și distribuție ale echipamentului hidraulic.

REGULATOARE AUTOMATE DE VITEZĂ (RAV) PENTRU TURBINE HIDRAULICE DE PUTERE MICĂ (0,1 – 10 MW)

Ing. Adrian ILIESCU* Ing. Marian BLEJAN*

*INOE 2000-IHP

INTRODUCERE

Regulatoarele automate de viteză sunt subansamble complexe ce intră în componența centralelor hidro sau termo-electrice și au rolul de a asigura stabilitatea regimului staționar de funcționare al turbinei și generatorului de curent și o calitate optimă a regimurilor tranzitorii. Această ultimă calitate este importantă în situații de avarie, când se produc aruncări din sarcină și trebuie realizată scoaterea rapidă din funcțiune a turbinei și golirea sistemului sub presiune din amonte de turbină, fără să apară vibrații, șocuri sau lovituri de berbec.

Pentru a înțelege rolul și funcțiile regulatorului în lanțul amenajărilor și agregatelor unei termocentrale ce concurează la producerea energiei electrice, prezentăm mai jos o imagine sugestivă a unei microcentrale și o schemă bloc a acesteia (fig.1 și 2).

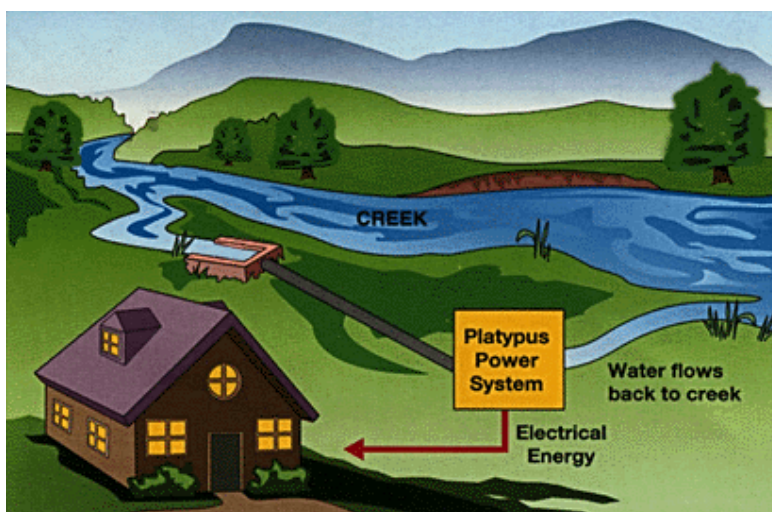


Figura 1. Microhidrocentrala

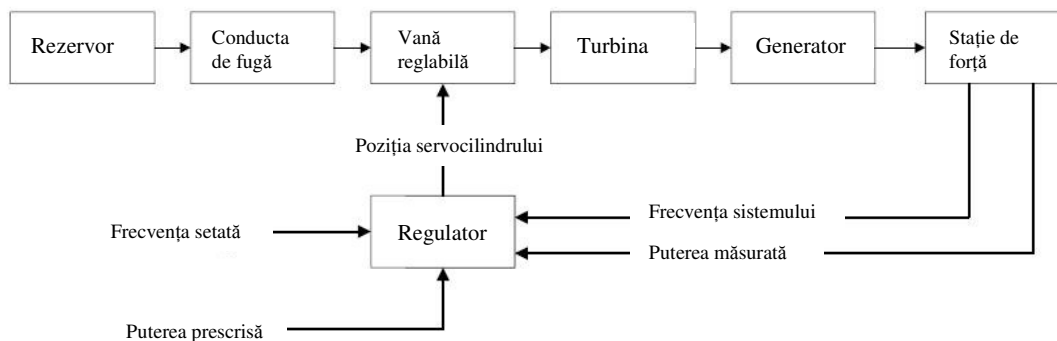


Figura 2. Schema bloc a microhidrocentralei

Regulatorul intervine direct asupra vanei reglabile aflată înaintea turbinei, închizând sau deschizând secțiunea de admisie a apei. Prin aceasta se poate controla turația turbinei, care antrenează la rândul ei generatorul de curent. Turația turbinei este important să se mențină în limite bine stabilite, la o valoare

impusă de frecvența curentului de rețea. Schema hidraulică a unui regulator de viteză se poate vedea în fig.3.

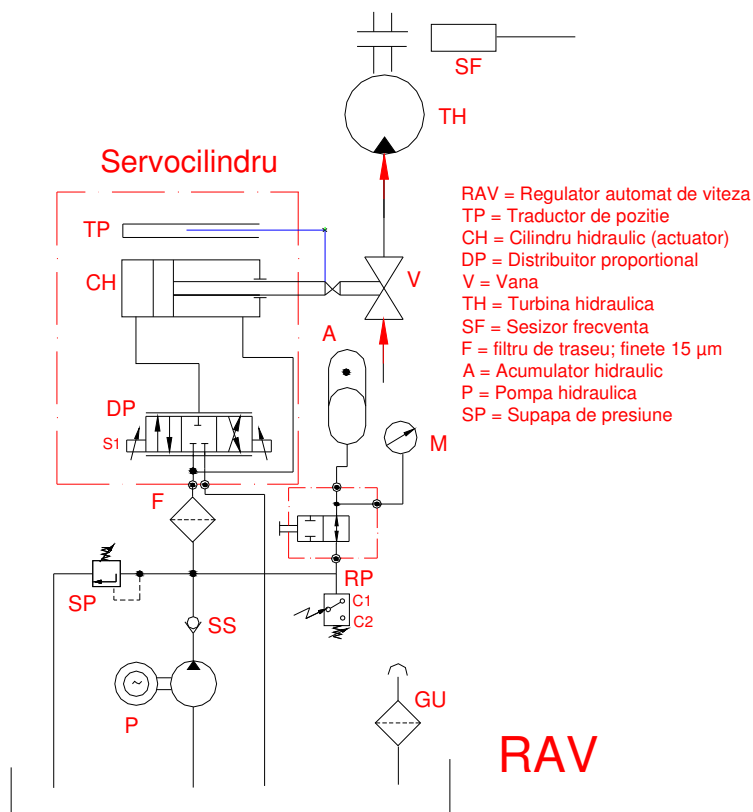


Figura 3. Regulator automat de viteză electrohidraulic

Dacă din anumite motive consumul de curent sau sarcina din rețea crește, tendința generatorului de curent este de a micșora turația turbinei, caz în care regulatorul trebuie să deschidă vana pentru a mări debitul apei care alimentează turbina. În felul acesta turația revine la valoarea anterioară.

Fenomenul contrar, de scădere a sarcinii din rețea duce la o creștere a turației generatorului, ceea ce impune intervenția în sensul opus a regulatorului.

Păstrarea valorii nominale se face prin oscilații în jurul acesteia, regimul de tranziție trebuind să fie stabil.

METODE DE REGLAJ

Pentru acoperirea forțelor de acționare ale elementelor de reglare, regulatoarele moderne sunt echipate în exclusivitate cu servomecanisme electrohidraulice. Două variante de astfel de sisteme sunt întâlnite astăzi în amenajările hidroelectrice :

- varianta "clasică", în care servomecanismul este inclus din punct de vedere constructiv-funcțional în regulatorul de turație și din punct de vedere informațional în realizarea legii de reglare; un exemplu tipic îl constituie regulatorul *REH 76 M*, aflat în exploatare la noi în țară;

- varianta "modernă", în care servomecanismul este stabilizat și optimizat local, fără să participe la elaborarea legii de reglare; această structură poate fi condusă atât cu regulatoare de turație analogice cât și numerice .

Pentru grupuri de mică și medie putere, o soluție modernă este combinarea, în algoritmul de reglaj, a debitului turbinat cu o rețea auxiliară disipativă comandată cu tiristoare de putere. Această soluție este specifică mini și micro amenajărilor hidroelectrice .

Înlocuirea convertoarelor electrohidraulice clasice cu servovalve sau distribuitoare proporționale din fabricația curentă și promovarea servovalvelor cu tub mobil, datorită siguranței lor în funcționare rezolvă problema ridicării performanțelor funcționale. Concepția și execuția unor noi convertoare electrohidraulice cu structură specifică aparatului proporțional, corespunde performanțelor specifice servomecanismelor electrohidraulice destinate regulatoarelor de viteză moderne.

În figura 4 se poate vedea schema unui convertor electrohidraulic sau amplificator electrohidraulic.

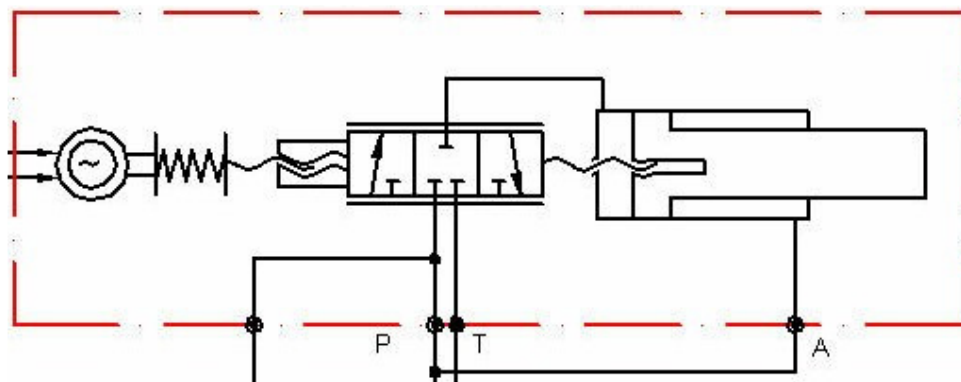


Figura 4. Schema unui convertor electrohidraulic

Împreună cu traductorul de poziție și blocurile electronice de comparație pe bucla de poziție și bucla de turație, convertorul electrohidraulic poate realiza reglajul automat, conform datelor de referință. În figura 5 se poate observa structura unui regulator de viteză în ansamblul unei microhidrocentrale

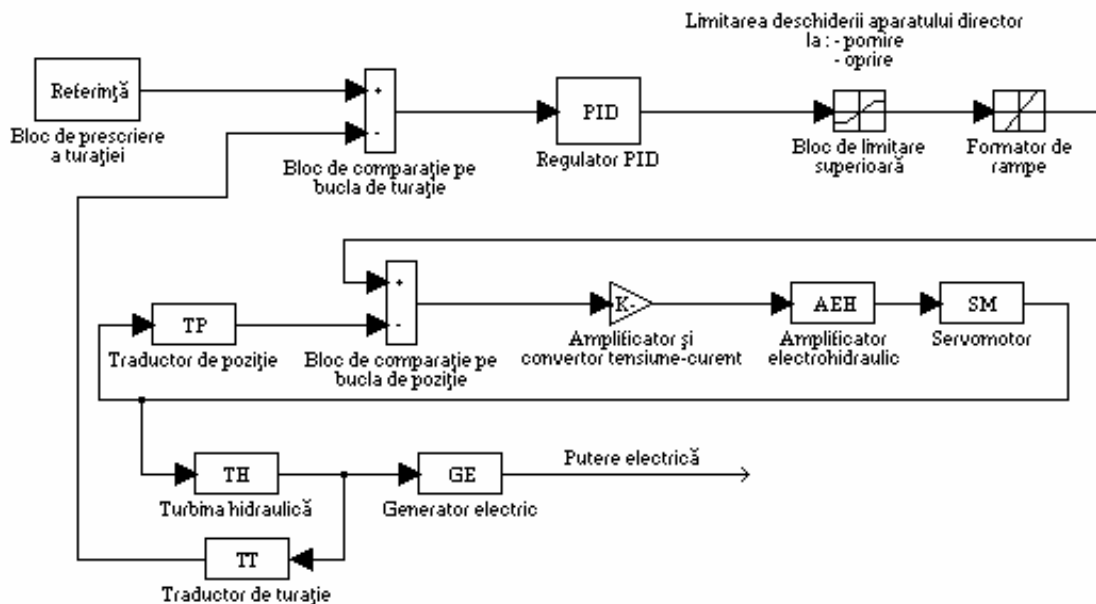


Figura 5. Structura unui servomecanism electrohidraulic specific reglatoarelor de viteză moderne

Aruncarea din sarcină poate conduce la apariția unor fenomene tranzitorii periculoase în conducta forțată. Se impune astfel o dimensionare corectă a castelului de echilibru, corelat cu optimizarea legii de închidere a aparatului director al turbinei. Cercetarea fenomenelor tranzitorii în sisteme hidraulice simple sau complexe impune elaborarea unor modele matematice adecvate. Rezolvarea acestora poate conduce, în variantă simplificată la grafice în coordonate adimensionale, care oferă o previziune asupra regimului tranzitoriu.

În **reglarea de tip PID**, pentru servomecanismul electrohidraulic se pune problema acordării parametrilor regulatorului în funcție de performanțele dinamice impuse, cu o sensibilitate cât mai redusă la perturbații. Dificultățile esențiale sunt generate de neliniaritățile din sistem, precum saturațiile funcționale și frecările coulombiene. O noua structură de reglare PID (fig.6), caracterizată prin echivalarea cu două bucle, una "interioară" și cealaltă "exterioară", asigură performanțele de intrare – ieșire impuse și reduce sensibilitatea la perturbații. Parametrii de acordare ai celor două bucle sunt separați și pe această cale, acordarea regulatorului se face mai ușor, oferind totodată posibilitatea implementării sistemelor adaptive și controlul robust al procesului.

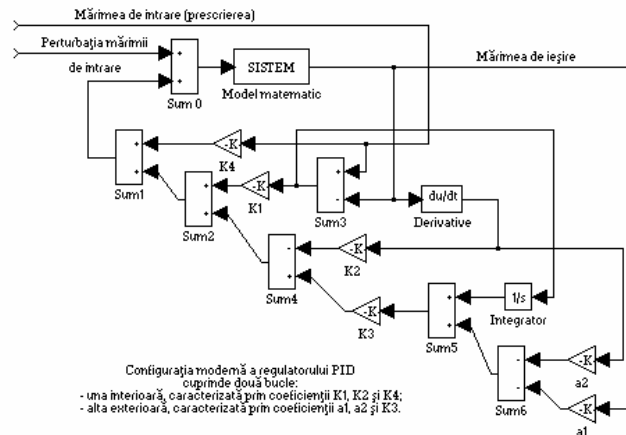


Figura 6. Structură de regulator PID cu două bucle, "interioară" și "exterioară"

În structura servomecanismelor pentru regulatoare de turație sunt larg răspândite subsistemele echipate cu convertoare electrohidraulice cu trei căi și cilindru hidraulic cu dublu efect, cu camere inegale. Această asimetrie, completată cu o zonă de insensibilitate a caracteristicii convertorului impune structuri de conducere adecvate, cu parametri de acordare diferiți în funcție de sensul de mișcare al pistonului. Sinteza unui sistem de control adaptiv, auto-instruibil, care să răspundă unor performanțe impuse, necesită cunoașterea în timp real a influenței temperaturii uleiului, presiunii din sistem, ș.a.m.d. asupra zonei de insensibilitate a caracteristicii convertorului electrohidraulic. Aceleași aspecte se pot analiza și pentru servomecanismele cu amplificatoare electrohidraulice cu patru căi și cilindru hidraulic simetric.

METODE DE REGLAJ ÎN CONTROLUL FUZZY

Controlul de tip PID reprezintă la ora actuală tehnologia cu cea mai largă aplicație în controlul proceselor. Chiar dacă controlul PID este utilizat cu succes în multe probleme de control, el prezintă o limitare majoră: performanța controlerelor PID depinde substanțial de parametrii operaționali ai sistemului. Odată ce acești parametri suferă modificări, este necesar un efort semnificativ pentru a efectua din nou reglajele în mod manual pentru acordarea controlului. Ca rezultat, un operator al unui proces industrial trebuie să lucreze cu aproximativ 50% din buclele de reglaj ale unui control PID în mod manual. Cercetările desfășurate în aplicațiile care utilizează metode de acordare în controloare bazate pe logica fuzzy, sunt axate în principal pe reducerea efortului operatorului uman și în dotarea controloarelor bazate de logica fuzzy cu posibilitatea adaptării automate la modificări ale mediului de lucru.

Controloarele bazate pe logica fuzzy sunt adesea citate ca având avantaje semnificative față de controloarele PID, includ implementări mai facile și au răspuns mai bun la neliniaritățile proceselor. Au fost dezvoltate abordări diverse pentru adaptarea automată a comportării sistemelor la schimbări ale mediului de funcționare. Într-un controlor fuzzy pot fi acordați trei tipuri de parametri:

- factorii de scalare a intrărilor;
- factorii de scalare a ieșirilor;
- parametrii funcțiilor de apartenență utilizați în partea de antecedentă și în partea concluzivă a regulii fuzzy.

Metodele de reglaj pot fi:

- Utilizarea de reguli euristice de tip meta-nivel
- Utilizarea rețelelor neurale
- Metode bazate pe învățare .
- Algoritmi genetici.

Cele mai intens utilizate metode sunt cele care realizează modificarea factorilor de scalare a intrărilor utilizând reguli de tip meta-nivel și cele care reglează parametrii din partea de consecință a regulilor cu ajutorul metodelor bazate pe învățare.

O diagramă a procesului de reglaj utilizând reguli de tip meta-nivel este descrisă în figura de mai jos (fig.7), relativ la măsurătorile de evaluare a performanțelor reglajelor care iau în considerare trei mărimi referitoare la răspunsul sistemului la o intrare de tip treaptă, și anume: timpul de stabilizare (recovery time : RT), suprareglajul (overshoot : OV) și valoarea maximă a oscilațiilor (OSC).

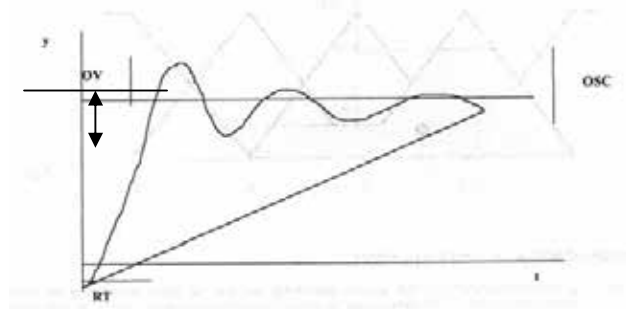


Figura 7.

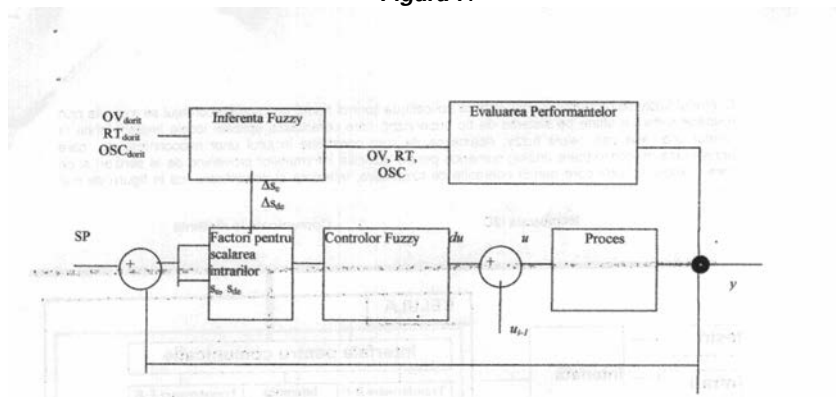


Figura 8.

Regulile utilizate pentru reglaj sunt de tipul:

(1) IF performanța măsurată IS X_1 , THEN ΔS_e IS Y_1

(2) IF performanța măsurată IS X_2 , THEN ΔS_{de} IS Y_2

unde performanța măsurată este una din cele trei măsurători de performanță (OV, RT, OSC), X_1 și X_2 sunt mărimi fuzzy care descriu aceste performanțe, iar Y_1 și Y_2 sunt mulțimi fuzzy care descriu cantitativ corecția aplicată factorilor de scalare.

Performanța măsurată reprezintă diferența dintre performanța actuală a sistemului și valorile dorite specificate pentru OV, RT și OSC. Astfel, performanța măsurată este reprezentată de ecuațiile:

$$\Delta OV = OV - OV_{\text{dorit}}$$

$$\Delta RT = RT - RT_{\text{dorit}}$$

$$\Delta OSC = OSC - OSC_{\text{dorit}}$$

Dupa fiecare iterație, factorii de scalare sunt actualizați astfel:

$$s_e(i+1) = s_e(i) + \Delta s_e$$

$$s_{de}(i+1) = s_{de}(i) + \Delta s_{de}$$

Procedura este repetată până când se obține performanța dorită.

În esență, acordarea controlului unui sistem bazat pe logica fuzzy se efectuează prin modificarea funcțiilor de apartenență a mulțimilor fuzzy care descriu intrările și ieșirile sistemului (funcții de tip triunghiular, trapezoidal, gaussian, etc.), modificarea numărului acestor funcții în concordanță cu precizia necesară, distribuția lor pe universul de discurs, cât și prin modificarea regulilor din baza de reguli de interferență atât în partea lor de premisă cât și în partea lor conclusivă.

