

# INMATEH-

---

## AGRICULTURAL ENGINEERING

Indexed in:



ULRICHWS



CABI



SCPIO ROMANIAN  
EDITORIAL PLATFORM

SEPTEMBER-DECEMBER



## Editorial

The National Institute of Research Development for Machines and Installations designed to Agriculture and Food Industry - INMA Bucharest has the oldest and most prestigious research activity in the field of agricultural machinery and mechanizing technologies in Romania.

### Short History

- ✓ On 1927, the first research Center for Agricultural Machinery in Agricultural Research Institute of Romania - ICAR (Establishing Law was published in O.D. no. 97/05.05.1927) was established;
- ✓ On 1930, was founded The Testing Department of Agricultural Machinery and Tools by transforming Agricultural Research Centre of ICAR - that founded the science of methodologies and experimental techniques in the field (Decision no. 2000/1930 of ICAR Manager - GHEORGHE IONESCU ȘIȘEȘTI);
- ✓ On 1952, was established the Research Institute for Mechanization and Electrification of Agriculture - ICMA Bâneasa, by transforming the Department of Agricultural Machines and Tools Testing;
- ✓ On 1979, the Research Institute of Scientific and Technological Engineering for Agricultural Machinery and Tools - ICSITMUA was founded - subordinated to Ministry of Machine Building Industry - MICM, by unifying ICMA subordinated to MAA with ICPMA subordinated to MICM;
- ✓ On 1996 the National Institute of Research Development for Machines and Installations designed to Agriculture and Food Industry - INMA was founded - according to G.D. no. 1308/25.11.1996, by reorganizing ICSITMUA, G.D no. 1308/1996 coordinated by the Ministry of Education and Research G.D. no. 823/2004;
- ✓ On 2008 INMA has been accredited to carry out research and developing activities financed from public funds under G.D. no. 551/2007, Decision of the National Authority for Scientific Research - ANCS no. 9634/2008.

As a result of widening the spectrum of communication, dissemination and implementation of scientific research results, in 2000 was founded the institute magazine, issued under the name of SCIENTIFIC PAPERS (INMATEH), ISSN 1583 – 1019.

Starting with volume 30, no. 1/2010, the magazine changed its name to INMATEH - Agricultural Engineering, appearing both in print format (ISSN 2068 - 4215), and online (ISSN online: 2068 - 2239). The magazine is bilingual, being published in Romanian and English, with a rhythm of three issues / year: January-April, May-August, September-December and is recognized by CNCSIS - with B category. Published articles are from the field of AGRICULTURAL ENGINEERING: technologies and techniques equipment for agriculture and food industry, ecological agriculture, renewable energy, machinery testing, environment, transport in agriculture etc. and are evaluated by specialists inside the country and abroad, in mentioned domains.

Technical level and performance processes, technology and machinery for agriculture and food industry increasing, according to requirements and national, European and international regulations, as well as exploitation of renewable resources in terms of efficiency, life, health and environment protection represent referential elements for the magazine „INMATEH - Agricultural Engineering”.

We are thankful to all readers, publishers and assessors.

Editor in chief,  
Ph. D. Eng. Pirnă Ion



**Managing Editorial Board - INMA Bucharest****Editor in Chief**

**Pirnă Ion**, General Manager, Prof.Hon. Ph.D.Eng, SR I, Corresponding member of ASAS, [pirna@inma.ro](mailto:pirna@inma.ro)

**Executive Editor**

**Voicu Emil**, Scientific Director,  
Ph.D.Eng, SR I; [milivoicu@yahoo.com](mailto:milivoicu@yahoo.com)  
**Vlăduț Valentin**, Ph.D.Eng, SR II;  
[valentin\\_vladut@yahoo.com](mailto:valentin_vladut@yahoo.com)

**Assistant Editor**

**Drămbei Petronela**, Ph.D.Eng, SR I;  
[petronela\\_drambei@yahoo.com](mailto:petronela_drambei@yahoo.com)

**Logistic support, database**

**Muraru Virgil**, Ph. D. Eng, SR I;  
[vmuraru@inma.ro](mailto:vmuraru@inma.ro)  
**TiciuTania**, techn; [tanya\\_manu@yahoo.com](mailto:tanya_manu@yahoo.com)

**Scientific Secretary**

**Ganea Ioan**, Ph.D.Eng, TDE II; [ganea@inma.r](mailto:ganea@inma.r)

**Official translator**

**Barbu Mihaela**, Prof. English, French  
**Nedelcu Mihail**, Ph.D. Eng.

**Editorial Board**

- Acad. HERA Cristian - Romania, Honorary President of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șișești", member of Romanian Academy;
- Acad. Prof. Ph.D. SIN Gheorghe - Romania, President of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șișești";
- Prof. Ph.D. NICOLESCU I. Mihai - Romania, Vicepresident of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șișești";
- Hon.Prof. Ph.D.Eng. GĂNGU Vergil - Romania, President of the Department of Agricultural Mechanization of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șișești";
- Ph.D. Eng. NICOLESCU C. Mihai - Romania, Scientific Secretary of the Department of Agricultural Mechanization of the ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șișești";
- Hon.Prof. Ph.D. Eng. BRIA Nicolae - Romania, Full member of Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șișești";
- Assoc.Prof. Ph.D. Eng. BELC Nastasia - Romania, IBA Bucharest;
- Ph.D. Eng. BUTU Alina - Romania, INCDSB Bucharest;
- Ph.D. Eng. DRUMEA Petrin - Romania, INOE 2000-IHP Bucharest;
- Eng. BOTU Alexandru - Romania, IPA SA Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. PARASCHIV Gigel - Romania, P.U. Bucharest;
- Assoc.Prof. Ph.D.Eng. BIRIŞ Sorin - Romania, P.U. Bucharest;
- Prof. Ph.D.Eng. VASILIU Daniela - Romania, P.U. Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. NICULITĂ Petru - Romania, USAMV Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. MITROI Adrian - Romania, USAMV Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. POPA Mona - Romania, USAMV Bucharest;
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. DUMITRU Ilie - Romania, University of Craiova;
- Prof. Ph.D. Eng. RUS Florean - Romania, "Transilvania" University Brașov;
- Prof. Ph.D. Eng. POPESCU Simion - Romania, "Transilvania" University Brașov;
- Prof. Ph.D. Eng. BRĂTUCU Gheorghe - Romania, "Transilvania" University Brașov;
- Prof. Ph.D. Eng. VLASE Sorin - Romania, "Transilvania" University Brașov;
- Prof. Ph.D. Eng. ROŞ Victor - Romania, Technical University Cluj Napoca;
- Prof. Ph.D. Eng. FILIP Nicolae - Romania, Technical University Cluj Napoca;
- Prof. Ph.D. Eng. ȚENIU Ioan - Romania, USAMV Iași;
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. BUNGESCU Sorin - Romania, USAMVB Timișoara;

- Ph.D. Eng. QUENDLER Elisabeth - Austria, University of Natural Resources and Applied Life Sciences, Vienna (BOKU);
- Prof. Ph.D.Eng. GÉCZI Gabor - Hungary, Szent István University, Institute of Environmental System;
- Prof. Ph.D.Eng. FENYVESI László - Hungary, Hungarian Institute of Agricultural Engineering Godolo;
- Prof. Ph.D.Eng. KOSUTIC Silvio - Croatia, University of Zagreb;
- Prof.Ph.D.Psih. GANATSIOS Stergios - Grecia, (TEI) Technological Educational Institution of Western Macedonia;
- Ph.D. BIOCCA Marcello - Italia, Agricultural Research Council, Agricultural Engineering Research Unit;
- Ph.D. Eng. STAHLI WALTER - Germany;
- Assoc. Prof. Eng. VEZIROV Chavdar - Bulgaria, University of Rousse;
- Prof. Ph.D.Eng. MIHAIEV Nikolay - Bulgaria, University of Rousse;
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. BORISOV Boris Georgiev - Bulgaria, University of Rousse;
- Prof. Ph.D. Eng. TOMOV VLADIMIROV Vladimir - University of Rousse;
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Atanasov At. - Bulgaria, University of Rousse;
- Prof. Ph.D. Eng. Miladin Brkić, Serbia, University of Novi Sad;
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. SAVIN Lazar - Serbia, University of Novi Sad;
- Assoc. Prof. Ph.D. Eng. HERAK David - Czech Republic, Czech University of Agriculture, Prague;
- Assoc. Prof. Ph.D. ERTEKIN Can - Turkey, Akdeniz University Antalia;
- Prof. Ph.D. Eng. USENKO Mykhaylo - Ukraine, State Technical University Lutsk;
- Prof. Ph.D.Sc. Eng. VARTUKAPTEINIS Kaspars - Latvia, Latvia University of Agriculture, Institute of Agricultural Machinery;
- ir. HUYGHEBAERT Bruno - Belgium, Walloon Agricultural Research Center CRA-W;
- Prof. Ph.D. Eng. FABBRO Dal Inacio Maria - Brazil, Campinas State University.

**INMATEH - Agricultural Engineering**

vol. 35, no. 3 / 2011

- Acknowledged in Romania by CNCSIS, B+ Category (2011);
- Indexed in international databases:
  - **ULRICH'S** (May 2010);
  - **CABI** (3rd quarter 2011);
  - Romanian Editorial Platform "**SCIPIO**" (2011).

NATIONAL INSTITUTE OF RESEARCH-DEVELOPMENT FOR MACHINES AND  
INSTALLATIONS DESIGNED TO AGRICULTURE AND FOOD INDUSTRY - INMA Bucharest  
6 Ion Ionescu de la Brad Blvd., sector 1, Bucharest

Three issues per year,  
e: ISSN: 2068 – 2239  
p: ISSN: 2068 – 4215  
Edited by: INMA Bucharest



## CUPRINS / CONTENTS

	Pag.
<b>ESTABLISHING THE OPTIMAL TECHNOLOGICAL VARIANT IN ENERGETIC TERMS FOR PREPARING THE GERMINATING BED IN GREENHOUSES /</b>	
<b>1. STABILIREA VARIANTEI TEHNOLOGICE OPTIME SUB ASPECT ENERGETIC PENTRU PREGĂTIREA PATULUI GERMINATIV ÎN SERE</b>	5
Prof. Ph.D. Eng. Brătucu Gh., Ph.D. Stud. Eng. Păunescu C., Ph.D. Eng. Pasztor J. Transylvania University Brașov / Romania	
<b>EVALUATION BY SIMULATING THE ACID RAIN IMPACT ON REDDISH BROWN CATIONS SAMPLED FROM COȘOVENI, DOLJ (ROMANIA)</b>	
<b>2. EVALUARE PRIN SIMULAREA IMPACTULUI PLOILOR ACIDE ASUPRA CATIONILOR DIN SOLURILE BRUN-ROSCATE DE LA COȘOVENI, DOLJ (ROMANIA)</b>	15
Ph.D. Sbîrnă L.S. <sup>1)</sup> , Ph.D. Mateescu M.D. <sup>1)</sup> , Ph.D. Sbîrnă S. <sup>2)</sup> , Ph.D. Moldovan C.S. <sup>3)</sup> , Ph.D. Ionescu C <sup>3)</sup> . <sup>1)</sup> University of Craiova, Faculty of Chemistry / Romania; <sup>2)</sup> Craiova Regional Environment Protection Agency / Romania <sup>3)</sup> University of Petroșani, Faculty of Mining / Romania	
<b>AIRSCREW AS A STABILIZING DEVICE FOR SMALL AGGREGATES /</b>	
<b>3. ПОВІТРЯНИЙ ГВИНТ ЯК СТАБІЛІЗУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНИХ АГРЕГАТИВ</b>	21
PhD. Eng. Usenko M. Lutsk National Technical University / Ukraine	
<b>METHOD OF ESTIMATING THE SOIL RESISTANCE FORCE TO SOIL WORKING MACHINE PARTS WITH APPLICATIONS TO THE OPTIMIZATION OF WORKING REGIMES OF MACHINES USED IN HORTICULTURE /</b>	
<b>4. METODA DE ESTIMARE A FORTEI DE REZISTENTA OPUSE DE SOL ACTIUNII ORGANELOR DE LUCRU ALE MASINILOR DE LUCRAT SOLUL CU APlicatii IN OPIMIZAREA REGIMURILOR DE LUCRU ALE MASINILOR FOLOSITE IN HORTICULTURA</b>	27
Phd. Stud. Eng. Nagy M. <sup>1)</sup> , Mat. Cârdei P. <sup>1)</sup> , Phd. Stud. Eng. Cota C. <sup>1)</sup> , Phd. Stud. Eng. Fechete L. <sup>2)</sup> <sup>1)</sup> INMA Bucharest- Cluj Napoca Branch / Romania, <sup>2)</sup> Technical University Cluj-Napoca / Romania	
<b>INFLUENCE OF OBLIQUE TRACTION ON TRACTION PERFORMANCES OF A WHEELED TRACTOR ON DIFFERENT SOIL SURFACES /</b>	
<b>5. UTICAJ KOSE VUČE NA VUČNE KARAKTERISTIKE TRAKTORA TOČKAŠA NA RAZLIČITIM ZEMLJIŠNIM PODLOGAMA</b>	33
Assist. MSc. Eng. Simikić M., Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Savin L., Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Tomić M., Assist. MSc. Dedović N., Assoc. Prof. Ph.D. Matić-Kekić S. Faculty of Agriculture, University of Novi Sad / Serbia	
<b>RESEARCH ON STABILITY AND DESIGNING OF PROTECTIVE STRUCTURE OF TRANSPORT VEHICLE FOR SMALL FARMS /</b>	
<b>6. ИЗСЛЕДВАНЕ НА УСТОЙЧИВОСТТА И НА КОНСТРУКЦИЯ ЗА БЕЗОПАСНОСТ НА ЕНЕРГЕТИЧНО ТРАНСПОРТНО СРЕДСТВО ЗА МАЛКИТЕ ЗЕМЕДЕЛСКИ СТОПАНСТВА</b>	41
Assoc. Prof. PhD Bozhkov S., Assoc. Prof. PhD Badrikov E., Ass. Prof. Yankova V., Ass. Prof. PhD Stefanov K., Assoc. Prof. PhD Mihov M. Research Institute for Land Reclamation and Agricultural Mechanization – Sofia / Bulgaria	

7.	<b>RELEVANT RHEOLOGICAL PROPERTIES OF BREAD DOUGH IN SMALL AMPLITUDE OSCILLATORY DYNAMIC TESTS (SAOS) / PROPRIETĂȚILE REEOLOGICE RELEVANTE ALE ALUATULUI DE PÂINE ÎN TESTE DINAMICE OSCILATORII DE JOASĂ AMPLITUDINE</b> Prof. Ph.D. eng. Voicu Gh., Ph.D. Stud. Eng. Constantin Gh., Ph.D. Stud. Eng. Ștefan E.M. Polytechnic University of Bucharest / Romania	49
8.	<b>RESEARCHES REGARDING THE DETERMINATION OF LUBRICATING FEATURES OF CERTAIN ECO-BIODEGRADABLE OILS / CERCETĂRI PRIVIND DETERMINAREA PROPRIETĂȚILOR LUBRIFIANTE ALE UNOR ULEIURI ECOBIODEGRADABILE</b> Eng. Burtea R. <sup>1)</sup> , Ph.D. Eng. Vlăduț V. <sup>1)</sup> , Prof. Ph.D. Eng. Tudor A. <sup>2)</sup> Ph.D. Stud. Eng. Voicea I. <sup>1)</sup> , Tehn. Găgeanu G. <sup>1)</sup> , Eng. Postelnicu E. <sup>1)</sup> , <sup>1)</sup> INMA Bucharest / Romania; <sup>2)</sup> P.U. Bucharest / Romania	55
9.	<b>RESEARCH OF MOISTURE SEPARATION PROCESS FROM LAKE SAPROPEL IN SCREW DEVICE / ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВІДДІЛЕННЯ ВОЛОГИ З ОЗЕРНОГО САПРОПЕЛЮ У ГВИНТОВОМУ ПРИСТРОЇ</b> Grabovets V. <sup>1)</sup> , Diduh V. <sup>1)</sup> , Lub P. <sup>2)</sup> , Sharybura A. <sup>2)</sup> <sup>1)</sup> Lutsk National Technical University (Ukraine), <sup>2)</sup> Lviv National Agrarian University	63
10	<b>A MATHEMATICAL SIMULATION MODEL DEVELOPED FOR DESCRIBING THE ACOUSTIC ENERGY CONVERSION INTO ELECTRIC ENERGY / DEZVOLTAREA UNUI MODEL MATEMATIC DE SIMULARE PENTRU DESCRIEREA CONVERSIEI DE ENERGIE ACUSTICA IN ENERGIE ELECTRICA</b> Prof. Ph.D. Eng. Filip N., Prof. Ph.D. Jumate N.†, Ph.D. Stud. Eng. Candale L. - UT Cluj Napoca -	71

# ESTABLISHMENT OF THE OPTIMAL TECHNOLOGICAL VARIANT IN ENERGETIC TERMS FOR PREPARING THE GERMINATION BED IN GREENHOUSES

## /

## **STABILIREA VARIANTEI TEHNOLOGICE OPTIME SUB ASPECT ENERGETIC PENTRU PREGĂTIREA PATULUI GERMINATIV ÎN SERE**

**Prof. Ph.D. Eng. Brătucu Gh., Ph.D. Stud. Eng. Păunescu C., Ph.D. Eng. Pasztor J.**

- University Transylvania Brașov -  
Tel: 0268-472222; E-mail: gh.bratucu@unitbv.ro

**Abstract:** Starting from the observation that preparation of the germination bed in greenhouses is a significant energetic consumer, in the paper are presented ten technological variants which fulfill totally the agrotechnical requirements. It is considered a priority criterion for choosing a variant for reducing the fuel (energy) consumption for making the work, with maintaining and even improving the soil productivity potential and the work mechanization degree. The works considered in these technologies were: deep soil loosening at 45...50 cm for breaking the hardpan; working through deep soil loosening up to 25...35 cm in depth; leveling; soil superficial layer loosening; soil surface modeling. For all these works and technological variants were established mathematical models for the energetic consumptions. From the graphical representation it is found that through increasing the work depth the total energetic consumption, of the most complex technological variant for preparing the germination bed in greenhouses, increases. In return, by increasing the work speed the energetic consumption decreases. The experimental researches were done for variants in which the preparing of the germination bed was made through digging and milling, operations which have the largest share in the energetic consumption for preparing the germination bed in greenhouses.

**Keywords:** energetic consumption, germination bed, greenhouses, technological variant

### INTRODUCTION

Agricultural machinery system, namely all machines, tools and agricultural installations necessary for germination bed preparing in greenhouses are chosen through evaluating and comparing the possible technological variants. The specific technical systems for germination bed preparing in greenhouses includes the energetic base and the equipments designed for each agricultural work. Between the agricultural equipment parameters there must exist correlations, the working process made by a machine will prepare the optimal conditions for the following machine in the technological flow [5]. The purpose of rational using of the technical systems is to reduce to minimum the unproductive times and no-load movements, to assure bigger production capacities through eliminating and/or reducing the waiting times, to correspond with technical progress realized worldwide, agro-technical, technological and rational exploitation requirements, to assure the use of the existent energetic sources to corresponding values etc. Choosing the technical systems is based on analysis of more variants of technologies [3]. An option will be considerate as fundamental only in the case in which the technological solutions which are compared are equivalent from the point of view of the effect which they generate. Establishing the effect of different variants creates a series of difficulties, these being more important as are compared more variants, reason for which is necessary the establishment of a priority criterion. In the current situation of the world energetic crisis, it can be considerate a priority

**Rezumat:** Pornind de la constatarea că pregătirea patului germinativ în sere este un consumator energetic semnificativ, în lucrare se prezintă zece variante de tehnologie care îndeplinesc în totalitate cerințele agrotehnice. Se consideră criteriu priorității pentru alegerea unei variante reducerea consumului de combustibil (energie) pentru efectuarea lucrării, cu menținerea și chiar îmbunătățirea potențialului de producție al solului și a gradului de mecanizare a lucrărilor. Lucrările avute în vedere în cadrul acestor tehnologii au fost: afânarea adâncă la 45...50 cm în vederea spargerii hardpanului; mobilizarea prin afânare profundă până la 25...35 cm adâncime; nivelarea; afânarea (mărunțirea) stratului superficial; modelarea suprafeței solului. Pentru toate lucrările și variantele tehnologice s-au stabilit modelele matematice ale consumurilor energetice. Din reprezentările grafice se constată că prin creșterea adâncimii de lucru consumul total de energie al celei mai complexe variante tehnologice de pregătire a patului germinativ în sere crește, în schimb, prin mărirea vitezei de lucru consumul energetic se reduce. Cercetările experimentale s-au realizat pentru variantele în care pregătirea patului germinativ s-a făcut prin săpare și frezare, operații care au cea mai mare pondere în consumul energetic al pregătirii patului germinativ în sere.

**Cuvinte cheie:** consum energetic, pat germinativ, sere, variante tehnologice

### INTRODUCERE

Sistema de mașini, respectiv totalitatea mașinilor, uinelor și instalațiilor agricole necesare pentru pregătirea patului germinativ în sere, se alege pe baza evaluării și comparării variantelor tehnologice posibile. Sistemele tehnice specifice procesului de pregătire a patului germinativ în sere cuprinde baza energetică și echipamentele destinate fiecărei lucrări agricole. Între parametrii mașinilor trebuie să existe corelații, procesul de lucru efectuat de o mașină, pregătind condițiile optime pentru mașina care urmează în fluxul tehnologic [5]. Scopul folosirii raționale a sistemelor tehnice este să se reducă la minim timpii neproductivi și deplasările în gol, să asigure capacitați de producție cât mai înalte prin eliminarea și/sau reducerea timpilor de așteptare, să corespundă progresului tehnic realizat pe plan mondial, cerințelor agrotehnice, tehnologice, de exploatare rațională, să asigure utilizarea surselor energetice existente la valori corespunzătoare etc.

Alegerea sistemelor tehnice se bazează pe analiza mai multor variante de tehnologii [3]. O opțiune va fi considerată fundamentală numai în cazul în care soluțiile tehnice care se compară sunt echivalente din punct de vedere al efectului pe care-l generează. Stabilirea efectului diferitelor variante creează o serie de dificultăți, acestea fiind cu atât mai însemnante cu cât se compară mai multe variante, motiv pentru care este necesară stabilirea unui criteriu priorității. În situația actuală a crizei energetice mondiale, poate fi considerat criteriu priorită-

criterion the energetic consumption reduction for germination bed preparation work in greenhouses with maintaining the soil production potential and with the work mechanization level [4].

Agro-technical requirements imposed to the germination bed in greenhouses are severe, as: the soil surface must be coarse for avoiding the forming of crust, which would prevent plants emergence; the soil layer in which the seeds or the seedlings are placed should be delicate; the germination bed base should be deep loosened for assuring an aero – hydric optimal regime for roots development etc. [2]. Soil preparing technologies in the protected rooms include the following mechanized works, spread out in time: deep soil loosening for hardpan breaking to 45...50 cm depth (at intervals of 2...4 years); soil mobilization through profound soil loosening up to 25...35 cm; soil leveling; superficial soil loosening, respectively superficial soil layer shredding; soil modeling [1].

#### MATERIAL AND METHOD

The research method adopted in this paper consists in establishing the technological variants for germination bed preparing in greenhouses, the mathematical modeling of the energetic consumptions of all agricultural operations and technological variants, the experimental research of some technological variants and the comparison of theoretical and experimental results. The specific calculus relations of the energetic consumption for germination bed preparation in greenhouses are the ones already recognised in specialized literature and the calculus models take into account the normal values of the functional parameters, which were adopted in experimental researches too.

The main technological viable variants for germination bed preparing in greenhouses are presented in table 1.

reducerea consumului de energie pentru efectuarea lucrării de pregătire a patului germinativ, cu menținerea potențialului de producție al solului și a gradului de mecanizare a lucrării [4].

Cerințele agrotehnice impuse patului germinativ în sere sunt severe, precum: suprafața solului trebuie să fie grosieră pentru evitarea formării crucei, care ar împiedica răsărirea plantelor; stratul de sol în care se aşază semințele sau răsadurile să fie fin; baza patului germinativ să fie afânată profund în vederea asigurării unui regim aero-hidric optim dezvoltării rădăcinilor etc.[2]. Tehnologia pregătirii solului în spațiile protejate cuprinde următoarele lucrări mecanizate eșalonate în timp: afânarea adâncă în vederea spargerii hardpanului la 45...50 cm (la intervale de 2...4 ani); mobilizarea solului prin afânare profundă până la 25...35 cm adâncime; nivelarea; afânarea superficială, respectiv măruntirea stratului superficial de sol; modelarea solului [1].

#### MATERIAL ȘI METODĂ

Metoda de cercetare adoptată în această lucrare constă în stabilirea variantelor tehnologice de pregătire a patului germinativ în sere, modelarea matematică a consumurilor energetice ale tuturor operațiilor și variantelor tehnologice, cercetarea experimentală a unor variante tehnologice și compararea rezultatelor teoretice cu cele experimentale. Relațiile de calcul specifice consumurilor energetice ale operațiilor de pregătire a patului germinativ în sere sunt cele consacrate în literatura de specialitate, iar modelele de calcul țin cont de valorile normale ale parametrilor funcționali, care au fost adoptate și la cercetările experimentale.

Principalele variante tehnologice viabile ale pregătirii patului germinativ în sere sunt prezentate în tabelul 1.

Table 1 / Tabelul 1

Technological variants of the germination bed preparing in greenhouses /  
Variante tehnologice ale pregătirii patului germinativ în sere

No. Variant/ Nr. variantă	Mechanical works of the germination bed preparing in greenhouses/ Lucrările mecanice ale pregătirii patului germinativ în sere				
	Deep soil loosening / Afânare adâncă 45...50 cm	Deep soil works / Mobilizare profundă 25...35 cm	Leveling/ Nivelare	Surface grinding/ Măruntire superficială 12...15 cm	Modeling/ Modelare
<b>Agricultural machine systems variants/Variante de sisteme de mașini</b>					
1	Subsoiler/ Subsolier	Soil digging machine/ Mașină de săpat	Leveling machine/ Nivelator	Rotary tiller / Freză	Modeling machine/ Modelator
2	Subsoiler/ Subsolier	Soil digging machine/ Mașină de săpat	-	Rotary tiller / Freză	Modeling machine/ Modelator
3	Subsoiler/ Subsolier	Rotary tiller / Freză	-	Rotary tiller / Freză	Modeling machine/ Modelator
4	-	Soil digging machine/ Mașină de săpat	Leveling machine/ Nivelator	Rotary tiller / Freză	Modeling machine/ Modelator
5	-	Soil digging machine/ Mașină de săpat	-	Rotary tiller / Freză	Modeling machine/ Modelator
6	-	Rotary tiller / Freză	-	Rotary tiller / Freză	Modeling machine/ Modelator
7	-	Soil digging machine/ Mașină de săpat	Leveling machine/ Nivelator	Rotary tiller / Freză	-
8	-	Soil digging machine/ Mașină de săpat	-	Rotary tiller / Freză	-
9	-	Rotary tiller / Freză	-	Rotary tiller / Freză	-
10	-	Soil digging machine/ Mașină de săpat	-	-	-

The mathematical models are composed from equations referring to the energetic consumption of each work from the technological variants for germination bed preparing in greenhouses, emphasizing the elements which have direct influence over the energetic consumption for concrete working cases.

Modelele matematice sunt compuse din ecuații referitoare la consumul energetic al fiecărei lucrări din variantele tehnologice de pregătire a patului germinativ în sere, punându-se în evidență elementele care au influență directă asupra consumului de energie pentru cazuri concrete de lucru.

The mathematical model of the energetic consumption for the subsoiler work is built with formula (1), in which are neglected the energy lost in the machinery mechanisms:

$$E_{t \text{subsoliere}} = f \cdot G_s \cdot v_{ms} \cdot t_s + 2 \cdot k_s \cdot a_s^2 \cdot v_{ms} \cdot t_s [\text{J}], \quad (1)$$

where:  $f$  is the rolling resistance;  $G_s$  – the subsoiler weight, in N;  $k_s$  – the soil resistance to the work with the subsoiler, in  $\text{N/m}^2$ ;  $a_s$  – the work depth, in m;  $v_{ms}$  – the subsoiler work speed, in  $\text{m/s}$ ;  $t_s$  – the work time with the subsoiler, in s.

For work conditions characterized through:  $f = 0.15$ ;  $G_s = 800 \text{ N}$ ;  $k_s = 35000 \text{ N/m}^2$  it is obtained the mathematical model (2):

$$E_{ts} = f \cdot G_s \cdot v_{ms} \cdot t_s = 120 \cdot v_{ms} \cdot t_s + 70000 \cdot a_s^2 \cdot v_{ms} \cdot t_s [\text{J}]. \quad (2)$$

The mathematical model of the energetic consumption for soil work with the digging machine is built with the formula (3), in which are neglected the energy lost in the machine mechanisms:

$$E_{tms} = f \cdot G_{ms} \cdot v_{mms} \cdot t_{ms} + \frac{\mu \cdot \rho \cdot g \cdot a_{ms}^2 \cdot b}{0.45} \cdot z \cdot \frac{\omega \cdot t_{ms}}{2\pi} \cdot v_{mms} \cdot t_{ms} + \frac{B \cdot a_{ms} \cdot \rho \cdot v_{mms} \cdot 4.37^2}{2} \cdot t_{ms} + 0.62 \cdot \frac{2\pi}{\omega} \cdot a_{ms} \cdot B \cdot \rho \cdot g \cdot v_{mms}^2 \cdot t_{ms} [\text{J}], \quad (3)$$

where:  $f$  is the rolling resistance;  $G_{ms}$  – the soil digging machine weight, in N;  $a_{ms}$  – the work depth, in m;  $b$  – the width of one dig, in m;  $v_{mms}$  – the soil digging machine work speed, in  $\text{m/s}$ ;  $t_{ms}$  – the digging work time, in s;  $\omega$  – the angular speed of the crankshaft, in  $\text{rad/s}$ ;  $z$  – the hoes number;  $\rho$  – the soil volumetric weight, in  $\text{N/m}^3$ .

For work conditions characterized through:  $f = 0.15$ ;  $G_{ms} = 6100 \text{ N}$ ;  $\mu=0.36$ ;  $b = 0.1\text{m}$ ;  $\omega=17 \text{ rad/s}$ ,  $\rho=1500 \text{ daN/m}^3$  it is obtained the mathematical model (4):

$$E_{tms} = 915 \cdot v_{mms} \cdot t_{ms} + 19490.45 \cdot a_{ms}^2 \cdot v_{mms} \cdot t_{ms}^2 + 20051.75 \cdot a_{ms} \cdot v_{mms} \cdot t_{ms} + 4809.74 \cdot a_{ms} \cdot v_{mms}^2 \cdot t_{ms} [\text{J}], \quad (4)$$

The mathematical model of the energetic consumption for soil work with the tiller machine is built with the formula (5), in which are neglected the energy lost in the machine mechanisms:

$$E_{tf} = f \cdot G_f \cdot v_{mf} \cdot t_f + \frac{k_f \cdot a_f \cdot b \cdot z}{z_p} \cdot v_{mf} \cdot t_f + \frac{a_f \cdot B \cdot \rho \cdot v_p^2}{2} \cdot v_{mf} \cdot t_f + R_x \cdot v_{mf} \cdot t_f [\text{J}]. \quad (5)$$

The knife angular speed is equal with:

Viteza unghiulară a cuțitului este egală cu:

$$v_p = \omega \cdot r \quad [\text{rad/s}], \quad (6)$$

so relation (5) is modified:

$$E_{tf} = f \cdot G_f \cdot v_{mf} \cdot t_f + \frac{k_f \cdot a_f \cdot b \cdot z}{z_p} \cdot v_{mf} \cdot t_f + 4000 \cdot B_m \cdot v_{mf} \cdot t_f + \frac{1}{2} \cdot B_m \cdot a_f \cdot \rho \cdot v_{mf} \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot t_f [\text{J}]. \quad (7)$$

where:  $f$  is the rolling resistance;  $G_f$  – the tiller machine weight, in N;  $k_f$  – the specific soil resistance to tiller work, in  $\text{N/m}^2$ ;  $a_f$  – the work depth, in m;  $b$  – the width of one knife, in m;  $v_{mf}$  – the tiller machine work speed, in  $\text{m/s}$ ;  $t_f$  – the tiller work time, in s;  $z_p$  – the knife number placed on the same part of the flange;  $B_m$  – the tiller work width, in m;  $\omega$  – the angular speed of the tiller rotor, in  $\text{rad/s}$ ;  $\rho$  – the soil volumetric weight, in  $\text{N/m}^3$ .

For work conditions characterized through:  $f = 0.20$ ;  $G_f = 4650 \text{ N}$ ;  $k_f = 120000 \text{ N/m}^2$ ;  $b=0.11\text{m}$ ;  $z = 36$ ;  $z_p = 3$ ;  $B_m = 1.3 \text{ m}$ ;  $\omega = 17 \text{ rad/s}$ ,  $\rho = 1500 \text{ daN/m}^3$  it is obtained the mathematical model (8):

Modelul matematic al consumului de energie la lucrarea de subsoliere se construiește cu ajutorul formulei (1), în care se neglijă energia pierdută în mecanismele mașinii:

unde:  $f$  este rezistența la rulare;  $G_s$  – greutatea subsolierului, în N;  $k_s$  – rezistența solului la lucrarea cu subsolierul, în  $\text{N/m}^2$ ;  $a_s$  - adâncimea de lucru, în m;  $v_{ms}$  este viteza de lucru al subsolierului, în  $\text{m/s}$ ;  $t_s$  timpul de lucru cu subsolierul, în s.

Pentru condițiile de lucru caracterizate prin  $f = 0.15$ ;  $G_s = 800 \text{ N}$ ;  $k_s = 35000 \text{ N/m}^2$ ; se obține modelul matematic (2):

$$E_{ts} = 120 \cdot v_{ms} \cdot t_s + 70000 \cdot a_s^2 \cdot v_{ms} \cdot t_s [\text{J}]. \quad (2)$$

Modelul matematic al consumului de energie la lucrarea solului cu mașina de săpat se construiește cu ajutorul formulei (3), în care se neglijă energia pierdută în mecanismele mașinii:

unde:  $f$  este rezistența la rulare;  $G_{ms}$  – greutatea mașinii de săpat solui, în N;  $a_{ms}$  - adâncimea de lucru, în m;  $b$  - lățimea sapei, în m;  $v_{mms}$  - viteza de lucru al mașinii de săpat solui, în  $\text{m/s}$ ;  $t_{ms}$  - timpul săpării, în s;  $\omega$  - viteza unghiulară a arborelui cotit, în  $\text{rad/s}$ ;  $z$  - numărul saelor;  $\rho$  - masa volumică a solului, în  $\text{daN/m}^3$ .

Pentru condițiile de lucru caracterizate prin:  $f = 0.15$ ;  $G_{ms} = 6100 \text{ N}$ ;  $\mu=0.36$ ;  $b = 0.1\text{m}$ ;  $\omega=17 \text{ rad/s}$ ,  $\rho=1500 \text{ daN/m}^3$ , se obține modelul matematic (4):

Modelul matematic al consumului de energie la lucrarea solului cu freza se construiește cu ajutorul formulei (5), în care se neglijă energia pierdută în mecanismele mașinii:

astfel relația (5) se modifică:

unde:  $f$  este rezistența la rulare;  $G_f$  – greutatea frezei, în N;  $k_f$  rezistență specifică a solului la frezare, în  $\text{N/m}^2$ ;  $a_f$  - adâncimea de lucru, în m;  $b$  - lățimea cuțitului, în m;  $v_{mf}$  - viteza de lucru al frezei, în  $\text{m/s}$ ;  $t_f$  - timpul frezării, în s;  $z$  - numărul cuțitelor aflate pe rotor;  $z_p$  - numărul cuțitelor aflate pe aceeași parte a flanșei;  $B_m$  - lățimea de lucru a frezei, în m;  $\omega$  - viteza unghiulară a rotorului, în  $\text{rad/s}$ ;  $\rho$  - masa volumetrică a solului, în  $\text{daN/m}^3$ .

Pentru condițiile de lucru caracterizate prin:  $f = 0.20$ ;  $G_f = 4650 \text{ N}$ ;  $k_f = 120000 \text{ N/m}^2$ ;  $b=0.11\text{m}$ ;  $z = 36$ ;  $z_p = 3$ ;  $B_m = 1.3 \text{ m}$ ;  $\omega = 17 \text{ rad/s}$ ,  $\rho = 1500 \text{ daN/m}^3$  se obține modelul matematic (8):

$$E_{tf} \cdot f \cdot v_{mf} \cdot t = 930 \cdot v_{mf} \cdot t + 158400 \cdot a_f \cdot v_{mf} \cdot t_f + 5200 \cdot v_{mf} \cdot t + 18322.42 \cdot a_f \cdot v_{mf} \cdot t_f [J]. \quad (8)$$

The mathematical model of the energetic consumption for soil work with the leveling machine is built with the formula (9), in which are neglected the energy lost in the machine mechanisms:

$$E_{tniv} = \left( fG_{niv} + k_{niv} \cdot a_n B + \mu_1 \frac{B \cdot H^2}{2 \cdot \operatorname{tg} \delta} \cdot \rho \cdot g \cdot \cos^2 \gamma + \mu_2 \frac{B \cdot H^2}{2 \cdot \operatorname{tg} \delta} \cdot \rho \cdot g \right) v_{mn} t_n [J]. \quad (9)$$

where:  $f$  is the rolling resistance;  $G_{niv}$  – the leveling machine weight, in N;  $k_{niv}$  – the specific soil resistance to leveling work, in  $\text{N/m}^2$ ;  $a_n$  – the work depth, in m;  $B$  – the width of the leveling machine blade, in m;  $H$  – the height of the leveling machine blade, in m;  $\mu_1$  – the soil-steel friction coefficient;  $\mu_2$  – the soil-soil friction coefficient;  $\delta$  – the natural embankment angle;  $v_{mn}$  – the leveling machine work speed, in  $\text{m/s}$ ;  $t_n$  – the leveling work time, in s;

For work conditions characterized through:  $f = 0.25$ ;  $G_{niv} = 630 \text{ N}$ ;  $k_{niv} = 25000 \text{ N/m}^2$ ;  $B=1.2 \text{ m}$ ,  $\mu_1=0.36$ ;  $\mu_2=0.5$ ;  $H=0.4 \text{ m}$ ;  $\delta=60^\circ$ ,  $\gamma=90^\circ$  it is obtained the mathematical model (10):

$$E_{tniv} \cdot f \cdot a_n \cdot v_{mn} \cdot t_n = 157.5 \cdot v_{mn} \cdot t_n + 30000 \cdot a_n \cdot v_{mn} \cdot t + 416.18 \cdot v_{mn} \cdot t_n [J]. \quad (10)$$

The mathematical model of the energetic consumption for soil work with the modeling machine is built with the formula (11), in which are neglected the energy lost in the machine mechanisms:

$$E_{t \text{ mod}} = f \cdot G_{cul} \cdot v_{mm} \cdot t_{\text{mod}} + k_{\text{mod}} \cdot a_m \cdot b \cdot v_{mm} \cdot t_{\text{mod}} + \varepsilon \cdot a_m \cdot b \cdot v_{mm}^3 \cdot t_{\text{mod}} [J], \quad (11)$$

where:  $f$  is the rolling resistance;  $G_{cul}$  – the modeling machine weight, in N;  $k_{\text{mod}}$  – the specific soil resistance to the soil modeling work, in  $\text{N/m}^2$ ;  $a_m$  – the work depth, in m;  $b$  – the width of the ridge plough, in m;  $v_{mm}$  – the modeling machine work speed, in  $\text{m/s}$ ;  $t_{\text{mod}}$  – the modeling work time, in s;

For work conditions characterized through:  $f = 0.25$ ;  $G_{cul} = 900 \text{ N}$ ;  $k_{\text{mod}} = 35000 \text{ N/m}^2$ ;  $b = 0.2 \text{ m}$ ;  $\varepsilon=1700 \text{ daN/m}^3$  it is obtained the mathematical model (12):

$$E_{t \text{ mod}} \cdot f \cdot a_m \cdot v_{mm} \cdot t_{\text{mod}} = 225 \cdot v_{mm} \cdot t_{\text{mod}} + 7000 \cdot a_m \cdot v_{mm} \cdot t_{\text{mod}} + 340 \cdot a_m \cdot v_{mm}^3 \cdot t_{\text{mod}} [J], \quad (12)$$

The mathematical models defined through relations (2), (4), (8), (10) and (12) offer the possibility for designing the mathematical model of the total mechanical energy consumption to the most complex technological variant for germination bed preparing in greenhouses:

$$\begin{aligned} E_t &= fG_s \cdot v_{ms} t_s + 2 \cdot k_s \cdot a_s^2 \cdot v_{ms} t_s + \\ &+ fG_{ms} \cdot v_{mms} t_{ms} + \frac{\mu \cdot \rho \cdot g \cdot a_{ms}^2 \cdot b_s}{0.45} \cdot z \cdot \frac{\pi t_{ms}}{2\pi} v_{mms} t_{ms} + \frac{B_{ms} a_{ms} \rho \cdot v_{mms}}{2} \cdot \frac{(4.37)^2}{\pi} t_{ms} + 0.62 \frac{2\pi}{\pi} \cdot a_{ms} B_{ms} \rho g \cdot v_{mms}^2 t_{ms} + [J], \quad (13) \\ &+ \left( fG_{niv} + k_{niv} \cdot a_n B_n + \mu_1 \frac{B_n \cdot H^2}{2 \cdot \operatorname{tg} \delta} \cdot \rho \cdot g \cdot \cos^2 \gamma + \mu_2 \frac{B_n \cdot H^2}{2 \cdot \operatorname{tg} \delta} \cdot \rho \cdot g \right) v_{mn} t_n + \\ &+ fG_f \cdot v_{mf} t_f + \frac{k_f \cdot a_f \cdot b_f \cdot z}{z_p} \cdot v_{mf} t_f + \frac{a_f \cdot B_f \cdot \rho \cdot v_p^2}{2} \cdot v_{mf} t_f + R_x \cdot v_{mf} t_f + \\ &+ n_r \cdot (fG_{cul} \cdot v_{mm} t_{\text{mod}} + k_{\text{mod}} \cdot a_m \cdot b_c \cdot v_{mm} t_{\text{mod}} + \varepsilon \cdot a_m \cdot b_c \cdot v_{mm}^3 t_{\text{mod}}) \end{aligned}$$

where:  $a_s$  – the subsoiler work depth, in m;  $a_{ms}$  – the soil digging machine depth, in m;  $a_n$  – the leveling machine work depth, in m;  $a_f$  – the tiller machine work depth, in m;  $a_m$  – the working depth of cultivator of opening ditches,

Modelul matematic al consumului de energie la lucrarea solului cu nivelatorul se construiește cu ajutorul formulei (9), în care se neglijă energia pierdută în mecanismele mașinii:

$$E_{tniv} = \left( fG_{niv} + k_{niv} \cdot a_n B + \mu_1 \frac{B \cdot H^2}{2 \cdot \operatorname{tg} \delta} \cdot \rho \cdot g \cdot \cos^2 \gamma + \mu_2 \frac{B \cdot H^2}{2 \cdot \operatorname{tg} \delta} \cdot \rho \cdot g \right) v_{mn} t_n [J]. \quad (9)$$

unde:  $f$  este rezistența la rulare;  $G_{niv}$  – greutatea nivelatorului, în N;  $k_{niv}$  – rezistența specifică a solului la nivelare, în  $\text{N/m}^2$ ;  $a_n$  – adâncimea de lucru, în m;  $B$  – lățimea lamei, în m;  $H$  – înălțimea lamei, m;  $\mu_1$  – coeficientul de frecare sol-otel;  $\mu_2$  – coeficientul de frecare între sol-sol;  $\delta$  – unghiul taluzului natural;  $v_{mn}$  – viteza de lucru al nivelatorului, în  $\text{m/s}$ ;  $t_n$  – timpul nivelării, în s.

Pentru condițiile de lucru caracterizate prin  $f = 0.25$ ;  $G_{niv} = 630 \text{ N}$ ;  $k_{niv} = 25000 \text{ N/m}^2$ ;  $B=1.2 \text{ m}$ ,  $\mu_1=0.36$ ;  $\mu_2=0.5$ ;  $H=0.4 \text{ m}$ ;  $\delta=60^\circ$ ,  $\gamma=90^\circ$  se obține modelul matematic (10)

$$E_{tniv} \cdot f \cdot a_n \cdot v_{mn} \cdot t_n = 157.5 \cdot v_{mn} \cdot t_n + 30000 \cdot a_n \cdot v_{mn} \cdot t + 416.18 \cdot v_{mn} \cdot t_n [J]. \quad (10)$$

Modelul matematic al consumului de energie la lucrarea solului cu modelatorul se construiește cu ajutorul formulei (11), în care se neglijă energia pierdută în mecanismele mașinii:

$$E_{t \text{ mod}} = f \cdot G_{cul} \cdot v_{mm} \cdot t_{\text{mod}} + k_{\text{mod}} \cdot a_m \cdot b \cdot v_{mm} \cdot t_{\text{mod}} + \varepsilon \cdot a_m \cdot b \cdot v_{mm}^3 \cdot t_{\text{mod}} [J], \quad (11)$$

unde:  $f$  este rezistența la rulare;  $G_{cul}$  – greutatea cultivatorului, în N;  $k_{\text{mod}}$  – rezistența specifică a solului la lucrarea de modelat solul, în  $\text{N/m}^2$ ;  $a_m$  – adâncimea de lucru, în m;  $b$  – lățimea pieptului rariței, în m;  $v_{mm}$  – viteza de lucru al modelatorului, în  $\text{m/s}$ ;  $t_{\text{mod}}$  – timpul modelării, în s.

Pentru condițiile de lucru caracterizate prin  $f = 0.25$ ;  $G_{cul} = 900 \text{ N}$ ;  $k_{\text{mod}} = 35000 \text{ N/m}^2$ ;  $b = 0.2 \text{ m}$ ;  $\varepsilon=1700 \text{ daN/m}^3$  se obține modelul matematic (12):

$$E_{t \text{ mod}} \cdot f \cdot a_m \cdot v_{mm} \cdot t_{\text{mod}} = 225 \cdot v_{mm} \cdot t_{\text{mod}} + 7000 \cdot a_m \cdot v_{mm} \cdot t_{\text{mod}} + 340 \cdot a_m \cdot v_{mm}^3 \cdot t_{\text{mod}} [J], \quad (12)$$

Modelele matematice definite prin relațiile (2), (4), (8), (10) și (12) oferă posibilitatea alcăturirii modelului matematic al consumului de energie mecanică totală la varianta tehnologică cea mai complexă de pregătire a patului germinativ în sere:

unde:  $a_s$  este adâncimea de lucru a subsolierului, în m;  $a_{ms}$  – adâncimea de lucru a mașinii de săpat solul, în m;  $a_n$  – adâncimea de lucru a nivelatorului, în m;  $a_f$  – adâncimea de lucru a frezei, în m;  $a_m$  – adâncimea de lucru a cultivatorului

in m;  $b_s$  – one dig width, in m;  $B_{ms}$  – the soil digging machine work width, in m;  $B_n$  – the leveling machine work width, in m;  $b_f$  – the tiller machine knife width, in m;  $B_f$  – the tiller machine work width, in m;  $b_c$  – the ridge plough chest width, in m;  $n_r$  – the channels number on the width of the soil digging machine; the rest of the notations corresponds to those from relations (2), (4), (8), (10) and (12).

The mathematical model of the total energy consumption to prepare the germination bed in greenhouses offers the possibility of the theoretical research of the energetic consumption depending on the work depth and speed.

The variation of the total energy consumption depending on the work depth can be studied only if exists a dependence between the work depths of the equipment that are succeeding in agricultural technology. It is considered asuch dependence like:

## RESULTS

The variation of the energetic consumption for germination bed preparing in greenhouses depending on the work depth is presented in figure 1. In the energetic consumption of the modeling work was considered that, in practice, the channels processing is realized in two passes, comparative to the others works which are executed in one pass. The graphic built on the base of mathematical model (13) for established work conditions defined in relations (2), (4), (8), (10), (12), proves that by increasing the work depth by 25 % the energetic consumption increaseas with 150 %.

pentru deschis rigole, în m;  $b_s$  – lățimea unei sape, în m;  $B_{ms}$  – lățimea de lucru a mașinii de săpat solul, în m;  $B_n$  – lățimea de lucru a nivelatorului, în m;  $b_f$  – lățimea cuțitului de freză, în m;  $B_f$  – lățimea de lucru a frezei, în m;  $b_c$  – lățimea pieptului rarietei, în m;  $n_r$  – numărul rigolelor pe lățimea de lucru a mașinilor de lucrat solul; iar restul notațiilor corespund celor din relațiile(2), (4), (8), (10) și (12).

Modelul matematic al consumului total de energie la pregătirea patului germinativ în sere pune la dispoziție posibilitatea cercetării teoretice a consumului energetic în funcție de adâncimea și de viteza de lucru.

Variația consumului total de energie în funcție de adâncimea de lucru poate fi studiată numai dacă există o dependență între adâncimile de lucru ale echipamentelor care se succed în tehnologie. Se consideră o astfel de dependență, precum:

$$\begin{aligned} a_{ms} &= a_{subsoiler} - 0.15; \\ a_f &= a_{subsoiler} - 0.15; \\ a_n &= 0.15; \\ a_{mod} &= 0.15. \end{aligned} \quad (14)$$

## REZULTATE

Variația consumului energetic al pregătirii patului germinativ în sere în funcție de adâncimea de lucru este prezentată în figura 1. În calculul consumului energetic al modelării s-a luat în considerare faptul că, practic, prelucrarea rigolelor se execută în două treceri, față de celealte lucrări care se execută dintr-o singură trecere. Graficul construit pe baza modelului (13) pentru condițiile concrete de lucru definite în relațiile (2), (4), (8), (10), (12), demonstrează că prin creșterea adâncimii de lucru cu 25 % consumul energetic crește cu 150 %.

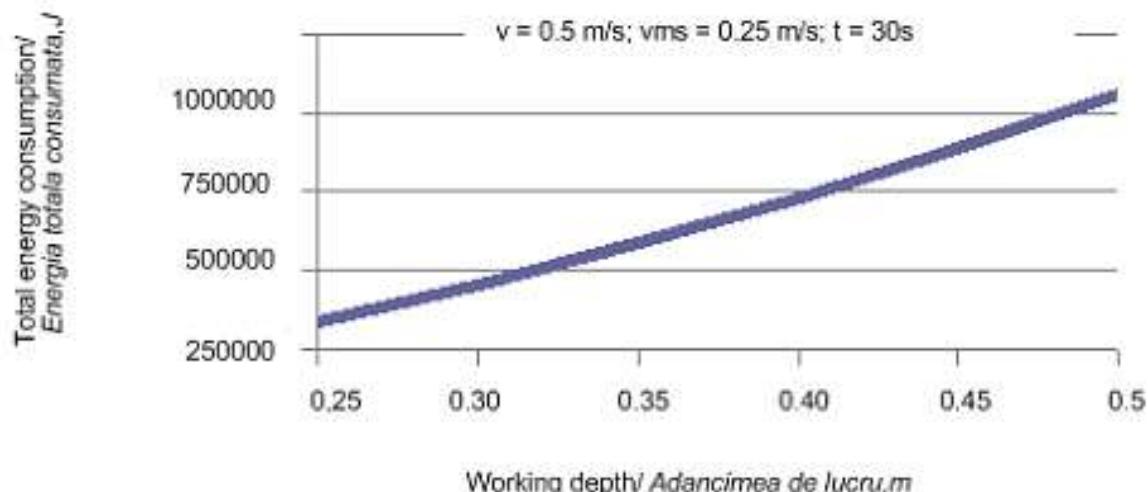


Fig. 1 - Total energy consumption for germination bed preparing in greenhouses, depending on the work depth / Consumul total de energie la pregătirea patului germinativ în sere în funcție de adâncimea de lucru

The variation of the total energy consumption depending on the work speed can be studied only if exists a dependence between the work speeds of the equipments which succeed in agricultural technology. It is considered such a dependence:

$$v = v_{ms} = \frac{1}{2} \cdot v_{mms} = v_{mn} = v_{mf} = v_{mod}. \quad (15)$$

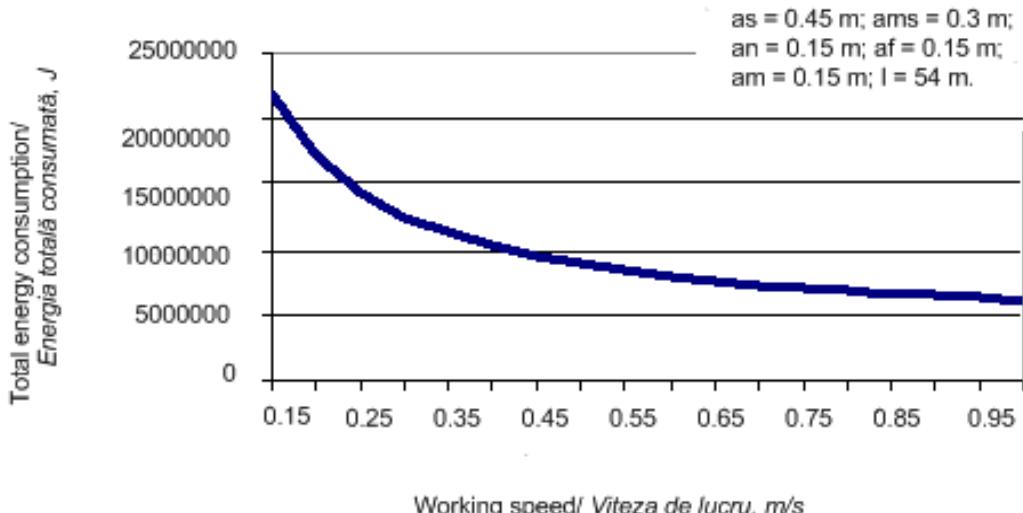
The total energy consumption variation for germination bed preparation in greenhouses depending on the work speed is presented in figure 2. Form the diagram based on mathematical model (13) for certain work conditions defined through relations (2), (4), (8), (10), (12) is found that working

Variația consumului total de energie în funcție de viteza de lucru poate fi studiată numai dacă există o dependență între vitezele de lucru ale mașinilor care se succed în tehnologie. Se consideră o astfel de dependență, precum:

Variația consumului total de energie la pregătirea patului germinativ în sere în funcție de viteza de lucru este prezentată în figura 2. Din diagrama construită pe baza modelului (13) pentru condițiile concrete de lucru definite în relațiile (2), (4), (8), (10), (12) se constată că prelucrarea

the same surface with increased speeds can be performed with a smaller total energy consumption. A surface of 9 segments, having the dimension of  $B_m \times 2 \times 27 m^2$ , namely  $B_m \times 54 m^2$  was considered for calculus.

aceleiași suprafețe cu viteze mărite se poate efectua cu consum total energetic mai mic. S-a considerat ca suprafață de calcul suprafața a 9 travee, având dimensiunea de  $B_m \times 2 \times 27 m^2$ , adică  $B_m \times 54 m^2$ .



**Fig. 2** Total energy consumption for germination bed preparing in greenhouses, depending on the work speed / *Consumul total de energie la pregătirea patului germinativ în sere în funcție de viteza de lucru*

The theoretical values of the energetic consumption of agricultural machinery used for germination bed preparing in greenhouses, calculated for certain work conditions defined in relations (2), (4), (8), (10) and (12) are written in table 2.

Valorile teoretice ale consumului energetic al mașinilor folosite la pregătirea patului germinativ în sere, calculate pentru condițiile concrete de lucru definite în relațiile (2), (4), (8), (10) și (12) sunt trecute în tabelul 2.