Bibliografie

- [1] Marin Al., *Cercetări teoretice privind analiza și sinteza reglatoarelor hidraulice de turație ale mașinilor de forță*, Referatul nr. 1 al tezei de doctorat, U.P.B., 1994;
- [2] Bărglăzan M., *Reglarea și automatizarea sistemelor hidraulice*, Lito I.P.T.V., Timișoara, 1979;
- [3] Bărglăzan M., *Studiul unui regulator de turație în regim dinamic*, Bul. I.P.T.V., Nr. 1, 1973;
- [4] ***- *Elektronisch-hydraulischer Drehzahlregler für eine Francis-Wasserturbine mit stehender Welle, starrem Laufrad und verstellbarem Leitrad*, Stahlwasserbau-Hydraulik, Rexroth GMBH Lohr am Main, 1990;
- [5] McKay H.G., Rydbeck B.V., Wright W.D. and Erdmannsdorfer H., *Development and Appraisal of Mini Hydro in Remote Areas*, Water Power & Dam Construction, October 1990;
- [6] Petry B. and Vieira R.M., *An Investigation of Transient Phenomena in Pumped-Storage Plants*, International Water Power & Dam Construction, August 1994;
- [7] Onea D., *Sisteme de reglaj automat al turației pentru turbinele hidraulice fabricate în RSR*, Construcția de mașini, Nr.7, 1975

REALIZARE SISTEM PENTRU CONTROLUL SERVICIILOR DE ACCES ÎN SPAȚIILE PUBLICE SAU PRIVATE

ing. Niculaie MIHAI* drd. ing. Iulian DUȚU*

*INOE 2000 - IHP

1. INTRODUCERE

Prezentul articol descrie serviciile de protecție pentru spațiile publice, cum sunt piețele, parcurile, străzile cu acces limitat sau interzis, peroane, aeroporturi și servicii pentru accesul persoanelor pe bază de cartelă, accesul gratuit al mașinilor de aprovizionare, pompieri, poliție și salvare. Aici sunt incluse și serviciile pentru activitățile din parcurile publice deservite de operatori care încasează taxele de parcare, eliberând bon, comandând barierele și bornele mobile pentru permiterea accesului la intrare sau ieșire.

Accesul în parcare al fiecărui autovehicul se face pe baza unei cartele optice, obținute de la operatorul postului de intrare după ce acesta a trecut-o prin cititorul optic. În calculator se va înregistra numărul cartelei, data și ora intrării în parcare.

Acționarea fiecărei bariere sau bornă mobilă de către operatorul de intrare sau ieșire se face cu ajutorul unor telecomenzi radio.

2. COMPONENTA SISTEMULUI CARE ASIGURĂ SERVICII DE ACCES ÎN SPAȚIILE DE PARCARE

Figura 1 prezintă schema de ansamblu a sistemului realizat.

Sistemul de acces realizat este alcătuit din două module principale: modulul electromecanic și modulul informatic.

- Modulul electromecanic; cuprinde cabină operator, toate elementele electro-mecanice de acționare (barieră electrohidraulică sau bornă mobilă), legăturile între acestea;
- Modulul informatic; include aplicația software de citire a datelor provenite de la cititoare, calculatorul, cititoarele de cartele, blocul electronic și comunicația cu casa electronică de marcat, cu modulul electromecanic și semaforul electric.

2.1 Modulul electromecanic al sistemului care asigură servicii de acces în spațiile de parcare

Pentru definitivarea sistemului care asigură serviciile de acces în spațiile de parcare în concordanță cu descrierea anterioară s-au achiziționat de la furnizorii specializați următoarele componente: cabina operator, elementele electronice de conexiune și interfața calculatorului, cititoarele de cartele și casa de marcat pentru evidența fiscală a serviciilor acordate.

Elementele electromecanice de acționare, în speță bariera electrohidraulică și borna mobilă s-a realizat în parteneriat de către INOE 2000 – IHP și SC ROMFLUID SA.

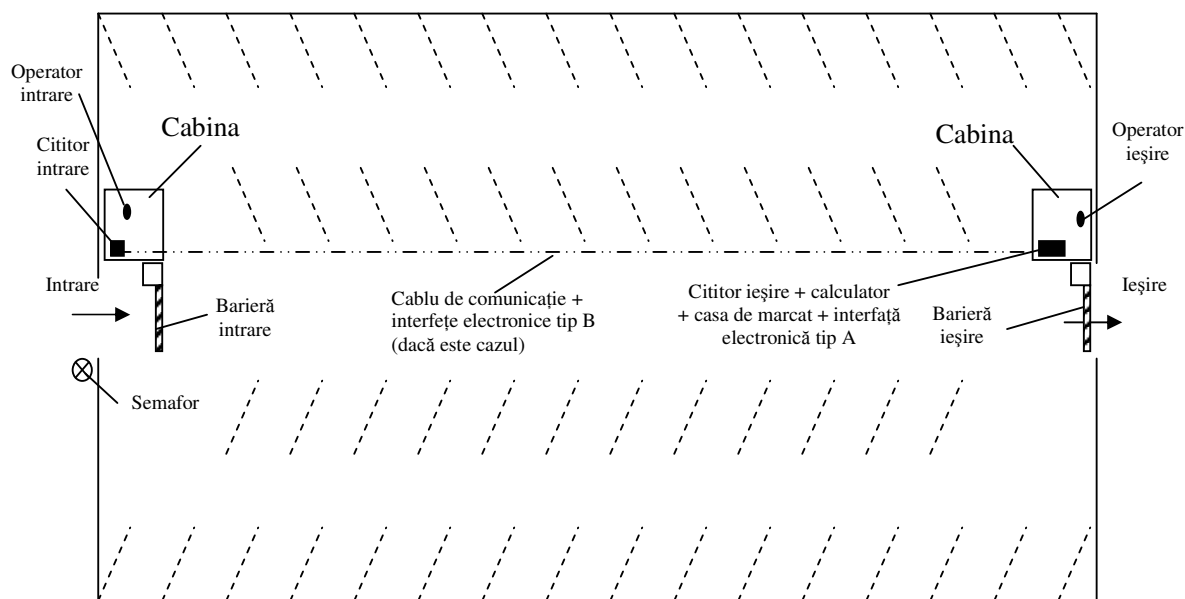


Figura 1

2.1.1 Schema hidraulică a barierei electrohidraulice de acces

În figura 2 este prezentată schema hidraulică de acționare a barierei electrohidraulice, elaborată astfel încât să se utilizeze un număr minim de aparate hidraulice, respectiv număr minim de elemente mecanice de acționare.

Subliniem că s-au eliminat elementele intermediare clasice de prindere cum ar fi pârghiile și articulațiile între cilindrul hidraulic și brațul barierei, sistemul de acționare fiind înlocuite de un sistem cu cablu de oțel. Cablul de oțel este fixat rigid pe roata de ghidare a cablului, rotirea acesteia fiind de maximum 90° .

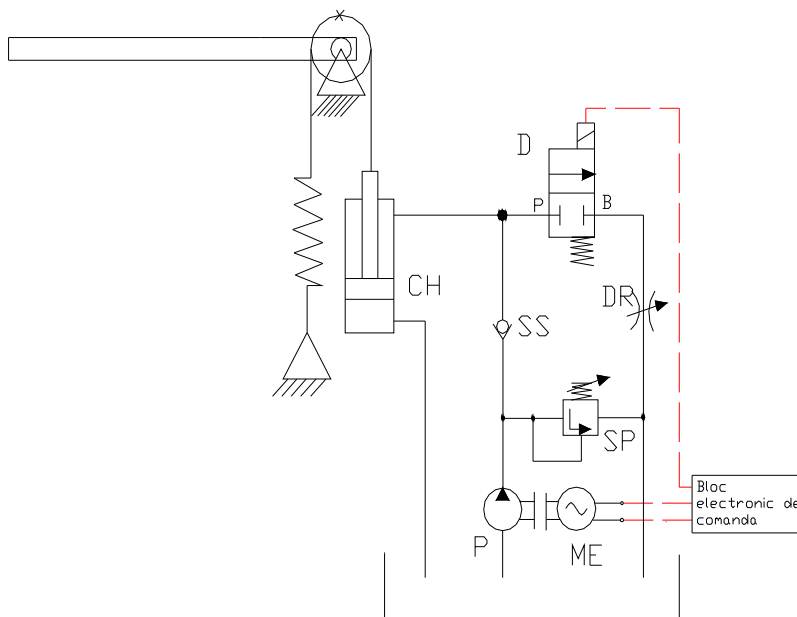


Figura 2

Cilindrul hidraulic are frânări la capete de cursă.

Schema hidraulică, din figura 2, este compusă din:

ME = motor electric;

P = pompă hidraulică cu roți dințate;

CH = cilindrul hidraulic;

SS = supapă de sens;

D = distribuitor hidraulic;

SS = supapă de sens deblocabilă;

DR = drosel;

SP = supapă de protecție.

2.1.2 Schema hidraulică a bornei mobile

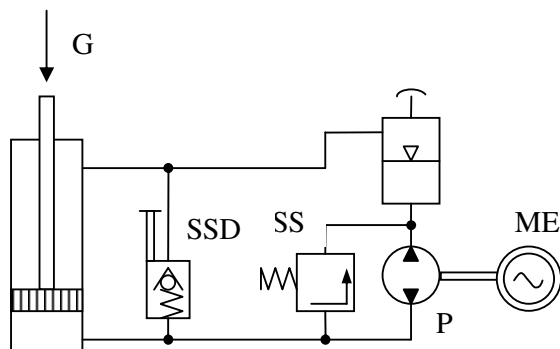


Figura 3

Schema hidraulică prezentată în figura 3 este compusă din:

ME = motor electric;

P = pompă hidraulică;

SS = supapă de sens;

SSD = supapă de sens deblocabilă.

2.2 Modulul informatic care asigură serviciile de acces în spațiile de parcare

Calculatorul pe care este instalată aplicația de monitorizare a serviciilor de acces în spațiile de parcare este capabil să stocheze datele și evenimentele din sistem, să asigure o viteză de procesare suficient de mare pentru date, dispunând obligatoriu de trei porturi seriale RS232, cel puțin un port USB și un port paralel (LPT). Introducerea datelor în baza de date stocată pe calculator se face prin intermediul unor cititoare de proximitate pentru cartele de tip RFID (figura 4).

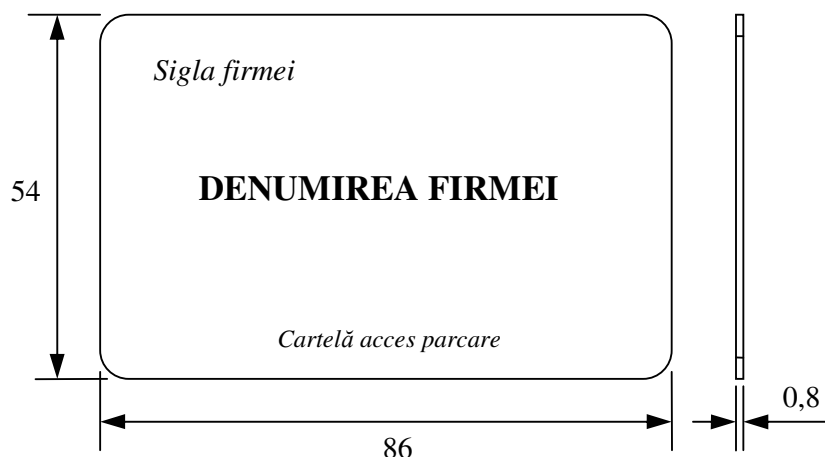


Figura 4 – Cartela codată RFID

Cartela codată are dimensiunile 86×54×0,8[mm], ea fiind inscripționată pe o singură față cu datele referitoare la firma deținătoare a parcarii. Codul cartelei este reprezentat de un număr de 10 caractere hexazecimale, fiind inscripționat în mod electronic (în cadrul procesului de fabricație) în memoria circuitului integrat care se află în cartelă.

Cititoarele pentru cartele RFID furnizează codul cartelei citite pe o interfață standard RS232, fiind alimentate la o tensiune continuă de 5V. Datele sunt transmise în pachete de câte 8 biți, cu 1 bit de stop și fără paritate la o viteză de 9600bps. Câteva dintre caracteristicile tehnice semnificative ale cititoarelor de proximitate sunt date mai jos:

- tensiune de alimentare: 5...9Vcc;
- curent consumat: < 120mA;
- frecvența de lucru 125kHz;
- distanța maximă de citire: 10cm;
- interfața: serială RS232, 9600bps, 8-N-1;
- temperatura de lucru: -20...+50 °C.

Aplicația informatică (programul de monitorizare și prelucrare a datelor), al cărui panou principal este dat în figura 5, cuprinde o serie de elemente de afișare pentru codul cartelei citite la intrare sau la ieșire, numărul autovehiculelor existente în parcare, numărul locurilor libere din parcare, afișează ora și data intrării cât și cea a ieșirii din parcare. De asemenea, soft-ul calculează și numărul de minute de parcare pentru fiecare cartelă citită la ieșire, afișând costul aferent duratei calculate. În cazul în care se citește la ieșire o cartelă a cărei cod nu a fost înregistrat la intrare, soft-ul atenționează utilizatorul asupra acestui fapt prin afișarea mesajului „Cartela citită nu a fost înregistrată la intrare” în indicatorul „Stare ieșire”, prezent pe panoul principal. Indicatorul „Stare intrare” are rolul de a semnaliza utilizatorului dacă codul citit al unei cartele este validat sau nu, în sensul în care codul este înregistrat sau nu în baza de date de coduri recunoscute de sistem. Un cod validat implică afișarea mesajului „Cartela citită a fost înregistrată ca intrare” în indicatorul „Stare ieșire”, care odată cu validarea codului își schimbă culoarea în verde pentru câteva secunde. În cazul în care codul citit la intrare nu este recunoscut, sau codul există deja în baza de date a intrărilor, fără să fi fost înregistrat la ieșire, va apărea mesajul „Cod inexistent în baza de date” sau „Cartela

citiță nu a fost înregistrată la ieșire”, odată cu schimbarea în roșu (pentru un scurt timp) a culorii indicatorului „Stare ieșire”.

Soft-ul permite adăugarea sau eliminarea de coduri din baza de date a codurilor recunoscute prin apăsarea butonului „SETĂRI & RAPORT”, această operație fiind permisă doar administratorului sistemului, accesul fiind parolat.

În cadrul sistemului este posibilă obținerea de rapoarte pe o perioadă de timp specificată, spre exemplu rapoarte lunare, zilnice sau chiar într-un interval de timp specificat din decursul unei zile. Rapoartele se pot obține, la cerere, în format HTML. Un fapt considerabil este imposibilitatea modificării datelor din raport sau a datelor înregistrate de către sistem, acest lucru fiind interzis chiar și administratorului sistemului.

Monitorizare Acces Parcare

intrare		iesire	
24		45	
Nr. masini in parcare	125	data intrare	data iesire
		12/10/2006	12/10/2006
Nr. locuri libere	25	ora intrare	ora iesire
		15:02	17:27
Semafor		minute	
		145	
		cost (lei)	
		18000	
Stare intrare:		Stare iesire:	

SETARI & RAPORT Schimbare parola Salvare date Inchidere

Figura 5– Panoul principal al aplicației informatice

Soft-ul permite schimbarea parolei pentru administratorul sistemului prin butonul „Schimbare parola”, disponibil pe panoul principal al aplicației.

În cazul în care se întrerupe accidental tensiunea de la rețeaua electrică de alimentare, calculatorul este prevăzut cu un UPS care permite utilizatorului să efectueze o copie de siguranță pentru datele și evenimentele din sistem, prin apăsarea butonului „Salvare date”, ca o măsură de siguranță.

Oprirea monitorizării se face prin apăsarea butonului „Închidere”.

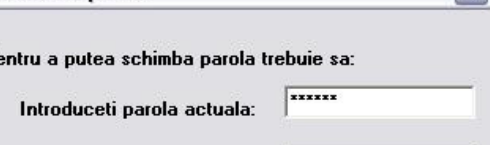
[illegible]

Figura 6 – Panoul „SETARI & RAPORT”

În urma apăsării butonului „SETARI & RAPORT” se va deschide un panou asemănător cu cel din figura 6, unde se pot modifica diferiți parametri ai programului. În partea din stânga a panoului există o listă în cadrul căreia se pot adăuga, șterge sau modifica codurile cartelelor existente în baza de date, cât și starea lor – activ sau inactiv – care semnifică dacă se permite sau nu accesul unei cartele anume, pentru o perioadă de timp. Starea cartelelor se poate modifica independent și oricând. Prin apăsarea butonului „Adaugă cod” se va crea o înregistrare vidă la sfârșitul listei cu codurile cartelelor, urmând ca aceasta să fie completată de administratorul sistemului. Salvarea înregistrării se face în mod automat după terminarea editării. În cazul în care se dorește ștergerea unei înregistrări (cod cartelă + stare asociată) se va poziționa cursorul pe câmpul cu codul cartelei urmată de apăsarea butonului „Șterge cod”.

În partea din dreapta, sus a panoului se pot introduce date referitoare la numărul de locuri disponibile în parcare, cât și prețul pentru o oră de parcare, exprimat în RON.

Pentru a se putea genera rapoarte se vor selecta următoarele: data și ora de început a raportului, urmată de data și ora de sfârșit a raportului. Nu se permite ca data de sfârșit să fie înaintea datei de început. După stabilirea celor de mai sus, se va apăsa butonul „Generare raport”, care va avea ca efect completarea tabelului din josul panoului. Se vor completa în mod automat cu înregistrări din baza de date a intrărilor și ieșirilor, filtrată după datele și orele de început sau sfârșit alese, câmpurile *Cod cartela*, *Data intrare*, *Ora intrare*, *Data ieșire*, *Ora ieșire* și *Cost (RON)*. Dacă se dorește listarea la imprimantă a raportului obținut, se va apăsa pe butonul „Imprima raport”. Pentru revenirea la panoul principal, odată cu salvarea setărilor, se apasă butonul „Închide”.



Schimbare parola

Pentru a putea schimba parola trebuie sa:

Introduceti parola actuala:

Introduceti parola noua:

Confirmati parola noua:

Modifica **Renunta**

ERROR: stackunderflow
OFFENDING COMMAND: ~

STACK:

SOLUȚII MODERNE DE ACCESIBILIZARE CU ACȚIONARE HIDRAULICĂ

Drd. ing. Ioan LEPĂDATU*
Ing. Cătălin DUMITRESCU*

Dr. Ing. Corneliu CRISTESCU*
Ing. Liliana DUMITRESCU*

** INOE 2000 – IHP București*

1. INTRODUCERE

La doar câteva luni distanță de integrarea în Uniunea Europeană, în România se înregistrează încă multe rămăneri în urmă în aplicarea prevederilor legislației comunitare adoptată și de țara noastră. Unul din cazuri este al legislației în domeniul îmbunătățirii situației persoanelor cu nevoi speciale; deși de la 1 ianuarie 2004 a intrat în vigoare Legea 519 / 2002 privind măsurile ce se impun pentru accesibilizarea clădirilor, procentul de locații unde au fost implementate măsurile legale este sub 50%. În domeniul accesibilizării mijloacelor de transport, ce va trebui realizată până în 2010, situația este și mai puțin îmbucurătoare – practic nu s-a făcut nimic.

Principala cauză a acestor stări de lucruri este prețul prohibitiv al mijloacelor de accesibilizare, care sunt aduse în totalitate din import, cu toate implicațiile financiare ce decurg din aceasta (taxe vamale, cheltuieli de transport, depozitare, etc.). Prețul pentru un mijloc de accesibilizare de tipul platformă ridicătoare pentru persoanele cu dizabilități de deplasare începe de la aprox. 10.000 € pentru varianta statică, destinată clădirilor, și de la aprox. 5000 € pentru variantele destinate mijloacelor de transport.

În acest context a apărut ideea producerii în țară a unor sisteme de accesibilizare cu acționare hidraulică, destinate persoanelor cu handicap locomotor.

2. ARGUMENTE TEHNICO – ȘTIINȚIFICE

Pe plan mondial, există o varietate de mijloace de accesibilizare, cele mai multe dintre ele cu acționare electro – hidraulică. Acest fapt este datorat avantajelor evidente ale acestui tip de acționare:

- în funcție de mecanismul de acționare, se pot realiza o gamă mare de deplasări pe verticală, de la câteva zeci de centimetri până la 2 – 3 m sau chiar mai mult
- sarcina deplasată pe verticală poate ajunge la 250....300 kg, iar la cerere pentru alte tipuri de utilizări poate fi și mai mare; deplasarea sarcinii poate fi realizată prin alegerea corespunzătoare a elementelor de acționare (pomă, cilindru hidraulic)
- construcție mai simplă, fără să impună existența unei alte structuri (scări, balustrade, etc.)
- poate fi montat atât în interiorul, cât și în exteriorul clădirii

În cadrul Institutului de Cercetări pentru Hidraulică și Pneumatică, au fost realizate de-a lungul timpului diverse instalații de ridicat cu acționare electro-hidraulică, pentru diverse curse și sarcini; în ultimii ani, având în vedere deficitul pe plan național de instalații de ridicat destinate persoanelor cu dizabilități, au început să apară preocupări pentru proiectarea și execuția unor mijloace de accesibilizare moderne. Aceste preocupări au fost concretizate în :

- proiectarea și execuția unei platforme ridicătoare cu cilindru dispus sub nacelă și mecanism de acționare de tip foarfecă, ce permite multiplicarea cursei cilindrului
- proiectarea unei platforme ridicătoare cu cilindru vertical dispus în paralel cu direcția de deplasare a nacelei, ce permite multiplicarea cursei cilindrului prin intermediul unui mecanism cu scripete
- proiectarea unei platforme ridicătoare cu mecanism de tip foarfecă cu acționare electro-hidraulică la 12 Vcc, destinate facilitării accesului în autovehiculele de transport de medie dimensiune, de tip microbuz

Ambele variante se află în fază de execuție și vor fi descrise în continuare.