**Table 2 / Tabelul 2**  
Theoretical energetic consumption of the agricultural machines used to germination bed preparing in greenhouses / *Consumul energetic teoretic al mașinilor folosite la pregătirea patului germinativ în sere*

Soil working machine/ Mașina de lucrat solul	Working conditions/ Condiții de lucru: ■ $v_m = 0.5 m/s$ ■ $t = 30s$	Total energetic consumption / Consum total de energie [J]	Specific energetic consumption/ Consum specific de energie, [J/m <sup>2</sup> ]
Subsoiler / Subsolier	$a_{sr} = 0.45 m / a_{sr} = 0.45 m$	214425	15883.33 / 15883,33
Soil digging machine / Mașină de săpat solul	$a_{ms} = 0.30 m / a_{ms} = 0,30 m$	969923.1 / 969923,1	46186.8 / 46186,8
Rotary tiller / Freză	$a_f = 0.20 m / a_f = 0,20 m$	621847.3 / 621847,3	31889.6 / 31889,6
Rotary tiller / Freză	$a_f = 0.15 m / a_f = 0,15 m$	489305.4 / 489305,4	25092.6 / 25092,6
Leveling machine / Nivelator	$a_n = 0.15 m / a_n = 0,15 m$	76409.4 / 76409,4	4245
Modeling machine / Modelator	$a_m = 0.15 m / a_m = 0,15 m$	19316.25 / 19316,25	6438.75 / 6438,75

Based on data obtained through theoretical calculus, it can be determined the energy consumption of the technological variants for germination bed preparation in greenhouses (tab.2) for certain work conditions.

From table 3 results that the technological variant 1, which has mechanized all germination bed preparing works, presents the largest energy consumption. The components of the energy consumption are presented in figure 3.

From table 2 and figure 3 results that the largest energy consumption part of the germination bed preparation is formed by the energetic consumption of the digging and tiller works.

The digging work energy consumption, in given concrete work conditions, represents 54.22% from the total energy and the tiller work energy consumption represents 27.35% from the total energy consumption of the technological variant.

From table 3 are observed that variants 2 and 3 vary between them through executing the base works with different equipments. It is obtained a total energetic consumption and specific energetic consumption better for the technological variant in which misses the soil digging machine, being used the tiller machine which works at a 0.2 m depth.

Pe baza datelor obținute prin calcule teoretice, se poate determina consumul de energie al variantei de tehnologie la lucrările de pregătire a patului germinativ în sere (tab. 2) pentru condițiile concrete de lucru.

Din tabelul 3 reiese că varianta 1 de tehnologie, având toate lucrările de pregătire a patului germinativ mecanizate, prezintă cel mai mare consum de energie. Elementele consumului energetic sunt prezentate în figura 3.

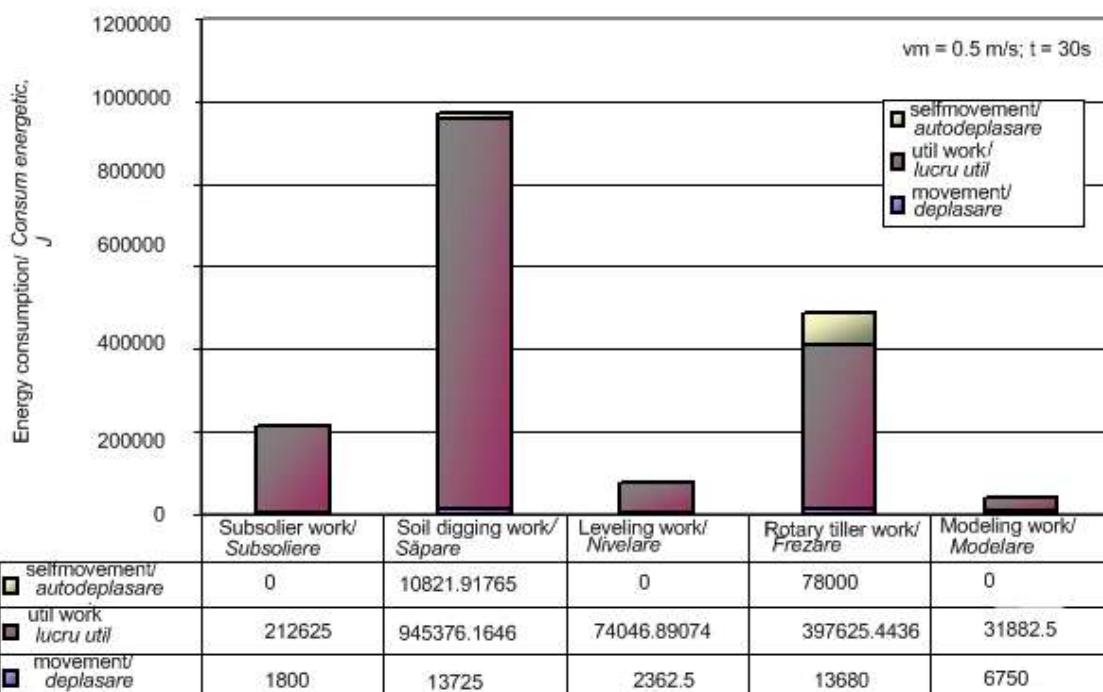
Din tabelul 2 și figura 3 rezultă că cea mai mare parte a consumului de energie al lucrării de pregătire a patului germinativ o formează consumurile energetice ale lucrărilor de săpare și de frezare.

Consumul de energie al lucrării de săpare, în condițiile concrete de lucru precizate, constituie 54,22% din totalul de energie, iar consumul energetic al frezei reprezintă 27,35% din totalul consumului de energie al variantei de tehnologie.

Din tabelul 3 se observă că variantele 2 și 3 diferă între ele prin executarea lucrării de bază cu diferite mașini, obținându-se un consum energetic total, cât și specific mai bun, în favoarea variantei din care lipsește mașina de săpat solul, ea fiind înlocuită cu freza care lucrează la adâncimea de 0,2 m.

**Table 3 / Tabelul 3**  
**Theoretical energy consumption to technological variants of the germination bed preparing in greenhouse /**  
**Consumuri de energie teoretice la variantele tehnologice de pregătie a patului germinativ în sere**

	Technological variants/ Variante tehnologice				Energy consumption / Consum de energie total /total, J	specific / specific, J/m <sup>2</sup>	
		Leveling machine/ Nivelator	Rotary tiller/ Freză	Modeling machine/ Modelator			
1	Subsoiler/ Subsolier	Soil digging machine / Mașină de săpat	Leveling machine/ Nivelator	Rotary tiller/ Freză	1788695	109130.7 / 109130,7	
2	Subsoiler/ Subsolier	Soil digging machine / Mașină de săpat	-	Rotary tiller/ Freză	1712286	104885.7 / 104885,7	
3	Subsoiler/ Subsolier	Rotary tiller /Freză 0,2m	-	Rotary tiller/ Freză	1360790	90413.1 / 90413,1	
4	-	Soil digging machine / Mașină de săpat	Leveling machine / Nivelator	Rotary tiller/ Freză	1574270	77364	
5	-	Soil digging machine / Mașină de săpat	-	Rotary tiller/ Freză	1497861	73119	
6	-	Rotary tiller /Freză 0,2m	-	Rotary tiller/ Freză	1146365	58646.4 / 58646,4	
7	-	Soil digging machine/ Mașină de săpat	Leveling machine/ Nivelator	Rotary tiller/ Freză	-	1535638	75524.4 / 75524,4
8	-	Soil digging machine/ Mașină de săpat	-	Rotary tiller/ Freză	-	1459229	71279.4 / 71279,4
9	-	Freză / 0,2m	-	Rotary tiller/ Freză	-	1107733	56806.8 / 56806,8
10	-	Soil digging machine/ Mașină de săpat	-	-	-	969923.1 / 969923,1	46186.8 / 46186,8



**Fig. 3 - Components of the energy consumption for germination bed preparing works in greenhouses /**  
**Elementele consumului energetic al lucrărilor de pregătire a patului germinativ în sere**

In table 4 are presented the real specific energy consumptions experimentally determined for soil digging works in greenhouses with MSS 1.40 machine and with the carried rotary tiller FPP 1.30, for no-load movement and work movement [2], in which  $C_{fe}$  represents the efficiency of use of the total energy for the utile work which can be calculated with relation (16):

În tabelul 4 se prezintă consumurile specifice de energie reale determinate experimental pentru lucrările de săpat solul în sere cu mașina MSS 1,40 și cu freza purtată FPP 1,30, pentru deplasarea în gol și deplasarea în lucru [2], în care  $C_{fe}$  reprezintă randamentul de folosire a energiei totale pentru lucrarea propriu-zisă, care se poate calcula cu relația (16):

$$C_{fe} = \frac{C_{cs} - C_{cg}}{C_{cs}} \cdot 100[\%], \quad (16)$$

and  $P_{gt}$  represents the energy consumption share to no-load movement from the total energy consumption, which can be calculated with relation (17):

$$P_{gt} = \frac{C_{cg}}{C_{cs}} \cdot 100[\%]. \quad (17)$$

In relations (16) and (17)  $C_{cs}$  and  $C_{cg}$  represents the energy consumption to work movement, respectively to no-load movement of the considered technical system.

iar  $P_{gt}$  reprezintă ponderea consumului de energie la mersul în gol în totalul consumului de energie, care se poate calcula cu relația (17) :

În relațiile (16) și (17)  $C_{cs}$  și  $C_{cg}$  reprezintă consumul de energie la deplasarea în sarcină, respectiv la deplasarea în gol a sistemului tehnic considerat.

Average specific consumption for digging and rotary tiller agricultural works / Consumurile specifice medii ale lucrărilor de săpare și frezare

Table 4 / Tabelul 4

Researched works/ Lucrări cercetate	Experimental specific consumption to no-load movement / Consum specific experimental în gol, J/m <sup>2</sup>	Experimental specific consumption to work movement/ Consum specific experimental în sarcină, J/m <sup>2</sup>	$C_{fe}$ , %
Digging with 1.40, a = 0.3 m / Sapăt cu MSS - 1,40; a = 0,3 m	43652.63 / 43652,63	116037	62.38043 / 62,38043
Tiller with 1.30, a = 0.2 m / Frezat cu FPP - 1,30, a = 0,2 m	47240.41 / 47240,41	77481.17 / 77481,17	39.02982 / 39,02982

Data form table 4 are represented graphic in figure 4.

Datele din tabelul 4 sunt reprezentate grafic în figura 4.

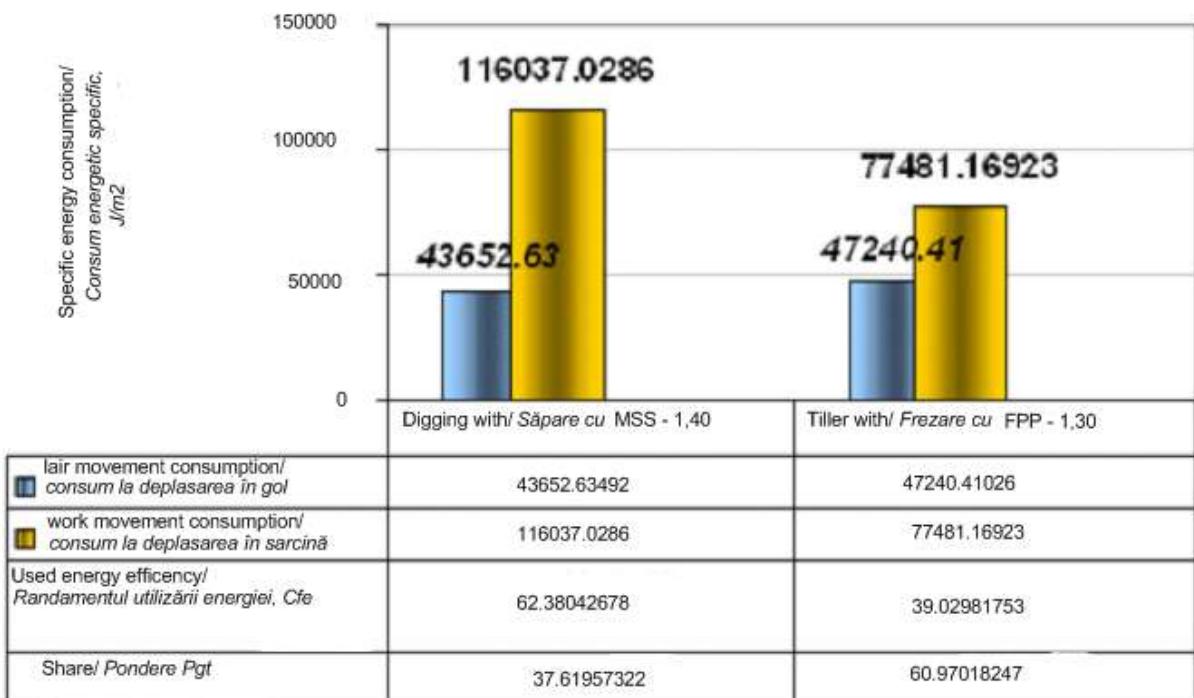


Fig. 4. Average specific energy consumption to digging and tiller soil works in greenhouses / Consumurile specifice medii la lucrările de săpare și frezare a solului în sere

From data presented in table 4 and figure 4 results that the energy introduced in the system to the digging work is utilized with a better efficiency, respectively 62.38%, than in the case of the tiller work when it is 39.02%. It results that neglecting the soil digging machine in the germination bed preparing in greenhouses technology is not justified.

Very important are the specific energetic consumption for no-load movement of the considerate agricultural systems, which have values of 43652.63 J/m<sup>2</sup> representing 37.6% from the work total specific consumption with the digging machine and of 47240.41 J/m<sup>2</sup> representing

Din datele prezentate în tabelul 4 și figura 4 rezultă că energia introdusă în sistem la lucrarea de săpare se utilizează cu un randament mai bun, respectiv 62,38%, decât în cazul lucrării de frezare, când acesta este de 39,02%. Rezultă că neglijarea mașinii de săpat solul în tehnologia pregătirii patului germinativ în sere nu se justifică.

Deosebit de importante sunt consumurile energetice specifice pentru deplasarea în gol a sistemelor agricole considerate, care au valori de 43652,63 J/m<sup>2</sup>, reprezentând 37,6% din consumul specific total al lucrării cu mașina de săpat și de 47240,41 J/m<sup>2</sup>, reprezentând aproximativ 61%

approximately 61% from the total specific consumption to soil work with the rotary tiller machine.

For this reason finding the best movement solution, but also the designing or purchasing some lighter agricultural equipment can contribute to reduce the fuel specific consumption for germination bed preparing in greenhouses work.

## CONCLUSIONS

1. For all the studied equipment the energetic consumption reduction for movement can be assured through reducing their weight starting with designing and fabrication phase, by using some lighter materials, but suitable in terms of resistance to mechanical solicitations. The reducing of the rolling coefficient can be obtained by using wheels with diameters and widths as big as possible and with low pressure tire.

2. If it is done a analysis of the specific energetic consumption of the equipment which can be implicated in germination bed preparing in greenhouses is found that the soil digging machine has the largest energetic consumption ( $46.186.8 \text{ J/m}^2$ ) working at 0.3m depth, followed by the rotary tiller which works at 0.20 m depth ( $31.889 \text{ J/m}^2$ ) and the subsoiler machine ( $15.883.33 \text{ J/m}^2$ ), leveling machine( $4.245 \text{ J/m}^2$ ) and cultivator for channels opening ( $6438.75 \text{ J/m}^2$ ) have the smallest specific energetic consumption.

3. With these information were calculated the total and specific energetic consumptions for different technological variants for germination bed preparation in greenhouse. Naturally the largest total consumption presents the technologies which implies all of the 5 equipment ( $1.788.695 \text{ J}$ ), but these situations are rarely meet in practice. For concrete researched work case was found that the soil digging work represents 54.22% and the tiller work represents 27.35% from the total energetic consumption of the technological variant which includes all the possible mechanized works for germination bed preparation.

4. Analyzing the influence of the depth and movement speed works over the total energetic consumption is found that at the soil digging machine these ones decrease with the speed increasing and increases with the increase of the work depth, similar situation in the case of tiller work. It is found also that in all cases the specific energetic consumption for soil work with rotary tiller is larger than in the case of soil work with the soil digging machine, so the rotary tiller is a larger energetic consumer than the soil digging machine for identical work conditions, so using the soil digging machine is justified in profound soil loosening works.

5. Very important are the specific energetic consumption for lair movement of the considered agricultural systems, which have values of  $43652.63 \text{ J/m}^2$  representing 37.62% form the soil work total specific consumption with the soil digging machine and of  $47240.41 \text{ J/m}^2$  representing 61% from the soil work total specific consumption with the rotary tiller.

For this reason finding the best movement solution, but also designing and buying some lighter agricultural equipments can contribute to reducing the specific fuel consumption for germination bed preparing in greenhouses work.

## Acknowledgement

This paper is supported by the Sectoral Operational Programme of Human Resources Development (SOP HRD), financed from the European Social Fund and by the Romanian Government under the contract number POSDRU/6/1.5/S/ ID 59321.

## REFERENCES

- [1]. Căproiu St., s.a. (1982) – *Agricultural Machineries for Soil Working, Sowing and Cultures Maintenance*, Didactic and Pedagogic Publishing House, Bucharest.

din consumul specific total la lucrarea solului cu freza agricolă.

Din acest motiv găsirea celei mai bune soluții de deplasare, dar și proiectarea sau achiziționarea unor echipamente agricole mai ușoare pot contribui la reducerea consumului specific de combustibil la lucrările de pregătire a patului germinativ în sere.

## CONCLUZII

1. La toate echipamentele studiate reducerea consumului energetic pentru deplasare se poate asigura prin reducerea greutății acestora încă din faza de proiectare și fabricare, prin folosirea unor materiale mai ușoare, dar corespunzătoare sub aspectul rezistenței la solicitările mecanice. Reducerea coeficientului de rezistență la rulare se poate obține prin folosirea roțiilor cu diametre și lățimi cât se poate de mari și presiuni în pneuri mai scăzute.

2. Dacă se face o analiză a consumurilor energetice specifice ale echipamentelor ce pot fi implicate în pregătirea patului germinativ în sere se constată că cel mai mare consum îl are mașina de săpat solul ( $46186,8 \text{ J/m}^2$ ) lucrând la 0,3m adâncime, urmată de freza care lucrează la adâncimea de 0,20 m ( $31889 \text{ J/m}^2$ ), iar cele mai reduse consumuri energetice specifice le prezintă subsolierul ( $15883,33 \text{ J/m}^2$ ), nivelatorul ( $4,245 \text{ J/m}^2$ ) și cultivatorul pentru deschis rigole ( $6438,75 \text{ J/m}^2$ ).

3. Având aceste informații s-au calculat consumurile energetice totale și specifice ale diferitelor variante tehnologice de pregătire a patului germinativ în sere. În mod firesc cele mai mari consumuri totale le au tehnologiile ce implică toate cele 5 echipamente ( $1788,695 \text{ J}$ ), dar asemenea situații se întâlnesc rar în practică. Pentru cazul concret de lucru cercetat s-a constatat că lucrarea de săpare reprezintă 54,22%, iar frezarea 27,35% din consumului energetic total al variantei de tehnologie care cuprinde toate lucrările mecanizate posibile de pregătire a patului germinativ.

4. Din analiza influențelor adâncimii și vitezelor de lucru asupra consumurilor energetice totale se constată că la mașina de săpat acestea scad cu creșterea vitezei și cresc cu creșterea adâncimii de lucru, situație similară și în cazul lucrării cu freza. Se mai constată în toate cazurile consumul energetic specific la lucrarea solului cu freza este mai mare decât în cazul lucrării cu mașina de săpat, adică freza este un consumator energetic mai mare decât mașina de săpat pentru condiții identice de lucru, astfel că folosirea mașinii de săpat se justifică la mobilizarea profundă a solului.

5. Deosebit de importante sunt consumurile energetice specifice pentru deplasarea în gol a sistemelor agricole considerate, care au valori de  $43652,63 \text{ J/m}^2$  reprezentând 37,62% din consumul specific total al lucrării solului cu mașina de săpat și de  $47240,41 \text{ J/m}^2$  reprezentând aproximativ 61% din consumul specific total la lucrarea solului cu freza agricolă.

Din acest motiv găsirea celei mai bune soluții de deplasare, dar și proiectarea sau achiziționarea unor echipamente agricole mai ușoare pot contribui la reducerea consumului specific de combustibil la lucrările de pregătire a patului germinativ în sere.

## Acknowledgement

Această lucrare este sprijinită de Programul Operațional Sectorial de Dezvoltare a Resurselor Umane (SOP HRD), finanțat de Fondul Social European și de Guvernul României în caroul proiectului numărul POSDRU/6/1.5/S/ ID 59321.

## BIBLIOGRAFIE

- [1]. Căproiu St., s.a. (1982) - *Mașini agricole de lucrat solul, semănat și întreținere a culturilor*, Editura Didactică și Pedagogică, București;

- [2]. Ceausescu I. (1984) - *General and Special Vegetables*, Didactic and Pedagogic Publishing House, Bucharest.
- [3]. Cojocaru I., Marin E. (2005) - *Research Regarding the Realisation of Some Technical Equipment for Works in Greenhouses*, INMATEH II 2005, pg. 21-31, Bucharest;
- [4]. Mitroi A. (1989) - *Energetic Aspects Connected to Warehouses Construction and Exploitation*, Inf. Agr. Bulletin ASAS, Bucharest;
- [5]. Toma D., s.a. (1984) - *Economical Energy Usage in Agricultural Mechanization*, Ceres Publishing House, Bucharest.
- [2]. Ceaușescu I. (1984) - *Legumicultură generală și specială*, Editura Didactică și Pedagogică, București;
- [3]. Cojocaru I., Marin E. (2005) - *Cercetări privind realizarea unor echipamente tehnice destinate lucrărilor în sere*, INMATEH II 2005, pag. 21-31, INMA București;
- [4]. Mitroi A. (1989) - *Aspecte energetice legate de construcția și exploatarea serelor*, Buletin inf. agr. ASAS, București;
- [5]. Toma D., s.a. (1984) - *Folosirea economică a energiei în mecanizarea agriculturii*, Editura Ceres, București.

## EVALUATING BY SIMULATION THE IMPACT OF ACID RAIN ON CATIONS IN A REDDISH-BROWN SOIL SAMPLED FROM COȘOVENI, DOLJ (ROMANIA)

### EVALUAREA PRIN SIMULARE A IMPACTULUI PLOILOR ACIDE ASUPRA CATIONILOR DINTR-UN SOL BRUN-ROȘCAT PRELEVAT DIN COȘOVENI, DOLJ (ROMÂNIA)

Ph.D. Sbîrnă L.S.<sup>1)</sup>, Ph.D. Mateescu M.D.<sup>1)</sup>, Ph.D. Sbîrnă S.<sup>2)</sup>, Ph.D. Moldovan C.S.<sup>3)</sup>, Ph.D. Ionescu C<sup>3)</sup>.

<sup>1)</sup>University of Craiova, Faculty of Chemistry/ Universitatea din Craiova, Facultatea de Chimie

<sup>2)</sup>Craiova Regional Environment Protection Agency/ Agenția Regională de Protecția Mediului Craiova

<sup>3)</sup>University of Petroșani, Faculty of Mining/ Universitatea din Petroșani, Facultatea de Mine

Tel: (+40)-721-329-779; E-mail: s.sbirna@gmail.com

**Abstract:** „Acid rain” is a general term used to describe acid depositions, i.e. rain, fog and snow (known as „wet deposition”), as well as acid gases and particles (known as „dry deposition”).

Acid rain is a particular environmental concern in Romania, as many soils have lately become acidic, causing serious damages to plants, animals and human beings.

The purpose of this study is to evaluate by simulation the impact of acid rain on cations in a reddish-brown soil which was sampled from Coșoveni - a village situated in Dolj county, at 10 km from Craiova, the county capital.

Laboratory experiments were performed by leaching soil columns with simulated acid rain (prepared in volumetric flasks) at different pH levels, and then soil cation concentration was represented at all these pH levels.

The results suggest that the cations loss in soil originated in leaching by the acid rain is an important one (34, 46, 21, și 77% for Ca<sup>2+</sup>, Mg<sup>2+</sup>, K<sup>+</sup> și Na<sup>+</sup>, respectively), generating a serious problem for the agricultural and environmental management, as soil cations are essential nutrients for plant growth.

**Key words:** cation concentration, Dolj (Romania), pH level, acid rain

#### INTRODUCTION

Lately, acid rain has become a major concern of the international scientific community [1-10], as it is a phenomenon with serious implications on agriculture and environment: it kills fish and plants (mostly aquatic plants), causes deterioration of materials in lands, and is harmful to animals and humans.

Acid rain with SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> and NH<sub>3</sub> may form secondary pollutants that could react with organic compounds and contribute to ozone formation.

Moreover, acid rain can mobilize cations from the soil.

The protons in the acid depositions reduce the cation exchange capacity and increase the concentrations of these cations in the soil water. The negatively charged sulphate and nitrate ions in the acid rain can act as “counterions,” allowing cations to be leached from the soil.

Through a series of chemical reactions, they are leached out and become unavailable to plants as nutrients.

Rainwater in equilibrium with carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) in air, with no other species affecting pH, is slightly acidic (pH > 5.5). Rainwater is often more acidic because of the emissions of SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> or organic acids. Typical pH values of acid rain resulting from anthropogenic emissions may be in a range of 2.5–5.

Acid rain is a serious environmental problem in the world and it is of a particular concern in Romania, as many soils have lately become acidic.

This study investigated the dynamics of cations transformation under the influences of simulated acid rain

**Rezumat:** „Ploaie acidă” este un termen general folosit pentru a descrie depunerile acide: ploaie, ceată și zăpadă (depuneri umede), dar și particule și gaze acide (depuneri uscate).

Ploaia acidă constituie o preocupare majoră de mediu în România, deoarece, în ultimii ani, multe soluri au devenit acide, provocând daune grave plantelor, animalelor și oamenilor.

Scopul prezentului studiu este de a evalua prin simulare impactul ploii acide asupra cationilor dintr-un sol brun-roșcat prelevat din Coșoveni - un sat situat în județul Dolj, la 10 km de Craiova, reședința de județ.

Experimentele de laborator au fost efectuate supunând coloane de sol la acțiunea ploilor acide simulate (preparate în baloane volumetrice) la diferite niveluri ale pH-ului, reprezentându-se apoi grafic concentrația cationilor din sol la toate aceste niveluri de pH.

Rezultatele sugerează că pierderea de cationi din sol, având originea în lixivierea cauzată de ploaia acidă, este una importantă (34, 46, 21, și 77% pentru Ca<sup>2+</sup>, Mg<sup>2+</sup>, K<sup>+</sup> și Na<sup>+</sup>, respectiv), constituind o problemă serioasă a managementului agricol și de mediu, întrucât cationii din sol sunt nutrienți esențiali în creșterea plantelor.

**Cuvinte-cheie:** concentrația cationilor, Dolj (România), nivel de pH, ploale acide

#### INTRODUCERE

În ultimii ani, ploaia acidă a devenit o preocupare majoră a comunității științifice internaționale [1-10], întrucât ea reprezintă un fenomen cu grave implicații asupra agriculturii și mediului: ucide pești și plante (în primul rând plante acvatice), cauzează deteriorarea unor materiale și terenuri, și este dăunătoare pentru animale și om.

Ploile acide cu SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> și NH<sub>3</sub> pot forma poluanții secundari, care ar putea reacționa cu compuși organici și să contribuie la formarea de ozon.

Mai mult, ploaia acidă poate mobiliza cationii din sol.

Protonii din depunerile acide reduc capacitatea de schimb cationic, crescând concentrațiile cationilor în apa din sol. Ionii sulfat și nitrat, încărcați negativ, din ploaia acidă, pot acționa ca și „contraioni”, permitând lixivierea cationilor din sol.

Prinț-o serie de reacții chimice, aceștia sunt lixiviați și devin indisponibili pentru plante ca nutrienți.

Apa de ploaie aflată în echilibru cu dioxidul de carbon (CO<sub>2</sub>) din aer neconținând nicio altă specie care afectează pH-ul, este slab acidă (pH > 5,5). Apa de ploaie este adesea mai acidă din cauza emisiilor de SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> sau acizi organici. Valorile tipice ale pH-ului ploii acide rezultate din emisiile antropice pot fi într-o gama de 2,5-5.

Ploile acide constituie o problemă acută de mediu și prezintă un interes deosebit în România, întrucât, în ultimii ani, multe soluri au devenit acide.

Acest studiu a avut drept scop investigarea dinamicii de transformare a cationilor sub influența ploii acide

in a reddish-brown soil sampled from Coșoveni, Dolj (in South-western Romania).

The map of Romanian soils is presented in figure 1 (where the location of the village of Coșoveni is shown; its soil is mostly a reddish-brown luvic soil).

simulate într-un sol prelevat din Coșoveni, Dolj (în sud-vestul României).

În România, harta solurilor se prezintă ca în figura 1 (unde este localizat satul Coșoveni; solul său este luvic brun-roșcat).

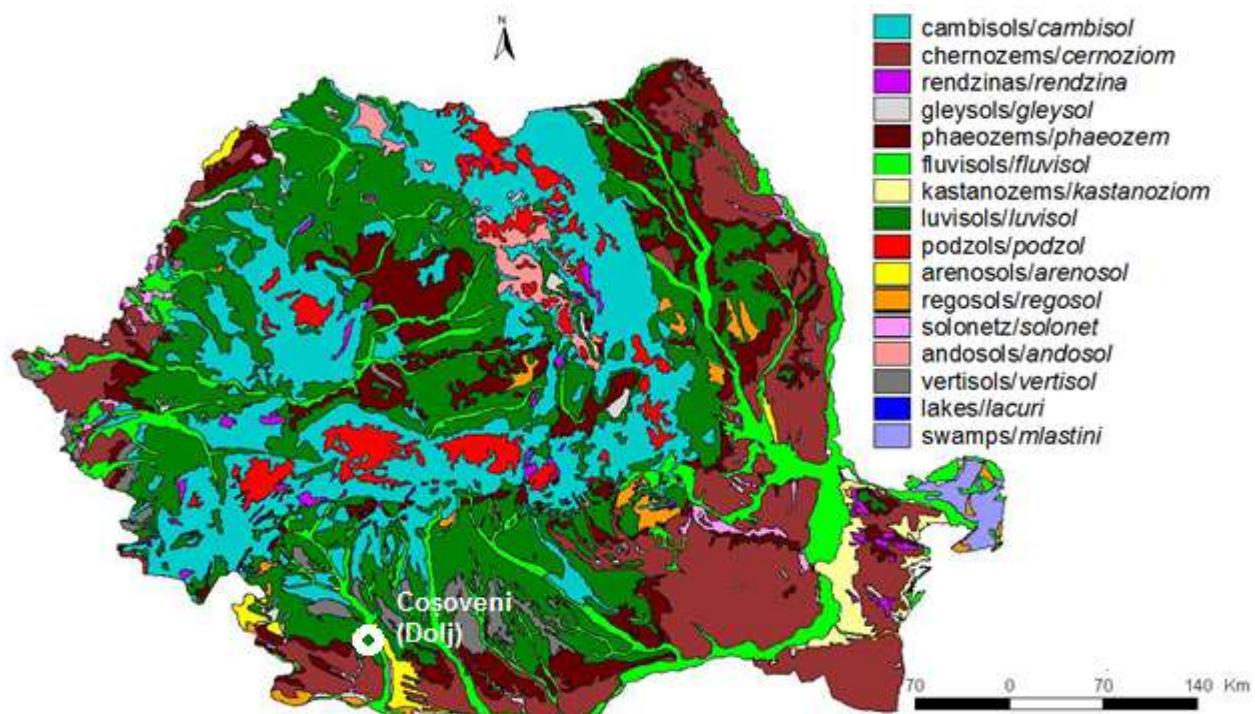


Fig. 1 – Romania – soil map (according to FAO/ UNESCO); location of Coșoveni village/  
România – harta solurilor (după FAO/ UNESCO); localizarea satului Coșoveni

## MATERIAL AND METHOD

A reddish-brown luvic soil sampled from Coșoveni, Dolj was submitted to the experiment (more specifically, the samples were collected at 10 - 20 cm depth). This soil has a pH level of 4.7, with a cation exchange capacity of 188 mmol/kg) and a base saturation of 35.6%. Sulfuric acid ( $H_2SO_4$ ) and nitric acid ( $HNO_3$ ) of analytical purity were used in simulating acid rain.

The acidity source of rain primarily consists of  $H_2SO_4$  and  $HNO_3$  in a 9:1 ratio, so, in order to have a simulated acid rain reflecting the natural conditions, the acid solutions were prepared by using this ratio. The working solutions with pH = 2.5; 3; 3.5; 4; 4.5 and 5 were prepared in volumetric flasks by diluting the stock solutions with deionized water, whereas the control solution with pH = 7 was prepared by adding 0.1 mL of ammonia (16.8% N) into 5 L of deionized water [4].

A plastic cylinder with a 10 cm inner diameter containing a 20 cm-long soil column was used. Then, 1 kg of air-dried soil, passed through a 1 mm sieve and then mixed thoroughly, was poured into the cylinder in 2 cm increments, continuously stirring to prevent layering. Before and after filling the column, a piece of plastic filter and two pieces of paper filters were placed at its both ends, in order to prevent any soil waste.

A total of 28 column treatments, corresponding to seven pH levels and four time periods (after a week, after two weeks and then after three and four weeks) were used in this study.

In order to reflect the natural rainfall conditions, an amount of 0.25 L simulated acid rain was slowly sprayed, at a rate of 0.01 L/min, at the top of each column, daily.

## MATERIAL ȘI METODĂ

A fost supus experimentelor un sol luvic brun-roșcat prelevat din Coșoveni, Dolj (mai exact, probele au fost colectate la o adâncime de 10 - 20 cm). Acest sol are un nivel al pH-ului de 4,7, o capacitate de schimb de cationi de 188 mmol/kg) și o saturatie în baze de 35,6%. Pentru simularea ploii acide s-au utilizat acid sulfuric ( $H_2SO_4$ ) și acid azotic ( $HNO_3$ ) de puritate analitică.

Sursa de aciditate a ploii constă în principal în  $H_2SO_4$  și  $HNO_3$ , într-un raport de 9:1, așa încât, pentru a avea o ploaie acidă simulată reflectând condițiile naturale, soluțiile acide au fost preparate în acest raport. Soluțiile de lucru cu pH = 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5 și 5 au fost pregătite în baloane cotate, prin diluarea soluțiilor din stoc cu apă deionizată, în timp ce soluția-etalon cu pH = 7 a fost preparată prin adăugarea a 0,1 mL de amoniac (16,8% N) în 5 L de apă deionizată [4].

A fost utilizat un cilindru de plastic cu diametrul interior de 10 cm, conținând o coloană de sol 20 cm. Apoi, 1 kg de sol uscat la aer, trecut printr-o sită cu ochiuri de 1 mm și apoi mojarat, a fost turnat în cilindru în porții de 2 cm înălțime, amestecând continuu pentru a preveni stratificarea. Înainte și după umplerea coloanei, câte un filtru de plastic și două filtre de hârtie au fost plasate la ambele capete ale sale, pentru a preveni pierderea de sol.

Au fost utilizate în acest studiu 28 de coloane de tratare, corespunzând la șapte valori ale pH-ului și patru perioade de timp (după o săptămână, după două, trei și patru săptămâni).

Pentru a reda condițiile naturale de ploaie, s-a recurs la pulverizarea a căte 0,25 L de ploaie acidă simulată, cu un debit de 0,01 L/min, fiecărei coloane, zilnic.

After finishing the experiment, the soil in the column was dried and analyzed for cations by atomic adsorption spectrophotometry.

The experimental procedure was performed using the conventional methods proposed by Jackson et al. [7].

Statistical analysis was performed in Microsoft Excel 2010, by applying an F-test (Fisher's test) for which the significance level  $\alpha = 0.01$  (1%), which equates to a trust level of 99% [8].

The variational calculus consists in determining:

$$F_{\alpha} = \frac{EV}{UV} = \frac{MSB}{MSW} = \frac{\frac{SSB}{df(b)}}{\frac{SSW}{df(w)}}$$

where:

- EV – explained variance;
- UV – unexplained variance;
- SSB – sum of squares between groups;
- SSW – sum of squares within groups;
- df(b) – number of degrees of freedom between groups;
- df(w) – number of degrees of freedom within groups;
- MSB – mean square between groups (variance between groups);
- MSW – mean square within groups (variance between groups).

Our calculations lead to the value  $F_{0.01} = 3.14$ .

This value being significantly bigger than 1, one may draw the conclusion that the null hypothesis has to be rejected, as the variance explained by the differences between groups considerably exceeds the one caused by accidental errors.

## RESULTS

Soil cation dynamics was investigated (Table 1).

The changes in concentrations of soil dicitations,  $Ca^{2+}$  and  $Mg^{2+}$ , after treating the soil with simulated acid rain at seven different pH levels over a four-week experimental period, are shown in figure 2.

The changes in concentrations of soil monocations  $K^+$  and  $Na^+$ , after being leached by simulated acid rain at the same seven pH levels, are shown in figure 3.

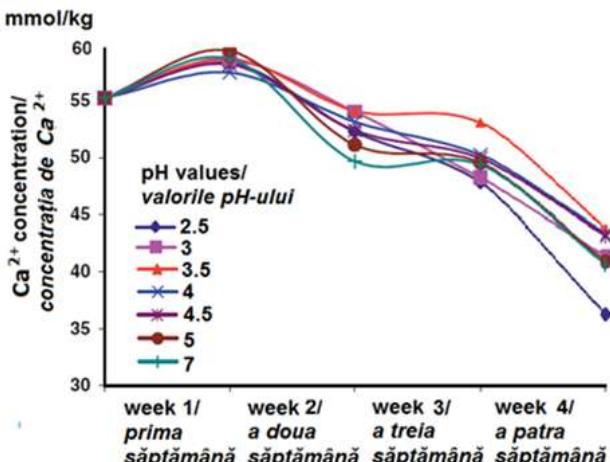


Fig. 2 – Soil dication dynamics / Dinamica dicationilor din sol

După terminarea experienței, coloana de sol a fost uscată și i-a fost analizat conținutul de cationi prin spectrofotometrie de adsorbție atomică.

Procedura experimentală au fost efectuată folosind metoda convențională propusă de Jackson și colab. [7].

Analiza statistică a fost efectuată în Microsoft Excel 2010, aplicându-se un test F (testul lui Fisher) pentru care nivelul de semnificație  $\alpha = 0,01$  (1%), ceea ce echivalează cu un nivel de incredere de 99% [8].

Calculul variational constă în a determina:

$$F_{\alpha} = \frac{VE}{VN} = \frac{MPD}{MPI} = \frac{\frac{SPD}{gl(d)}}{\frac{SPI}{gl(i)}}$$

unde:

- VE – varianța explicată;
- VN – varianța neexplicată;
- MPD – media sumei pătratelor între grupuri (varianță între grupuri);
- MPI – media sumei pătratelor în interiorul grupurilor (varianță în interiorul grupurilor);
- SPD – suma pătratelor între grupuri;
- SPI – suma pătratelor în interiorul grupurilor;
- gl(d) – numărul gradelor de libertate între grupuri;
- gl(i) – numărul gradelor de libertate din interiorul grupurilor.

Calculele noastre au condus la o valoare  $F_{0,01} = 3,14$ .

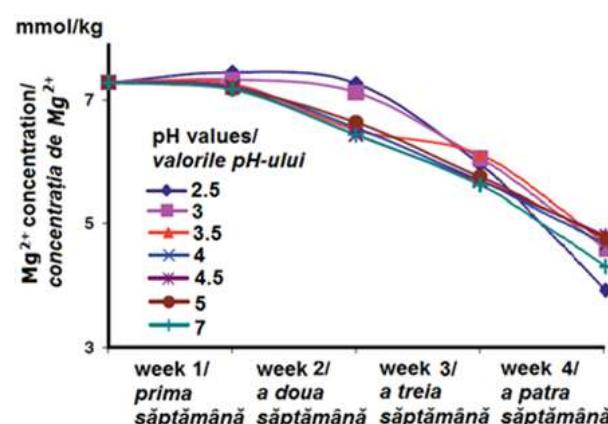
Această valoare fiind semnificativ mai mare decât 1, se poate trage concluzia că ipoteza de nul trebuie respinsă, întrucât varianța explicată prin diferențele dintre grupuri este mult mai mare decât cea cauzată de erori aleatoare.

## REZULTATE

A fost studiată dinamica ionilor pozitivi în sol (Tabelul 1).

Modificările în concentrații ale dicationilor din sol,  $Ca^{2+}$  și  $Mg^{2+}$ , după tratarea solului cu ploaie acidă simulată, lașepte valori diferite ale pH-ului, pe o perioadă de patru săptămâni, sunt prezentate în figura 2.

Modificările concentrațiilor monocationilor  $K^+$  și  $Na^+$ , după lixiviere cu ploaie acidă simulată, la aceleașișapte valori pH-ului, sunt prezentate în figura 3.



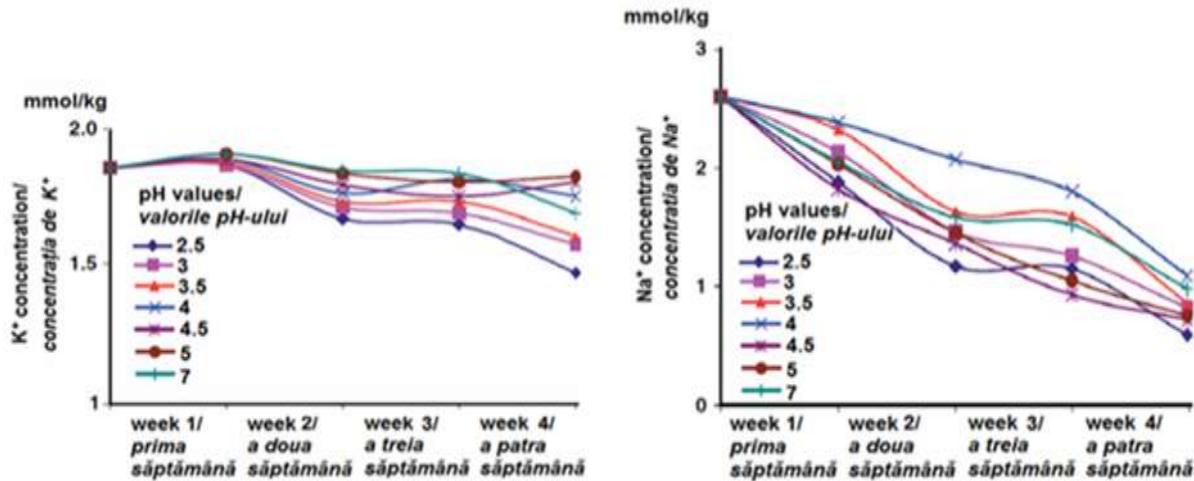


Fig. 3 – Soil monocation dynamics / Dinamica monocationilor din sol

Table 1 / Tabelul 1

Cation concentration (mmol/kg) at the seven different pH levels during the four-week experimental period / Concentrația cationilor (mmol/kg) la cele șapte valori ale pH-ului de-a lungul perioadei de patru săptămâni de experiment

Cation	pH	Cation concentration / concentrația cationilor (mmol/kg)				
		Initial / inițial	After one weeks / după o săptămână	After two weeks / după două săptămâni	After three weeks / după trei săptămâni	After four weeks / după patru săptămâni
$Ca^{2+}$	2.5 / 2,5	55.2 / 55,2	58.0 / 58,0	52.5 / 52,5	47.5 / 47,5	36.4 / 36,4
	3	55.2 / 55,2	58.0 / 58,0	54.0 / 54,0	48.2 / 48,2	42.1 / 42,1
	3.5 / 3,5	55.2 / 55,2	58.0 / 58,0	54.0 / 54,0	53.2 / 53,2	45.2 / 45,2
	4	55.2 / 55,2	56.3 / 56,3	53.0 / 53,0	50.8 / 50,8	44.0 / 44,0
	4.5 / 4,5	55.2 / 55,2	57.2 / 57,2	52.5 / 52,5	50.7 / 50,7	44.0 / 44,0
	5	55.2 / 55,2	59.3 / 59,3	51.1 / 51,1	49.9 / 49,9	41.2 / 41,2
	7	55.2 / 55,2	58.0 / 58,0	49.2 / 49,2	49.6 / 49,6	41.3 / 41,3
$Mg^{2+}$	2.5 / 2,5	7.29 / 7,29	7.36 / 7,36	7.29 / 7,29	5.82 / 5,82	3.94 / 3,94
	3	7.29 / 7,29	7.31 / 7,31	7.22 / 7,22	6.00 / 6,00	4.60 / 4,60
	3.5 / 3,5	7.29 / 7,29	7.27 / 7,27	6.51 / 6,51	6.20 / 6,20	4.81 / 4,81
	4	7.29 / 7,29	7.25 / 7,25	6.53 / 6,53	5.64 / 5,64	4.82 / 4,82
	4.5 / 4,5	7.29 / 7,29	7.24 / 7,24	6.48 / 6,48	5.64 / 5,64	5.00 / 5,00
	5	7.29 / 7,29	7.22 / 7,22	6.58 / 6,58	5.68 / 5,68	4.92 / 4,92
	7	7.29 / 7,29	7.22 / 7,22	6.48 / 6,48	5.61 / 5,61	4.31 / 4,31
$K^+$	2.5 / 2,5	1.82 / 1,82	1.82 / 1,82	1.63 / 1,63	1.62 / 1,62	1.44 / 1,44
	3	1.82 / 1,82	1.82 / 1,82	1.70 / 1,70	1.69 / 1,69	1.51 / 1,51
	3.5 / 3,5	1.82 / 1,82	1.82 / 1,82	1.73 / 1,73	1.74 / 1,74	1.55 / 1,55
	4	1.82 / 1,82	1.84 / 1,84	1.75 / 1,75	1.80 / 1,80	1.72 / 1,72
	4.5 / 4,5	1.82 / 1,82	1.84 / 1,84	1.78 / 1,78	1.75 / 1,75	1.80 / 1,80
	5	1.82 / 1,82	1.86 / 1,86	1.82 / 1,82	1.78 / 1,78	1.82 / 1,82
	7	1.82 / 1,82	1.86 / 1,86	1.83 / 1,83	1.82 / 1,82	1.70 / 1,70
$Na^+$	2.5 / 2,5	2.60 / 2,60	1.88 / 1,88	1.12 / 1,12	1.15 / 1,15	0.60 / 0,60
	3	2.60 / 2,60	2.15 / 2,15	1.44 / 1,44	1.31 / 1,31	0.84 / 0,84
	3.5 / 3,5	2.60 / 2,60	2.32 / 2,32	1.62 / 1,62	1.55 / 1,55	0.88 / 0,88
	4	2.60 / 2,60	2.40 / 2,40	2.13 / 2,13	1.84 / 1,84	1.12 / 1,12
	4.5 / 4,5	2.60 / 2,60	1.86 / 1,86	1.37 / 1,37	0.97 / 0,97	0.81 / 0,81
	5	2.60 / 2,60	2.10 / 2,10	1.42 / 1,42	1.05 / 1,05	0.83 / 0,83
	7	2.60 / 2,60	2.12 / 2,12	1.60 / 1,60	1.51 / 1,51	1.00 / 1,00

The initial concentration of  $Ca^{2+}$  ions was 55.2 mmol/kg. The concentration of this ion increased at the beginning of the experiment from this value to 56.3 – 59.3 mmol/kg after one week at different pH levels, and then permanently decreased, from day 8 to the end of the experiment, reaching a concentration value of 36.4 mmol/kg at pH = 2.5 at the end of the experiment, which equates to a loss of about 18.8 mmol/kg  $Ca^{2+}$ .

This is to say that about 34% of the original soil  $Ca^{2+}$  were leached out by the simulated acid rain. This occurred because many  $Ca^{2+}$  ions were displaced by the  $H^+$  ions under the strong acidic conditions that were created.

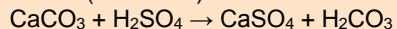
To understand this process, let us take into account

Concentrația inițială a ionilor  $Ca^{2+}$  a fost de 55,2 mmol/kg. Concentrația acestui ion a crescut la începutul experimentului de la această valoare până la 56,3 – 59,3 mmol/kg, după o săptămână, la diferite valori ale pH-ului, apoi a scăzut permanent, din ziua a opta până la sfârșitul experimentului, ajungându-se la o valoare a concentrației de 36,4 mmol/kg la pH = 2,5 la sfârșitul experimentului, ceea ce echivalează cu o pierdere de 18,8 mmol/kg  $Ca^{2+}$ .

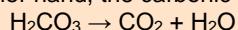
Acest lucru este echivalent cu a spune că aproximativ 34% din ionii de  $Ca^{2+}$  au fost lixiviați de ploaia acidă simulată. Acest lucru s-a întâmplat deoarece mulți ioni  $Ca^{2+}$  au fost dislocuiți de ioni  $H^+$  în condițiile de aciditate puternică ce au fost create.

Pentru a înțelege acest proces, să luăm în

the fact that the sulfuric acid reacts with the calcium carbonate (limestone):



The calcium sulfate is soluble in water and, on the other hand, the carbonic acid is very instable:



so the hydrogen ions originated in the acid are converted into hydrogen atoms in water.

Similar results were obtained for  $\text{Mg}^{2+}$ ; that is, the concentrations of soil  $\text{Mg}^{2+}$  decreased with time at all pH levels. This occurred for the same reason as in case of  $\text{Ca}^{2+}$ .

The decrease in  $\text{Mg}^{2+}$  concentration was steeper than that of  $\text{Ca}^{2+}$ . About 46% of the original  $\text{Mg}^{2+}$  was leached out by the simulated acid rain at pH = 2.5 after four weeks (more specifically,  $\text{Mg}^{2+}$  concentration decreased from 7.29 to 3.94 mmol/kg).

The concentrations of soil monocations,  $\text{K}^+$  and  $\text{Na}^+$ , also decreased in time at all pH levels. It is apparent that the decrease in  $\text{Na}^+$  concentration was much steeper than that of  $\text{K}^+$ .

More specifically, the maximum concentration decrease in  $\text{K}^+$  was about 0.38 mmol/kg (between 1.82 and 1.44 mmol/kg), at pH = 2.5, after the whole experiment time, whereas the maximum concentration decrease in  $\text{Na}^+$  was about 2 mmol/kg (decreasing from 2.6 to 0.6 mmol/kg) at the same pH level and during the same period; that is, about 21% of the original  $\text{K}^+$  ions and 77% of the original  $\text{Na}^+$  ions were leached out by the simulated acid rain (at pH = 2.5).

As mentioned above, the statistical analysis with the F-test shows that the differences in concentrations of cations were significant at  $F_{0.01} = 3.14$ .

## CONCLUSION

The ions of calcium, magnesium, potassium, sodium and other metals are attached to the clay and humus particles in the soil. The attractive electrostatic forces occurring between the positive metal ions and the negatively charged soil particles is strong enough to hold the metal ions in the soil despite the passage of water through it.

However, if acid rain gets into the soil, it adds hydrogen ions, which displace these important nutrients in a process called leaching: the metal ions are washed deeper into the subsoil or – at contrary – washed out of the top soil, being no longer available to the roots of the plants, which is extremely inconvenient, as calcium ions are used for cell formation, as well as in the processes of transporting sugars, water and other nutrients from roots to leaves; magnesium ions are vital in photosynthesis and also as carriers of phosphorus – which is important in the production of DNA, etc.; potassium ions also play a role in photosynthesis, protein synthesis, regulation of water use, activation of plant enzymes (over sixty kind of them), control of ionic balance; the sodium ions are also involved in maintaining the ionic balance, and the salinity tolerance as well.

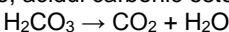
Our research leads to the conclusion that, indeed, acid rain has a strong impact on soil, by mobilizing cations important for plant growth, namely  $\text{Ca}^{2+}$ ,  $\text{Mg}^{2+}$ ,  $\text{K}^+$  and  $\text{Na}^+$ .

More specifically, it was found that, among the four metal ions involved in this study, the strongest leaching process was suffered at pH = 2.5 by the sodium ions (77% - from 2.6 mmol/kg to 0.6 mmol/kg), followed by the magnesium ions (46% - from 7.29 mmol/kg to 3.94 mmol/kg) and those of calcium (34% - from 55.2 mmol/kg la to 36.4 mmol/kg), whereas the weakest leaching process being noticed for the potassium ions (21% - from 1.82 mmol/kg to 1.44 mmol/kg).

considerare faptul că între carbonatul de calciu (calcar) și acidul sulfuric are loc reacția:



Sulfatul de calciu este solubil în apă și, pe de altă parte, acidul carbonic este foarte instabil:



șă încăt ionii de hidrogen din acidul inițial se regăsesc sub formă de atomi de hidrogen din apă.

Rezultate similare au fost obținute pentru  $\text{Mg}^{2+}$ , în sensul că și concentrațiile acestui cation au scăzut în timp, la toate valorile pH-ului, din același motiv ca și în cazul  $\text{Ca}^{2+}$ .

Scăderea concentrației de  $\text{Mg}^{2+}$  a fost mai abruptă decât cea a  $\text{Ca}^{2+}$ . Aproximativ 46% dintre ionii de  $\text{Mg}^{2+}$  aflați inițial în sol au fost dizolvăți de ploaia acidă simulată la pH = 2,5 după patru săptămâni (mai exact, concentrația  $\text{Mg}^{2+}$  a scăzut de la 7,29 la 3,94 mmol/kg).

Concentrațiile monocationilor din sol,  $\text{K}^+$  și  $\text{Na}^+$ , au scăzut în timp la toate valorile pH-ului. Se observă că scăderea concentrației de  $\text{Na}^+$  a fost mult mai abruptă decât cea a concentrației de  $\text{K}^+$ .

Mai exact, scăderea maximă a concentrației de  $\text{K}^+$  a fost de aproximativ 0,38 mmol/kg (între 1,82 și 1,44 mmol/kg), la pH = 2,5 după întreaga perioadă de desfășurare a experimentului, în timp ce scăderea maximă a concentrației de  $\text{Na}^+$  a fost de cca. 2 mmol/kg (de la 2,6 la 0,6 mmol/kg), la aceeași valoare a pH-ului și în aceeași perioadă; aceasta înseamnă că aproximativ 21% și respectiv 77% dintre ionii initiali de  $\text{K}^+$  și  $\text{Na}^+$  au fost lixiviați de ploaia acidă simulată (la pH = 2,5).

După cum s-a menționat anterior, analiza statistică cu testul F menționat anterior arată că diferențele survenite în concentrațiile cationilor sunt semnificative la  $F_{0.01} = 3,14$ .

## CONCLUZIE

Ionii de calciu, magneziu, potasiu, sodiu și alte metale sunt legați de particulele de argilă și de humus din sol. Forțele de atracție electrostatică dintre ionii metalici încărcați pozitiv și particulele din sol încărcate negativ sunt suficient de puternice pentru a menține ionii metalici în sol în ciuda infiltrării apei în acesta.

Totuși, atunci când ploaia acidă pătrunde în sol, ea aduce ioni de hidrogen, care mobilizează acești importanți nutrienți într-un proces numit lixiviere: ionii metalici sunt transportați mai adânc în subsol sau – dimpotrivă – la suprafața solului, nemaifiind disponibili pentru rădăcinile plantelor, ceea ce este extrem de inconvenient întrucât ionii de calciu sunt folosiți în formarea celulelor, ca și în procesul de transport al zaharidelor, apei și altor nutrienți de la rădăcini spre frunze; ionii de magneziu au un rol vital în fotosinteză și, de asemenea, în transportul fosforului – care este important în producerea ADN-ului, etc.; ionii de potasiu joacă și ei un rol în fotosinteză, sinteza proteinelor, reglarea consumului de apă, activarea unor enzime specifice (peste șaizeci), controlul bilanțului ionic; ionii de sodiu sunt și ei implicați în menținerea balanței ionice, dar și în toleranța la salinitate.

Cercetarea noastră conduce la concluzia că, într-adevăr, ploaia acidă are un puternic impact asupra solului, mobilizând cationii importanți pentru creșterea plantelor, și anume  $\text{Ca}^{2+}$ ,  $\text{Mg}^{2+}$ ,  $\text{K}^+$  și  $\text{Na}^+$ .

Mai exact, s-a constatat că, dintre cei patru ioni metalici implicați în acest studiu, cel mai puternic proces de lixiviere a fost suferit la pH = 2,5 de către ionii de sodiu (77% - de la 2,6 mmol/kg la 0,6 mmol/kg), urmați de ionii de magneziu (46% - de la 7,29 mmol/kg la 3,94 mmol/kg) și de cei de calciu (34% - de la 55,2 mmol/kg la 36,4 mmol/kg). În timp ce cel mai slab proces de lixiviere fiind observat la ionii de potasiu (21% - de la 1,82 mmol/kg la 1,44 mmol/kg).