3. DESCRIEREA SOLUȚIILOR

Platformele ridicătoare cu acționare hidraulică realizează deplasarea pe verticală în urma alimentării unui cilindru hidraulic.

Un sistem de accesibilizare cu acționare electro-hidraulică se compune în principal din: unitatea hidraulică de acționare, cilindrul hidraulic, mecanismul de acționare și platforma pe care se așează persoana transportată, denumită nacelă. Cilindrul hidraulic poate fi dispus în trei poziții:

- dispus vertical sub nacelă, cu legătură directă; în acest caz, cursa nacelei este egală cu cea a cilindrului
- în paralel cu nacela, legătura între ele făcându-se prin intermediul cablurilor sau lanțurilor (sistem asemănător cu cel de la utilajele de ridicat de mici dimensiuni)

- dispus sub nacelă, și care acționează niște bare articulate și își schimbă poziția și unghiul față de orizontală în timpul cursei; pentru curse verticale mai mari, barele pot fi grupate în paralelograme deformabile.

Pentru oricare dintre acestea poate fi realizată o incintă circumscrișă, de tip cabină, în care să culiseze nacela. Aceasta duce la creșterea confortului și a siguranței în exploatare, în special pentru înălțimi mai mari, ca și la îmbunătățirea aspectului estetic. Cabina poate fi realizată cu soluții moderne de utilizare a profilelor din aluminiu sau PVC și sticlă prevăzută cu uși de acces.

În cadrul Institutului de Cercetări pentru Hidraulică și Pneumatică – INOE 2000 – IHP București, au fost studiate toate variantele de realizare a unui sistem de accesibilizare cu acționare hidraulică, luându-se decizia proiectării și execuției unei variante de platformă ridicătoare cu acționare prin intermediul barelor articulate. Aceasta este destinată montării în interiorul sau exteriorul clădirilor (figura 1).

Principalii parametri funcționali sunt:

- Sarcina maximă deplasată: 250 kg
- Viteza de urcare/coborâre: 8...10 cm/s
- Înălțimea de ridicare: 500...1500 mm
- Tipul acționării: electro-hidraulică
- Puterea instalată: 0,75 kW/230 V

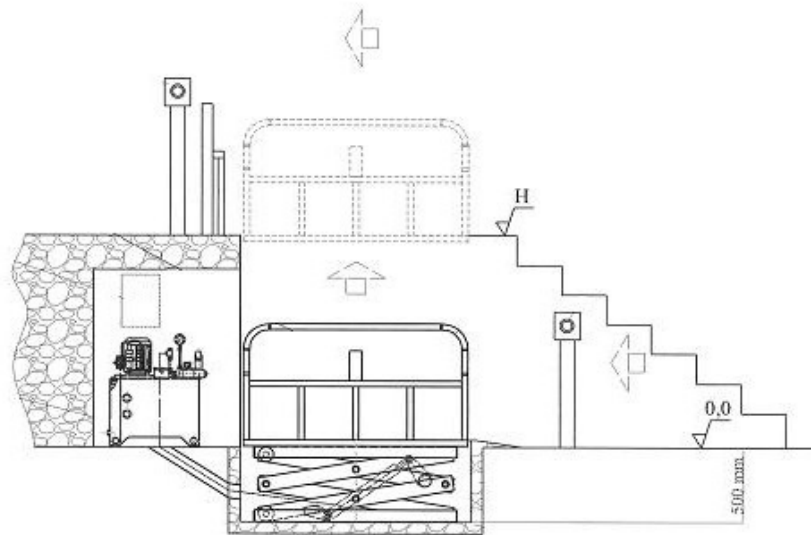


Figura 1

Mecanismul de ridicare se montează într-o incintă betonată cu adâncimea de aprox. 500 mm, iar unitatea hidraulică de acționare poate fi montată atât în interiorul mecanismului, cât și într-o incintă separată, după cum se poate vedea din figura 1.

Deasemenea au fost proiectate și se află în stadiu de execuție o variantă de platformă cu cilindru vertical, dispus paralel cu nacela, cu cursa de 1200 mm, precum și o variantă cu bare articulate pentru o înălțime de ridicare de 500 mm, destinată urcării în mijloace de transport.

Platforma ridicătoare staționară

Constructiv, mecanismul de ridicare este alcătuit dintr-un cilindru hidraulic, care are în capătul tijei o roată de lanț. Peste aceasta este trecut un lanț care are unul din capete fixat de cadrul platformei, iar celălalt capăt fixat de nacelă. Aceste elemente formează mecanismul de ridicare (2).

Cadrul platformei este alcătuit din două rame, una verticală (1) și una orizontală (4). Rama verticală servește ca suport pentru prinderea cilindrului și căii de rulare a nacelei și poate fi fixată de un perete, iar rama inferioară se fixează pe sol.

Datorită faptului că cilindrul hidraulic este montat în paralel cu nacela (4), în acest caz, spre deosebire de alte variante, nu mai este necesară crearea unei incinte sub nivelul solului, simplificând montajul final.

Acest tip de platformă, cu parametri asemănători cu cei ai variantei expuse anterior, este prezentat în figura 2.

Presiunea de lucru este de aprox. 60 bar, iar cursa cilindrului este jumătate din cursa nacelei; multiplicarea cursei se realizează prin mecanismul cu scripete. Concret, în acest caz, cursa de ridicare de 1200 mm este realizată la o cursă a cilindrului hidraulic de doar 600 mm. Schema hidraulică (figura 3) se compune în principal dintr-un cilindru hidraulic cu dublă acțiune și o unitate hidraulică de putere.

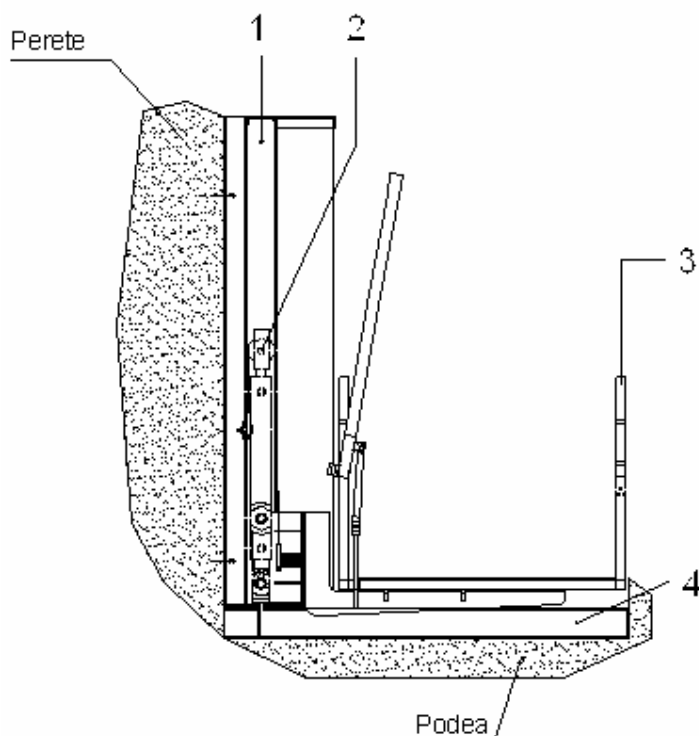


Figura 2

Pompa hidraulică din componența unității de acționare poate fi antrenată la o turație variabilă, datorită utilizării unui convertizor de frecvență în circuitul de alimentare al motorului electric. Aceasta permite ca pornirea și oprirea nacei să se facă lin, crescând confortul utilizatorului.

Pompa este amplasată în rezervorul de ulei. Această soluție are multiple avantaje: reducerea volumului, o mai bună aspirație și reducerea semnificativ a nivelului de zgomot.

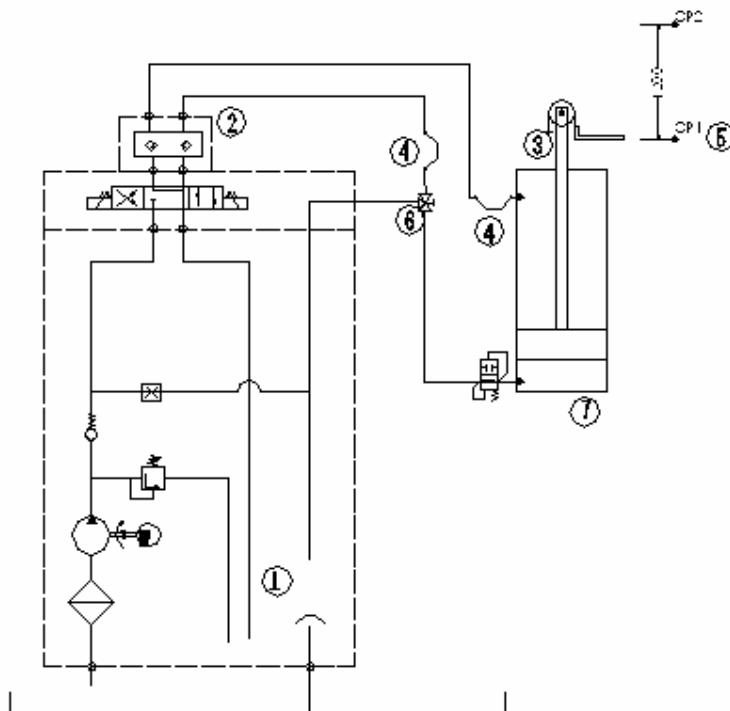


Figura 3

Pe lângă electropompa, unitatea hidraulică (1) mai conține un distribuitor cu 3 poziții și o supapă de sens. Elementele de securitate hidraulice sunt supapa deblocabilă dublă (2), robinetul (6) și supapa antispargere montată pe cilindrul (7). Schema este prezentată în figura 3.

Nacela este o construcție metalică sudată, prevăzută cu un sistem de siguranță împotriva căderii accidentale. Ca sistem de siguranță s-a ales soluția barelor de blocare cu acționare automată, ce se deschid și se închid singure în apropierea capetelor de cursă. O bară de blocare este amplasată pe nacelă, și una asemănătoare este amplasată la capătul superior al cursei, pe platoul clădirii. Aceste elemente, ca și nacela, pot fi realizate în concordanță cu arhitectura clădirii.

4. FUNCȚIONAREA

Ridicarea sau coborârea platformei se realizează în urma unor comenzi electrice, ce pot fi date fie de la un panou de comandă amplasat pe nacelă – în cazul urcării sau coborârii cu utilizator – fie de la niște butoane de apel amplasate la capetele de cursă. Butoanele de comandă de pe nacelă dau comenzi prioritare față de cele de la capăt de cursă. Oprirea la capete de cursă se realizează datorită senzorilor de proximitate plasați la capetele de cursă, care comandă întreruperea alimentării cu energie electrică.

Viteza de deplasare, indiferent de sensul de mișcare, este cuprinsă în intervalul 6...10 cm / s, în conformitate cu cerințele normativelor privind persoanele cu dizabilități.

Urcarea se realizează prin alimentarea camerei inferioare a cilindrului, de către pompa hidraulică; pentru coborâre, se alimentează distribuitorul, care își schimbă poziția, permițând curgerea uleiului din camera inferioară a cilindrului la rezervor. Egalizarea vitezelor se realizează cu ajutorul unui drosel de cale, ce reglează viteza de coborâre.

O atenție deosebită a fost acordată situațiilor de avarie electrică sau hidraulică ce pot surveni în funcționare; astfel, la întreruperea accidentală a alimentării cu energie electrică, nacela trebuie să rămână pe poziție, iar în urma unei comenzi voluntare să poată coborî, cu o viteză apropiată de cea din funcționarea normală.

Oprirea se realizează datorită supapei de sens dublu deblocabile, în cazul întreruperii alimentării cu energie electrică, sau a supapei antispargere, în cazul unei avarii în circuitul hidraulic. Acestea izolează camera inferioară a cilindrului; coborârea se face în urma acționării unui robinet, ce deschide calea pentru curgerea uleiului la rezervor, printr-un drosel, în scopul realizării vitezei de coborâre dorite.

Platforma ridicătoare mobilă

Bazat tot pe varianta mecanismului de acționare tip foarfecă, se intenționează realizarea unei platforme ridicătoare de dimensiuni și cursă mai mici, destinată facilitării accesului în mijloacele de transport de dimensiuni medii, gen microbuz sau autobuz, după cum se arată în figura 4.

În acest caz, mecanismul de acționare este alcătuit din două perechi de bare articulate, realizându-se o înălțime de ridicare de 500 mm. Sarcina maximă este de 150 kg.

Debitul de fluid este asigurat fie de la o electropompă acționată la 12 (24) Vcc, fie de la o pompă manuală dublă. În acest caz este posibilă și urcarea, în lipsa unei surse de energie electrică.

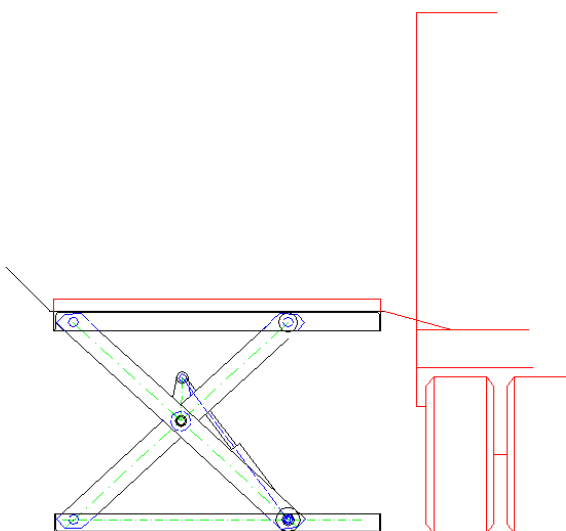


Figura 4

Schema hidraulică este prezentată în continuare.

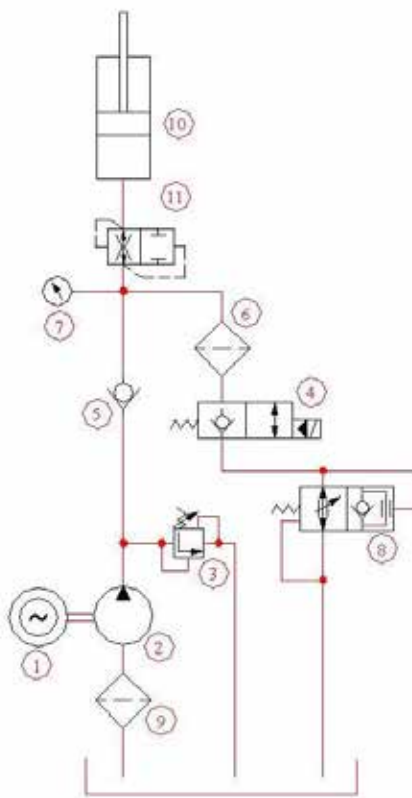


Figura 4

Pentru urcare, pompa (2) antrenată de motorul de curent continuu (1) alimentează direct camera inferioară a cilindrului (10), realizându-se ridicarea platformei.

Pentru coborâre, se alimentează distribuitorul (4), permițând curgerea uleiului la rezervor. Curgerea este controlată prin regulatorul de debit (8).

Ca și în cazul anterior, există o supapă antispargere montată pe cilindru, cu rol de a bloca deplasarea în cazul unei avarii.

5. CONCLUZII

Din analiza mijloacelor de accesibilizare prezentate se poate observa că preocupările din cadrul INOE 2000 – IHP s-au materializat în multiple realizări în acest domeniu, dar soluțiile adoptate și dezvoltate deschid calea și pentru alte realizări, din domenii apropiate. Cu unele modificări, se pot realiza platforme ridicătoare pentru sarcini, curse și scopuri diverse.

În următorii ani, se estimează o creștere substanțială a cererii pentru aceste mijloace de accesibilizare, în special pentru cele destinate mijloacelor de transport.

Deasemenea, platformele destinate clădirilor au căpătat, în ultimii ani, în țările dezvoltate din UE și SUA, noi utilizări. Astfel, au început să fie utilizate de către persoane ce nu se încadrează în categoria celor cu dizabilități – persoane în vârstă sau cu diverse afecțiuni - dar care le utilizează în interiorul sau exteriorul clădirilor de locuit cu mai multe nivele, pentru creșterea gradului de confort.

Bibliografie

- [1] – *Sisteme hidraulice de acționare și reglare automată* – Virgil MARIN și alții.
- [2] – *Sisteme hidraulice automate – construcție, reglare, exploatare* – Marin V., Marin Alex., Editura Tehnică, București, 1987.
- [3] – *Acționări hidraulice* – C. Chiriță – ed. Satya 2000
- [4] – *Fluid Power Control* – Blackburn J.F., MIT Oress, Boston, 1969.
- [5] – *Acționări hidraulice și pneumatice* – Mihai Avram, Editura Printech 2000.
- [6] – *Legea 519 / 2002 privind măsurile ce se impun pentru accesibilizarea clădirilor*
- [7] – *Normativul NP 051 / 2001* – normativ pentru adaptarea clădirilor civile și a spațiului urban aferent la exigentele persoanelor cu handicap

STAND INFORMATIZAT PENTRU ÎNCERCAREA APARATURII HIDRAULICE LA PRESIUNI FOARTE ÎNALTE

Drd. Ing. Ioan LEPADATU*
Drd. Ing. Cătălin DUMITRESCU*
Drd. Ing. Iulian DUȚU*

Ing. Isaiea ZAHARIA*
Ing. Petrică KREVEY*
Ing. Liliana DUMITRESCU*

**INOE 2000 - IHP*

Rezumat:

Lucrarea prezintă problematica complexă pe care o presupune realizarea unui stand pentru probarea aparaturii hidraulice la presiuni foarte înalte – 700 bar – și evaluarea conformității acestor produse după normele UE și standardele europene armonizate.

1. INTRODUCERE

Evaluarea conformității produselor în conformitate cu normele UE devine obligatorie odată cu aderarea României la Uniunea Europeană. Pentru realizarea acestui deziderat mijloacele de testare ale produselor trebuie să se ridice la nivelul exigențelor cerute de piața concurențială europeană.

În paralel cu dezvoltarea vertiginoasă a acționărilor hidraulice pentru utilajele industriale fixe sau mobile s-a impus și dezvoltarea unor standuri de măsurare, încercare și control al calității aparatelor hidraulice care să îndeplinească simultan funcțiile de testare și de cercetare experimentală.

Pe de altă parte echipamentele hidraulice introduse pe piață nu pot avea succes decât în măsura în care producătorii lor le garantează performanțele tehnico-funcționale.

Din aceste considerente, este necesară testarea complexă a acestora, pentru a asigura un nivel de calitate impus de beneficiar. În acest context, un sistem de măsurare/încercare modern presupune existența mijloacelor informatice în structura sa. În plus sistemele de testare experimentală trebuie să includă în componența lor senzori și traductoare de mare precizie, fiind cunoscut faptul că, de regulă un traductor trebuie să fie mai precis cu un ordin de mărime decât gradul de precizie al mărimii verificate.

Pornind de la aceste considerente, autorii au conceput un stand informatizat pentru încercarea aparaturii hidraulice la presiune foarte înaltă, prezentat în schema bloc din figura 1. Finantarea realizării proiectului a fost obținută prin competiție și a fost asigurată de Modulul IV al Programului CEEX.