**REFERENCES**

- [1]. Brady D. (1984) *The nature and properties of soils*, 9-th edition, New York, London
- [2]. Calace N., Fiorentini F., Petronio B.M., Pietroletti M. (2001) *Effects of acid rain on soil humic compounds*, Talanta 54: 837–846
- [3]. Duan L., Hao J., Xie S.D., Zhou D.P. (2002) *Study about the soils in Korea*, Geoderma 110: 205–225
- [4]. Guo Y.L. (2002) *Acid rain problem and prevention in China*. J Shanxi, Finance and Economics University, 24:106 (in Chinese)
- [5]. Hodson M.E., Landan S.J. (1999) *A long-term leaching experiment in a soil column*, Environ. Pollut. 104:11–19
- [6]. Irving P.M. (1983) *Acidic precipitation effects. A review and analysis of research*. J Environ Qual 12: 442–453
- [7]. Jackson D.R., Garrett B.C., Bishop T.A. (1984) *Methods for assessing hazardous waste*, Environ. Sci. Technol., 18:668–673
- [8]. Menz F.C., Seip H.M. (2004) *Acid rain in Europe and the United States: an update*. Environ. Sci. Policy 7:253–265
- [9]. Seip H.M., Larssen T. (1997) *Response of forested soils to acidic inputs: leaching experiment*, Geoderma 75:53–73
- [10]. Liu K.H., Mansell R.S., Rhue R.D. (1990) *Cation removal during application of acid solution into air dry soil columns*. Soil Sci. Soc. Am.J. S4:1747–1753

**BIBLIOGRAFIE**

- [1]. Brady D. (1984) *Natura și proprietățile solurilor*, editia a 9-a, New York, Londra
- [2]. Calace N., Fiorentini F., Petronio B.M., Pietroletti M. (2001) *Efectele ploii acide asupra compușilor humici din sol*, Talanta 54: 837–846
- [3]. Duan L., Hao J., Xie S.D., Zhou D.P. (2002) *Studiu asupra solurilor din Coreea*, Geoderma 110: 205–225
- [4]. Guo Y.L. (2002) *Problema ploii acide și prevenirea acesteia în China*. J Shanxi, Finance and Economics University, 24:106 (în chineză)
- [5]. Hodson M.E., Landan S.J. (1999) *Un experiment pe termen lung de lixiviere într-o sol coloană de sol*, Environ. Pollut. 104:11–19
- [6]. Irving P.M. (1983) *Efectele precipitațiilor acide. O trecere în revistă și o analiză a cercetării*. J Environ Qual 12:442–453
- [7]. Jackson D.R., Garrett B.C., Bishop T.A. (1984) *Metode de evaluare a deșeurilor periculoase*, Environ. Sci. Technol., 18:668–673.
- [8]. FC Menz, Seip H.M. (2004) *Ploile acide în Europa și Statele Unite: o actualizare*. Environ. Sci. Policy 7:253–265
- [9]. Seip H.M., Larssen T. (1997) *Răspunsul solurilor împădurite la inputurile acide: experiment de lixiviere*, Geoderma, 75:53–73
- [10]. Liu K.H., Mansell R.S., Rhue R.D. (1990) *Mobilizarea cationilor din sol prin aplicarea soluțiilor acide în coloane de sol uscat*, Soil Sci. Soc. Am.J. S4:1747–1753

# AIRSCREW AS A STABILIZING DEVICE FOR SMALL AGGREGATES

/

## ПОВІТРЯНИЙ ГВИНТ ЯК СТАБІЛІЗУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНИХ АГРЕГАТИВ

Usenko M.

Lutsk national technical university (Ukraine)

Tel: +38(0332)74-61-03; Fax: +38(0332)77-48-40; E-mail: rector@lutsk-ntu.com.ua

**Abstract:** Application of stabilizing device is grounded as an airscrew (propeller) to the motoblock in aggregate with an agricultural machine by the work on slopes is proved. Graphic dependence of kinematics index of airscrew of the angle of slope is presented. Necessary tractive force and power of airscrew for stabilizing of direction of motion of small aggregate by the work on slopes is defined. Dependence of the force on operation of the unit - the motoblock with a milling cutter - of an angle of a slope with the stabilizing device and without it is experimentally defined.

**Keywords:** propeller, small aggregate, slope, force, power.

### INTRODUCTION

By execution of various operations with agricultural aggregates there is a problem of stabilizing of direction of motion of these aggregates on slopes, i. e. breach of their course stability by motion in transversal direction of slope.

This breach takes place as a result of lateral deflection, slipping of aggregate, and also displacement of particles of soil which an aggregate moves on.

By the work in such conditions it is necessary to set on aggregate a stabilising device. If apply a small technique on slopes, so because of less mass it slips less in comparison with a big technique.

To such machines it is possible to apply stabilising devices, which do not contact with soil and, accordingly, does not destroy it and does not create additional tractive resistance. Various workings organs, mainly disk, for work of aggregates on slopes are used [4, 5, 7].

Theirs defect is a complication of construction and breach of structure of soil, as for execution of the basic function (stabilizing of direction of motion of aggregate on slopes) they contacts with the soil.

Accordingly in scientific works [1, 2, 3, 6] in this direction theoretical questions which are related with stabilizing of motion of aggregate on slopes without use of soil are not considered.

### MATERIAL AND METHOD

In Lutsk national technical university a device for prevention of slipping on the slopes of self-propelled instruments on the base of motoblock is developed. It can provide stabilizing of direction of motion of aggregate on slopes to 12°.

On Fig. 1 the scheme of motoblock with this device and with the ground milling cutter is represented. Device has a reducer 3, which is fastened on supports of motoblock 4. Reducer 3 consists of drive gear which is related hardly with the driving shaft. With this gear is in gearing one or the other driven gear.

Throwing into gear and dropping out of gear with the drive gear each of driving gear, and also transfer in neutral position (when both of driven gears are not in gearing with the drive gear), carried out with a lever.

**Резюме:** Обґрунтовано застосування стабілізуючого пристрою у вигляді повітряного гвинта (пропелер) до мотоблоку в агрегаті з сільськогосподарською машиною при роботі на схилах. Подана графічна залежність кінематичного показника повітряного гвинта від кута схилу. Визначено необхідну силу тяги і потужність повітряного гвинта для стабілізації напрямку руху малогабаритного агрегату при роботі на схилах. Експериментально визначено залежність сили по управлінню агрегатом – мотоблок з ґрунтовою фрезою – від кута схилу з стабілізуючим пристроям і без нього.

**Ключові слова:** пропелер, малогабаритний агрегат, схил, сила, потужність.

### ПЕРЕДУМОВА

При виконанні сільськогосподарськими агрегатами різноманітних операцій на схилах виникає проблема стабілізації напрямку руху даних агрегатів, тобто порушення їх курсової стійкості при русі в поперечному напрямку схилу.

Дане порушення відбувається внаслідок бокового уводу, сповзання агрегату, а також зміщення частинок самого ґрунту, по якому рухається агрегат.

При роботі в таких умовах на агрегат необхідно встановити стабілізуючий пристрій. Якщо застосувати на схилах малогабаритну техніку, то через меншу масу вона менш піддається сповзанню в порівнянні з великовагіантною технікою.

До таких машин можливо застосувати стабілізуючі пристрої, які не контактиують з ґрунтом і, відповідно, не руйнують його і не створюють додаткового тягового опору. Використовують різноманітні робочі органи, в основному дискові, для роботи агрегатів на схилах [4, 5, 7].

Їх недолік це складність конструкції і порушення структури ґрунту, оскільки для виконання своєї основної функції (стабілізація напрямку руху агрегату на схилах) вони контактиують з ґрунтом.

Відповідно в наукових працях [1, 2, 3, 6] з даного напрямку не розглянуті теоретичні питання, що пов'язані з стабілізацією руху агрегату на схилах без використання ґрунту.

### МАТЕРІАЛ І МЕТОДИКА

В Луцькому національному технічному університеті розроблений пристрій для запобігання сповзання на схилах самохідних знарядь на базі мотоблока. Він може забезпечити стабілізацію напрямку руху агрегату на схилах до 12°.

На рис. 1 зображена схема мотоблока з даним пристроєм і з ґрунтовою фрезою. Пристрій має редуктор 3, який кріпиться на опорах мотоблока 4. Даний редуктор 3 складається з ведучої шестерні, що жорстко зв'язана з ведучим валом. З даною шестернею знаходиться в зачепленні одна або друга ведена шестерня.

Введення і виведення в зачеплення з ведучою шестернею кожної з ведених шестерні, а також перевід в нейтральне положення (коли обидві ведені шестерні не знаходяться в зачепленні з ведучою шестернею), здійснюється важелем.

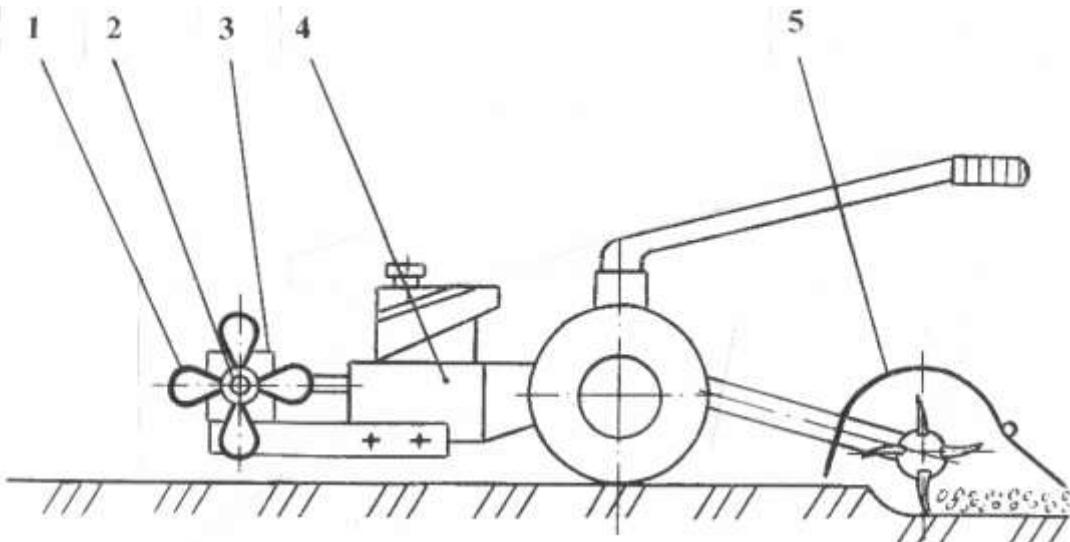


Fig. 1 – Scheme of motoblock with an airscrew with the ground milling cutter /

Схема мотоблока з повітряним гвинтом з ґрунтовою фрезою

1 – airscrew / повітряний гвинт; 2 – driven shaft / ведений вал; 3 – reducer / редуктор;  
4 – motoblock / мотоблок; 5 – milling cutter / ґрунтова фреза

Driving gears sits on a driven shaft 2, which cantilever jut out in both sides of reducer 3. On both cantilever parts of driven shaft 2 the airscrews (propellers) 1 are hardly fastened. The driving shaft is connected with the handwheel of engine of motoblock 4.

**Specification of unit.** Function: soil processing on slopes to 12°; Traction effort: 1 kN; Speed (km/h): I gear – 1.42-1.6, II gear – 3.05, III gear – 5.98, reverse gear – 1.71; Overall dimensions (mm): 2150x600x730-1420; Mass: 140 kg; Capacity: 3.7 kw; Rated frequency of revolution of a cranked shaft: 3500 rpm; Frequency of revolution of PTO shaft: 780 rpm; Diameter of the screw: 0.5 m; Number of screws: 2; Gear ratio of a reducer of the device: 0.5; Drive of screws: from a handwheel of a cranked shaft.

This aggregate works so. By motion of aggregate on an even surface the driven gears are powered-off (are in neutral position) and airscrews 1 are not revolved.

When an aggregate rides on a transversal slope, an operator connect by a lever one of driven gears. Airscrews 1 begin to be revolved, create a blast which prevents to slipping (to breach of course stability) of aggregate downward on a slope.

By reverse motion of aggregate or by the change of location of slope in relation to it the operator by the lever disconnect one and connect the other driving gear, getting, thus, direction of rotation of airscrews 1 is needed and, accordingly, the current of air is needed.

## RESULTS

Will consider the work of device from the theoretical point of view.

For the removal of lateral reactions which try to displace an aggregate downward on a slope (to breach its course stability) the stabilizing device is offered. It has a basic working organ as two airscrews which create a current of air.

Given current compensates the force which tries to displace an aggregate downward on a slope. Will define this force, and also force of current of air and necessary power.

From Fig. 2 we have a force, which tries to displace

Ведені шестерні сидять на веденому валу 2, який консольно виходить по обидва боки редуктора 3. На обох консольних частинах веденого вала 2 жорстко закріплені повітряні гвинти (пропелери) 1. Ведучий вал з'єднаний з маховичком двигуна мотоблока 4.

**Технічна характеристика агрегату.** Призначення: обробіток ґрунту на схилах до 12°; Тягове зусилля: 1 кН; Швидкість (км/год): I передача – 1,42-1,6, II передача – 3,05, III передача – 5,98, задній хід – 1,71; Габаритні розміри (мм): 2150x600x730-1420; Маса: 140 кг; Потужність: 3,7 кВт; Номінальна частота обертання колінчастого вала: 3500 хв<sup>-1</sup>; Частота обертання ВВП: 780 хв<sup>-1</sup>; Діаметр гвинта: 0,5 м; Число гвинтів: 2; Передаточне число редуктора пристрою: 0,5; Привод гвинтів: від маховичка колінчастого вала.

Даний агрегат працює так. При русі агрегату по рівній поверхні ведені шестерні відключенні (знаходяться в нейтральному положенні) і повітряні гвинти 1 не обертаються.

Коли агрегат в'їжджає на поперечний схил, оператор вимикає важелем одну з ведених шестерень. Повітряні гвинти 1 починають обертатись, створюють потік повітря, який запобігає сповзанню (порушення курсової стійкості) агрегату вниз по схилу.

При зворотному русі агрегату чи при зміні розташування схилу відносно нього оператор важелем вимикає одну і вимикає другу ведену шестерню, отримуючи, таким чином, необхідний напрямок обертання повітряних гвинтів 1 і, відповідно, необхідний напрямок потоку повітря.

## РЕЗУЛЬТАТИ

Розглянемо роботу пристрою з теоретичної точки зору.

Для усунення бокових реакцій, що намагаються змістити агрегат вниз по схилу (порушити його курсову стійкість) запропонованій стабілізуючий пристрій. Він має основний робочий орган у вигляді двох повітряних гвинтів, які створюють потік повітря.

Даний потік компенсує силу, що намагається змістити агрегат вниз по схилу. Визначимо дану силу, а також силу потоку повітря і необхідну потужність.

З рисунку 2 маємо силу, що намагається змістити

the aggregate  $M$  downward on the slope,  $mg \cdot \sin \alpha$ , where  $m$  - mass of aggregate,  $\alpha$  - angle of slope.

To force  $mg \cdot \sin \alpha$  counteracts the force, which by formula is almost analogical to rolling friction force, i. e.  $f \cdot mg \cdot \cos \alpha$ , where  $f$  - coefficient of deflection ( $f = 0.08$ ) [ 3 ]. Force of displacement  $F_{3M}$  of aggregate downward on a slope equals to difference of two forces:

агрегат  $M$  вниз по схилу,  $mg \cdot \sin \alpha$ , де  $m$  – маса агрегату,  $\alpha$  – кут схилу.

Сили  $mg \cdot \sin \alpha$  протидіє сила, яка за формулою майже аналогічна силі тертя кочення, тобто  $f \cdot mg \cdot \cos \alpha$ , де  $f$  – коефіцієнт уводу ( $f = 0.08$ ) [ 3 ]. Сила зміщення  $F_{3M}$  агрегату вниз по схилу дорівнює різниці двох сил:

$$F_{3M} = mg \sin \alpha - fmg \cos \alpha \quad (1)$$

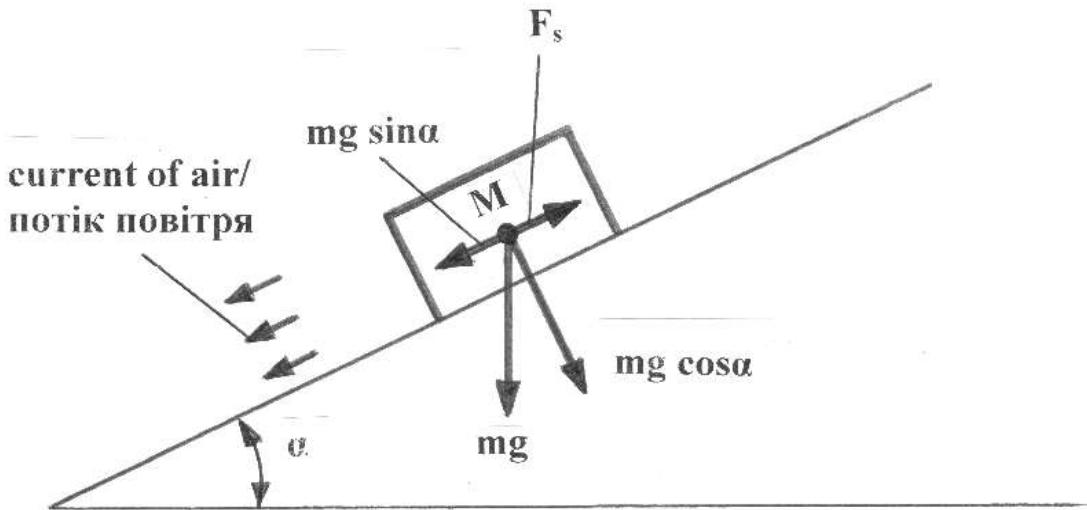


Fig. 2 – Scheme of forces which operates on aggregate on a slope /  
Схема сил, що діють на агрегат на схилі

To prevent the displacement of aggregate downward on a slope, it is necessary to create force  $F_s$ , which is opposite to direction and even by the value to force  $F_{3M}$ .

As for the decision of this task we offer a device as two airscrews, so opposite to force  $F_{3M}$  here will be tractive force  $P_{rb}$  of airscrew, which is determined by the formula:

$$F_s = P_{rb} = \alpha_{ad} \rho n^2 D^4, \quad (2)$$

where  $\alpha_{rb}$  - coefficient of tractive force which depends of the form of screw,  
 $\rho$  - air density,  
 $n$  - frequency of revolution of airscrew,  
 $D$  - diameter of airscrew.

Take on optimum values of  $\alpha_{rb} \approx 0.8$ ,  $\rho \approx 1.3 \text{ kg/m}^3$ ,  $D \approx 0.5 \text{ m}$ . Of the value of  $n$  depends value of kinematics index  $\lambda = \omega R/V = \pi n R / 30 V$ , or  $n = 30 \lambda V / \pi R$ , where  $V$  - speed of movement of aggregate,  $R$  - radius of airscrew.

Equating formulas (1) and (2), taking into account  $P_{rb}/2$  (we have two airscrews) and, putting  $n$ , after certain transformations will get:

Щоб запобігти зміщенню агрегату вниз по схилу, необхідно створити силу  $F_s$ , протилежну за напрямком і рівну за величиною силі  $F_{3M}$ .

Оскільки для вирішення цієї задачі нами запропонований пристрій у вигляді двох повітряних гвинтів, то протилежно до сили  $F_{3M}$  тут буде сила тяги  $P_{rb}$  повітряного гвинта, яка визначається за формулою:

де  $\alpha_{rb}$  – коефіцієнт сили тяги, що залежить від форми гвинта,  
 $\rho$  – густина повітря,  
 $n$  – частота обертання повітряного гвинта,  
 $D$  – діаметр повітряного гвинта.

Приймаємо оптимальні значення  $\alpha_{rb} \approx 0.8$ ,  $\rho \approx 1.3 \text{ кг/m}^3$ ,  $D \approx 0.5 \text{ м}$ . Від значення  $n$  залежить значення кінематичного показника  $\lambda = \omega R/V = \pi n R / 30 V$ , або  $n = 30 \lambda V / \pi R$ , де  $V$  – швидкість руху агрегату,  $R$  – радіус повітряного гвинта.

Прирівнюючи формули (1) і (2), з врахуванням  $P_{rb}/2$  (маємо два повітряних гвинти) і, підставляючи  $n$ , після певних перетворень отримаємо:

$$\lambda \approx \sqrt{\frac{mg(\sin \alpha - f \cos \alpha)}{700 \alpha_{ad} \rho V^2 R^2}}. \quad (3)$$

We accept the most optimum for all small aggregates speed of movement  $V \approx 0.4 \text{ m/s}$ .

Graph of dependence  $\lambda$  of  $\alpha$  for small aggregates with different mass given on Fig. 3. This dependence has curvilinear character.

Most interest for the case examined here have a small aggregates as a motoblock with agricultural instruments (ground milling cutter) by mass approximately

Приймаємо найбільш оптимальну для всіх малогабаритних агрегатів швидкість руху  $V \approx 0.4 \text{ м/с}$ .

Графік залежності  $\lambda$  від  $\alpha$  для малогабаритних агрегатів з різною масою поданий на рис. 3. Дано залежність має криволінійний характер.

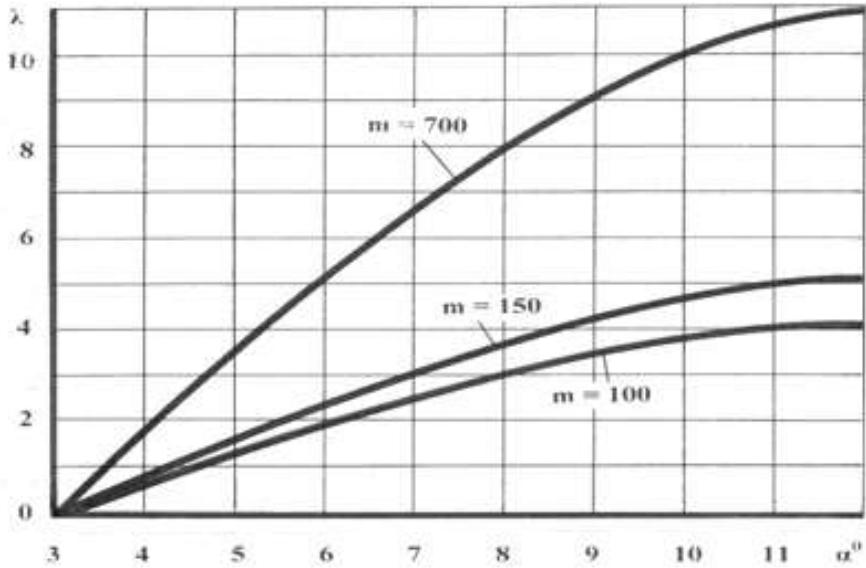
Найбільший інтерес для розглядуваного тут випадку мають малогабаритні агрегати у вигляді мотоблока з сільськогосподарським знаряддям

of 150 kg and 100 kg.

By the work on slopes with steepness of  $10^\circ$  it is necessary to set for these aggregates acceptable from the technical point of view  $\lambda$ , accordingly  $\lambda \approx 4.7$  and  $\lambda \approx 3.8$ .

(грунтувальна фреза) масою приблизно 150 кг і 100 кг.

При роботі на схилах крутістю  $10^\circ$  даним агрегатам необхідно задати прийнятне з технічної точки зору  $\lambda$ , відповідно  $\lambda \approx 4.7$  і  $\lambda \approx 3.8$ .



**Fig. 3 – Graph of dependence of kinematics parameter  $\lambda$  of the steepness of slope  $\alpha$  by different mass  $m$  (kg) of small aggregate/ Графік залежності кінематичного параметра  $\lambda$  від крутості схилу  $\alpha$  при різній масі  $m$  (кг) малогабаритного агрегату**

Will define power  $N$ , which is consumption on the rotation of airscrew, by the formula:

$$N = \beta_{ad} \rho n^3 D^5, \quad (4)$$

where  $\beta_{ad}$  - power-factor ( $\approx 1$ ).

For  $\alpha = 12^\circ$  and  $n \approx 1500$  rpm, we get  $N = 770$  W  $\approx$  0.8 kW. For two airscrews we have  $2 \cdot N \approx 1.6$  kW. For example, power of the known motoblock «Artaniya» is 3.7 kW, i. e. remains approximately 2 kW, that is sufficient for conduct of certain operation (for example, cultivating).

The great value has definition of physical force which expends the operator for achievement of course stability of the unit - motoblock with a milling cutter - with the stabilizing device and without it.

On fig. 4 dependence of value of force which expends the operator on operation of the unit are presented.

The analysis of graphs shows that by increase of a slope the force which try to displace the unit downhill increases and therefore the operator, who operates the unit, must increase also the force value on control handles of the motoblock.

By work of the unit without the stabilizing device on a slope of steepness to  $12^\circ$  operator must expends the force to 100 N, that is impermissible in accordance with safety precautions. Increase of the force with increase of the steepness of a slope is caused by the natural reasons as with increase of slope the cross component of mass of the unit which try to displace it downhill increases also.

Reduction of necessary force of operator is observed by work of the unit with the stabilizing device.

The given device allows to stabilize a movement direction and to raise stability of the unit on slopes, and also to correct this direction in case of its breaking.

Therefore the greatest force of operator, approximately of 40 N, which is applied only on slopes of

Визначимо потужність  $N$ , що витрачається на обертання повітряного гвинта, за формулою:

де  $\beta_{ad}$  – коефіцієнт потужності ( $\approx 1$ ).

Для  $\alpha = 12^\circ$  і  $n \approx 1500$  хв<sup>-1</sup>, отримуємо  $N \approx 770$  Вт  $\approx$  0,8 кВт. Для двох повітряних гвинтів маємо  $2 \cdot N \approx 1,6$  кВт. Наприклад, потужність відомого мотоблока «Артания» становить 3,7 кВт, тобто залишається приблизно 2 кВт, що є достатнім для проведення певної операції (наприклад, культивація).

Важливе значення має визначення фізичної сили, яку прикладає оператор для досягнення курсової стійкості агрегату - мотоблок з грунтовою фрезою – з стабілізуючим пристроєм і без нього.

На рис. 4 подані залежності величини сили, яку прикладає оператор по управлінню агрегатом.

Аналіз графіків показує, що при збільшенні кута схилу сила, що намагається змістити агрегат вниз по схилу, збільшується і тому оператору, що управляє агрегатом, доводиться також збільшувати величину сили на рукоятках управління мотоблока.

При роботі агрегату без наявності стабілізуючого пристрою на схилі крутізною до  $12^\circ$  оператору доводиться прикладати силу до 100 Н, що недопустимо згідно техніки безпеки. Збільшення сили з збільшенням крутості схилу викликано природними причинами, оскільки з збільшенням схилу зростає також бокова складова маси агрегату, яка намагається змістити його вниз по схилу.

Зменшення необхідної сили оператора спостерігається при роботі агрегату з стабілізуючим пристроєм.

Даний пристрій дозволяє стабілізувати напрямок руху і підвищити стійкість агрегату на схилах, а також коректувати цей напрямок у разі його порушення.

Тому найбільша сила оператора, приблизно 40 Н, що має місце лише на схилі  $12^\circ$ , необхідна тільки в

12°, is necessary in certain cases only.

At the same time the force, approximately of 100 N, by work without the stabilizing device it is necessary to apply often and it can't be exchanged with anything.

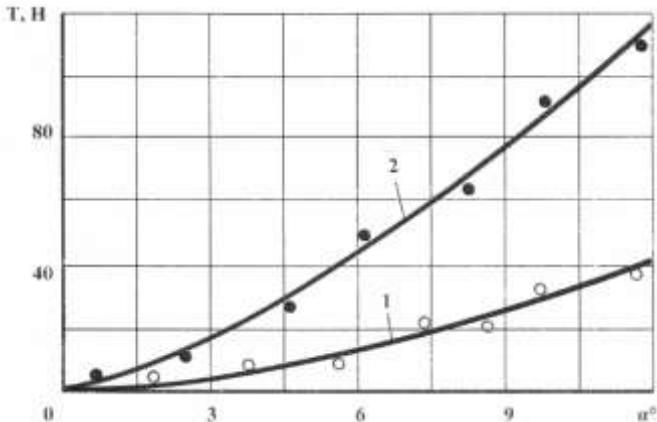


Fig. 4 – Graph of dependence of the force  $T$  on operation of the unit - motoblock with a milling cutter - of an angle of a slope  $\alpha$ : 1 - with stabilizing device; 2 – without stabilizing device/

Графік залежності сили  $T$  по управлінню агрегатом – мотоблок з ґрунтовою фрезою – від кута схилу  $\alpha$ : 1 – з стабілізуючим пристроям; 2 – без стабілізуючого пристроя

## CONCLUSIONS

Resulted higher analysis of work of stabilizing device with propellers to the motoblock by work on slopes allows to define a kinematics index, necessary tractive force and power of airscrew for prevention of slipping of small aggregate by work on slopes, dependence of the force on operation of the unit - the motoblock with a milling cutter - of an angle of a slope with stabilizing device and without it.

The method of calculation is conducted can be used as a separate method for calculations and as basis for subsequent researches of work of all aggregate.

## REFERENCES

- [1]. Blyum Y.B. and others (2010) - *Newest technologies of bioenergyconversion*, Agrar Media Group, 326 pg., ISBN 978-966-2424-13-3, Kiev;
- [2]. Mocanu V., Hermenean I. (2010) – *Experimental of researches concerning dynamics and energetic of two-wheel tractor – mover system*, INMATEH: Agricultural of engineering, ISSN 2068-4215, vol. 31, no. 2, pg. 90-95, Bucharest;
- [3]. Prishlyak V.M. (2005) – *Research of interaction on the slopes of stabilizing surfaces and soil*, Scientific bulletin NAU, ISBN 966-95105-6-2, № 92/2, c. 61-65, Kiev;
- [4]. Usenko M.V. (2000) – *Definition of forces operating on a disk which is plunged in soil*, Scientific bulletin NAU, ISBN 966-95105-6-2 № 33, pg. 318-323, Kiev;
- [5]. Usenko M.V. (2008) – *Research of interaction with soil of disk of stabilizing device by work on slopes*, Scientific collection «Mechanization and electrification of agriculture», NNC «IMESG», ISSN 0202-1927, № 92, pg. 133-139, Glevakha;
- [6]. Usenko M.V. (2010) – *To the question of stability of motoblock by work on slopes*, Scientific collection «Mechanization and electrification of agriculture», NNC «IMESG», ISSN 0202-1927, № 94, pg. 294-298,

певних випадках.

В той же час, силу оператора, приблизно в 100 Н, при роботі без стабілізуючого пристрою необхідно застосовувати часто і її не можна нічим замінити.



Fig. 5 – Motoblock with an airscrew with a milling cutter / Мотоблок з повітряним гвинтом з ґрунтовою фрезою

## ВИСНОВКИ

Наведений вище аналіз роботи стабілізуючого пропелерного пристрою до мотоблока при роботі на схилах дозволяє визначити кінематичний показник, необхідну силу тяги і потужність повітряного гвинта для запобігання сповзання малогабаритного агрегату при роботі на схилах, залежність сили по управлінню агрегатом – мотоблок з ґрунтовою фрезою – від кута схилу з стабілізуючим пристроям і без нього.

Приведена методика розрахунку може бути використана як окрема методика для проведення розрахунків і як основа для подальших досліджень роботи всього агрегату.

## БІБЛІОГРАФІЯ

- [1]. Блюм Я.Б. та ін. (2010) – *Новітні технології біоенергоконверсії*, Аграр Медіа Груп, 326 с., ISBN 978-966-2424-13-3, Київ;
- [2]. Mocanu V., Hermenean I. (2010) – *Experimental of researches concerning dynamics and energetic of two-wheel tractor – mover system*, INMATEH: Agricultural engineering, ISSN 2068-4215, vol. 31, no. 2, pg. 90-95, Bucharest;
- [3]. Пришляк В.М. (2005) – *Дослідження взаємодії на схилах стабілізуючих поверхонь та ґрунту*, Науковий вісник НАУ, ISBN 966-95105-6-2, № 92/2, с. 61-65, Київ;
- [4]. Усенко М.В. (2000) – *Определение сил, действующих на диск, погруженный в почву*, Науковий вісник НАУ, ISBN 966-95105-6-2, № 33, с. 318-323, Київ;
- [5]. Усенко М.В. (2008) – *Дослідження взаємодії з ґрунтом диска стабілізуючого пристрою при роботі на схилах*, Міжвід. темат. наук. збірник «Механізація та електрифікація сільського господарства», ННЦ «IMEСГ», ISSN 0202-1927, № 92, с. 133-139, Глеваха;
- [6]. Усенко М.В. (2010) – *До питання стійкості мотоблока при роботі на схилах*, Міжвід. темат. наук. збірник «Механізація та електрифікація сільського господарства», ННЦ «IMEСГ», ISSN 0202-1927,

Glevakha;

[7]. Zaligin O.G. and others (2000) – *Small mechanization in households and farmer economies*, Harvest, 368 pg., ISBN 5-337-01683-0, Kiev.

1927, № 94, с. 294-298, Глеваха;

[7]. Залигин О.Г. и др. (2000) – *Малая механизация в приусадебном и фермерском хозяйствах*, Урожай, 368 с., ISBN 5-337-01683-0, Киев.

# METHOD OF ESTIMATING THE SOIL RESISTANCE FORCE TO SOIL WORKING MACHINE PARTS WITH APPLICATIONS TO THE OPTIMIZATION OF WORKING REGIMES OF MACHINES USED IN HORTICULTURE

## METODA DE ESTIMARE A FORTEI DE REZISTENTA OPUSE DE SOL ACTIUNII ORGANELOR DE LUCRU ALE MASINILOR DE LUCRAT SOLUL CU APPLICATII IN OPIMIZAREA REGIMURILOR DE LUCRU ALE MASINILOR FOLOSITE IN HORTICULTURA

Ph.D. Stud. Eng. Nagy M.<sup>1)</sup>, Mat. Cardei P.<sup>1)</sup>, Ph.D. Stud. Eng. Cota C.<sup>1)</sup>, Ph.D. Eng. Fechete L.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>INMA Bucharest- Cluj Napoca branch, <sup>2)</sup>Technical University Cluj-Napoca

Tel/fax: 0264-418162, nagy@inma.ro

**Abstract:** The paper proposes a method of calculation of soil resistance force under the action of working parts of soil working machine, but also other machines performing particular soil operations. In order to substantiate this method, the authors use an idea shown in [1], where, such a method is exposed. The fundamental modification proposed by this paper consists in the method of calculation, which replaces the statistic relations and abstract interpolation for a realistic interpolation by a clear physical interpretation, using the method of the least squares.

Although it has been exemplified for a classic shape working part (tool of ridge performing machine MB4), the method can be applied also to estimating and optimizing analysis of working parts of certain digging machines or working parts of equipment of seedlings extracting from orchards, or, in general for agricultural machines designed to horticulture works (machines for superficially loosening the soil with elastic arrow type parts; machines with rotative parts for weeds mechanical control, machines for performing ridges for protecting shrubs against cold), obviously with little modifications of fixing devices on testing bench.

**Keywords:** resistance force, soil working parts, machines designed to horticulture

### INTRODUCTION

In [5] was presented a method of estimating the resistance force of soil working machines parts and optimizing their working regime. The above method uses a calculation exclusively based on mathematical statistics, interpolating the experimental data in order to obtain a minimum of resistance force.

The authors of this article have proposed, besides the modification of the calculation method the extending of this method use to classical parts of soil working machines in greenhouses and horticultural growing plantations and even to certain machine parts designed to particular operations in horticulture.

At a higher level, the tests can be useful for preparing and calibrating some working parts with which soil compacting maps in greenhouses and horticulture can be drawn up.[10].

The same stand can be used to assess the effects of vibration generated by the working bodies of the tillage machines to work the soil and displacement speed regime [4].

### MATERIALS AND METHOD

In order to perform this study objective, namely formulating a theoretical result starting from empirical numerical data, based on an acknowledged formula, result that can be used at improving soil working machines regime, we have started with the general formulation of forward resistance opposed to soil working machines.

**Rezumat:** Lucrarea propune o metoda de calcul a fortei de rezistenta a solului la actiunea organelor de lucru ale unor masini de lucrat solul dar si ale unor masini care efectueaza operatiuni speciale in sol. Pentru fundamentarea metodei autorii folosesc o idee expusa in [1], unde de asemenea este expusa o asemenea metoda. Modificarea fundamentala propusa in aceasta lucrare consta in modul de calcul, care inlocuieste relatiile statistice si interpolarea abstracta pentru o interpolare realista pe o forma cu interpretare fizica clara, folosind metoda celor mai mici patrate.

Deși exemplificată pentru un organ de lucru de formă clasă (scula mașinii de bilonat MB-4), metoda se poate aplica și la analiza estimativă și de optimizare pentru organe de lucru ale unor masini de săpat gropi sau a unor organe de lucru de pe dispozitive de extras puieți din livezi, sau, în general pentru mașini agricole destinate lucrărilor în horticultură (mașini pentru afanarea superficială a solului cu organe de lucru tip sageata elastică, mașini cu organe de lucru rotative pentru combaterea mecanică a buruienilor, mașini pentru realizarea musuroirii arbustilor sensibili la frig). Evident, cu mici modificări ale dispozitivelor de prindere în standul de testare.

**Cuvinte cheie:** forta de rezistenta, organe de lucrat solul, masini destinate horticulturii

### INTRODUCERE

In [5] s-a expus o metoda de estimare a fortei de rezistenta a organelor de lucru ale masinilor de lucrat solul si de optimizare a regimului de lucru al acestora. Metoda foloseste un mod de calcul bazat exclusiv pe statistica matematica, interpoland datele experimentale pentru a obtine un eventual minim al fortelei de rezistenta.

Autorii acestui articol propun, pe langa schimbarea metodei de calcul și extinderea utilizării metodei pentru organe de lucru clasice folosite la mașinile de lucrat solul în sere și pepiniere horticole și chiar la organe de lucru ale unor masini care sunt destinate unor operatiuni speciale, caracteristice culturilor horticole.

La un nivel superior, testele pe stand pot servi la pregătirea și calibrarea unor organe de lucru cu ajutorul cărora se pot întocmi hărți ale stării de compactare a solului în plantații horticole și sere, [10].

Același stand se poate folosi pentru evaluarea efectelor de vibrație generate de organele de lucru ale mașinilor de lucrat solul și de regimul de viteze de deplasare [4].

### MATERIALE ȘI METODA

Pentru a atinge obiectivul acestui studiu – formularea unui rezultat teoretic plecând de la date numerice de natură empirică grefate pe o formulă teoretică consacrată, rezultat care să poată fi folosit la îmbunătățirea regimului de lucru al mașinilor de lucrat solul în horticultură, am plecat de la cadrul general al problemei formulării rezistenței la înaintare opusă mașinilor de lucrat solul.

The physical dimensions involved in the mathematical model are shown in table 1. In [3], for calculating the plough resistance at traction it should begin with the formula:

Mărimile fizice implicate în modelul matematic sunt date în tabelul 1. În [3], pentru calculul rezistenței la tracțiune a plugului se pleacă de la formula:

**Table 1/Tabelul 1**  
Parametres or physical dimensions involved in mathematical model / Parametrii sau mărimile fizice implicate în modelul matematic.

Den. No./Nr.	Denomination / Denumirea	Notation / Notația	Measuring unit / Unitatea de măsură
1	Coefficient characterizing the soil specific resistance to stress/ Coeficient care caracterizează rezistența specifică la deformare a solului	$k$	N/m <sup>2</sup>
2	Coefficient depending on the surface form and soil properties / Coeficient care depinde de forma suprafeței și de proprietățile solului	$\varepsilon$	Kg/m <sup>3</sup>
3	Working depth / Adâncimea de lucru	$a$	m
4	Working width / Lățimea de lucru	$b$	m
5	Working speed / Viteza de lucru	$v$	m/s
6	Area of normal projection on the displacement direction of working part active surface / Aria proiecției normale pe direcția de deplasare a suprafeței active a organului de lucru	$A$	m <sup>2</sup>
7	Adjusting angle / Unghiul de reglaj	$\beta$	Radians / radiani
8	Part entering angle / Unghiul de atac al organului	$\alpha$	Radians / radiani
9	Angle between the support and working part element / Unghiul dintre partea suport și partea de lucru a organului	$\gamma$	Radians / radiani
10	Coefficient of friction steel-soil / Coeficient de frecare oțel - sol	$f$	-
11	Machine weight / Greutatea mașinii	$G$	N
12	Length of working part active element / Lungimea părții active a organului de lucru	$l$	m

$$R = fG + kab + \varepsilon abv^2 \quad (1)$$

In formula (1), according to [3],  $a$  and  $b$  are represented the dimensions of furrow sections. Taking into account the fact that the working part is symmetric to the plan perpendicular to normal plan of displacement direction (fig.1), instead of  $ab$  product, the area of entering section can be introduced, including the working depth, the working width and entering angle, subsequently expressed by the adjusting angle between the support element and active element of working part:

În formula (1), după [3],  $a$  și  $b$  reprezintă dimensiunile secțiunilor brazdei. Ținând seama că se lucrează cu un organ de lucru cu simetrie față de planul perpendicular pe planul normal la direcția de deplasare (fig. 1), în loc de produsul  $ab$ , se poate introduce aria secțiunii de atac, care include adâncimea de lucru, lățimea de lucru și unghiul de atac, exprimat ulterior prin unghiul de reglaj și unghiul dintre partea de suport și partea activă a organului de lucru:

$$A = lb \sin \alpha = lb \sin \left( \beta + \gamma - \frac{\pi}{2} \right) \quad (2)$$



**Fig. 1 - Working scheme of bench designed to obtain the numerical data, scheme and picture of working part /**  
**Schema de lucru a standului folosit pentru obținerea datelor numerice, schema și fotografia organului de lucru:**  
1 – data acquisition system/sistem achiziție date, 2–vertical driving shaft/ arbore de antrenare vertical, 3 – tool port/ portsculă,  
4 –driving cross/ cruce de antrenare, 5 –force transducer/ traductor de forță.

## RESULTS

The tests performed on the bench in figure 1 with the tool of machine for performing ridges MB4 as working part have resulted in values shown in tables 2 and 3. In experimental tests, the working depth  $a$ , and entering angle  $\alpha$  through the agency adjusting angle  $\beta$ , as well as the working speed  $v$  were varied.

The first statistic processings have emphasized unexpected aspects. The correlation between the row of

## REZULTATE

Experimentele sau testele efectuate pe standul din fig. 1, cu scula mașinii de bilonat MB-4 pe post de organ de lucru a condus la o serie de rezultate care apar în tabelele 2 și 3. În teste experimentale s-au variat adâncimea de lucru,  $a$ , unghiul de atac,  $\alpha$ , prin intermediul unghiului de reglaj,  $\beta$ , precum și viteza de lucru,  $v$ .

Primele prelucrări statistice pun în evidență aspecte așteptate. Corelația dintre sirul forțelor măsurate și

measured forces and relevant working depth has a great value, 0.933; therefore the resistance force mostly depends on the working depth. But, the resistance force can not be correlated very well with the entering angle (the value of correlation between the resistance force and whatever of these angles is of -0.158). Although the number of working speed performed is small and it is not necessary to consider the relation between force and speed, a forced calculation shows that these dimensions, at least for these small values of displacement speed are not correlated.

The graphical image of working depth dependence on adjusting angle (fig.2 a) shows a maximum of  $20^\circ$  for working speed. For each mechanical adjustment (holes 2, 3 or 4), the curve of working depth depending on adjusting angle has practically the same form. This result was expected to be obtained, because the bond between the two phenomena is mechanically determined (the bench mechanism).

adâncimile de lucru corespunzătoare are o valoare foarte mare, 0,933, prin urmare forța de rezistență este puternic dependentă de adâncimea de lucru. În schimb forța de rezistență nu pare a fi corelată foarte bine cu unghiul de reglaj, respectiv cu unghiul de atac (valoarea corelației dintre forță de rezistență și oricare dintre aceste două unghiuri este -0,158). Deși numărul vitezelor de lucru realizate este mic și nu are sens să considerăm corelația dintre forță și viteză, totuși un calcul forțat arată că aceste mărimi, cel puțin pentru aceste viteze mici ale vitezei de deplasare, nu sunt corelate.

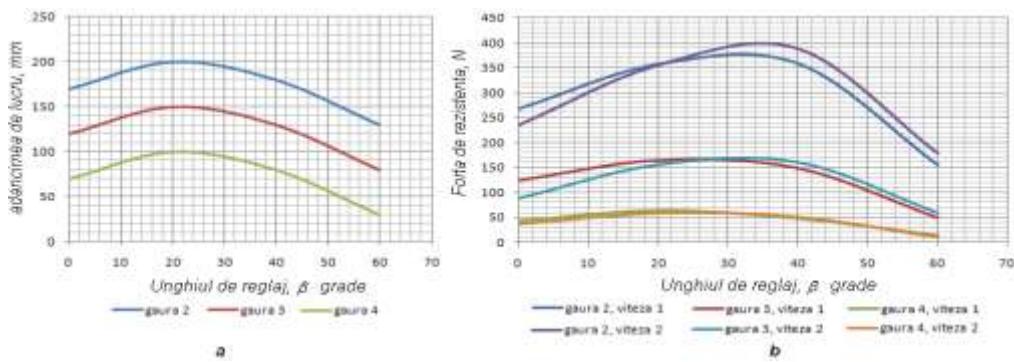
Reprezentarea grafică a dependenței adâncimii de lucru de unghiul de reglaj (fig. 2, a) arată că aceasta are undeva în jurul valorii de  $20^\circ$ , un maximum. Pentru fiecare reglaj mecanic (găurile 2, 3 sau 4), curba de dependență a adâncimii de lucru de unghiul de reglaj are practic aceeași formă. Acest rezultat era așteptat deoarece legătura între cele două fenomene este determinată mecanic (mecanismul standului).

**Force in N measured at the sensor, for speed  $v=0.43$  m/s /  
Forță în N măsurată la senzor, pentru viteză  $v_1=0,43$  m/s**

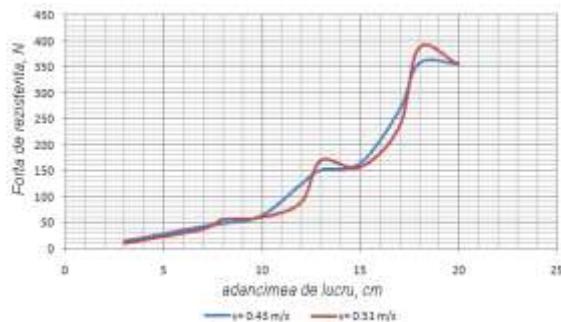
<b>Set of measurements/ Set I măsurători</b>				
	$\beta = 0^\circ$	$\beta = 20^\circ$	$\beta = 40^\circ$	$\beta = 60^\circ$
Maximum depth( the 2-nd upper hole of the tool port) / Adâncimea maximă (the 2-a gaura de sus de pe port scula)	305	352	350	151
	a=170mm	a=200mm	a=180mm	a=130mm
Average depth (the 3-rd upper hole) / Adâncimea medie (a 3-a gaura de sus)	159	196	150	49
	a=120mm	a=150mm	a=130mm	a=80mm
Minimum depth (the 4-th upper hole) / Adâncimea minimă (a 4-a gaură de sus)	53	74	52.5	20.4
	a=70mm	a=100mm	a=80mm	a=30mm
<b>Set of measurements II / Set II măsurători</b>				
Maximum depth (a 2-a upper hole of the tool port) / Adâncimea maximă (a 2-a gaură de sus de pe port scula)	229	361	365	158
	a=170mm	a=200mm	a=180mm	a=130mm
Average depth (the 3-rd upper hole) / Adâncimea medie (a 3-a gaură de sus)	89	133	147	48
	a=120mm	a=150mm	a=130mm	a=80mm
Minimum depth (the 4-th upper hole) / Adâncimea minimă (a 4-a gaură de sus)	32	53	43	7.4
	a=70mm	a=100mm	a=80mm	a=30mm

**Force in N measured at the sensor, for speed  $v_2=0.51$  m/s /  
Forță în N măsurată la senzor, pentru viteză  $v_2=0.51$  m/s**

<b>Set I of measurements / Set I masuratori</b>				
	$\beta = 0^\circ$	$\beta = 20^\circ$	$\beta = 40^\circ$	$\beta = 60^\circ$
Maximum depth (the 2-nd upper hole of the tool port) / Adâncimea maximă (a 2-a gaură de sus de pe port scula)	250	370	410	200
	a=170mm	a=200mm	a=180mm	a=130mm
Average depth (the 3-rd upper hole) / Adâncimea medie (a 3-a gaură de sus)	89	165	164	68
	a=120mm	a=150mm	a=130mm	a=80mm
Minimum depth (the 4-th upper hole) / Adâncimea minimă (a 4-a gaură de sus)	48.8	61	55	9.6
	a=70mm	a=100mm	a=80mm	a=30mm
<b>Set II of measurements / Set II masuratori</b>				
Maximum depth (the 2-nd upper hole of the tool port) / Adâncimea maximă (a 2-a gaură de sus de pe port scula)	220	340	365	157
	a=170mm	a=200mm	a=180mm	a=130mm
Average depth (the 3-rd upper hole) / Adâncimea medie (a 3-a gaură de sus)	88.2	148	158	50
	a=120mm	a=150mm	a=130mm	a=80mm
Minimum depth (the 4-th upper hole) / Adâncimea minimă (a 4-a gaură de sus)	25	58	48	9.5
	a=70mm	a=100mm	a=80mm	a=30mm



**Fig. 2** - Variation of working depth and average resistance force according to adjusting angle /  
Variatia cu unghiul de reglaj, a adâncimii de lucru și forței medii de rezistență



**Fig. 3** - Variation of resistance force along with working depth for the two working speeds performed /  
Variatia forței de rezistență cu adâncimea de lucru, pentru cele două viteze de lucru realizate.

As the entering angle,  $\alpha$ , is related to the adjustment angle  $\beta$ , through a linear relation, (2), the dependence of working depth and resistance force are of the same type and lead to the same conclusions, except a translation of  $38^\circ$ . Therefore, it results that the maximum of the resistance force is not determined by the soil properties or entering angle, but by the increasing of working part active surface, respectively the working depth. An other important conclusion is that referring to maximum values of resistance force which do not appear all at the same adjusting angle (entering angle), but are clearly shifted (fig. 2, b). One can notice that the working speed produces little but visible effects, even the translation of maximum points. The direct variation of resistance force according to working depth, for the two speeds performed represented graphically in fig. 3, shows that the resistance force increases along with the working depth, even though there are small points where extreme conditions (insignificant) could be obtained. On the other hand, we can notice that the speed difference is insignificant. We can see that the working depth and the force of resistance are very well corelated.

In order to estimate the working part resistance force to soil, the authors propose a classic soil resistance to deformation, based on the method described in [5], proposed by Goreacikin, according to [3] or [2], the formula parameters being explained in table 1.

$$R = kA + \varepsilon Av^2 \quad (3)$$

We have eliminated the term of formula [3], given by the plough weight and friction in supporting points, aspects which do not appear when simulating on bench. The experimental data obtained on the testing bench described in [5] for rather a simple working part, but with a large application area, are given in tables 2 and 3. These experimental data are used to determine the model constants,  $k$  and  $\varepsilon$ . Controlling strictly the geometrical characteristics (working depth and width and the angle of clearance of setting angle, depending on the relevant part

Deoarece unghiul de atac,  $\alpha$ , este legat de unghiul de reglaj  $\beta$ , printr-o relație liniară, (2), dependența adâncimii de lucru și a forței de rezistență de unghiul de atac este de același tip și conduce la aceleași concluzii, abstracție făcând de o translație de  $38^\circ$ . Ca o concluzie importantă rezultă că maximumul forței de rezistență nu este determinat de proprietățile solului sau de unghiul de atac, ci de creșterea suprafeței active a organului de lucru, respectiv a adâncimii de lucru. O altă concluzie interesantă este aceea că maximele forței de rezistență apar nu toate la același unghi de reglaj (atac) ci sunt clar decalate (fig. 2, b). Se observă că viteza de lucru produce efecte mici, dar vizibile, chiar translatărea punctelor de maximum. Variația directă a forței de rezistență cu adâncimea de lucru, pentru cele două viteze de lucru realizate, reprezentată grafic în fig. 3, arată că forța de rezistență crește cu adâncimea de lucru, chiar dacă există mici puncte în care aparent s-ar realiza condiții de extrema (nesemnificative). Pe de altă parte se observă că diferența de viteză este nesemnificativă. Se poate constata că adâncimea de lucru și forța de rezistență sunt foarte bine corelate și pe această cale.

Pentru estimarea forței de rezistență opusă de sol organului de lucru, autori propun, pe scheletul metodei descrise în [5], o formula clasică de rezistență la deformare a solului, formula propusă de Goreacikin, conform, de exemplu cu [3] sau [2], parametrii formulei fiind explicitați în tabelul 1.

Am eliminat termenul formulei din [3], dat de greutatea plugului și frecarea în punctele de sprijin, aspecte care la simularea pe stand nu apar. Datele experimentale obținute pe standul de testare descris în [5] pentru un organ de lucru destul de simplu dar de o mare generalitate ca sferă de aplicație, sunt date în tabelele 2 și 3. Aceste date experimentale sunt folosite în scopul determinării constantelor de model,  $k$  și  $\varepsilon$ . Controland strict caracteristicile geometrice (adâncimea și lățimea de lucru și unghiul de așezare sau atac, după felul organului), se

type), the area of normal protection is strictly controlled on the machine forward direction, and the driving speed is also monitored.

By means of these data, using the least squares method, we can determine the constants  $k$  and  $\varepsilon$  minimizing the functional:

$$F(k, \varepsilon) = \sum_{i=1}^N kS_i + \varepsilon S_i v^2 - F_i^2 \quad (4)$$

For formula (3) and functional (4), using the experimental data from tables 2 and 3, a negative value is obtained for  $\varepsilon$ , which has not a physical sense, so that taking in consideration the second term in formula (3), at least for the small values of working speed performed, is not advised. Therefore, we renounce to this term too and keep only the term given by the soil deformation resistance. In this case, it is obtained  $k = 106225 \text{ N/m}^2$ . This value frames within the values range of the coefficient given by [3], [9] or [2]. We even tried the complete formula of Goreacikin, which contains also the term of friction. Like the first variant, this one led to negative values both for coefficient  $\varepsilon$ , and coefficient of friction, which has no physical meaning.

In conclusion, the best approximating formula, based on many decennies of experience in calculation of resistance at soil working machines is (3) reduced at the form:

$$R = kab = klb \sin \alpha \quad (5)$$

## RESULTS

As the entering angle,  $\alpha$ , is related to the adjustment angle  $\beta$ , by a linear relation, (2), dependence of working depth and resistance force on the entering angle are of the same type and lead to the same conclusions, leaving aside a translation of  $38^\circ$ .

As an important conclusion, it results that the maximum of resistance force is not determined by the soil properties or the entering angle, but by the increasing of active surface of working part, respectively the working depth. At the same time, the maximum values of resistance force do not appear all at the same adjustment angle (entering angle), but are clearly staggered (fig. 2, b). It can be noticed that the working speed produces small but visible effects, even the translation of maximum points. The direct variation of resistance force along with working depth, for the two working speeds performed, graphically represented in fig. 3, shows that the force of resistance increases along with working depth, even though there are certain points where extremum (not significant) conditions could be performed./ On the other hand, the difference of speed is not important. It can be found that working depth and resistance force are very well correlated, this way.

## CONCLUSIONS

The estimation of model parameters for a working part using the testing bench in fig. 1, allows to assess their performances in different types of soils with different compaction levels and humidity degrees. This way, the optimization of working regimes of soil working machines endowed with different working parts can be tested. Viewing the bench size, should be tested especially the working parts designed to greenhouse, vegetable or horticulture works.

The working speed, at least at the performed values, has an insignificant importance for the resistance force. For emphasizing the component depending on the displacement speed of resistance force it should perform big working speeds, over 4 – 5 m/s. For the starting investments it is recommended to use a sandy soil in order to emphasize the component above.

controlă strict aria proiecției normale pe direcția de înaintare a mașinii, iar viteza de înaintare este, de asemenea strict controlată.