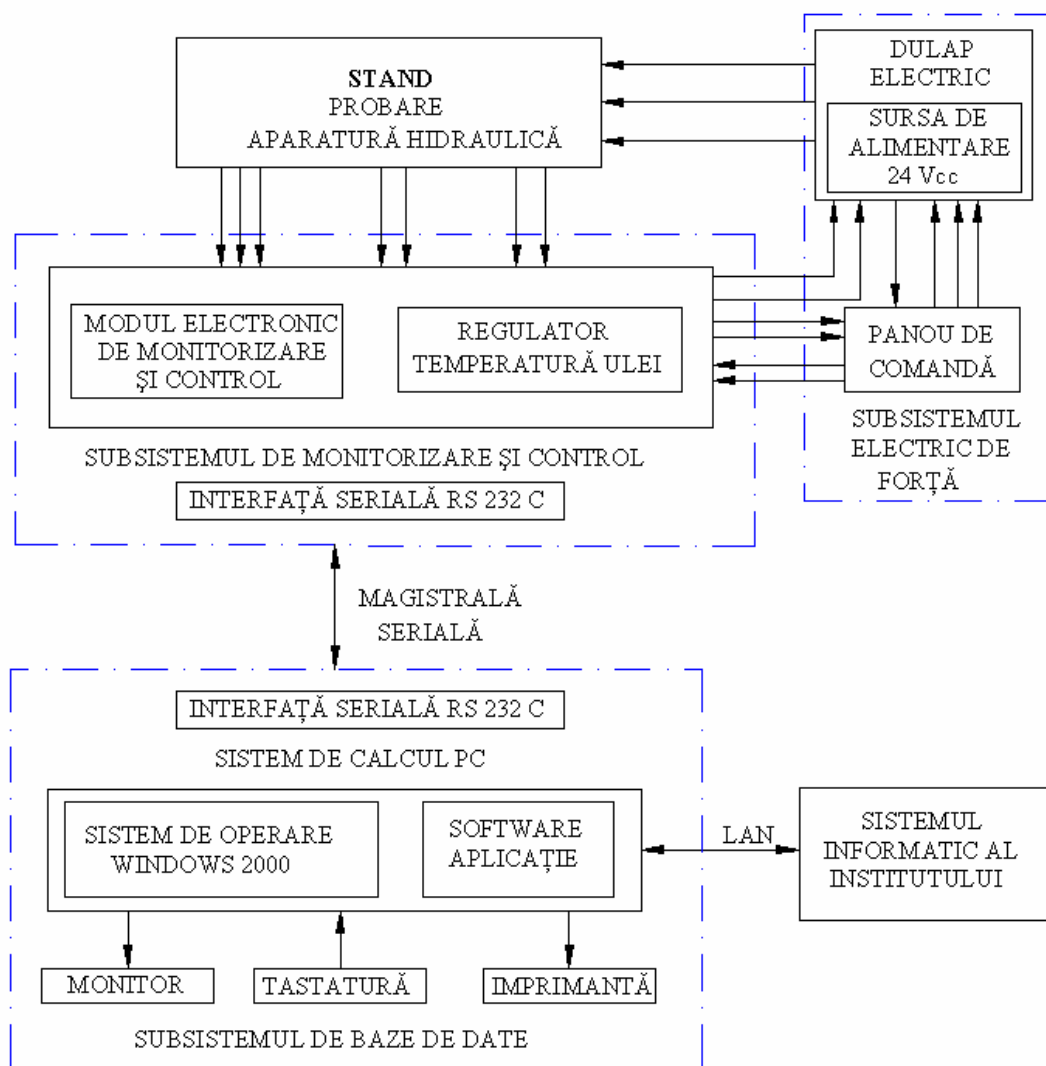


Fig. 1.
Stand de probe pentru presiuni înalte – schema bloc

2. DOMENIUL ȘI POSIBILITĂȚILE DE UTILIZARE ALE STANDULUI

Standul de probe este destinat să realizeze probe și verificări ale aparaturii hidraulice la presiuni de max. 700 bar.

Probele pentru care standul va fi acreditat sunt:

- verificarea pierderilor interne de debit în sensul restrictiv de curgere la supape de sens de presiune foarte înaltă;
- verificarea reglabilității, a realizării și menținerii constante a debitului de reglaj a droselelor hidraulice de presiune foarte înaltă;
- verificarea la presiune a rezistenței corpului acumulatorilor pneumo-hidraulice cu presiune foarte înaltă;
- verificarea schemei funcționale pentru distribuitoare hidraulice cu sertar de presiune foarte înaltă;
- verificarea reglabilității și realizarea presiunii de reglaj la supapele de limitare a presiunii de presiune foarte înaltă.

Aceste verificări vizează cerințele esențiale de securitate și au fost alese pentru acreditarea întrucât ele răspund Directivei 98/37/EC – Mașini industriale și HG 119/2004 care transpune în legislația națională prevederile directivei europene.

3. SCHEMA HIDRAULICĂ

Schema hidraulică a standului este prezentată în figura 2.

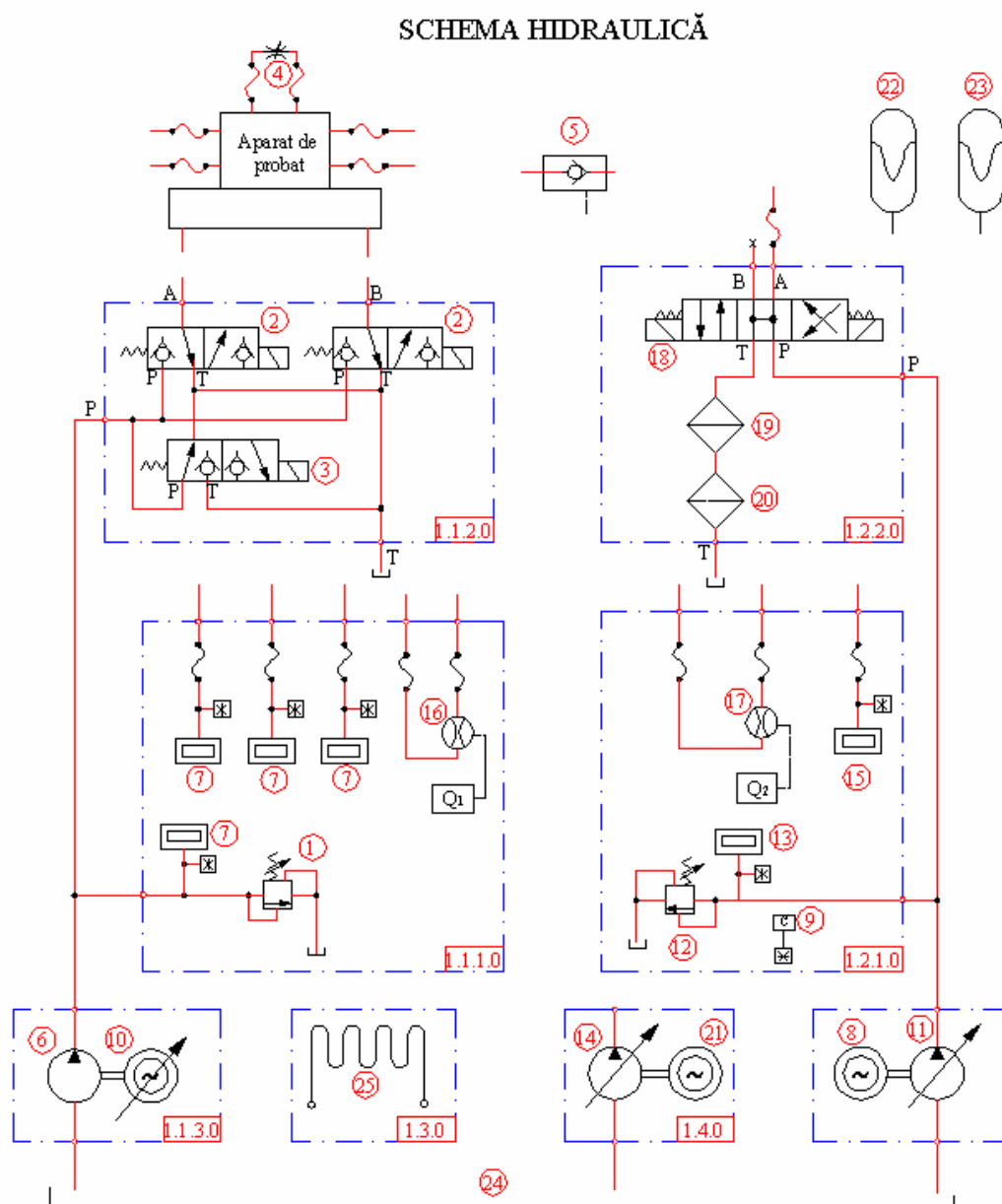


Fig. 2

Stand de probe pentru presiuni înalte – schema hidraulică

Standul conține următoarele tipuri de aparate hidraulice:

- pompe hidrostactice pentru generarea energiei hidraulice;
- supape de siguranță;
- distribuitoare;
- filtre de ulei;
- aparate pentru măsurarea și înregistrarea parametrilor hidraulici (reductoare de debit, presiune, temperatură).

Structura detaliată a schemei hidraulice este arătată în Tabelul 1.

STRUCTURA SCHEMEI

Tabelul 2

Poz.	Buc	Denumire	Cod	Caracteristici	Producător
0	1	2	3	4	5
1	2	Supapă de siguranță	DBDH 6G 1 X/630	Dn6;Pn=630 bar	REXROTH
2	3	Distribuitoare cu scaun	M-SEW6C2x630LG24	630 bar; Dn 6	
3	2	Distribuitoare cu scaun	M-SEW6U2x630LG24	630 bar; Dn 6	
4	1	Drosel	AVT 12	630 bar; 30 l/min	HAVE
5	1	Supapă de sens deblocabilă	HRP 2 – B 0,4	700 bar; 35 l/min	HAVE
6	1	Pompă WEPUKO	RH 21	1000bar; 14cm ³ /rot	WEPUKO
7	4	Transmiter universal de presiune cu afișaj	UT – 10	Domeniul 0...1000 bar;cl.1	WIKA
8	1	Motor electric	ASU 160 M – 4	11 kW; 1500 rot/min	UMEB
9	1	Controler de temperatură	CS 3 S	Domeniu 0...100°C	WIKA
10	1	Motor electric convertizor frecvență	MA 133-K-F3		
11	1	Pompă cu pistoane axiale	F 212-K1 V 1100	14 cm ³ /rot; 300 bar	HIDRAULICA Plopeni
12	1	Supapă de siguranță	DBDH 6 G1 X/200	Dn 6; Pn=200 bar	
13	1	Transmiter universal de presiune cu afișaj	UT – 10	Domeniul 0...150 bar; cl.1	WIKA
14	1	Pompă MOOG	RKP 32	400 bar; 32cm ³ /rot	MOOG
15	1	Transmiter universal de presiune cu afișaj	UT – 10	Domeniul 0...250 bar; cl.1	WIKA
16	1	Traductor de debit	RRH 025GKK050V05PK		
17	1	Traductor de debit	RRH 025GKK050V05PK		
18	1	Distribuitoare Dn6	DE6-06-024/00-S-0	315 bar; 50 l/min	HIDROSIB
19	1	Filtru 25 μm	RFW/ HC60DC26D1X/-L24	25 μm; 60 l/min; 25 bar	HYDAC
20	1	Filtru 10 μm	RFW/ HC60DC25D1X/-L24	10 μm; 60 l/min; 25 bar	HYDAC
21	1	Motor electric asincron	ASU 200 L-4	30 kW; 1500 rot/min	UMEB
22	1	Acumulator 5 l		Vu = 5 l; Pn = 330 bar	PONAR
23	2	Acumulator 25 l		Vu = 5 l; Pn = 330 bar	PONAR
24	1	Bazin ulei	-	1250x850x720	HIDROSIB
25	1	Răcitor ulei	-	-	FROGOCOM
26	-	Conducte, armături, racorduri	-	-	HANSAFLEX

4. CONSTRUCTIA STANDULUI DE PROBE

Aşa cum se vede în fig. 3 standul este construit din trei subansamble principale:

- sistemul mecano-hidraulic;
- sistemul informatic;
- sistemul de alimentare cu energie electrică

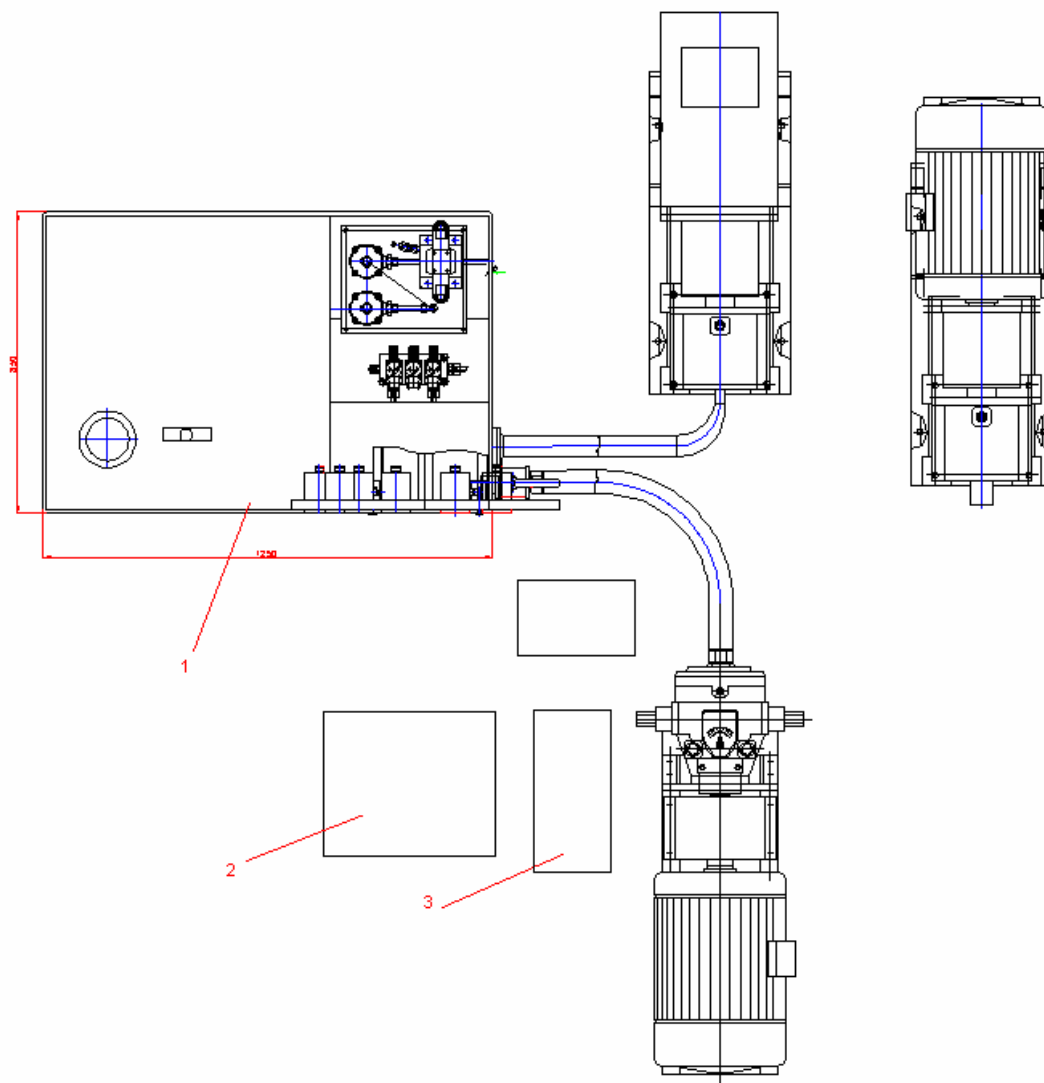


Fig. 3
Stand de probe pentru presiuni înalte – Structura pe subansamble

Sistemul mecano-hidraulic al standului conține două echipamente principale:

- echipamentul circuitului principal care lucrează la presiunea de 630 bar;
- echipamentul circuitului de comandă/filtrare la care presiunea max. de lucru este de 300 bar.

Prezentarea detaliată a structurii pe subansamble și componența fiecărui subansamblu este prezentată în tabelul 2.

STRUCTURA PE SUBANSAMBLE

Tabelul 2

SPPFI	Stand de probe pentru presiuni foarte înalte			
	SPPFI-1.0	Sistem mecano – hidraulic stand de probe		
		SPPFI-1.1.0	Echipament MH circuit principal	
			SPPFI-1.1.1.0	Panou aparate: 1+7+16
			SPPFI-1.1.2.0	Bloc distribuție: 2(2)+3+4+5+(2=rezervă+3=rezervă)
			SPPFI-1.1.3.0	Electropompă 1000 bar: 6+10
			-	Bazin ulei: 24
		SPPFI-1.2.0	Echipament MH circuit comandă	
			SPPFI-1.2.1.0	Panou aparate: 9+12+13+15+17
			SPPFI-1.2.2.0	Subansamblu distribuție-filtrare: 18+19+20
			SPPFI-1.2.3.0	Electropompă 30 kW
			-	Electropompă II kW
	SPPFI-1.3.0	Echipament răcire ulei: 25		
	SPPFI-2.0	Sistem informatic stand		
	SPPFI-3.0	Sistem alimentare electrică stand		

5. FUNCȚIONAREA STANDULUI DE PROBE

Așa cum s-a mai precizat standul are din punct de vedere funcțional două circuite:

- circuitul principal
- circuitul de comenzi și filtrare ulei.

Pompa 6 a circuitului principal (vezi fig. 2) asigură un debit de max.30 l/min și o presiune de max. 1000 bar necesar pentru realizarea probelor.

Supapa 1 reglează presiunea maximă a circuitului principal.

Subansamblul 1.1.2.0 conține trei ventile cu închidere etanșă și realizează funcția de distribuitor schema H.

Debitul variabil impus prin proba efectuată este realizat prin variația turației de antrenare a motorului electric 10.

Presiunea prelevată de la prizele de presiune ale aparatului probat este afișată digital și înregistrată cu ajutorul traductorilor de presiune 7.

Debitul stabilit pentru efectuarea probelor este măsurat de traductorul de debit cu turbină 17 care are domeniul de măsură 0 ... 30 l/min și clasa de precizie 1%.

Pentru debite de max. 3 l/min (debit de drenaj) se folosește traductorul cu turbină 18.

Debitul și presiunea circuitului de comandă sunt asigurate de pompa cu cilindree variabilă 11.

Presiunea acestui circuit este reglată cu supapa 12, și este afișată de aparatul 13.

Pe poziția de mijloc a distribuitorului 19 uleiul din standul de probe este filtrat cu ajutorul a două filtre 20 și 21 în cascadă.

Temperatura constantă a uleiului în timpul probelor este menținută automat cu ajutorul traductorului de temperatură 9 și echipamentul de răcire 26.

Sistemul informatic al standului preia prin intermediul unei plăci de achiziții datele de la traductorii de debit, presiune etc, le înregistrează și afișează.

Sistemul de alimentare cu energie electrică comandă elementele electrice de forță ale standului: motoare electrice, distribuitoare etc.

6. APLICAȚIA SOFTWARE PENTRU STANDUL DE PROBE

Standul a fost conceput și realizat ca un stand informatizat. Aplicația software gestionează sistemul de achiziție date și control al standului.

Din punct de vedere funcțional, sistemul de achiziție date și control este compus din subsistemul de monitorizare și control și subsistemul de baze de date.

Din punct de vedere constructiv, sistemul de achiziție de date și control este compus din panoul de comandă operator, traductorii și elementele de comandă electrohidraulice ale standului, calculatorul PC precum și cablajele de legătură.

Sistemul de achiziție date și control realizează următoarele funcțiuni:

- a) termostatarea uleiului hidraulic în domeniul +55° C 85° C și afișarea digitală a valorilor pe panou cât și pe display;
- b) controlul nivelului de ulei din rezervor;
- c) controlul și afișarea digitală cât și pe display a presiunilor de probă;
- d) semnalizarea acustică a avariei prin spargerea conductei de alimentare a aparatului de probat, printr-

- un zgomot de 50 ... 80 dB;
- e) contorizarea energiei consumate în procesul de probare a aparatelor;
- f) măsurarea debitului de lucru și a debitului de scurgeri pe circuitul de drenaj și afișarea valorilor digital și pe display;
- g) monitorizarea valorilor parametrilor de probă și listarea lor tabelară cât și grafică.

Subsistemul de monitorizare și control gestionează traductoarele, senzorii și elementele de execuție electrohidraulice precum și comunicația cu calculatorul PC.

Traductorii folosiți sunt cuplați la modulul electronic pe intrări separate pentru a asigura achiziția rapidă, necesară reglării mărimilor din procesul de probare.

Traductorii și senzorii folosiți pentru monitorizarea procesului sunt interfațați prin intermediul unei magistrale seriale „master – slave” deoarece dinamica necesară procesului de monitorizare permite o achiziție mai lentă a mărimilor, acestea fiind citite multiplexat în timp. O a doua comunicație serială permite modulului interfațarea cu calculatorul PC ce gestionează baza de date și programul de probare.

Regulatorul de temperatură controlează procesul de reglare a temperaturii uleiului prin comanda agregatului de răcire pe baza informațiilor primite de la sistemul de măsură al temperaturii.

Aplicația software ce rulează pe PC gestionează baza de date cu rezultatele probelor, implementează programul de probare și asigură comunicația cu modulul electronic de monitorizare și control. O altă funcție este aceea de server de baze de date pentru a integra sistemul de achiziție de date și control în sistemul informatic al institutului, dând astfel posibilitatea factorilor abilitați (director general, director tehnic, compartiment calitate etc) să aibă acces direct la informațiile privind rezultatele verificărilor efectuate pe standul de probe.

Bibliografie

- 1) *Mecanica Fluidelor și sisteme hidraulice* – N. Vasiliu, D.Vasiliu, I.Seteanu, V. Rădulescu – Editura Tehnică, 1999.
- 2) *Aționări hidraulice și pneumatice* – Mihai Avram, Editura Printech 2000.
- 3) *Sisteme hidraulice automate – construcție reglare exploatare* – Marin V., Marin Alex., Editura Tehnică, București, 1987.
- 4) *Transmisii hidraulice și electrohidraulice* – N.Vasiliu, I. Catană – Editura Tehnică, 1988.
- 5) *Sisteme hidraulice de acționare și reglare automată* – V.Marin, R.Moscovici, D. Teneslav, Editura Tehnică 1981.
- 6) *Fluid Power Control* – Blackburn J.F., MIT Oress, Boston, 1969.