Cu aceste date, folosind metoda celor mai mici patrate, se determină constantele  $k$  și  $\varepsilon$  minimizând funcționala:

Pentru formula (3) și funcționala (4), folosind datele experimentale din tabelele 2 și 3, se obține pentru  $\varepsilon$  o valoare negativă, ceea ce nu are sens fizic, astfel încât considerarea termenului al doilea în formula (3), cel puțin la valorile mici ale vitezei de lucru realizate, nu este indicată. Pentru acest motiv, se renunță și la acest termen și rămâne numai termenul dat de rezistență la deformare a solului. În acest caz se obține  $k = 106225 \text{ N/m}^2$ . Această valoare se încadrează în intervalul de valori al acestui coeficient dat de [3], [9] sau [2]. Am încercat chiar și formula completă a lui Goreacikin, care conține și termenul de frecare. Ca și prima variantă acesta a condus la valori negative atât pentru coeficientul  $\varepsilon$ , cât și pentru coeficientul de frecare, ceea ce nu are semnificație fizică.

Ca urmare, cea mai bună formulă de aproximare, cu suport fizic bazat pe experiența de multe decenii în calculul rezistenței la mașinile de lucrat solul, este (3) redusă la forma:

## REZULTATE

Deoarece unghiul de atac,  $\alpha$ , este legat de unghiul de reglaj  $\beta$ , printr-o relație liniară, (2), dependența adâncimii de lucru și a forței de rezistență de unghiul de atac este de același tip și conduce la aceleași concluzii, abstractie făcând de o translație de  $38^\circ$ .

Ca o concluzie importantă rezultă că maximumul forței de rezistență nu este determinat de proprietățile solului sau de unghiul de atac, ci de creșterea suprafeței active a organului de lucru, respectiv a adâncimii de lucru. O altă concluzie interesantă este aceea că maximele forței de rezistență apar nu toate la același unghi de reglaj (atac) ci sunt clar decalate (fig. 2, b). Se observă că viteza de lucru produce efecte mici, dar vizibile, chiar translatărea punctelor de maximum. Variația directă a forței de rezistență cu adâncimea de lucru, pentru cele două viteză de lucru realizate, reprezentată grafic în fig. 3, arată că forța de rezistență crește cu adâncimea de lucru, chiar dacă există mici puncte în care aparent s-ar realiza condiții de extremum (nesemnificative). Pe de altă parte se observă că diferența de viteză este nesemnificativă. Se poate constata că adâncimea de lucru și forța de rezistență sunt foarte bine corelate și pe această cale.

## CONCLUZII

Estimarea parametrilor de model pentru un organ de lucru, folosind standul de testare din fig. 1, permite evaluarea performanțelor acestora în diverse tipuri de sol cu diferite grade de compactare și la diferite umidități. Se poate încerca pe această cale optimizarea sau îmbunătățirea regimurilor de lucru ale mașinilor de lucrat solul echipate cu diverse organe de lucru. Datorită capacitații standului se recomandă în mod deosebit acele organe de lucru destinate lucrărilor în sere, legumicultură sau horticultură.

Viteza de lucru, cel puțin la valorile realizate, are o importanță nesemnificativă pentru forța de rezistență. Pentru a pune eventual în evidență componenta dependentă de viteza de deplasare a forței de rezistență, este necesară realizare unor viteze de lucru mari, peste 4 – 5 m/s. Pentru investigații de început se recomandă folosirea unui sol nisipos sau foarte ușor în scopul punerii în evidență a componentei dependentă de viteza de deplasare a forței de rezistență.

We must take into account that the resistance force determined is an upper limit per working part, namely that, if a soil working machine uses many working parts of the same type, placed differently, the soil deformation resistance coefficient will decrease.

The resistance force dependence on the working depth or entering angle are interdependent, as these elements are closely bound by the working process geometry. The problem can be tackled and keeping one of variables constant and varying the other the experience will confirm the results already known.

The bench should be used for finding the best working regimes according to the soil type and its humidity, starting from studies of [11] or [1] type.

At the same time, for soil uniformity(homogeneity and isotropy), for an easy and rapid recovery after each test, for facilitating the obtaining of an appropriate humidity and focussing on the dependence of resistance force displacement speed, different types of sand should be used.

The same stand can be used, in another variant for studying the stability of working parts batteries, especially the asymmetrical ones, starting from [9]. At the same time, the behaviour of certain soil working machines, not so frequent, may be studied, such as those endowed with springs as working parts support [7], [8].

## REFERENCES

- [1]. Keller T. (2004) - *Soil Compaction and Soil Tillage - Studies in Agricultural Soil Mechanics*, Doctoral thesis, Swedish University of Agricultural Sciences Uppsala, Acta Universitas Agriculturae Suecie, Agraria 489;
  - [2]. Krasnicenko A.V. (1964) - *Manual of agricultural machinery manufacturer*, Editura Tehnică, Bucharest;
  - [3]. Letosnev M.N. (1959) - *Agricultural machinery*, Editura Agro-Silvică de Stat;
  - [4]. Mahmood H. F., Subhi Q. A., Hussein E. K., (2011) - *Comparison of Vibrations, Tillage Depths and soil for Moldboard and Disk Plows at Three Tillage Speeds*, Asian Journal of Agricultural Research, 5:90-97
  - [5]. Nagy E.M., Fechete L.V., Coța C., Stănilă S., Herak D., (2010) - *Researches on determination of drag force of the active tillage tools from the ridging equipment MB-4, in laboratory conditions INMATEH*, vol. 32.
  - [6] Paraschiv G., Maican E., Paraschiv I., Bucur D. (2007) - *Study on stability at work for tillage aggregates*, Agronomical Researches in Moldova, Year XXXX, Vol. 2(130);
  - [7]. Soeharsono, P., Radite A., S., Tineke M., Waan H., Asep S. (2011) - *The influence of elastic springs and spring orientation on the draft force during tillage operation*, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, vol. 6, no. 5:56-60;
  - [8]. Soeharsano and Radite PA Setiawan, (2010) - *Analytical study of self-excited vibration on single degree of freedom vibratory – tillage*, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, vol. 5, no. 6:61-66;
  - [9]. Șandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiasa V. (1983) - *Exploitation of agricultural equipment*, Editura Didactică și Pedagogică, Bucharest;
  - [10]. Van Bergeijk J., Goense D., Seelman L. (2001) - *Soil tillage resistance as a tool to map soil type differences*, Journal of agricultural engineering research, vol. 79, n° 4, pp. 371-387;
  - [11]. Vilde A.,(2003)-*The impact of soil moisture and composition on its properties and energy consumption of tillage*, TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, Volume III. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. Lublin, Poland, 249 – 255.
- Trebuie să se țină seama că forța de rezistență astfel determinată este o limită superioară pe organ de lucru în sensul că dacă o mașină de lucrat solul operează cu mai multe organe de lucru de același tip, dispuse în diverse moduri, coeficientul de rezistență la deformare a solului va scădea.
- Dependența forței de rezistență de adâncimea de lucru sau de unghiul de atac sunt interdependente, deoarece aceste mărimi sunt legate una de alta prin geometria procesului de lucru. Se poate aborda problema și înțând una dintre variabilele constantă și variind-o pe cealaltă, experiența însă va confirma cele deja cunoscute.
- Se recomandă folosirea standului pentru căutarea regimurilor optime de lucru funcție de tipul de sol și de umiditatea acestuia, pornind, de exemplu, de la studii de tipul [11] sau [1].
- De asemenea, pentru uniformitatea (omogenitatea și izotropia) solului, pentru o ușoară și rapidă refacere după fiecare test, pentru o realizare mai simplă a umidității dorite și o mai facilă punere în evidență a dependenței de viteza de deplasare a forței de rezistență, se recomandă folosirea în stand a diverselor tipuri de nișpi.
- Același stand folosit pentru studiul forței de rezistență al organelor de lucru se poate folosi, eventual într-o variantă la scară superioară, pentru studiul stabilității unor baterii de organe de lucru, în special cele nesimetrice, pornind eventual de la [9]. Totodată se pot studia comportamentele unor soluții pentru mașinile de lucrat solul, mai puțin întâlnite, cum sunt cele prevăzute cu arcuri pe post de suporti ai organelor de lucru, [7], [8].

## BIBLIOGRAFIE

- [1]. Keller T. (2004) - *Compactarea și pregătirea solului – Studii privind mecanica agricolă a solului*, Teză de doctorat Universitatea de Științe Agricole Uppsala, Suedia, Acta Universitas Agriculturae Suecie, Agraria 489;
- [2]. Krasnicenko A.V. (1964) - *Manualul constructorului de mașini agricole*, Editura Tehnică, București;
- [3]. Letosnev M. N. (1959) - *Mașini agricole*, Editura Agro-Silvică de Stat;
- [4]. Mahmood H. F., Subhi Q. A., Hussein E. K., (2011) – *Compararea vibrațiilor, adâncimea de lucru pentru plugurile cu cormană și discuri la treapta a treia de viteză* , Asian Jurnalul Cercetării agricole din Asia, 5: 90-97.
- [5]. Nagy E.M., Fechete L.V., Coța C., Stănilă S., Herak D., (2010) - *Cercetări privind determinarea forței de rezistență la înaintare a organelor active de lucru de la mașina de bilonat MB-4, în condiții de laborator*, INMATEH, vol. 32.
- [6]. Paraschiv G., Maican E., Paraschiv I., Bucur D., (2007) - *Studiul stabilității în lucru pentru agregatele de prelucrat solul*, Cercetări Agronomice în Moldova, Anul XXXX, Vol. 2(130);
- [7]. Soeharsono, P., Radite A., S., Tineke M., Waan H., Asep S. (2011) - *Influența arcurilor elastice și a orientării arcurilor asupra forței de tragere în timpul operației de lucrat solul*, ARPN Jurnalul de Inginerie și Științe Aplicate of Engineering and Applied , vol. 6, nr. 5:56-60;
- [8]. Soeharsano and Radite PA Setiawan (2010) - *Studiul analitic al vibrației de autoexcitație asupra gradului de libertate vibratoare în operația de lucrat solul*, ARPN Jurnalul de Inginerie și Științe Aplicate of Engineering and Applied , vol. 5, nr. 6:61-66;
- [9]. Șandru A., Popescu S., Cristea I., Neculăiasa V. (1983) - *Exploatarea utilajelor agricole*, Editura Didactică și Pedagogică, București;
- [10]. Van Bergeijk J., Goense D., Seelman L. (2001) – *Rezistența solului la lucrările de arat, pentru a concepe o hartă a diferențelor tipuri de sol*, Jurnalul de Inginerie și Științe Aplicate of Engineering and Applied , vol. 79, nr. 4, pg. 371-387.
- [11]. Vilde A.,(2003)-*Impactul umidității și compozitiei solului asupra proprietăților sale și consumului de energie la lucrările solului*, TEKA Comisia de Motorizare și Energie Industria în Agricultură, Volumul III. Academia Poloneză de Științe. Lublin, Poland, 249 – 255.

## INFLUENCE OF OBLIQUE TRACTION ON TRACTION PERFORMANCES OF A WHEELED TRACTOR ON DIFFERENT SOIL SURFACES

### UTICAJ KOSE VUČE NA VUČNE KARAKTERISTIKE TRAKTORA TOČKAŠA NA RAZLIČITIM ZEMLJIŠNIM PODLOGAMA

**Assist. MSc. Eng. Simikić M., Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Savin L., Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Tomić M.,**

**Assist. MSc. Dedović N., Assoc. Prof. Ph.D. Matić-Kekić S.**

- Faculty of Agriculture, University of Novi Sad, Serbia, -

Tel: +381214853301; E-mail: simikic@polj.uns.ac.rs

**Abstract:** Oblique traction is a consequence of badly attached implement, that is, when directions of drawbar force and resistance of the implement are at certain angle with respect to the traction force and longitudinal axis of tractor. This paper presents research on the influence of oblique traction on the traction performances of a wheeled tractor on different types of soil surfaces. The influence of oblique traction on the drawbar power and drawbar force of a wheeled tractor was investigated on unplowed and plowed stubble. It was discovered that at central traction on unplowed stubble wheeled tractor realized the greatest drawbar power and drawbar force. By increasing the angle of oblique traction tractor's drawbar power reduced. It was also determined that oblique traction affected the traction performances of a wheeled tractor more on soft and loose soil surfaces (plowed stubble).

**Keywords:** tractor, oblique traction, drawbar power, drawbar force, soil surface.

### INTRODUCTION

The word 'tractor' is derived from the word 'traction'. A farm tractor can be defined as a machine developed for solving the traction problems in agricultural applications [1].

Tractor power is utilized by transmitting the engine power through drive wheels, resulting in the traction which provides the drawbar power necessary for draught implements, then through the power take-off shaft and the hydraulic system which provides mobile support for the attached implements.

Unfortunately, out of these principal ways the least efficient and most used method is the drawbar. Engine power can be converted to drawbar power only if the drive wheels develop traction [5]. A tractor should overcome the work resistance of its implement by using as much engine power as possible with minimum fuel consumption.

Increase in the price of oil and oil derivatives in the world market has forced the farmers and researchers to try to reduce the amount of money earmarked for fuel and to discover environmentally friendly solutions.

Mutual goal is to increase the power efficiency of tractors. This is the focus of attention of many tractor manufacturers who are trying to produce the tractors which would have most favorable fuel consumption characteristics.

Still, there are also ways of improving the power efficiency of both old and new tractors, which would consequently save money for fuel and maintenance and would provide longer utilization.

Tractors involved in agrotechnical operations with towed implements use the energy of fuel to a very small degree. When used under optimal working conditions, tractor and implement can ensure efficient and economical work during which maximum productivity and minimum fuel consumption can be achieved [7].

**Rezime:** Kosa vuča traktora nastaje kao posledica lošeg prikopčavanja priključne mašine za traktor, odnosno ukoliko se pravac sile na poteznici i pravac otpora priključne mašine nalaze pod nekim uglom u odnosu na silu vuče i poduznu osu traktora. U ovom radu istražen je uticaj kose vuče na vučne mogućnosti traktora točkaša na različitim zemljишnim podlogama. Posmatran je uticaj kose vuče na snagu vuče i silu vuče traktora točkaša na nepooranoj i pooranoj strnjici. Utvrđeno je da je traktor najveću snagu vuče i silu vuče ostvario pri centralnoj vuči na nepooranoj strnjici. Povećanjem ugla kose vuče smanjivala se snaga vuče traktora. Utvrđeno je da na mekšim i rastresitijim zemljишnim podlogama (poorana strnjika) kosa vuča ima veći uticaj na vučne mogućnosti traktora točkaša.

**Ključne reči:** traktor, kosa vuča, snaga vuče, sila vuče, zemljiska podloga.

### UVOD

Reč „traktor“ nastala je od reči „vuča“. Poljoprivredni traktori mogu se definisati kao mašine namenjene za rešavanje problema vuče u poljoprivrednoj proizvodnji [1].

Korisna snaga traktora prenosi se od motora do pogonskih točkova gde se realizuje vuča, koja obezbeđuje snagu na poteznici neophodnu za vuču priključnih mašina, zatim do priključnog vratila traktora i hidrauličnog sistema koji omogućava pogon, nošenje i upravljanje priključnim mašinama.

Nažlost, najmanja efikasnost ostvaruje se pri prenosu snage na priključnu mašinu preko poteznice traktora. Snaga motora može se konvertovati u snagu na poteznici traktora jedino ako pogonski točkovi realizuju vuču u kontaktu sa podlogom [5]. Traktor treba da savlada radne otpore priključne mašine, a da se pri tome maksimalno iskoristi snaga motora i što manje goriva utroši.

Rast cena nafte i nafnih derivata na svetskom tržištu podstiče sve veći broj poljoprivrednika, farmera i istraživača, koji se bave ovom problematikom na iznalaženje načina za smanjenje izdvajanja za gorivo i zaštitu životne sredine.

Svi se slažu u tome da bi trebalo povećati energetsku efikasnost traktora. Proizvođači traktora takođe posvećuju veliku pažnju ovom problemu, tako da proizvode traktore sa sve većim stepenom iskorišćenja goriva.

Međutim, bilo da je traktor nov ili star, postoje mnoge mere koje korisnici mogu primeniti da bi povećali njegovu energetsku efikasnost, a samim time uštedeli novac na gorivu, održavanju i dužem korišćenju.

Traktori koji obavljaju agrotehničke operacije vučenim mašinama imaju veoma malo iskorišćenje energije goriva. Kada se traktor i priključna mašina koriste u optimalnim radnim uslovima, može se obezbediti efikasan i ekonomičan rad, tokom kojeg se postiže maksimalna produktivnost i minimalna potrošnja goriva [7].

Fuel consumption is influenced by the losses present in the engine itself, in the transmission from the engine to the wheels, and in the wheels. The ability to provide draft to pull various types of implements is a primary measure for the effectiveness of a tractor [4].

Drawbar work is defined as moving a weight or a force over a distance. The worth of a tractor is measured by the amount of work that can be accomplished and the cost associated with task completion. Drawbar power is defined as a result of drawbar force and actual velocity. An ideal tractor would convert all fuel energy into useful work at the drawbar (drawbar power). However, due to the power losses, not all fuel energy is converted into useful work [3]. The results show that 20-55% of available power of wheeled tractors is lost in wheels-soil surface contact [2]. It is, therefore, of great importance to investigate the influential factors which might improve tractive performance of tractors.

The efficiency of a traction system where tractive force is transferred onto the attached unit via drawbar is expressed by the power delivery efficiency of a tractor [11].

Traction performance is influenced by numerous factors such as: type and condition of soil, mass and distribution of load, tire type and pressures [8], [10], and the way an implement is attached [9].

A tractor is properly aggregated with an implement when the traction line and soil resistance line coincide on the implement. Otherwise, eccentric and oblique drawbar force would occur [9].

Oblique traction is a consequence of offset position of implement. Tractor operates in the regime of oblique traction only when the resistance direction of the implement are at certain angle with respect to the tractor traction line and longitudinal axis of a tractor.

Operating the tractor under conditions of oblique traction leads to an increased slippage of driving wheels, greater fuel consumption and worn out tractor parts, which directly increases the production cost and decreases the economic power of farmers [9].

Considering the significance of the above mentioned problem, further research is necessary in order to determine the influence of oblique traction on tractor traction performances on different types of soil surfaces.

## MATERIAL AND METHOD

The influence of oblique traction on traction characteristics of the tractor was determined by examining the drawbar power according to OECD test code 2 and standard ISO 789-9:2002, which were adapted for the testing performed in field conditions [6]. Testing the traction in the field always requires a way to apply the load onto the test tractor. It is preferable to use a second tractor in a combination with the implement [11].

Measuring of the oblique traction influence on traction characteristics of a wheeled tractor was carried out with four-wheel-drive tractor with smaller wheels in front and built in engine with power of 99 kW.

The tested tractor had power shift transmission with no interruption of power flow and it was equipped with 14.9-28 front tires and 18.4R38 rear tires. Front and rear tire pressures were 2 and 1.9 bars, respectively.

Tractor weighed 6210 kg, out of which 41% was on the front axle and 59% on the rear axle. Distance between the axles was 2650 mm.

Oblique traction influence on traction characteristics of the tractor was tested by measuring the drawbar force, velocity and wheel slippage. The testing was conducted under simulated work conditions which were typical for

Na potrošnju goriva utiču gubici u samom motoru, zatim u prenosu snage od motora do točkova, kao i u kontaktu točkova i podloge. Sposobnost traktora da obezbedi silu za vuču različitih priključnih mašina osnovna je mera za ocenu njegove efikasnosti [4].

Vrednost traktora meri se količinom rada koji se obavi traktorom i troškovima koji su u vezi sa tim radom. Snaga vuče definisana je kao rezultat sile vuče i stvarne brzine kretanja. Idealni traktor pretvorice svu energiju goriva u koristan rad na poteznici (snaga vuče). Međutim, zbog gubitaka snage, neće se sva energija goriva pretvoriti u koristan rad [3]. Istraživanja pokazuju da se 20-55% raspoložive snage traktora točkaša izgubi u kontaktu točka i podloge [2]. Stoga je veoma bitno da se istraže uticajni faktori koji mogu poboljšati vučne karakteristike traktora.

Efikasnost traktorskog sistema, kod kojeg se sila vuče traktora predaje priključnoj mašini preko poteznice izražava se vučnim koeficijentom korisnosti traktora [11].

Na vučne karakteristike traktora utiču brojni faktori kao što su: vrsta i stanje podloge, masa i raspodela opterećenja, konstrukcija i pritisak u pneumaticima [8], [10] i način prikopčavanja priključne mašine za traktor [9].

Traktor je ispravno agregatiran sa priključnom mašinom ukoliko se linija sile otpora poklapa sa linijom sile vuče traktora. U suprotnom pojavljuje se ekscentrična i kosa sila na poteznici traktora [9].

Kosa sila je posledica lošeg prikopčavanja i podešavanja priključne mašine za traktor. Traktor radi u režimu kose vuče ukoliko se linija otpora priključne mašine nalazi pod nekim uglom u odnosu na liniju vuče i uzdužnu osu traktora.

Rad traktorom sa kosom vučom dovodi do povećanja klizanja pogonskih točkova, veće potrošnje goriva i habanja delova traktora, što direktno poskupljuje proizvodnju i smanjuje ekonomsku moć poljoprivrednih proizvođača [9].

Imajući u vidu značaj navedenog problema, proizilazi potreba za istraživanjem u toj oblasti sa ciljem određivanja uticaja kose vuče na vučne karakteristike traktora na različitim zemljишnim podlogama.

## MATERIJAL I METOD

Uticaj kose vuče na vučne karakteristike traktora određen je ispitivanjem snage vuče prema OECD testu code 2 i standardu ISO 789-9:2002, koji je prilagođen za ispitivanje u poljskim uslovima [6]. Ispitivanje vuče u poljskim uslovima uvek zahteva određivanje načina za primenu opterećenja na ispitivanom traktoru. U tu svrhu najbolje je koristiti drugi traktor u kombinaciji sa priključnom mašinom [11].

Merenje uticaja kose vuče na vučne karakteristike traktora točkaša sprovedeno je na standardnom traktoru točkašu sa pogonom na sva četiri točka (konceptije 4x4S) u koji je ugrađen motor snage 99 kW.

Ispitivani traktor ima mehaničku transmisiju sa mogućnošću promene stepena prenosa bez prekida toka snage (power shift), opremljen je pneumaticima 14.9-28 napred i 18.4R38 nazad. Pritisak u prednjim pneumaticima je 2 bara, a u zadnjim 1,9 bara.

Težina traktora je 6210 kg od čega je 41% na prednjem, a 59% na zadnjem mostu. Međuosovinsko rastojanje iznosi 2650 mm.

Ispitivanje uticaja kose vuče na vučna svojstva traktora obavljeno je merenjem sile vuče, brzine i klizanja. Ispitivanja su obavljena simuliranjem stvarnih uslova koji se pojavljuju u toku rada sa kosom vučom, i

oblique traction, by changing the direction of traction force in relation to the direction of motion.

Direction of drawbar force was shifted to the right with respect to the tractor's motion ( $\alpha = 0$ ) for the angle values of  $\alpha = 10^\circ$  and  $\alpha = 20^\circ$ , Figure 1.



**Fig. 1 - Measuring of oblique traction of tractor on stubble / Merenje kose vuče traktora na strnjici**

Drawbar force was measured by electronic dynamometer D-20 T with the measuring scope of up to 20.000 daN. Drive wheels slippage was determined by measuring the actual velocity with the fifth wheel and theoretical velocity measured by appropriate wheel revolution sensor with a toothed wheel on rear tractor wheel, Figure 2. Analog signal obtained from the force sensors, and actual and theoretical velocity were transmitted in 8 channel acquisition 'PC measurement electronic Spider 8' – HBM (Hottinger Baldwin Messtechnik, Germany). The acquisition processed the signals, enhanced and transformed them into digital signals that were further processed by 'Beam' software.

The research was conducted on two surface types (unplowed and plowed stubble). Unplowed stubble is the type of soil surface which appears after the wheat harvest. In this paper, plowed stubble refers to the type of soil surface which is obtained after plowing the stubble at the depth of 25 cm.

Experimental measuring of oblique traction influence on traction characteristics of a wheeled tractor was conducted on flat terrain with chernozem soil type.

## RESULTS

Numerous research have been performed with the aim of understanding and foreseeing the traction characteristics of tractors in field conditions.

Tractor traction characteristics depend on the type of tractor, its mass, tires, tire pressure, soil condition and mode of attaching the implement.

This paper presents the investigation of influence of oblique traction, occurring as a result of badly attached implement, on traction performances of a wheeled tractor on plowed and unplowed stubble. Traction characteristics of the test tractor are presented by drawbar force and drawbar power.

Drawbar power is the tractor power, exhibited at drawbar at given transmission rate, which is transmitted onto the implement during particular agrotechnical operations. Drawbar power was determined during the measuring of traction characteristics according to the following equation:

to pomeranjem pravca delovanja sile vuče u odnosu na pravac kretanja traktora.

Pravac delovanja sile na poteznici pomeran je udesno u odnosu na pravac kretanja traktora ( $\alpha = 0$ ) za vrednost ugla  $\alpha = 10^\circ$  i  $\alpha = 20^\circ$ , slika 1



**Fig. 2 - Measuring of actual and theoretical velocity of tractor / Merenje stvarne i teoretske brzine traktora**

Vučna sila na poteznici traktora izmerena je elektronskim dinamometrom D-20 T sa opsegom merenja do 20.000 daN. Klizanje pogonskih točkova određeno je merenjem stvarne brzine kretanja pomoću petog točka i merenjem teorijske brzine postavljanjem odgovarajućeg davača broja obrtaja točka sa rozetom na zadnjem točku traktora, slika 2. Analogni signali dobijeni od davača sile, davača stvarne i teorijske brzine prenošeni su u osmokanalnu akviziciju "PC measurement electronic Spider 8" – HBM (Hottinger Baldwin Messtechnik, Germany). U akviziciji se prispeli analogni signali procesiraju, pojačavaju i transformišu u digitalne signale, koji se dalje prenose u računar gde se obrađuju softverskim paketom „Beam“.

Ispitivanja su obavljena na dva tipa zemljišne podloge (strnjika i poorana strnjika). Strnjika je zemljišna podloga koja je nastala posle ubiranja pšenice. U ovom radu, poorana strnjika predstavlja tip zemljišne podloge koja je nastala nakon oranja strnjike na dubinu 25 cm.

Eksperimentalna ispitivanja uticaja kose vuče na vučne karakteristike traktora točkaša obavljena su na ravnom terenu sa zemljištem tipa černozem.

## REZULTATI

Mnoga istraživanja imala su za cilj razumevanje i predviđanje vučnih karakteristika traktora u poljskim uslovima.

Vučne karakteristike traktora zavise od konstrukcije traktora, mase, tipa pneumatika, pritiska vazduha u pneumaticima, zemljišnih uslova i načina prikopčavanja priključne mašine.

Stoga je u ovom radu prikazan uticaj kose vuče, kao posledice lošeg prikopčavanja i podešavanja priključne mašine, na vučne karakteristike traktora točkaša na nepooranoj i pooranoj strnjici. Vučna karakteristika ispitivanog traktora prikazana je pomoću sile vuče i snage vuče.

Snaga vuče je korisna snaga traktora na poteznici u datom stepenu prenosa koja se predaje priključnoj mašini u procesu izvođenja agrotehničkih operacija. Snaga vuče pri merenju vučnih karakteristika određuje se prema jednačini:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v_s}{1000} \text{ kW} \quad (1)$$

where:  $F_{pot}$  is the drawbar force expressed in [N], and  $v_s$  is the actual velocity of tractor expressed in [m/s].

#### Unplowed stubble

Figure 3 shows the dependance of drawbar power and slippage on drawbar force on unplowed stubble. As it was expected, the greatest drawbar power was achieved at central traction ( $\alpha = 0^\circ$ ) and it was  $P_v = 59.9$  kW, where the obtained drawbar force was  $F_v = 3150$  daN.

The greatest drawbar power at  $\alpha = 10^\circ$  was  $P_v = 54.22$  kW where the drawbar force was  $F_v = 3389$  daN. The greatest drawbar power at  $\alpha = 20^\circ$  was  $P_v = 47.39$  kW where the drawbar force was  $F_v = 3385$  daN. It was concluded that the greatest drawbar power could be achieved at central traction, that is, in the conditions of the absence of oblique traction. By increasing the angle of oblique traction drawbar power reduced in the following ratio  $P_{\alpha=0} : P_{\alpha=10} : P_{\alpha=20} = 1 : 0,922 : 0,796$ .