SISTEM DE FRÂNARE CU TRANSMISIE HIDRAULICĂ PENTRU MIJLOACELE DE TRANSPORT DIN AGRICULTURĂ

Dr.ing. Radu CIUPERCĂ, Dr.ing. Lucreția POPA, Dr. ing. Iosif COJOCARU, Dr.ing. Anuța NEDELICU*

*INMA București

GENERALITĂȚI

Față de sistemele de frânare cu transmisie hidraulică cunoscute, utilizate la autovehiculele și automobilele, în care agentul energetic este propriu acestora, în cazul sistemelor utilizate pe mijloacele de transport din agricultură (remorci utilitare sau remorci speciale), agentul energetic necesar acționării frânelor acestora (uleiul hidraulic) provine de la vehiculul trăgător (tractorul agricol).

Dezvoltarea sistemelor de frânare cu transmisie hidraulică pe mijloacele de transport din agricultură a apărut ca o necesitate firească determinată în principal de trei factori și anume:

- hidrofocarea masivă a funcționalității tractoarelor agricole, încadrată în tendința generală a dezvoltării acestora;
- dezvoltarea mijloacelor de transport de mare capacitate care necesită forțe mari de frânare ce pot fi dezvoltate numai de elemente acționate hidraulic;
- impunerea unor condiții severe, prin norme și reglementări, pentru sistemele de frânare în vederea creșterii siguranței în circulație.

În general, sistemul de frânare cu transmisie hidraulică în ansamblul tractor-remorcă este prezentat în figura 1, elementele intrinseci acestuia putând avea tipuri constructive diferite de la producător la producător, dar funcțional, acestea trebuie să îndeplinească următoarele cerințe funcționale care de altfel sunt și legiferate.

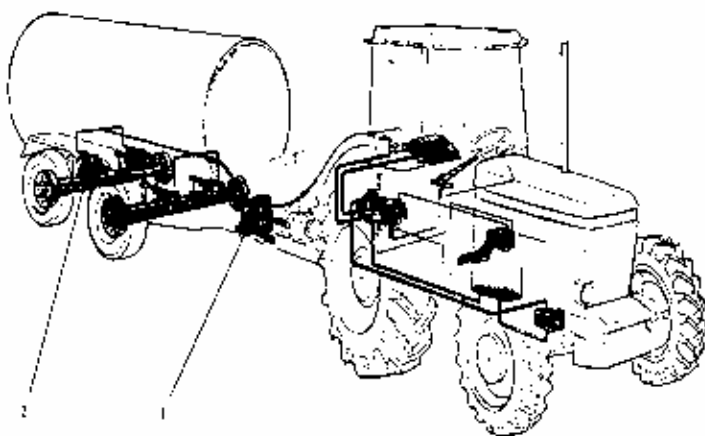


Fig.1 - Sistemul de frânare cu transmisie hidraulică

1 – distribuitor hidraulic; 2- cilindrul de frânare

Cerințele impuse sistemului de frânare cu transmisie hidraulică sunt:

- frânarea remorcii să se producă sincron, ca timp și efect, cu frânarea tractorului;
- frânarea remorcii să se producă și în cazul defectării motorului termic sau al sursei de energie hidraulică de pe tractor;
- frânarea remorcii să se realizeze și în cazul decuplării accidentale a acesteia de la tractor;
- să asigure atât frânarea de serviciu cât și frânarea de staționare.

STADIUL ACTUAL DE DEZVOLTARE

Sistemul de frânare cu transmisie hidraulică a fost de mult timp implementat pe mijloacele de transport din agricultură realizate pe plan mondial, în general pe cele de medie și mare tonaj (peste 8 tone), astfel că, la ora actuală, peste 80% dintre acestea sunt echipate cu astfel de sisteme de frânare. Printre producătorii de marcă de sisteme de frânare hidraulice amintim: SAFIM Sp.A. – Italia, HANSA IMP.- Italia, FERRUZZA – Italia, CORAM Sp.A.- Spania, MONROC – Franța, COLAERT – Franța, HOERBIGER AWTRIEBSTECHNIK GmbH – Germania ș.a.

În România, din nefericire, nu a fost dezvoltat astfel de echipament de frânare din mai multe motive, dintre care amintim lipsa instalației aferente pe tractoarele românești și de asemenea lipsa mijloacelor de transport adecvate.

Odată cu dotarea pieței românești din agricultură cu tractoare de proveniență străină care sunt echipate adecvat pentru frânarea hidraulică, a devenit necesară realizarea și în țara noastră a mijloacelor de transport de mare capacitate, echipate cu sisteme de frânare hidraulice.

Sistemul de frânare cu transmisie hidraulică prezintă o serie de avantaje față de celelalte sisteme cunoscute, în special față de cel pneumatic, după cum urmează:

- transmiterea rapidă a comenzii de frânare;
- posibilitatea de control al dozării comenzii;
- siguranță mare în funcționare;
- este compact;
- permite utilizarea sistemelor de servocomandă.

Subiectul prezentat în articol a fost abordat și în România de către specialiști de la Institutul Național pentru Mecanizarea Agriculturii-INMA București, cu cca. zece ani în urmă, dar din cauze mai mult sau mai puțin obiective, sistemul realizat nu a fost promovat.

Considerăm că cercetările trebuie reluate și continuate până la finalizarea acestora cu rezultate bune, deoarece viitorul în ceea ce privește frânarea mijloacelor de transport din agricultură este al sistemelor cu transmisie hidraulică.

SISTEMUL DE FRÂNARE CU TRANSMISIE HIDRAULICĂ, REALIZAT LA INMA BUCUREȘTI

În figura 2 este prezentat un tip de sistem de frânare hidraulic realizat la INMA București. care a fost experimentat pe un agregat de transport format dintr-un tractor de 45 CP și o remorcă pentru transport de uz general cu o sarcină de transport de 5 tone.

Instalația realizată este alcătuită dintr-un echipament montat pe tractor și un altul montat pe remorcă.

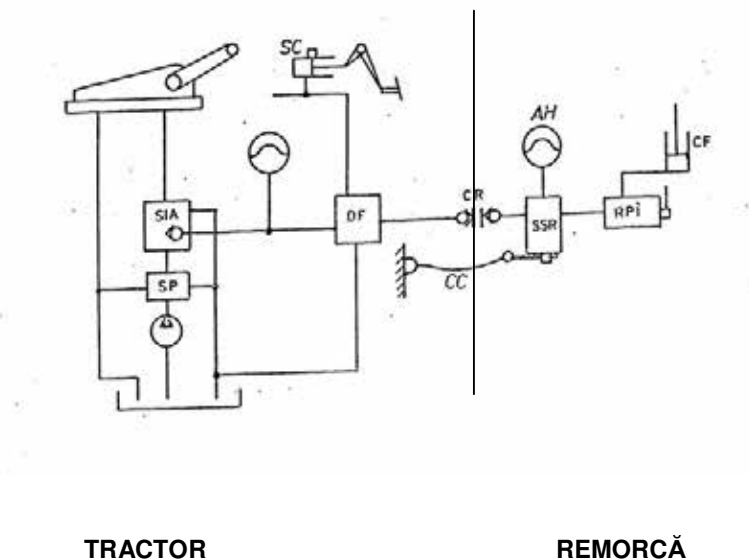


Fig.2 – Sistemul de frânare cu transmisie hidraulică, realizat la INMA București

SP-supapă prioritate; SIA-supapă încărcare acumulator; DF-distribuitor frânare remorcă; CR-cuplă rapidă; SSR-supapă siguranță la rupere; RPI-releu presiune; CF-cilindru hidraulic de frânare;AH-acumulator hidraulic; SC-supapă de comandă; CC-cablu de comandă

Nu întâmplător la capitolul avantaje a fost prezentat la primul alineat "transmiterea rapidă a comenzii de frânare". Acesta este practic elementul principal care de altfel a determinat dezvoltarea sistemului de frânare cu transmisie hidraulică, deoarece în procesul de frânare timpul necesar transmiterii comenzii de la tractor la frânele remorcii, în cazul mijloacelor de transport echipate cu sisteme de frânare cu transmisie hidraulică este mult mai redus decât în cazul sisteme de frânare cu transmisie pneumatică, acesta putând fi de până la 10 ori mai mare în cazul timpului t_2 și de 5 ori mai mare în cazul timpului t_2 , conform diagramei spațiu-timp din figura 3.

Reducerea timpilor menționați conduce în cele din urmă la micșorarea duratei procesului de frânare și implicit la reducerea spațiului de frânare, element definitoriu în evaluarea eficacității frânării.

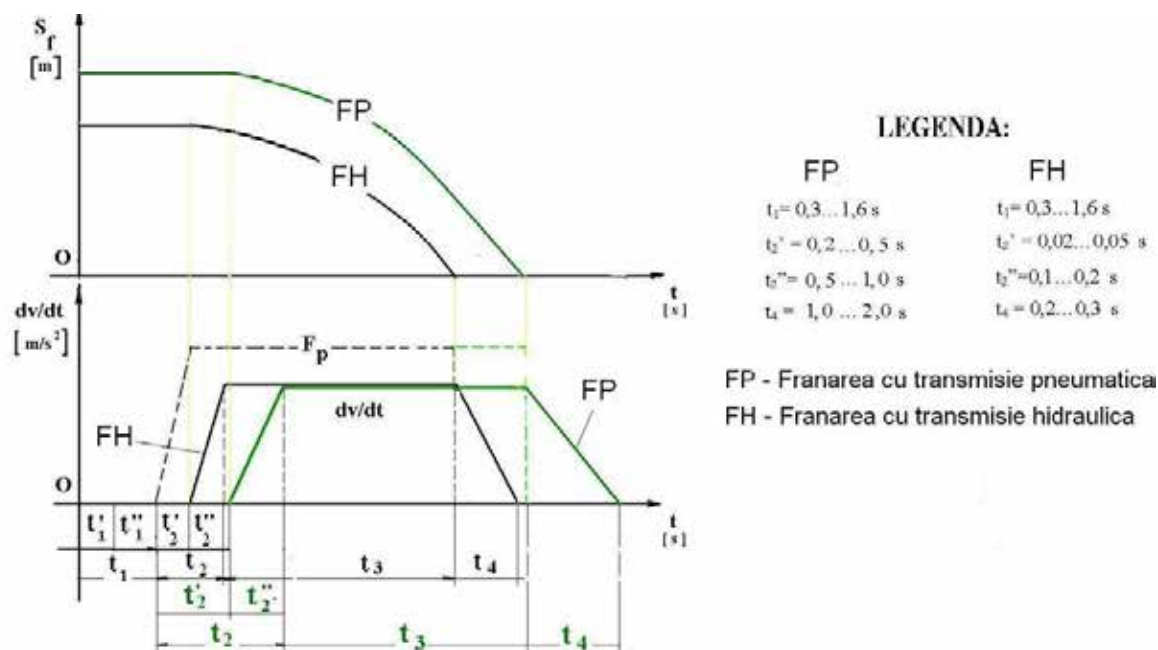


Fig.3 - Diagrama schematizată de frânare

- t_1 - timpul de reacție al conducătorului;
- t_2 - timpul de răspuns al dispozitivului de frânare;
- t_2' - timpul din momentul apăsării pe pedala de frână și până la începerea acțiunii de frânare;
- t_2'' - timpul în care decelerația crește de la zero la valoarea maximă;
- t_3 - timpul de frânare propriu-zisă;
- t_4 - timpul scurs de la ridicarea piciorului de pe pedală până la anularea decelerației

CONCLUZII

În concluzie, având în vedere tendința mondială de dezvoltare a mijloacelor de transport din agricultură, în sensul măririi capacității de transport a acestora, a echipării majorității tractoarelor de putere medie și mare numai cu instalații pentru frânare hidraulică, pe de o parte și al avantajelor funcționale pe care le are sistemul de frânare cu transmisie hidraulică pe de altă parte, considerăm imperios necesară dezvoltarea cercetărilor în acest domeniu și în țara noastră.

Bibliografie

1. Frățilă Gh. - *Sistemele de frânare ale autovehiculelor*. Ed.Tehnică. București. 1986
2. Ciupercă Radu - *Sistem de frânare cu transmisie hidraulică pentru mijloacele de transport din agricultură utilizând instalația hidraulică a tractorului-Proiect INMA* 1993.
3. Popa Lucreția - *Stadiul actual al sistemelor de frânare ce echipează remorcile agricole*. Referat 1. Brașov. 2002
4. Prospecte

HOTĂ MICROBIOLOGICĂ CU FLUX LAMINAR VERTICAL, CLASA II A

Cecilia Roman¹, Gabriela Piti¹, Puskas Ferenc², Sergiu Cadar¹

¹Institutul de Cercetări pentru Instrumentație Analitică, ICIA, str. Donath, nr. 67, 400293 Cluj-Napoca, e-mail: icia@icia.ro

²SC Aparate pentru Industrie si Laborator, APRIL, str. Prof.Ciorteza, nr. 5, 400317 Cluj-Napoca, e-mail: april_private@yahoo.com

Rezumat

Respectarea normelor de biosecuritate obligă toate laboratoarele de microbiologie să asigure:

- *securitatea materialului biologic din punct de vedere al asigurării unui mediu steril care să preîntâmpine contaminarea acestuia cu particule /microorganisme din mediu;*
- *securitatea personalului care manipulează/lucrează cu materialul biologic;*
- *protecția mediului – să preîntâmpine eventuale scăpări în mediu. Pentru a putea realiza toate funcțiile menționate hotă microbiologică trebuie să asigure un spațiu cu mediu controlat din punct de vedere al:*
- *contaminării cu particule,*
- *temperaturii,*
- *umidității,*
- *presiunii,*
- *vitezei aerului. Lucrarea prezintă principiile care au stat la baza construcției si principalele caracteristici ale unei hote microbiologice cu flux laminar vertical, tip II A de către ICIA in colaborare cu SC APRIL SRL.*

Cuvinte cheie: hotă microbiologică, nivele de securitate, flux laminar vertical

1. INTRODUCERE

Una dintre condițiile impuse României privind integrarea în structurile UE o reprezintă și alinierea legislației privind asigurarea biosecurității la cea existentă în spațiul Comunității Europene. Ca răspuns acestui deziderat, în ultimii ani, s-a observat o creștere a interesului manifestat față de calitatea mediului, protecția personalului și a probelor în laboratoarele de microbiologie, interes datorat atât necesității încadrării în standardele internaționale cât și armonizării acestora cu structurile deja existente în țară.

Pe plan național s-au intensificat acțiunile (inclusiv cele legislative) privind biosecuritatea. Protecția personalului care operează cu probe biologice – culturi de celule, viruși, bacterii antibiotic-resistente, viruși de ultimă generație, mutanți cu viteză ridicată au ridicat problema construcției unor incinte „curate și sigure” care să permită munca cu aceștia în condiții de securitate sporită. Particulele de praf, de origine organică sau anorganică, deși sunt preponderent de dimensiuni submicronice, sunt cel mai adesea toxice sau purtătoare de germeni nocivi, îngreunând sau făcând chiar imposibilă, datorită efectului lor chimic sau bacteriologic produs asupra probelor biologice, desfășurarea proceselor de lucru în incinte în care se operează cu aceste materiale. Astfel, conform ordinului 609/12.08.2002 este obligatorie dotarea laboratoarelor care lucrează cu material biologic cu hote microbiologice sau nișe care să asigure respectarea normelor de buna practică microbiologică (*good microbiological practices*) la lucrul cu material microbiologic.

Respectarea normelor de biosecuritate obligă toate laboratoarele de microbiologie să asigure:

- *securitatea materialului biologic din punct de vedere al asigurării unui mediu steril care să preîntâmpine contaminarea acestuia cu particule /microorganisme din mediu;*
- *securitatea personalului care manipulează/lucrează cu materialul biologic;*
- *protecția mediului – să preîntâmpine eventuale scăpări în mediu.*

Pentru a putea realiza toate funcțiile menționate hotă microbiologică trebuie să asigure un spațiu cu mediu controlat din punct de vedere al:

- *contaminării cu particule,*
- *temperaturii,*
- *umidității,*
- *presiunii,*
- *vitezei aerului.*

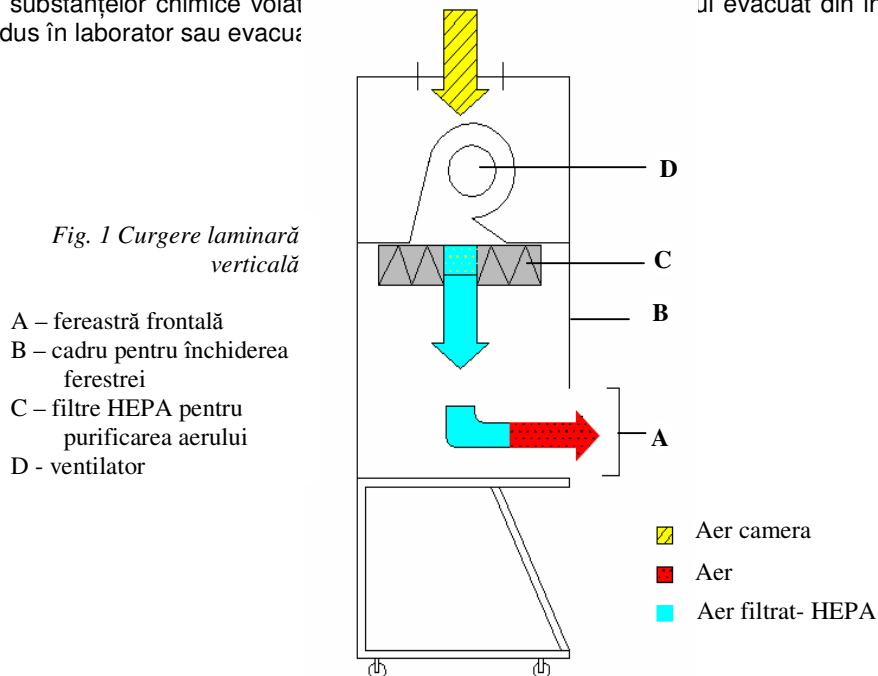
2. HOTA MICROBIOLOGICĂ CU FLUX LAMINAR VERTICAL, CLASA II A

Pentru orice laborator alegerea mobilierului adecvat și a dotărilor corespunzător legislației în vigoare și alinierea la standardele europene reprezintă o etapă deosebit de importantă. Principalele probleme de care se lovesc laboratoarele care necesită asigurarea protecției microbiologice este lipsa suportului financiar

pentru dotarea cu aparatură modernă, specializată. În urma studiului de piață efectuat de firma APRIL s-a constatat că oferta pieței interne lipsește iar aparatura similară oferită de piața externă se caracterizează prin prețuri foarte ridicate, prohibitive pentru beneficiarii români. Datorită acestui fapt APRIL s-a urmărit construcția unei hote care să poată fi utilizată pentru efectuarea analizelor medicale fie de către cabinetele particulare ale medicilor de familie fie de către spitale. Analizând cerințele medicilor de familie reflectate în Studiul de piață s-a ales construirea unei hote microbiologice clasa a II-a, tip A cu flux laminar vertical destinată manipulării materialelor care prezintă risc biologic moderat.

Hotele din clasa a II-a sunt construite astfel încât atât personalul care operează în interiorul incintei, materialele care sunt manipulate precum și mediul să fie protejate. Sunt prevăzute cu un flux de aer laminar vertical, aerul care intră în incintă este trecut, de regulă, prin filtru HEPA iar aerul care este evacuat este decontaminat prin filtrarea sa prin filtre HEPA. În funcție de viteza de circulație a aerului și de modul de evacuare a aerului, hotele din clasa a II-a se clasifică în hote de tip A sau B.

Hotele de tip A sunt destinate activităților în care se procesează materiale biologice dar nu se indică manipularea a substanțelor chimice volatile evacuat din interiorul incintei poate fi reintrodus în laborator sau evacuat:



În hotele de tip B aerul evacuat din hotă este trecut printr-un plenum (cu presiune negativă) și obligatoriu evacuat în exteriorul clădirii prin sistemul de ventilație al clădirii. Viteza de circulație a fluxului laminar vertical este de 100 lfm (m/s). În hotele de clasa a II-a tip B1, B2, sau B3 este permisă manipulare materialelor biologice cu nivel de biosecuritate 1 – 3 , la fel și cu substanțe chimice toxice volatile sau radionuclizi. (**Obs.** Personalul care lucrează în hotele de tip B trebuie bine instruit ca prin mișcările pe care le face să nu creeze turbulențe de aer, sau să întrerupă circulația fluxului laminar vertical.)

Performanțele și calitatea unei hote nu sunt caracterizate doar prin clasa de curățenie sau prin parametrii de microclimat, ci și de configurația și design-ul acesteia - și asta nu în ultimul rând.

Un design bun al hotei poate optimiza performanțele produsului sau ale procesului de purificare, realizând un control eficient al contaminării. Din acest motiv hota trebuie proiectată ținând cont de cerințele beneficiarului, de lucrările specific ce urmează a se desfășura, păstrând în același timp un grad mare de flexibilitate pentru eventualele modificări ulterioare, care vor rezulta în timpul experimentelor. Acest lucru se obține prin: ► un design specific corelat cu circulația aerului în incinta de lucru, ► folosirea unor materiale antistatice (care să nu genereze și să nu rețină particule), ► în principal, printr-o filtrare de înaltă eficiență.

Problemele deosebite care au fost luate în calcul la proiectarea hotei construite de ICIA în colaborare cu APRIL au fost: ►Circulația aerului în incinta de lucru; ► Alegerea filtrului; ► Iluminarea camerei de lucru ► Bazinul de lucru

Circulația aerului

Una din condițiile funcționale ale unei hote microbiologice destinate manipulării materialelor care prezintă risc biologic moderat este reprezentată de o circulație a aerului fără curenți turbionari. Circulația aerului presupune calcule și ajustări exigente ale parametrilor în corelație cu caracteristicile spațiului de lucru și luarea în considerare a unui mare număr de factori de influență, pentru a asigura un flux vertical de aer din

care o parte însemnată trebuie să fie filtrat și recirculat. Fluxul trebuie să aibă, pe întreg parcursul, condiții de curgere laminară, lipsită de turbulență, precum și o distribuție uniformă și o viteză sensibil egală în toate punctele spațiului baleiat. Fluxul de aer trebuie să realizeze eliminarea din zona de lucru, în fracțiuni de secundă, a tuturor impurităților generate de corpurile aflate în zona curată, ca urmare a prelucrărilor sau manipulărilor la care sunt supuse. Incinta de lucru trebuie realizată astfel încât să se preîntâmpine atât intrarea de particule străine (care ar contamina proba) cât și scăparea în mediu a unor particule din proba de lucru (ceea ce ar conduce la contaminarea mediului).

Asigurarea circulației aerului a fost proiectată și realizată astfel încât în camera de lucru să nu apară turbulențe. Circulația aerului, în interiorul hotei, este asigurată de o turbină poziționată în partea superioară a hotei. Filtrul este așezat în tavanul incintei de lucru astfel încât să se asigure un flux laminar vertical fără turbulențe de aer (fig.1).

Aerul este tras din incinta de lucru prin partea inferioară a acesteia și prin pereții dubli din spatele hotei; în acest mod aerul este circulat spre partea superioară a hotei de către ventilatorul montat. Aici, o parte din aer – 70% - este recirculat, purificat prin trecerea prin filtru și introdus în zona de lucru în așa fel, încât să se asigure pe întreg parcursul: ►condiții de curgere laminară (adică lipsită de turbulență), ►distribuție uniformă și viteză sensibil egală în toate punctele spațiului baleiat. ►modul în care se efectuează purjarea zonei de lucru cu aer pur în flux laminar are ca efect atât împiedicarea sigură a pătrunderii oricărei poluări din exterior, cât și eliminarea din această zonă, în fracțiuni de secundă, a tuturor impurităților generate de corpurile aflate în zona curată, ca urmare a prelucrărilor sau manipulărilor la care sunt supuse.

Cealaltă parte de aer - 30%- este evacuată în aer după ce este trecut printr-un filtru HEPA poziționat în partea superioară a hotei. Cantitatea de aer evacuat este compensată cu un volum de aer echivalent, aspirat de la baza ferestrei frontale, care creează astfel și o barieră de protecție între operator și produsele din incintă.

Alegerea filtrului

Alegerea filtrului s-a făcut astfel încât să se asigure reținerea tuturor particulelor iar aerul purificat să poată fi introdus din nou, fie în interiorul încăperii unde este instalată hota, fie să fie evacuat în mediul înconjurător. Deschiderea de evacuare a filtrului principal HEPA acoperă în întregime tavanul incintei de lucru asigurând astfel un flux de aer laminar și uniform. SC APRIL dorește exportul acestor hote iar pentru a putea fi exportate și pentru a îndeplini cerințele UE de securitate s-au ales filtre ce respectă standardele europene EN 779 ISO 9001 și procedurile specifice din American Standard DOP, caracteristici filtru. S-a optat pentru filtre tip HEPA (High Efficiency Particulate Air) (HEPATEX ALH4A9312XFPAR2XX).

Caracteristici filtre: ►Clasa de filtrare (conform EN 1822): H14; ►Cădere de presiune (Pa): 125; ►Debit de aer (m³/h): 15; ►Eficiența de filtrare (%): 99,999 pentru particule $\geq 0,3 \mu\text{m}$.

Iluminarea camerei de lucru

Pentru iluminare s-a optat pentru un tub de neon marca Philips de 33 W care se va instala în partea din față a camerei de lucru, în exterior, pentru a evita formarea turbulențelor în incintă.

Bazinul de lucru

Bazinul de lucru are rolul de a colecta lichidele scurse accidental și este poziționat în partea inferioară a zonei de lucru. Construcția și materialele din care este executat trebuie asigure o decontaminare ușoară și în același timp bazinul trebuie să poată fi luat din incintă pentru efectuarea acestei operații. S-a optat pentru material inox (tabla perforată) și o construcție care să asigure montarea/demontarea ușoară.

Mențiuni suplimentare

Proiectare și construcția hotei a fost astfel efectuată încât s-a ținut cont și de următoarele condiții:

- Toate elementele din camera de lucru sunt ușor accesibile, permițând schimbarea ușoară a filtrelor și a bazinului;
- Ferestrele laterale și cea frontală sunt din sticlă securizată, necasantă;
- Acționarea ferestrei frontale se face prin comandă cu servomotor electric;
- Turbina de aer au fost astfel alese încât (1) sunt silențioase, pentru asigurarea nivelului de zgomot prescris de standarde și (2) nu provoacă trepidații mecanice deranjante;
- Fluxul de turbulență scăzută cca 0,4 m/s poate fi monitorizat cu ajutorul unor senzori, orice defecțiune fiind semnalată imediat vizual și acustic;
- Sistemul de control și supraveghere al vitezei de aer semnalizează, vizual și acustic, orice defecțiune a sistemului de ventilare;
- Panoul de comandă este protejat cu geam din material plastic semitransparent rabatabil
- A fost prevăzută o sursă de lumină UV pentru sterilizare,

- Hota este montată pe role cauciucate pentru a permite mutarea ei ușoară;
- Există posibilitatea montării în zona de lucru (la cererea beneficiarului) de prize de curent, robineti pentru apă, aer, gaz

3. REALIZARE HOTĂ MICROBIOLOGICĂ CU FLUX LAMINAR VERTICAL

Modelul realizat are ca elemente principale:

- Compartiment pentru ventilator și filtru, conductă de aer (peretele dublu din spate), din metal cu acoperire prin vopsire în câmp electrostatic
- Suport din oțel cu picioare pe role cauciucate
- Incintă de lucru din oțel inox.
- Ferestre laterale și frontală glisanta din sticlă securizată
- Sistem de control și supraveghere
-

Caracteristică	Valoare
Dimensiuni exterioare, mm	1275 x 865 x 2060
Dimensiunile cabinei de lucru, mm	1235 x 705 x 6125
Masa, kg	260
Volum incinta de lucru, l	565
Viteza aer intrare, m/s	>0,4
Viteza aer ieșire, m/s	0,4
Putere tub iluminare, W	30
Putere instalată, VA	1200
Tensiune alimentare	220 Vca/50Hz
Tip ventilator	BD 25/25(3V)(9/9) Casals
Tip filtru HEPA	H14
Nivel zgomot, dB	60



Fig. 2 Hota microbiologică cu flux laminare vertical

Compartimentul superior

Compartimentul superior, permite montarea turbinei, a celor două filtre și are legătură prin peretele dublu din spatele camerei de lucru cu incinta de lucru, în rest fiind izolată de exterior etanș. Compartimentul superior conține filtrul HEPA montat în partea superioară a hotei.

Turbina aleasă este o turbina produsă de firma CASALS cu un debit max de 3800 m³/h, la o turație max de 1400 rpm, cu un nivel al zgomotului de 66 dB. Debitul de aer poate varia prin variația turației, iar în urma experimentărilor s-a stabilit variația optimă a turbinei care să asigure parametrii impuși: ► o viteză de lucru de 0,4m/s ±20%, ► o recirculare a aerului în proporție de 70%, ► o curgere laminară a aerului.

Incinta de lucru

Incinta (camera) de lucru, cu un volum max de 565 l, este alcătuită din tavan (filtru principal HEPA), ferestre laterale, perete din spate dublu masa de lucru și bazinul. În interior este montată și o lampă de sterilizare, marca Philips. Partea frontală este parțial acoperită de o fereastră culisantă acționată cu servomotor în sus și în jos. Deschizătura de evacuare a filtrului principal HEPA acoperă în întregime tavanul cabinei de lucru, asigurând un flux de aer uniform.

Fluxul laminar vertical pe toată suprafața de lucru cu viteza de 0,4m/s±20% permite folosirea de aparatură de laborator în incintă (bec Bunsen, balanțe analitice, etc.).

Compartimentul și camera de lucru sunt realizate dintr-un schelet metalic sudat pe care sunt montate elemente care să permită montarea filtrelor superior, a pereților exteriori, a turbinei. A ferestrelor, a elementelor de comanda și panoului de comanda. Materialele folosite sunt țevi și corniere pentru scheletul metalic sudat, și table de oțel pentru pereți și suporti. După realizare scheletul metalic și elementele componente au fost vopsite în câmp electrostatic. Montarea panourilor s-a făcut cu cauciuc siliconic.

Bazin

Bazinul are rol de a colecta lichidele scurse accidental și este constituit sub forma unei tăvi cu capac din tabla perforată, capacul fiind și masa de lucru, acestea fiind executate din tablă de inox, și are deschidere spre peretele dublu din spatele camerei de lucru.

Masa de lucru, ferestrele laterale și fereastra frontală, suportul din oțel

Masa de lucru din oțel inox poate fi scoasă ușor pentru curățire și dezinfecție.

Ferestrele laterale și fereastra frontală sunt din sticlă incasabilă. sticlă duplex, 6mm, (securizată).

Suportul din oțel este realizat în construcție sudată și este prevăzut cu role cauciucate, cu blocator, care permit mutarea ușoară a instalației și fixarea acesteia. Suportul este realizat din țevă de oțel și vopsit în câmp electrostatic.

Panoul de acționare și control

Panoul de acționare și control frontal a fost conceput și realizat astfel încât să permită:

Pornirea aparatului de la comutatorul principal PORNIT/OPRIT, becul de semnalizare din comutator fiind aprins în poziția pornit.

Pornirea ventilatorului de la comutatorul VENTILATOR la viteza fixată din variator de turație. Funcționarea corectă este semnalizată de bec verde, iar la ieșirea din limitele de $\pm 20\%$ se aprind becurile roșii concomitent cu pornirea alarmei acustice.

Alarma acustică să poată fi oprită din butonul ALARM STOP, dar după aprox. 1 min revenind dacă condiția de alarmă persistă.

Ventilatorul să se poată comuta pe viteză scăzută de la comutatorul VITEZA REDUSA, caz în care nu mai este asigurată securitatea biologică.

Pornirea iluminării interioare cu comutatorul ILUM, iar *becurile de dezinfecție* cu comutatorul UV. Becurile UV nu pot fi activate dacă iluminarea nu este oprită și fereastra frontală nu este închisă.

Acționarea ferestrei frontale cu butoanele FEREAȘTRA SUS/JOS, și în nici un caz manual.

Contorul de TIMP TOTAL FUNCȚIONARE pornește automat, în paralel cu pornirea ventilatorului.

Automatizarea hotei

Automatizarea hotei a fost realizată astfel încât să se asigure:

- Reglarea și menținerea automată a vitezei fluxului de aer la 0,4 m/s+20%. cu ajutorul unui microcontroler digital tip SHIMADEN Co.Ltd. Japonia
- Afișarea permanentă a vitezei fluxului de aer programat și a vitezei fluxului de aer măsurat în incintă.
- Sistemul de control și supraveghere al vitezei fluxului de aer semnalizează orice defecțiune care ar putea să apară la sistemul de ventilare și recirculare a aerului.
- Alarma pentru viteza de aer insuficientă sau prea mare în spațiul de lucru.
- Timpul de funcționare al hotei este monitorizat de un contor de timp neresetabil, se poate astfel determina momentul de schimbare al filtrelor HEPA care au un anumit număr de ore de utilizare.
- Panoul de comandă este amplasat frontal și conține comutatoarele de acționare.

Acționarea ferestrei frontale se face electric, cursa maximă fiind de 380 mm, pentru a avea acces ușor cu ustensile și aparate în interiorul incintei

Bibliografie

1. **Ordin nr. 609 din 12/08/2002**, aprobarea Normelor de autorizare și funcționare a laboratoarelor care efectuează analize medicale în sistem ambulatoriu, **Monitorul Oficial** nr. 663 din 09/06/2002
2. **Use of Biological Safety Cabinet, 2nd Edition. Primary Containment for Biohazards: Selection, Installation and**, www.cdc.gov/od/ohs/biosfty/bsc/bsc.htm
3. Biological Safety Cabinets and High Efficiency Particulate Air (HEPA) Filtered Equipment, www.ors.bsd.uchicago.edu/IBC/top.htm

CAPTAREA ȘI UTILIZAREA ENERGIEI SOLARE

Mat. ing. Gabriel RĂDULESCU*, Drd. ing. Teodor-Costinel POPESCU*,
Drd. ing. Adrian MIREA**, ing. Florin ANDREI*, Drd. ing. Alina Iolanda POPESCU*

* INOE 2000 - IHP

** SC. ROMFLUID

1. Specific oglinzilor curbe este concentrarea undelor luminoase vizibile în focar cu consecințele ridicării nivelului energiei în acesta. Tipurile de suprafețe folosite la concentrarea fasciculelor paralele sunt paraboloizii cu o pânză și calotele sferice. Parametrul caracteristic al acestor suprafețe este focarul "f" definit astfel:

$$f = \begin{cases} R & \text{raza calotei sferice} \\ \frac{y^2}{2x} & \text{provenit din ecuația parabolei generatoare } y^2 = 2fx \end{cases}$$

Precizia de concentrare a fascicolului în focare pentru parabolă este caracterizată lărgimea imaginii Δx cu expresia:

$$\Delta x \cong f \frac{\lambda}{D} \quad \text{în care, conform Fig.1:}$$

f: distanța focală

λ : lungimea de undă a luminii

($\lambda = 5 \cdot 10^{-7}$ m pe unde luminoase)

D: apertura oglinzii

Pentru cazul $f=3\text{m}$; $D=1\text{m}$ rezultă

$\Delta x \approx 1.5 \mu\text{m}$

În cazul oglinzilor sferice, pentru obținerea aceluiași performanțe trebuie îndeplinită condiția:

$$D \leq 4f \left(\frac{\lambda}{4f} \right)^{1/4}$$

Utilizând aceleași date rezultă că distanța focală este:

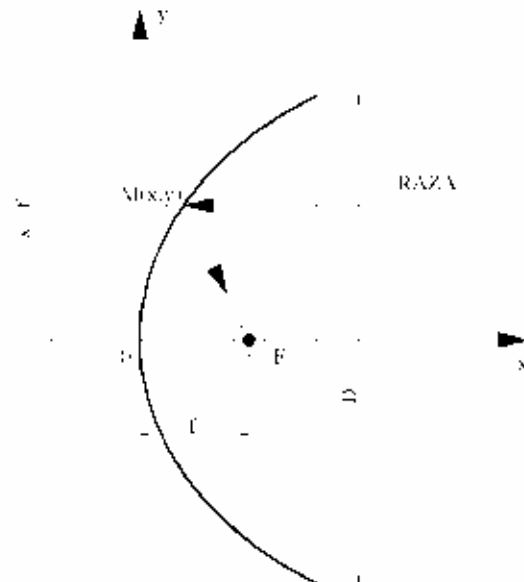
$$f = \frac{1}{4} \left(\frac{D}{\lambda} \right)^{1/3} = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{5 \cdot 10^{-7}} \right)^{1/3} \approx 31.5 \text{ m}$$

De observat că orientarea oglinzii spre sursa undelor luminoase exclude existența pe axa paraboloidului un obiect aproiat. Astfel, utilizarea presupune oglinzi cu raze mari de curbură.

$$f \sim \frac{D \cdot \Delta x}{\lambda} = \frac{1 \cdot 1.5 \cdot 10^{-5}}{5 \cdot 10^{-7}} \sim 10^1 \dots 10^2 \text{ m}$$

În consecință, în cazul oglinzilor parabolice, când se obține o lărgime a imaginii bună este necesar ca captorul de radiație să fie în proximitatea oglinzii, iar în cazul distanțelor focale mari, indiferent de natura suprafeței (paraboloid sau sferă), obiectul pe care se concentrează radiația să aibă o paralaxă mică.

2. Funcționarea sistemului este descrisă în corespondența cu schema funcțională a unei instalații experimentale de captare și concentrare a radiațiilor solare redată în Fig.2.



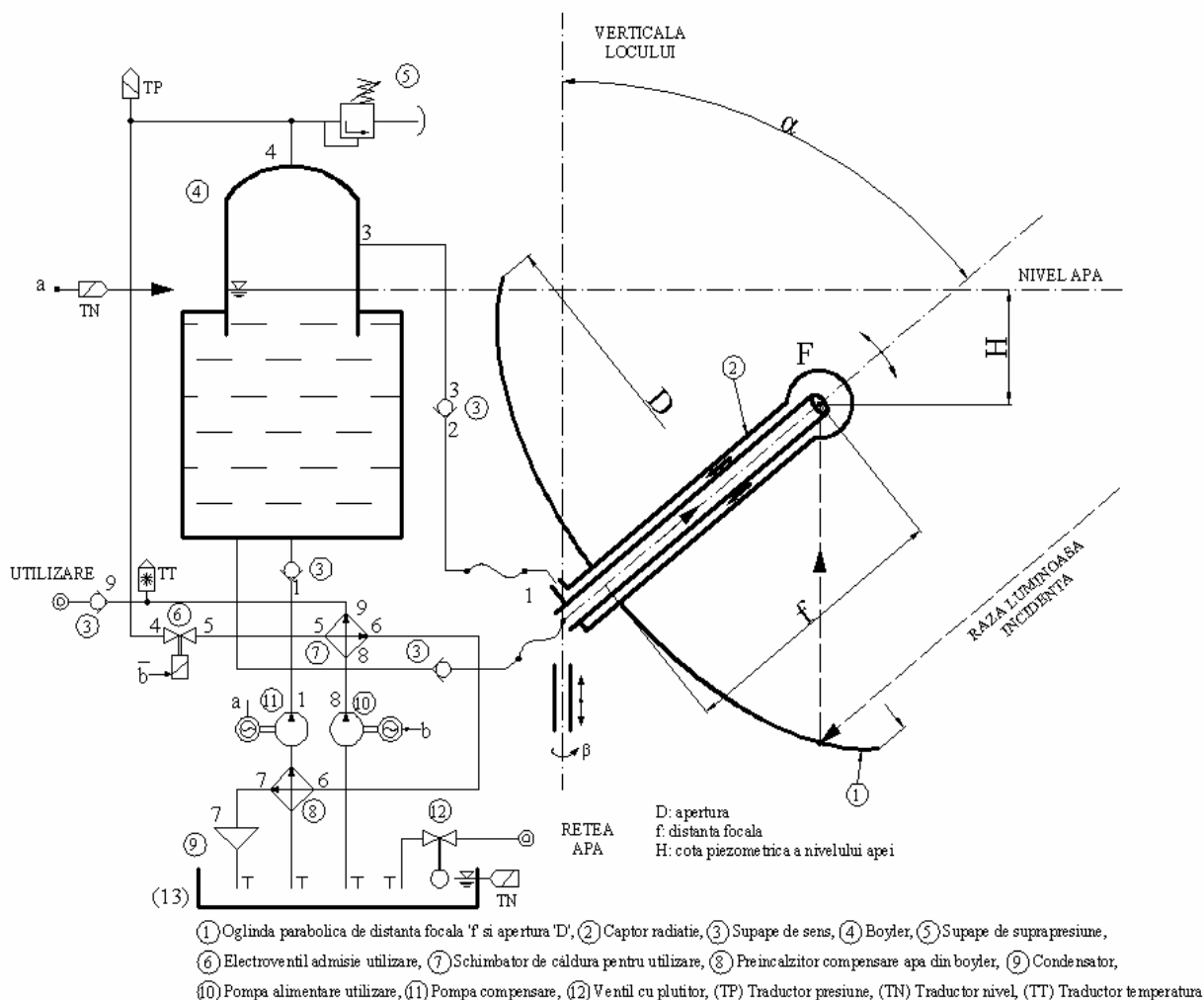


Fig.2

Oglinda parabolică (1) de apertură D și distanța focală f concentrează radiația luminoasă incidentă în punctul F . Captorul de radiație (2) se compune dintr-o teacă exterioară sferică în jurul lui F , având proprietatea de corp negru (absorbant), și un tub interior legat de aducțiunea de apă din sistem și a cărei alimentare este menținută de cota H . Vaporii produși în zona punctului F ajung în zona boylerului (4) supravegheată de supapa de suprapresiune (5) și traductorul de presiune (TP).

Utilizarea aburului din (4) este comandată de alimentarea simultană a electroventilului (6) care permite accesul aburului în schimbător de căldură (7) și alimentarea electropompei (10) care pompează apa rece în schimbătorul (7). Aburul purjat trece prin circuitul (6) în schimbătorul de preîncălzire a apei ce compensează consumul de abur; pompa de compensare (11) pornește la comanda traductorului de nivel (TN). Ieșirea din schimbătorul (8) conduce vaporii în condensatorul (9) care restituie apa rezervorului (13) care își poate compensa eventualele pierderi de apă din rețeaua comandată de ventilul cu plutitor (12).

3. **Datele de reglare a direcției** de orientare a oglinzii are ca principiu incidența după normala la suprafața aperturii a radiației luminoase astfel că poziția axei oglinzii trebuie să urmărească mișcarea aparentă a Soarelui de la est la vest.

Orientarea axei paraboloidului trebuie să urmărească:

- Azimutul (β) al Soarelui
- Înălțimea acestuia deasupra orizontului (α)

4. Particularitățile succesiunii anotimpurilor decurg din evoluția următoare:

Schimbarea anotimpurilor este rezultatul mișcării de revoluție a Pământului în jurul Soarelui în 365 zile precum și a înclinării cu aproximativ 23° a axei de rotație diurnă a acestuia față de planul care trece prin centrele Soarelui și Pământului. Factorul determinant care influențează unghiul sub care razele solare ating suprafața Pământului este latitudine locului de aplicare al procesului de captare a razelor solare care în cazul României, la nivelul mării, este în medie $45^\circ 30'$.

Se consideră că variația înălțimii în decursul în decursul anului, care dă înălțimea maximă pentru o anumită zi din an, precum și variația diurnă a azimului se petrec liniar, ceea ce, cu o bună aproximare, este adevărat.

- Variația înălțimii

Se schematizează două situații opuse privind poziția latitudinii 45° în revoluția pământului.

Fig.3 reprezintă situația la solstițiul de vară (22.06):

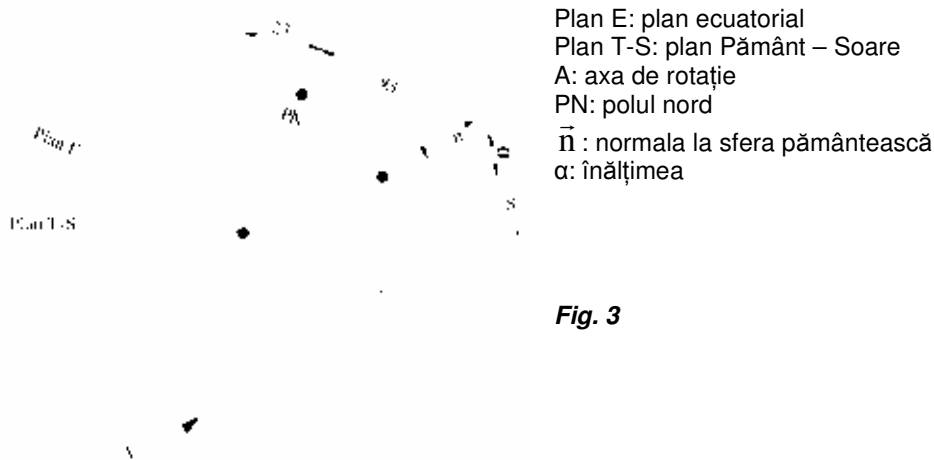


Fig. 3

Înălțimea maximă a Soarelui

$$\alpha'_{\max} = 90^\circ - (\hat{U}_A + \hat{U}_L) = 90^\circ - (23^\circ + 45^\circ) = 22^\circ$$

în care:

$\hat{U}_A$: înclinarea axei Pământului față de planul T-S

$\hat{U}_L$: Latitudinea (unghiul măsurat de la PN la locul de instalare)

Fig. 4 redă și situația la solstițiul de iarnă (22.12)

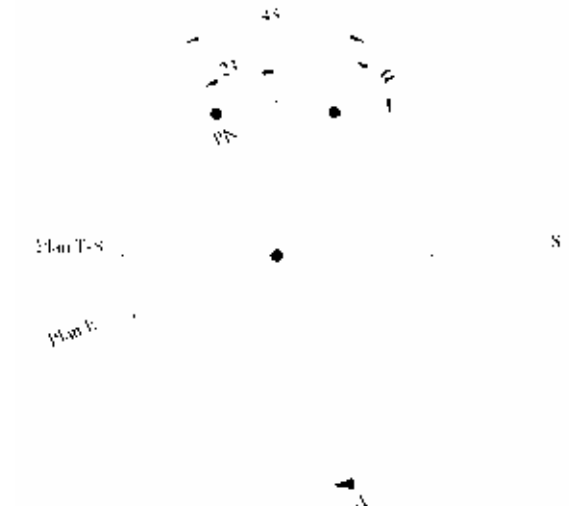


Fig. 4

Înălțimea maximă a Soarelui

$$\alpha'_{\max} = 90^\circ - (\hat{U}_L - \hat{U}_A) = 90^\circ - (45^\circ - 23^\circ) = 78^\circ$$

Variația anuală a înălțimii maxime cu 0.25gr/zi este redată de Fig.5.

SV: Solstițiul de vară

ET: Echinoxul de toamnă

SI: Solstițiul de iarnă

EP: Echinoxul de primăvară

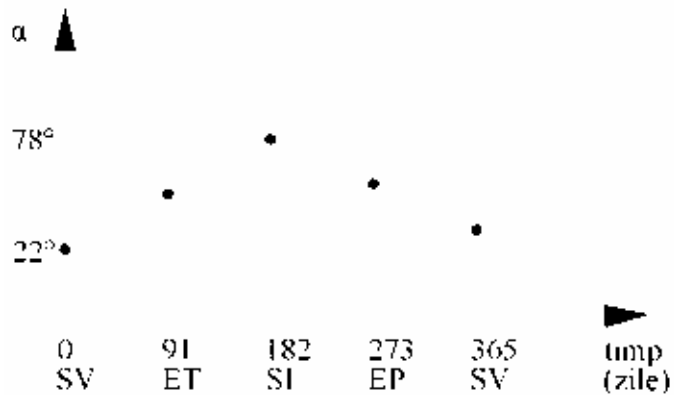


Fig.5

- Variația diurnă a azimutului (β)

În principiu, este 'lărgimea' arcului descris de Soare între orizontul estic și cel vestic al locului.

Aproximativ, la solstițiul de vară, durata de menținere a Soarelui pe boltă este de 15h iar la solstițiul de iarnă 9h.

Având în vedere că Soarele face o rotație în 24h rezultă că, la solstițiul de vară unghiul pe care îl parcurge, aparent, Soarele este de 225° iar la solstițiul de iarnă este de 135° . În cazul echinoxilor, unghiul este de 180° .

Diagramele celor trei stări sunt redată în Fig.6, 7 și 8.

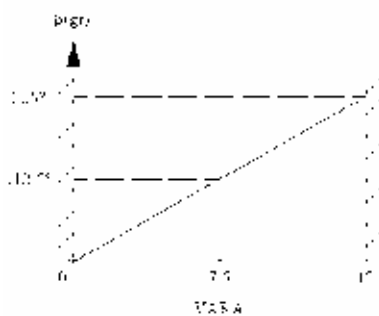


Fig.6

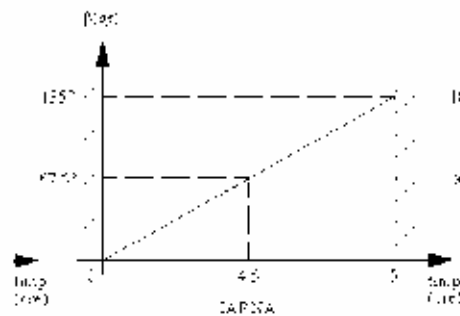


Fig.7

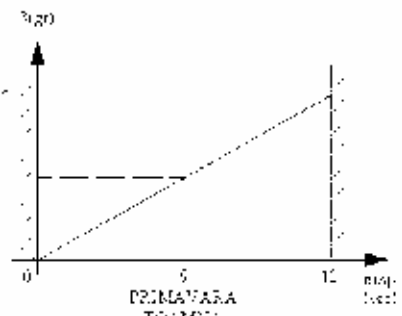
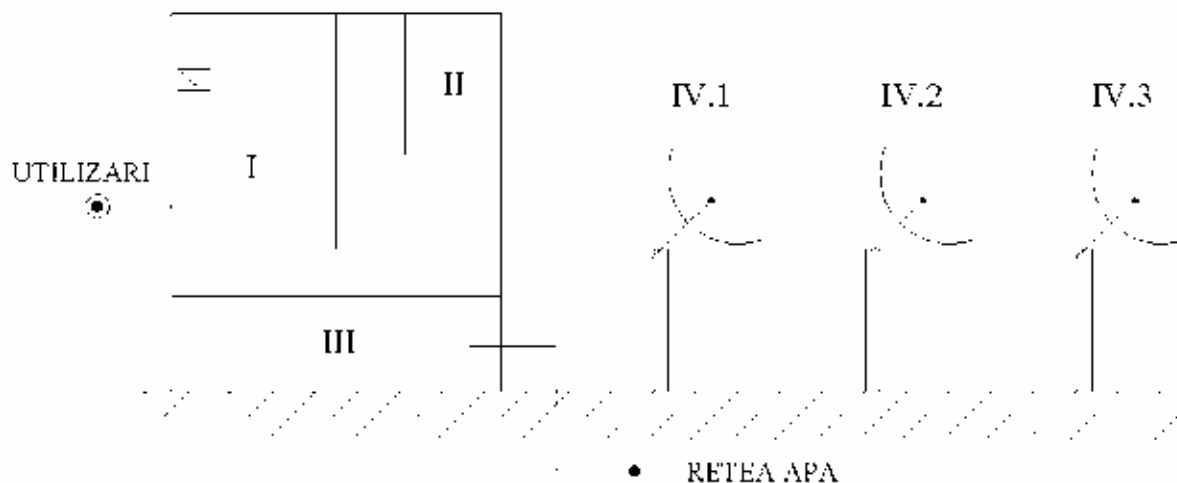


Fig.8

În concluzie, dispozitivul de reglare a înălțimii (α) și a azimutului (β) trebuie să poată produce deplasări unghiulare $\bar{\alpha} \approx 0.252 \text{ gr/zi}$ și $\bar{\beta} = 15 \text{ gr/h}$.

5. Componenta sistemului de captare-conversie a energiei solare

Componenta necesară este prezentată în **Fig.9**.



Un grup de dispozitive de captare IV.1, IV.2 ... sunt legate de unitatea energetică (I) prin legături hidraulice și de sistemul de comandă (II) prin legături electrice. În componența unității energetice intră și panoul hidraulic care gestionează circulația fluidelor în sistem.

Amplasarea grupurilor de captare se face la sudul unității energetice dacă locul este emisfera boreală.

Lucrările ulterioare trebuie să privească realizarea bilanțului termic optim în raport cu insolația la un moment dat la care sunt expuse grupurile de captare.

Bibliografie

- [1] *Instalație de turnare centrifugală a concentratoarelor paraboloidale de radiații solare*. T. C. Popescu, M. D. Staicovici, C. Nicolescu, A. I. Popescu – Al XXXIX-lea Simpozion național cu participare internațională – Iasi 2006 – “Agricultura între tradiție și superintensivizare”
- [2] *Optică* Vol. II Cișman ET 1983
- [3] *Principii teoretice. Termotehnică*. Gherasimov S.G. și Lebedev P.D. Vol. I ET 1961

APARAT PORTABIL PENTRU ZONE CU PERICOL DE EXPLOZIE

Ludovic FERENCZI, Sergiu CADAR, Simona COSTIUG, Gabriela PITL, Emil CORDOS
INCDO-INOE 2000, Filiala Institutul de Cercetări pentru Instrumentație Analitică, ICIA, str. Donath, nr. 67,
RO-400293 Cluj-Napoca, email: icia@icia.ro

Abstract:

One of the most important actual problems is to prevent the explosions due to the combustible gases accumulations and intoxications due to the toxic gases accumulations and/or leakages. In this sense, the present paper describes a combustible and toxic gases monitor that prevents the accidental explosions and intoxications due to the gases leakages. The paper presents technical characteristics, the detection methods as well as the apparatus functional sketch.

I. INTRODUCERE

Lucrarea propusa se incadreaza in eforturile de proiectare in vederea introducerii in productie de serie a noi tipuri de mijloace de detectie si masurare de gaze toxice si explozive, cu referire la monitorizarea zonelor cu pericol de explozie.

Procesele industriale implica folosirea sau aparitia accidentala a substantelor periculoase, in particular gaze toxice sau explozive. Inevitabil, au loc scapari de gaze care pun in pericol vietii oamenilor si bunuri materiale. Asfixierile, intoxicarile si exploziile sunt accidente care aduc mereu in atentie problema protectiei.

Toximetru multigaz portabil este un element de siguranta destinat reducerii riscurilor unor astfel de accidente. Elementul principal al unui aparat destinat detectiei gazelor il reprezinta senzorul dar in egala masura, de mare importanta este si electronica aferenta utilizata pentru constructia aparatului. In prezent, atentia este indreptata spre senzori de gaze tot mai selectivi, sensibili si stabili si spre procesarea si transmiterea inteligenta a semnalelor. Senzorii de gaze folositi in astfel de detectoare sunt de doua tipuri: catalitici, pentru gaze combustibile si electrochimici, pentru gaze toxice. Capul de masura este protejat impotriva riscului de explozie prin capsulare antideflagranta "d", asigurata prin carcasa si/sau prin protectie intrinseca "i", asigurata prin proiectarea speciala a placii electronice.

II. RISCUL PREZENTAT DE GAZELE COMBUSTIBILE

Aerul impreuna cu gazele combustibile poate forma amestecuri explozive daca gazul combustibil se afla la o anumita concentratie. Amestecul exploziv format poate fi aprins de la o scanteie cu o energie suficienta sau de la o suprafata cu temperatura ridicata producand astfel o explozie.

Puterea exploziei depinde de concentratia gazului combustibil in aer. Nu toate concentratiile de gaz combustibil in aer se aprind sau explodeaza, exista o limita inferioara de explozie (LIE) si o limita superioara de explozie (LSE). Limita inferioara de explozie este concentratia minima de gaz combustibil in aer care se poate aprinde si la majoritatea gazelor sau vaporilor inflamabile este de 5% in volum. Limita superioara de explozie este concentratia maxima de gaz combustibil in aer care poate fi aprins. Concentratiile peste limita superioara nu se pot aprinde deoarece in atmosfera este oxigen insuficient.

Ariile in care exista posibilitatea de formare a amestecurilor de gaze sau vapori combustibili in aer poarta numele de "arii periculoase" iar celelalte arii poarta numele de "arii sigure". Orice echipament electric folosit in "arii periculoase" incluzand echipament de detectie gaze, trebuie testat special si certificat pentru a fi sigur ca prin folosirea lui in conditii de defect sa nu poata initia o explozie.

Gazul metan este utilizat pe scara larga in procese industriale, ca si combustibil, dar este prezent si in minele de carbune (mine grizutoase). Gazul metan poate forma cu aerul amestec exploziv.

III. RISCUL PREZENTAT DE GAZELE TOXICE

Monoxidul de carbon (CO), este o noxa deosebit de importanta deoarece este foarte des intalnita (oriunde exista foc exista posibilitatea de a se forma monoxid de carbon). El se formeaza prin arderea incompleta a combustibililor. Intoxicatia cu CO este cea mai frecventa intoxicatie cu gaze toxice. Este suficienta o concentratie de 0,01% ($100\text{mg}/\text{m}^3$) monoxid de carbon in aer pentru a se produce o intoxicatie grava [7].

Hidrogenul sulfurat este de asemenea o noxa deosebit de importanta deoarece este foarte des intalnita, atat in procese industriale cat si in anumite conditii naturale unde se formeaza prin descompunerea

materialelor organice de provenienta vegetala. Este suficienta o concentratie de 0,002% ($30\text{mg}/\text{m}^3$) hidrogen sulfurat in aer pentru a se produce o intoxicatie grava [8].

IV. DESTINATIA MIJLOCULUI DE MASURARE

Toximetru multigaz portabil pentru zone cu pericol de explozie este destinat pentru masurarea si avertizarea prezentei gazelor toxice si inflamabile, in particular a gazului metan, a monoxidului de carbon si a hidrogenului sulfurat, in aer la concentratia maxima admisa in vederea protejarii personalului care activeaza in zonele unde aceste gaze sau vapori pot aparea accidental, precum si la determinarea concentratiei de oxigen din atmosfere presupus viciate. Constructia aparatului permite utilizarea lui in conditiile existente in lucrari miniere grizutoase, grupa I de utilizari, precum si in industria petrochimica, extractie si transport gaze naturale, grupa II de utilizari, in spatii clasificate ca zona 1 sau 2 in cea ce priveste pericolul de formare a atmosferelor potential explozive, conform CEI 79-10 din 1986 si ID 17-86 cu indreptarul de zone anexat.

V. METODE DE ANALIZA A GAZELOR

Metodele analitice (de detectie) care evalueaza calitatea aerului atat in spatiile industriale cat si la emisie sunt: detectia catalitica, absorbtia cu infrarosu nedispersiva, cromatografica de faza gazoasa, culometria (continua), electrochimica cu electrolit lichid sau gelificat, electrochimica cu electrolit solid, paramagnetica, conductometria termica, colorimetria, semiconductoarele, conductibilitatea termica, chimiluminescenta, detectia fotoacustica, fotoionizarea.

A. Senzorii catalitici de gaze combustibile

Senzorii catalitici de gaze combustibile lucreaza pe principiul oxidarii catalitice si au denumirea comuna de pellistor. Acestia sunt proiectati sa detecteze prezenta majoritatii gazelor combustibile pana la 100% LIE (Limita Inferioara de Explozie) [11].

Senzorul consta dintr-o bobina din fir foarte fin de platina, incapsulata intr-o perla ceramica impregnata cu un catalizator din metal nobil. Bobina actioneaza in ambele moduri, atat ca incalzitor cat si ca termometru rezistiv. Perla este montata in capul detector prin conductori de legatura si este imprejmuita de un canal metalic cu un capat deschis spre atmosfera. Daca gazul inflamabil este prezent cand perla este incalzita la $400-500^{\circ}\text{C}$, acesta va fi oxidat (ars) iar energia rezultata va incalzi perla la o temperatura mai mare, aceasta crestere de temperatura va fi detecta prin cresterea rezistentei electrice a bobinei. Temperatura bobinei este afectata atat de temperatura mediului ambiant cat si de variatia conductivitatii aerului, cauzata de posibila prezenta a gazelor inerte, asemenea monoxidului de carbon. Pentru compensarea modificarilor de temperatura ce nu sunt cauzate de oxidarea gazului inflamabil, se va folosi si o perla inerta. Acest compensator se executa pe aceeasi cale ca si detectorul, cu exceptia ca perla in loc sa fie incorporata in catalizator, ea este tratata in asa fel ca oxidarea sa nu poata avea loc. Cele doua perle se folosesc in circuite electrice care detecteaza diferenta rezistentelor acestora. De asemenea cele doua perle au in general culori diferite, acestea au emisivitate diferita si de aici si panta de rezistenta diferita. Din acest motiv, pentru obtinerea performantei celei mai bune de temperatura, este necesara conectarea unei rezistente fixe in paralel cu compensatorul, pentru corectarea pantei sale maxime de rezistenta. In VQ549ZD, este ales si montat cu grija un set format din detector, compensator si rezistor incapsulat intr-o carcasa cilindrica din otel inox, prevazuta la un capat cu un filtru sinterizat din inox care permite intrarea gazului. Conexiunile electrice formate din trei pini sunt plasate pe celalalt capat al corpului. Semnalul de iesire al senzorului este dependent de un proces complex de combustie ce se stabileste in jurul perlei sensibile. Este foarte important ca invelisul de gaz din jurul perlei sa nu fie perturbat, deoarece temperatura perlei va fi schimbata si de aici si semnalul de iesire al dispozitivului. Prin proiectarea formei carcasei VQ549ZD se realizeaza aceasta cerinta, utilizatorul nu trebuie sa realizeze un curent puternic de gaz asupra filtrului sinterizat. Detectorul si compensatorul functioneaza intr-un circuit tip punte Wheatstone legat in asa fel incat la iesire sa se obtina o diferenta de potential. Pe timpul functionarii tensiunea de alimentare a puntii trebuie sa fie stabila in limitele $\pm 0,1\text{V}$.

Senzorul are o functionare continua asigurata de circuitul de alimentare ce asigura o tensiune continua de $4,25\pm 0,1\text{V}$.

Semnalul de iesire al elementului sensibil este o tensiune continua cu valori intre 0 si aproximativ 200mV.

Aceasta tensiune este receptata de circuitul de amplificare unde este amplificat.

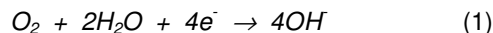
B. Senzorii electrochimici de oxigen

Senzorii electrochimici de oxigen (O_2) sunt cu auto-alimentare, difuzie limitata, de tip baterie metal-aer ce contine un anod, electrolit si un catod [9].

La modul simplu, o celula de oxigen consta dintr-o carcasa (din metal sau plastic) ce include doi electrozi, o folie de PTFE ce acopera un catalizator, catodul si un anod format dintr-un bloc de plumb metalic. Aceasta carcasa este inchisa si are pe partea superioara un capilar prin care se permite accesul oxigenului la

electrodul de lucru. Cei doi electrozi sunt conectați prin colectori de curent la pinii ce ies în exterior și permit conectarea electrică la un instrument. Întreaga celulă este umplută cu un electrolit conductor care permite transferul speciilor de ioni dintre electrozi.

Măsura în care oxigenul poate pătrunde în celulă se controlează prin dimensiunea gaurii capilare de pe fața senzorului. Când oxigenul reacționează cu electrodul de lucru, acesta este redus imediat la ioni de hidroxil:



Ioni de hidroxil migrează prin electrolit spre anodul de plumb unde are loc oxidarea metalului, de aici rezultă un oxid corespunzător:



După efectuarea celor două procese descrise de ecuațiile (1) și (2), se generează un curent ce poate fi măsurat la exterior prin plasarea unei rezistențe cunoscute și măsurând potențialul ce cade pe aceasta.

Curentul produs este proporțional cu rata reacției ce are loc iar măsurătoarea permite determinarea concentrației de oxigen.

În toți senzorii electrochimici are loc oxidarea anodului de plumb, motiv pentru care acești senzori au o durată de viață limitată. Odată ce tot plumbul este oxidat, senzorul nu mai lucrează.

Semnalul provenit de la senzor este un curent de ordinul a: $0,1 \pm 0,02 \text{ mA}$ în aer (la 20,9% O_2) [12].

Acest curent este introdus într-un convertor curent-tensiune.

Semnalul de ieșire din convertor este o tensiune continuă cu valori între 0 și aproximativ 500 mV.

C. Senzorii electrochimici de gaze toxice ($CO + H_2S$)

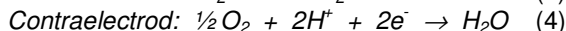
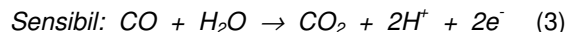
Senzorii electrochimici de gaze toxice ($CO + H_2S$) sunt microcelule de combustie, construite să funcționeze fără întreținere, sunt stabile pentru perioadă îndelungată de timp. Acești senzori au răspuns direct la concentrația gazului în volum [10].

Forma cea mai simplă de senzor electrochimic de gaz toxic cuprinde doi electrozi: sensibil și contraelectrod separate printr-un film subțire de electrolit. Aceștia sunt montați într-o carcasă de plastic care are pe partea superioară un capilar prin care se permite intrarea gazului spre electrodul sensibil iar pe partea inferioară se află pinii care sunt legați electric la cei doi electrozi și permit interfatarea cu exteriorul. Acești pini se conectează la un circuit rezistiv pe care se măsoară o cadere de tensiune datorată unei scurgeri de curent. Gazul difuzat în senzor este oxidat sau redus de electrodul sensibil, cuplat cu un contraelectrod cu reacție corespunzătoare, prin circuitul extern se va genera un curent. Deoarece rata gazului de intrare în senzor este controlată de bariera de difuzie capilară, curentul generat este proporțional cu concentrația gazului prezent în afara senzorului.

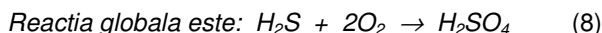
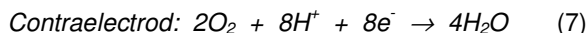
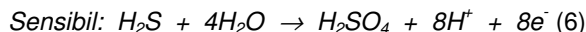
Elementul central în construcția senzorului este bariera de difuziune a gazului, care limitează debitul de gaz spre electrodul sensibil. Electrodul este capabil să reacționeze cu toate gazele ce ajung pe suprafața sa.

Tehnologia cu 4 electrozi permite măsurarea CO și H_2S folosind un singur senzor, avantaj în folosul instrumentelor portabile. Senzorul 4COSH funcționează în mod similar cu oricare senzor standard, cu excepția că acesta conține doi electrozi sensibili: unul pentru CO și unul altul pentru H_2S . Primul electrod oxidează complet H_2S pe când CO difuzează prin acesta pentru a oxida electrodul secund. Dispozitivul cu 4 electrozi este capabil să producă două semnale separate, ceea ce permite măsurarea a două gaze cu un singur senzor.

Reacțiile ce au loc pe electrozi în monoxid de carbon sunt:



Reacțiile ce au loc pe electrozi în hidrogen sulfurat sunt:



Pentru a avea loc reacția pe contraelectrod și să se genereze curent este nevoie de oxigen. Acesta în mod uzual provine din aerul difuzat prin frontul senzorului sau prin difuzie pe partea laterală (în mod normal sunt

suficiente cateva miimi de ppm). O expunere la un curent de gaz anaerobic va determina o deriva a semnalului, motiv pentru care se lasa cale de acces pentru oxigen. Se recomanda ca senzorii de gaze toxice sa nu fie niciodata inglobati in rasina sau complet imersati in amestec de gaz anaerob. Pentru anumite aplicatii in care senzorul este expus frecvent la concentratii foarte mari de analizat, de exemplu analiza din conducte, este necesara asigurarea unei surse aditionale de oxigen pentru contraelectrod.

Semnalul provenit de la senzor este un curent de ordinul a: $80 \pm 30 \text{ nA/ppm}$ pentru CO; $775 \pm 275 \text{ nA/ppm}$ pentru H_2S [13].

Fiecare dintre acesti curenti este transmis la cate un convertor curent-tensiune.

Semnalul de iesire din convertor este o tensiune continua cu valori intre 0 si aproximativ 300mV.

VI. TOXIMETRUL MULTIGAZ PORTABIL

Toximetru multigaz portabil (Figure 1) este un element de siguranta, de monitorizare a locului de munca, destinat reducerii riscurilor unor accidente atat la unitati industriale cat si la cele de interes public [5].



Figure 1. Toximetru multigaz portabil

Toximetru multigaz portabil este capabil sa masoare concentratia de oxigen si sa detecteze/ masoare concentratia a trei dintre cele mai frecvente si periculoase gaze (*gaz metan, monoxid de carbon si hidrogen sulfurat*) si sa avertizeze depasirea concentratiei periculoase.

Toximetru multigaz portabil este alcatuit dintr-un set de patru senzori de gaze cu o capsulare speciala, o carcasa ce adaposteste placa electronica impreuna cu sursa de alimentare si mijloacele de indicare si avertizare optica si acustica. Semnalul provenit de la fiecare senzor este filtrat si amplificat separat de cate un etaj electronic complex si transmis la microcontroller. Prin utilizarea unui software specializat microcontrollerul va selecta si prelucra fiecare semnal in continuare in raport cu caracteristica proprie de raspuns al fiecarui senzor. Rezultatele se transmit la un afisor LCD la care se poate vedea: ► formula chimica a gazului, ► unitatea de masura si ► valoarea concentratiei masurate. La atingerea concentratiei de avertizare stabilite prin normele de protectie a muncii se activeaza sistemul de avertizare (alarmare) optica si acustica. Datele referitoare la un gaz sunt mentinute pe afisor timp de 4 secunde, astfel ca, intr-un interval de 20 secunde, utilizatorul are toate informatiile privind prezenta si concentratia celor patru gaze controlate si temperatura mediului ambiant. Daca utilizatorul doreste sa foloseasca aparatul ca detector de scapari, acesta are posibilitatea sa selecteze si sa mentina afisarea datelor strict referitoare la gazul de interes. Sistemul de alimentare este de tip inteligent, tensiunea bateriei de acumulatori este controlata tot de microcontroller iar utilizatorul poate cere informatii referitoare la starea de incarcare si durata operationala de timp pana la descarcare, iar sfarsitul duratei operationale va fi semnalizata prin mesaj pe afisor.

Aparatul este conceput pentru posibilitati multiple de utilizare, dupa cum urmeaza:

Oxygenometru: cu afisarea concentratiei de oxigen in intervalul 0 - 25% O_2

Metanometru: cu afisarea concentratiei de metan in intervalul 0 - 5% CH_4

Explozimetru: cu afisarea limitei inferioare de explozie in intervalul 0 - 100% LIE

Toximetru: cu afisarea concentratiei de monoxid de carbon in intervalul 0-1000mg/m³ CO

Toximetru: cu afisarea concentratiei de hidrogen sulfurat in intervalul 0-100mg/m³ H_2S

Avertizor: de concentratie maxima admisa de CO in aer $\geq 50 \text{ mg/m}^3$ CO

Avertizor: de concentratie maxima admisa de H_2S in aer $\geq 15 \text{ mg/m}^3$ H_2S

A. Caracteristici tehnice

- Tensiune de operare: +5,8V
- Grad de protectie: IP54
- Tip de protectie Ex: I M1 EEx ia d I,
II 1G EEx ia d IIC T5

- **Metoda de prelevare:** Difuzie sau insuflare
- **Interval de masurare:** 0-25% O₂ (Oxygen);
0-5% CH₄ (Metan);
0-100% LIE;
0-500ppm CO (Monoxid de Carbon);
0-200ppm H₂S (Hidrogen Sulfurat)
- **Prag de alarmare:** 18%O₂;
10/20/30%LIE;
50ppmCO;
10ppmH₂S
- **Alarma:** Optica si Acustica
- **Dimensiuni :** L. 152, H.40, l. 70mm
- **Masa neta:** 0,330kg

In constructia aparatului se folosesc materiale speciale: ♦senzori de gaze, ♦materiale de umplutura tip rasini epoxidice, ♦filtru antideflagrant sinterizat, ♦acumulatori profesionali Ni-Cd sau NiMH, ♦componente electronice de uz profesional „industrial”.

B. Descrierea aparatului

Aparatul (Figure 1) este monobloc de dimensiuni reduse. Aparatul este realizat intr-o carcasa din material plastic, conceputa ergonomic, astfel incat sa se realizeze o functionalitate optima in sistemul utilizator – aparat.

Constructia aparatului nu permite accesul usor la componente si subansambluri. In partea de sus, protejati printr-o montura din material plastic, sunt plasati senzorii impreuna cu avertizorul optic si acustic, pe fata aparatului sunt plasate butoanele de comanda si afisorul, iar in partea de jos se afla contactele pentru racordare la sursa de incarcare baterie si contactele de racordare la port serial de PC. Eticheta de marcaj se afla pe spatele aparatului.

Toximetru multigaz portabil se compune din trei module principale:

- Modul senzori
- Modul detector
- Modul baterie

Modul senzori se compune din:

- a) Senzor electrochimic dublu tip 4COSH pentru Monoxid de carbon si Hidrogen sulfurat cuplat la doua convertoare curent-tensiune.
- b) Senzor electrochimic tip 4OX(2) pentru Oxigen cuplat la un convertor curent-tensiune.
- c) Senzor catalitic tip VQ549ZD pentru gaze combustibile cuplat cu un preamplificator.
- d) Senzor de temperatura tip LM35.
- e) Buzer piezo pentru alarma acustica.
- f) 2xLED rosu pentru alarma optica.

Modul detector se compune din:

- a) Amplificatoare pentru semnalul provenit de la senzori.
- b) Sursa de alimentare microcontroller, comutator surse, surse pentru circuitele auxiliare si traductoarele de curent.
- c) Circuit temporizare pentru iluminare afisor.
- d) Circuit alarma optica si acustica.
- e) Microcontroller AVR cu 32K memorie Flash, 1024 Byt EEPROM si 2K SRAM intern cu circuitele aferente, afisor LCD PUNCT MATRIX cu 2x8 caractere si circuit pentru transmisie seriala RS232.

Modul baterie se compune din:

- a)Baterie formata din 3 (trei) acumulatori Ni-MH de 1,2V si 2200mAh.
- b)Bloc de protectie electronica cu securitate intrinseca: compus dintr-un limitator de curent, siguranta electronica, siguranta fuzibila si o bariera electronica.
- c)Convertor de tensiune 3,6V/5,8V la 150mA.

NOTA: Bateria de acumulatori impreuna cu blocul de protectie si convertorul de tensiune este inglobata in rasina epoxidica.

C. Descrierea functionarii mijlocului de masurare

Senzorii sesizeaza in mod continuu modificarile concentratiilor gazelor tinta.

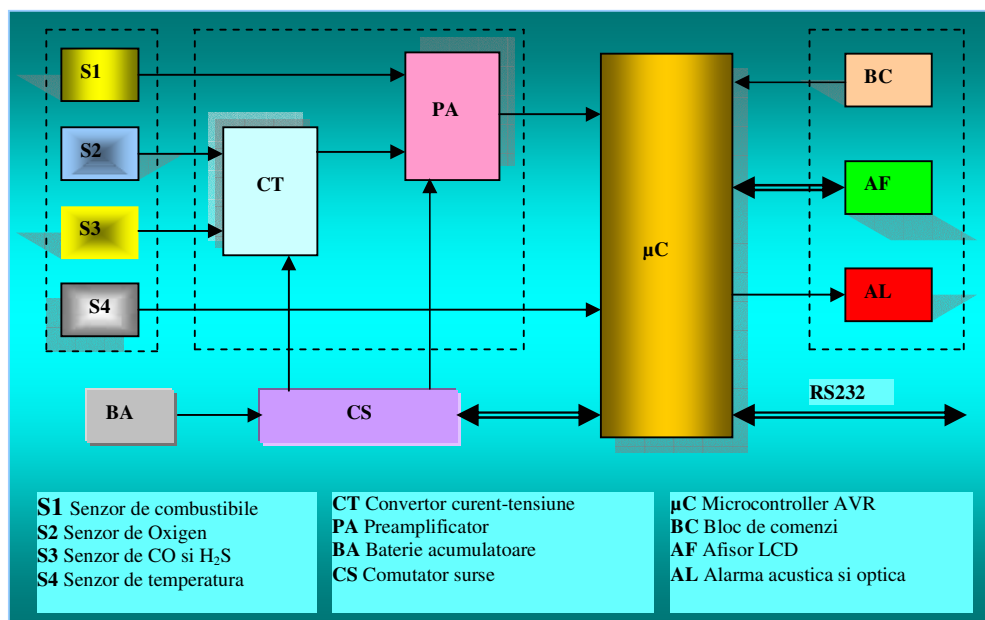
Semnalul provenit de la fiecare senzor in parte este convertit amplificat si transmis la microcontroler unde are loc conversia din analog in digital, rezultatul conversiei este stocat in memoria SRAM [14].

În baza unui soft înscris în memoria EEPROM datele recepționate de către microcontroler, sunt prelucrate și stocate în memoria SRAM, la fiecare 4 secunde rezultatele referitoare la câte un gaz sunt transmise la afișor.

Afișorul LCD local are două rânduri cu câte 8 caractere, pe primul rând se afișează numele sau formula chimică a gazului ales din meniul de comunicare al aparatului cu utilizatorul, alături de unitatea de măsură, iar pe rândul al doilea valoarea concentrației măsurate.

La atingerea respectiv depășirea concentrației de alarmare se activează sistemul de alarmare optică și acustică.

Schema bloc este prezentată mai jos.



VII. REZULTATE EXPERIMENTALE. CONCLUZII

Semnalul provenit de la senzorul electrochimic de tip 4OX(2) este un curent de ordinul a 0,1±0,02mA în aer (la 20,9%O₂). Acest curent este convertit în tensiune și amplificat.

Răspunsul senzorului electrochimic de tip 4OX(2) este neliniar, în consecință necesită liniarizare. Liniarizarea se realizează prin software după formula:

$$C_{lin} = 1 - e^{-\frac{C}{K}} \quad (9)$$

unde:

C_{lin} - concentrația fracționară liniarizată

C - concentrația fracționară

K - constanta senzorului (dat de fabricant în specificația senzorului).

Semnalul provenit de la senzorul electrochimic dublu de tip 4COSH este un curent de ordinul a 80±30 nA/ppm pentru CO și un curent de ordinul a 775±225 nA/ppm pentru H₂S. Fiecare curent este convertit în tensiune și amplificat. Senzorul dublu are în construcție patru electrozi, semnalul util se culege între electrodul corespunzător gazului și electrodul de referință. Contraelectrodul trebuie menținut la potențialul celui de referință.

Semnalul provenit de la senzorul catalitic de tip VQ549ZD este o tensiune continuă de ordinul a 30mV/% metan. Această tensiune se amplifică printr-un amplificator de instrumentație. Pentru menținerea senzorilor electrochimici în stare „pregătit de lucru”, pe timpul cât aparatul este oprit, electrozii „referință” și „sensibil” trebuie scurtcircuitați. Scurtcircuitarea electrozilor se realizează prin intermediul unui JFET.

Semnalul furnizat de senzorii electrochimici în prezenta gazului țintă este afectat de temperatura mediului ambiant, în consecință necesită compensare cu temperatura. S-a optat pentru utilizarea unui senzor de temperatură care urmărește pe tot timpul funcționării aparatului temperatura mediului.

Compensarea cu temperatura se realizează prin software după formula:

$$C_{comp} = C - \alpha C / 100 (T - T_{cal}) \quad (10)$$

unde:

- C_{comp} - concentratia compensata
- C - concentratia masurata
- α - constanta de temperatura a senzorului
(dat de fabricant in specificatia senzorului)
- T - temperatura actuala
- T_{cal} - temperatura de calibrare

In urma analizelor si studiilor efectuate se desprind o serie de concluzii, si anume:

- ◆ Aparatura certificata utilizata in Romania este in exclusivitate de provenienta straina. In ultimii zece ani au existat doua incercari de realizare a unor aparate de masura si control gaze, dar nu s-a trecut de faza de experimentare.
 - ◆ Aparatura portabila de masura si control gaze pentru grupa I (mine grizutoase) existenta in cadrul CNH, este uzata fizic si moral.
 - ◆ S-au stabilit standarde care trebuie luate in considerare la realizarea unui aparat de masura si control gaze, avandu-se in vedere cerintele constructive si cele functionale [1].
 - ◆ Aparatura fixa de masura si control gaze (detectoare fixe) pot fi realizate cu tip de protectie securitate intrinseca „i” sau cu tip de protectie capsulare antideflagranta, in functie de tipul sistemului in care urmeaza sa fie interconectate si de principiul de masurare al traductorului utilizat [2].
 - ◆ Principiile de functionare ale aparaturii de masura si control gaze s-au stabilit in conformitate cu EN 50054 – Reguli generale si apoi s-au detaliat cele pentru grupa I si pentru grupa II. De asemenea s-au stabilit principiile de functionare pentru aparatura cu functionare continua si discontinua cat si pentru cea care poate masura pana la 5% vol CH₄ si 100% vol. CH₄ [4].
 - ◆ S-a stabilit ca aparatele trebuie sa aiba in dotare un mijloc de reglare pentru unul sau mai multe praguri de alarmare sau praguri de alarmare prelegate interne. Daca pragurile de alarmare sunt prereglate trebuie controlate periodic cu amestec de gaz de incercare [4].
 - ◆ O importanta deosebita o au si cerintele de securitate si sanatate impreuna cu cerintele suplimentare referitoare la echipamente structurate in conformitate cu Directiva ATEX, si anume:
 - Cerinte aplicabile la echipamente din categoria M1 a grupei I.
 - Cerinte aplicabile la echipamente din categoria M2 a grupei I.
 - Cerintele aplicabile la echipamente din categoria 1 a grupei II.
 - Cerinte aplicabile la echipamente din categoria 2 a grupei I [6].
- Pe baza cunostintelor acumulate in cadrul proiectului echipa de lucru a reusit sa puna bazele unor noi proiecte, ceea ce va permite realizarea in Romania a unei diversificari de gama pentru detectoare de gaze combustibile sau toxice, cu performante identice celor oferite de firmele straine cu traditie, dar la un pret de cost mult mai scazut.

REFERINTE

- [1] SR EN 50014 Aparatura electrica pentru atmosfere potential explozive, 2004.
- [2] SR EN 50020 Aparatura electrica pentru atmosfere potential explozive cu securitate intrinseca „i”, 2003.
- [3] SR EN 50054 Aparatura electrica pentru detectarea si masurarea gazelor combustibile. Cerinte generale și metode de incercare, 2003.
- [4] SR EN 50104 Aparatura electrica pentru detectarea si masurarea oxigenului. Cerinte de performanta si metode de incercare, 2004.
- [5] SR EN 50270 Compatibilitate electromagnetica. Aparatura electrica pentru detectarea si masurarea gazelor combustibile, toxice sau a oxigenului, 2001.
- [6] SR CEI 79-17 Aparatura electrica pentru atmosfere explozive gazoase, 1997.
- [7] Oxid de carbon. Fisa toxicologica, 1981.
- [8] Hidrogen sulfurat, Fisa toxicologica, 1981.
- [9] Senzor de Oxigen. Instuctiuni de operare CiTiceL, City Technology Ltd, 1999.
- [10] Senzor de gaz toxic. Instuctiuni de operare CiTiceL, City Technology Ltd, 1999.
- [11] Specificatie tehnica. Senzori de gaze combustibile seria 500, E2V Technologies Ltd, 2003.
- [12] Specificatie tehnica. Senzor de Oxigen CiTiceL, City Technology Ltd, 2001.
- [13] Specificatie tehnica. Senzor de Monoxid de carbon /Hidrogen sulfurat CiTiceL, City Technology Ltd, 2005.
- [14] Manual de utilizare Microcontroller AVR, Atmega32L, ATMEL Corporation, 2004.