With respect to the central traction on stubble, drawbar power at oblique traction reduced by 9.48% at  $\alpha = 10^\circ$ , while at  $\alpha = 20^\circ$  it reduced by 20.88%. At central and oblique traction no significant differences in the slippage of left and right wheels were determined, that is, there were no tractor turnings.

At different oblique traction values differences in drawbar power increased with greater drawbar force, and vice versa, with small drawbar forces the differences in drawbar power were insignificant.

By increasing the angle of oblique traction rear wheel slippage also increased on unplowed stubble. The greatest drawbar power obtained at  $\alpha = 0$  and  $\alpha = 10^\circ$  was at more than 15% slippage, while at  $\alpha = 20^\circ$  it was at more than 25% slippage.

gde je:  $F_{pot}$  sila vuče na poteznici izražena u [N], a  $v_s$  stvarna brzina kretanja traktora izražena u [m/s].

#### Nepoorana strnjika

Zavisnost snage vuče i klizanja od sile vuče traktora na strnjici prikazani su na slici 3. Kao što se i očekivalo, najveća snaga vuče ostvarena je kod centralne vuče ( $\alpha = 0^\circ$ ) i iznosi  $P_v = 59,9$  kW, pri čemu je realizovana sila vuče od  $F_v = 3150$  daN.

Najveća snaga vuče za  $\alpha = 10^\circ$  iznosi  $P_v = 54,22$  kW za silu vuče od  $F_v = 3389$  daN. Najveća snaga vuče za  $\alpha = 20^\circ$  iznosi  $P_v = 47,39$  kW za silu vuče od  $F_v = 3385$  daN. Zapaža se da se najveća snaga vuče ostvaruje kada je centralna vuča (vuča u pravcu), odnosno kada nema kose vuče. Povećanjem ugla kose vuče smanjuje se realizovana snaga na poteznici traktora u odnosu  $P_{\alpha=0} : P_{\alpha=10} : P_{\alpha=20} = 1 : 0,922 : 0,796$ .

Vučna snaga pri kosoj vuči  $\alpha = 10^\circ$  manja je za 9,48%, a pri  $\alpha = 20^\circ$  za 20,88% u odnosu na centralnu vuču na strnjici. Pri vuči u pravcu i pri kosim vučama nije bilo velike razlike u klizanju levih i desnih točkova, odnosno nije bilo zakretanja traktora.

Razlike u ostvarenoj snazi vuče, za različite vrednosti kose vuče, povećavaju se povećanjem sile vuče i obrnuto, pri realizaciji malih sila vuče razlike u snazi vuče su zanemarljive.

Povećanjem ugla kose vuče povećava se proklizavanje zadnjih točkova. Najveća snaga vuče za  $\alpha = 0$  i  $\alpha = 10^\circ$  ostvarena je za vrednost proklizavanja točkova preko 15%, a za  $\alpha = 20^\circ$  preko 25% po strnjici.

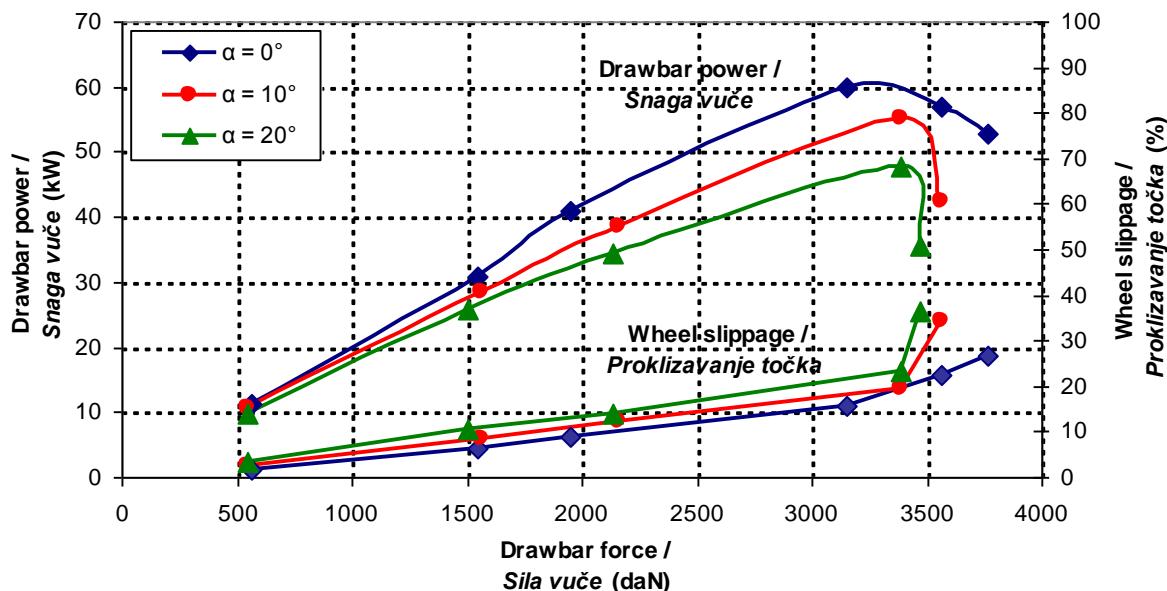


Fig. 3 - Oblique traction of wheeled tractor on unplowed stubble /  
Kosa vuča traktora točkaša na nepooranoj strnjici

Among various regression equations, quadratic regressions with significant correlation coefficient were chosen:

$$y = -5E-06x^2 + 0,0347x - 8,4065 \quad (R^2 = 0,9688) \quad \text{at } \alpha = 0^\circ \quad (2)$$

$$y = -4E-06x^2 + 0,0275x - 3,9893 \quad (R^2 = 0,9168) \quad \text{at } \alpha = 10^\circ \quad (3)$$

$$y = -3E-06x^2 + 0,025x - 3,087 \quad (R^2 = 0,9062) \quad \text{at } \alpha = 20^\circ \quad (4)$$

Equations (2-4) analysis showed that the optimal drawbar forces on stubble were 4175 daN with maximum drawbar power of 62.05 kW at central traction ( $\alpha = 0^\circ$ ), 4166 daN with maximum drawbar power of 48.99 kW at oblique traction ( $\alpha = 10^\circ$ ), and 3437 daN with maximum

Između većeg broja ocenjenih regresionih jednačina izabrane su kvadratne regresije sa značajnim koeficijentom korelacije:

Analizom jednačina (2-4) dobija se da optimalna sila vuče na strnjici iznosi 4175 daN uz maksimalnu snagu na poteznici 62,05 kW pri centralnoj vuči ( $\alpha = 0^\circ$ ), 4166 daN uz maksimalnu snagu na poteznici 48,99 kW pri kosoj vuči  $\alpha = 10^\circ$  i 3437 daN uz maksimalnu snagu na poteznici

drawbar power of 43.27 kW at oblique traction ( $\alpha = 20^\circ$ ).

### Plowed stubble

Dependence of drawbar power ( $P_V$ ) and slippage ( $\delta$ ) on the drawbar force ( $F_V$ ) and the angle it covers with tractor longitudinal axis on plowed stubble is given in the Figure 4. The greatest drawbar power at central traction ( $\alpha = 0^\circ$ ) was 42.65 kW for the drawbar force of 3047 daN; the greatest drawbar power achieved at  $\alpha = 10^\circ$  was 37.46 kW for the drawbar force of 2882 daN, and the greatest drawbar power achieved at  $\alpha = 20^\circ$  was 30.93 kW for the drawbar force of 2578 daN.

Maximum drawbar power achieved at the drawbar for all three angles on plowed stubble has the following ratio  $P_{\alpha=0} : P_{\alpha=10} : P_{\alpha=20} = 1 : 0.878 : 0.725$ .

Drawbar power at oblique traction  $\alpha = 10^\circ$  was reduced by 12.17%, and at  $\alpha = 20^\circ$  by 27.48% with respect to the central traction on plowed stubble. The greatest drawbar power at  $\alpha = 0$  and  $\alpha = 10^\circ$  was obtained with slippage values that were over 20%, while at  $\alpha = 20^\circ$  with slippage values over 25%.

43,27 kW pri kosoj vuči  $\alpha = 20^\circ$ .

### Poorana strnjika

Zavisnost snage vuče ( $P_V$ ) i klizanja ( $\delta$ ) od sile vuče ( $F_V$ ) i ugla koji ona zaklapa sa uzdužnom osom traktora na pooranom zemljištu prikazana je na slici 4. Najveća snaga vuče za centralnu vuču ( $\alpha = 0^\circ$ ) iznosi 42,65 kW za realizovanu silu vuče od 3047 daN; najveća snaga vuče za ugao  $\alpha = 10^\circ$  iznosi 37,46 kW za silu vuče od 2882 daN i najveća snaga vuče za ugao  $\alpha = 20^\circ$  iznosi 30,93 kW za silu vuče 2578 daN.

Maksimalne snage vuče na pooranom zemljištu, za tri različita ugla sile na poteznici, nalaze se u odnosu  $P_{\alpha=0} : P_{\alpha=10} : P_{\alpha=20} = 1 : 0.878 : 0.725$ .

Snaga vuče pri kosoj vuči  $\alpha = 10^\circ$  manja je za 12,17%, a pri  $\alpha = 20^\circ$  za 27,48% u odnosu na centralnu vuču na pooranom zemljištu. Najveća snaga vuče za  $\alpha = 0$  i  $\alpha = 10^\circ$  ostvarena je za vrednost klizanja preko 20%, a za  $\alpha = 20^\circ$  preko 25%.

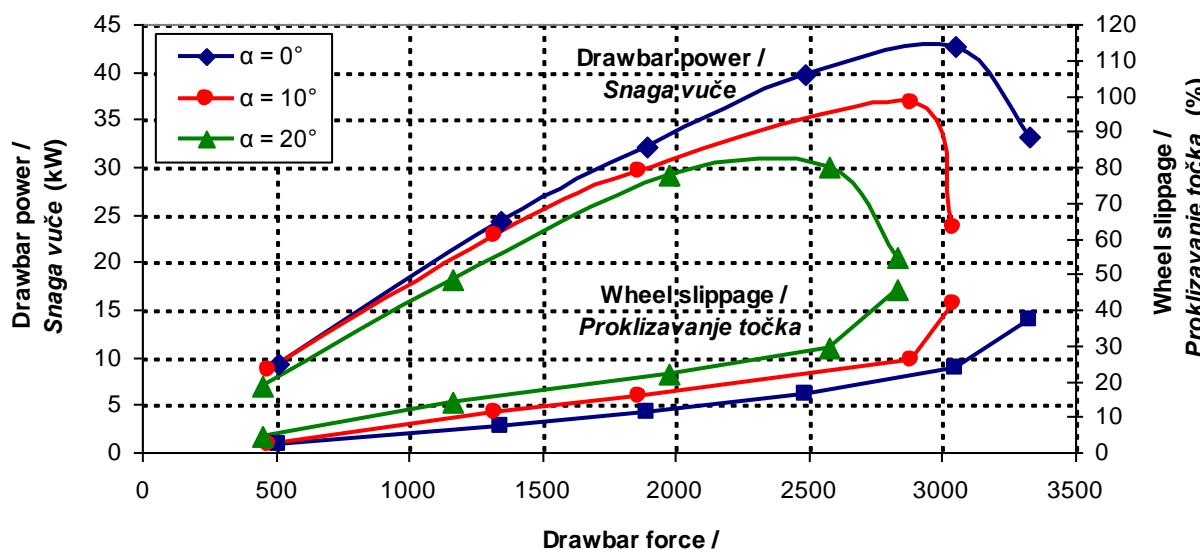


Fig. 4 - Oblique traction of wheeled tractor on plowed stubble / Kosa vuča traktora točkaša na pooranoj strnjici

Among various regression equations, quadratic regression with significant correlation coefficient were chosen:

$$y = -6E-06x^2 + 0,0323x - 6,9737 \quad (R^2 = 0,9391) \quad \text{at } \alpha = 0^\circ \quad (5)$$

$$y = -6E-06x^2 + 0,0306x - 5,1973 \quad (R^2 = 0,8285) \quad \text{at } \alpha = 10^\circ \quad (6)$$

$$y = -8E-06x^2 + 0,0348x - 8,2235 \quad (R^2 = 0,9023) \quad \text{at } \alpha = 20^\circ \quad (7)$$

Equations (5-7) analysis showed that the optimal drawbar forces on plowed stubble were 2667 daN with maximum drawbar power of 35.96 kW at central traction ( $\alpha = 0^\circ$ ), 2550 daN with maximum drawbar power of 33.81 kW at oblique traction ( $\alpha = 10^\circ$ ), and 2175 daN with maximum drawbar power of 29.62 kW at oblique traction ( $\alpha = 20^\circ$ ).

The equations (2-7) show the changes in the drawbar power with respect to the drawbar force of the tractor on different soil surfaces (unplowed and plowed stubble), depending on the different modes of implement attachment (central and oblique traction).

The purpose of those equations is to enable the calculation of drawbar power for different tractor drawbar forces. These equations show that the maximum drawbar power of tractor is achieved at drawbar force that has

Između većeg broja ocenjenih regresionih jednačina izabrane su kvadratne regresije sa značajnim koeficijentom korelacije:

Analizom jednačina (5-7) dobija se da optimalna sila vuče na pooranom zemljištu iznosi 2667 daN uz maksimalnu snagu na poteznici 35,96 kW pri centralnoj vuči ( $\alpha = 0^\circ$ ), 2550 daN uz maksimalnu snagu na poteznici 33,81 kW pri kosoj vuči  $\alpha = 10^\circ$  i 2175 daN uz maksimalnu snagu na poteznici 29,62 kW pri kosoj vuči ( $\alpha = 20^\circ$ ).

Jednačine (2-7) opisuju promenu snage vuče u funkciji sile vuče traktora na različitim zemljišnim podlogama (nepoorana i poorana strnjika) za različite načine prikopačavanja priključne mašine (centralna i kosa vuča).

Svrha jednačina je da omogući izračunavanje snage vuče za različite dijapazone sile vuče traktora. Jednačine pokazuju da se maksimalna snaga vuče traktora postiže pri manjim vrednostima sile vuče od

lower value than the maximum one.

They also imply that the maximum drawbar power should be aimed at while operating the tractor, since then the maximum exploitation of the engine power is possible (maximum power delivery efficiency).

Besides, these equations compare traction characteristics of tractors on different soil surfaces with different ways of attaching the implements. They also confirm the influence of soil surface and implement attachment mode on the tractor traction characteristics.

These research results show that the maximum drawbar force of a tractor is restricted by adhesional features of drive wheels, soil conditions and mode of attaching the implement.

Slippage level is in direct relation with the loss of velocity and it occurs in drive wheels-surface contact.

The research results presented in Figures 3 and 4 are in compliance with the results obtained by numerous authors who confirmed that the increase of drawbar force resulted in the slippage increase as well [8], [11]. The presented research results show that the greatest drawbar power was achieved at central traction with slippage values of 15.7%.

Extensive slippage causes soil damage, loss of energy and time, and it simultaneously speeds up the wearing out process of the machinery.

The obtained equations (2-7) can be used for the prediction of tractor traction performances in the field with the aim of optimizing the operating parameters of a tractor, and to ensure the optimal aggregating of the tractor with implements.

These equations offer better analysis and comparison of different parameters that affect the tractor traction performances.

Modern successful farms emphasize the importance of tractor efficiency for all operations involving the agricultural machinery.

The cost reduction can be achieved when tractors operate at their almost maximum traction efficiency. Rational use of a tractor is determined by the degree of drawbar force. While operating the tractor it is advisable to use such a level of drawbar force which can provide maximum, or almost maximum, drawbar power. This level of drawbar force should be within the exploitation scope which is in accordance with relatively high tractor power delivery efficiency.

Enabling the tractor to operate at maximum traction efficiency requires optimization of weight, load distribution, tire pressure, adjustment of work speed with load and soil surface conditions, as well as proper attachment of the implement to the tractor.

## CONCLUSIONS

The results show that the tractor traction characteristics are influenced by the type of soil surface and mode of attaching the implements.

Oblique traction occurs as a consequence of the offset position of the implement attached to the tractor, that is, when the drawbar force direction is at certain angle with respect to the traction force and longitudinal axis of the tractor.

This study shows tractor performance at central and oblique traction on plowed and unplowed stubble.

The greatest drawbar power of the tractor on unplowed stubble was obtained at central traction ( $\alpha = 0^\circ$ ) and it was  $P_v = 59.9$  kW, where drawbar force was  $F_v = 3150$  daN. With an increase in the angle of oblique traction drawbar power of the tractor was reduced.

Drawbar power at oblique traction  $\alpha = 10^\circ$  was reduced by 9.48%, and at  $\alpha = 20^\circ$  by 20.88% with respect to the central traction on stubble.

The greatest drawbar power at central traction ( $\alpha = 0^\circ$ )

maksimalne.

Jednačine ukazuju na činjenicu da se pri radu sa traktorom treba težiti maksimalnoj snazi vuče jer je tada najveća iskorišćenost snage motora (maksimalna power delivery efficiency).

Osim toga, jednačine omogućavaju poređenje vučnih sposobnosti traktora na različitim zemljišnim podlogama i za različite načine prikopčavanja priključnih mašina. Jednačine potvrđuju uticaj zemljišne podloge i načina prikopčavanja priključne mašine na vučne sposobnosti traktora točkaša.

Rezultati ovih istraživanja pokazuju da je maksimalna sila vuče traktora ograničena adhezionim sposobnostima hodnog sistema, zemljišnim uslovima i načinom prikopčavanja priključne mašine.

Veličina klizanja određena je gubitkom brzine kretanja i javlja se u kontaktu hodnog sistema i podloge.

Rezultati prikazani na slikama 3 i 4 slažu se sa istraživanjima brojnih autora, koja govore o tome da sa povećanjem sile vuče raste i klizanje [8], [11]. Rezultati istraživanja ovog rada pokazuju da je najveća snaga vuče ostvarena pri centralnoj vući za vrednost klizanja od 15,7%.

Preveliko klizanje izaziva oštećenje zemljišta, gubitak energije i vremena i ubrzava habanje hodnog sistema.

Dobijene jednačine (2-7) daju osnovu za predviđanje vučnih karakteristika traktora u polju, sa ciljem da se optimiziraju radni parametri traktora i da se osigura optimalno agregatiranje traktora sa priključnim oruđem.

Preko ovih jednačina mogu bolje da se sagledaju i uporede različiti parametri koji utiču na vuču traktora.

Ekonomski uspešnost poslovanja savremenih farmi je takva da ističe važnost efikasnosti traktora prilikom rada sa poljoprivrednim mašinama.

Troškovi se smanjuju kada traktor radi blizu maksimuma svoje vučne efikasnosti. Racionalnost korišćenja traktora ocenjuje se stepenom iskorišćenja sile vuče na poteznici. U radu sa traktorom treba koristiti onu силу vuče pri kojoj se postiže maksimalna snaga vuče ili blizu maksimalne u okviru eksploracionog dijapazona koja odgovara relativno visokom vučnom koeficijentu korisnog dejstva traktora.

Prilagođavanje traktora da radi pri maksimumu vučne efikasnosti zahteva optimiziranje težine traktora, rasporeda težine, pritiska u pneumaticima i prilagođavanje radne brzine opterećenju i uslovima zemljišne podloge i ispravno prikopačavnjie i podešavanje priključne mašine za traktor.

## ZAKLJUČCI

Rezultati istraživanja pokazuju da na vučne karakteristike traktora utiču vrsta zemljišne podloge i način prikopčavanja priključne mašine.

Kosa vuča nastaje kao posledica lošeg prikopčavanja priključne mašine za traktor, odnosno kada linija sile na poteznici formira ugao sa linijom sile vuče i uzdužnom osom traktora.

U ovom radu prikazane su vučne karakteristike traktora pri centralnoj i kosoj vući na pooranoj i nepooranoj strnjici.

Najveća snaga vuče traktora na nepooranoj strnjici ostvarena je kod centralne vuće ( $\alpha = 0^\circ$ ) i iznosi  $P_v = 59,9$  kW, pri čemu je realizovana sila vuče od  $F_v = 3150$  daN. Povećanjem ugla kose vuče smanjuje se realizovana snaga na poteznici traktora.

Snaga vuče pri kosoj vući  $\alpha = 10^\circ$  manja je za 9,48%, a pri  $\alpha = 20^\circ$  za 20,88% u odnosu na centralnu vuču na strnjici.

Najveća snaga vuče traktora na pooranoj strnjici za

on plowed stubble was 42.65 kW for the drawbar force of 3047 daN.

Drawbar power at oblique traction  $\alpha = 10^\circ$  was reduced by 12.17%, and at  $\alpha = 20^\circ$  by 27.48% with respect to the central traction on plowed stubble.

At different oblique traction values differences in drawbar power increased with greater drawbar force, and vice versa, in case of small drawbar forces the differences in drawbar power were insignificant.

Greater angle of oblique traction caused more wheel slippage on the analyzed soil surfaces.

Poor traction performance of tractors was observed on loose soil surfaces (plowed stubble).

Oblique traction can be neutralized by optimal attachment of the implement, whereat drawbar force direction coincides with longitudinal axis of the tractor.

### Acknowledgement

This paper was supported by the Ministry of Education and Science, Republic of Serbia (project: Improvement of the quality of tractors and mobile systems with the aim of increasing competitiveness and preserving soil and environment, No 31046)

### REFERENCES

- [1]. Biondi P., Maraziti F. (1998) - *Drawbar Pull Performance of Tractors Based on Italian Type-approval Data (1960–1989)*. J Agr Eng Research, vol. 69, no. 3, ISSN 0021-8634, pg. 189-198;
- [2]. Burt E.C., Lyne P.W.L., Meiring P., Keen J.F. (1983) - *Ballast and inflation pressure effects on tractive efficiency*. Trans. ASAE, vol. 26, no. 5, ISSN: 0001-2351, pg. 1352-1354;
- [3]. Grisso R. D., Perumpral J. V., Vaughan D., Roberson G. T., Pitman R. (2010) - *Predicting tractor diesel fuel consumption*. Virginia Cooperative Extension (VCE): 442-073. [http://pubs.ext.vt.edu/442/442-073/442-073\\_pdf.pdf](http://pubs.ext.vt.edu/442/442-073/442-073_pdf.pdf);
- [4]. Kathirvel K., Manian R., Balasubramanian M. (2001) - *Tractive performance of power tiller tyres*. Agric. Mechanization in Asia, African and Latin America, vol. 32, no. 2, ISSN: 0084-5841, pg. 32-36;
- [5]. Liljedahl J. B., Turnquist P. K., Smith, D. W., Hoki M. (1989) - *Tractors and Their Power Units*. Van Nortrand Reinhold, New York;
- [6]. Nikolić R., Savin L., Furman T., Gligorić Radojka, Tomić M., Simikić M. (2007) - *Methods of tractors testing*, University of Novi Sad, ISBN 978-86-7520-131-1, Novi Sad, Serbia;
- [7]. Özarslan, C., and D. Erdođan. (1996) - *Optimization of Tractor Performance on Operating with Some Tillage Equipments*. Turk. J. Agric. For, vol. 20, no. 5, ISSN 1303-6173, pg. 439-443;
- [8]. Schreiber M., Kutzbah H.D. (2008) - *Influence of soil and tire parameters on traction*. Research in Agricultural Engineering, vol. 54, no. 2, ISSN 1212-9151, pg. 43-49;
- [9]. Stjelja Ž. (2002) - *Utilization quality of rubber belted tractors with reference to the improvement of tractive performance*. PhD dissertation, University of Novi Sad, Novi Sad, Serbia;
- [10]. Turner R.J., Shell L.R., Zoz F. (1997) - *Field Performance of Rubber Belted and MFWD Tractors in Southern Alberta Soils*. In proc: International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition Milwaukee, ASAE Publication Number 972730. Wisconsin, 8-10 September;
- [11]. Zoz F.M., Grisso R.D. (2003) - *Traction and Tractor Performance*. In proc: For presentation at the 2003

centralnu vuču ( $\alpha = 0^\circ$ ) iznosi 42,65 kW za realizovanu silu vuče od 3047 daN.

Vučna snaga pri kosoj vuči  $\alpha = 10^\circ$  manja je za 12,17%, a pri  $\alpha = 20^\circ$  za 27,48% u odnosu na centralnu vuču na pooranom zemljištu.

Razlike u ostvarenoj snazi vuče, za različite vrednosti kose vuče, povećavaju se povećanjem sile vuče i obrnuto, pri realizaciji malih sila vuče razlike u snazi vuče su zanemarljive.

Povećanjem ugla kose vuče povećava se klizanje točkova traktora na posmatranim zemljишnim podlogama.

Na mekšim zemljишnim podlogama (poorana strnjika) traktor ostvaruje slabije vučne mogućnosti.

Kosu vuču moguće je neutralisati optimalnim prikopčavanjem priključne mašine, pri čemu će se linija sile vuče na poteznici (drawbar force direction) poklapati sa uzdužnom osom traktora.

### Napomena

Ovaj rad je podržan od strane Ministarstva prosvete i nauke Republike Srbije (projekat: Unapređenje kvaliteta traktora i mobilnih sistema u cilju povećanja konkurentnosti, očuvanja zemljišta i životne sredine, broj projekta TR 31046)

### LITERATURA

- [1]. Biondi P., Maraziti F. (1998) – *Karakteristike sile vuče traktora na osnovu Italijanskog izveštaja o ispitivanju (1960–1989)*. J Agr Eng Research, vol. 69, no. 3, ISSN 0021-8634, pg. 189-198;
- [2]. Burt E.C., Lyne P.W.L., Meiring P., Keen J.F. (1983) – *Uticaj balasta i pritiska u pneumaticima na efikasnost vuče*. Trans. ASAE, vol. 26, no. 5, ISSN: 0001-2351, pg. 1352-1354;
- [3]. Grisso R. D., Perumpral J. V., Vaughan D., Roberson G. T., Pitman R. (2010) – *Predviđanje potrošnje dizela kod traktora*. Virginia Cooperative Extension (VCE): 442-073. [http://pubs.ext.vt.edu/442/442-073/442-073\\_pdf.pdf](http://pubs.ext.vt.edu/442/442-073/442-073_pdf.pdf);
- [4]. Kathirvel K., Manian R., Balasubramanian M. (2001) – *Vučne karakteristike pneumatika jednoosovinskog traktora*. Agric. Mechanization in Asia, African and Latin America, vol. 32, no. 2, ISSN: 0084-5841, pg. 32-36;
- [5]. Liljedahl J. B., Turnquist P. K., Smith, D. W., Hoki M. (1989) – *Traktori i njihove pogonske jedinice*. Van Nortrand Reinhold, New York;
- [6]. Nikolić R., Savin L., Furman T., Gligorić Radojka, Tomić M., Simikić M. (2007) – *Metode ispitivanja traktora*, Univerzitet u Novom Sadu, ISBN 978-86-7520-131-1, Novi Sad, Srbija;
- [7]. Özarslan, C., and D. Erdođan. (1996) – *Optimizacija karakteristika traktora u radu sa priključnim mašinama za obradu zemljišta*. Turk. J. Agric. For, vol. 20, no. 5, ISSN 1303-6173, pg. 439-443;
- [8]. Schreiber M., Kutzbah H.D. (2008) – *Uticaj zemljišta i parametara pneumatika na vuču*. Research in Agricultural Engineering, vol. 54, no. 2, ISSN 1212-9151, pg. 43-49;
- [9]. Stjelja Ž. (2002) – *Upotrejni kvalitet traktora gumeničara sa stanovišta poboljšanja vučnih karakteristika*. Doktorska disertacija, Univerzitet u Novom Sadu, Novi Sad, Serbia;
- [10]. Turner R.J., Shell L.R., Zoz F. (1997) – *Karakteristike traktora gumeničara i (4x4)S na zemljištu Južne Alberte*. In proc: International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition Milwaukee, ASAE Publication Number 972730. Wisconsin, 8-10 September;
- [11]. Zoz F.M., Grisso R.D. (2003) – *Vuča i karakteristike traktora*. In proc: For presentation at the

Agricultural Equipment Technology Conference Louisville,  
ASAE Publication Number 913C0403. Kentucky, 9-11  
February.

2003 Agricultural Equipment Technology Conference  
Louisville, ASAE Publication Number 913C0403.  
Kentucky, 9-11 February.

## RESEARCH ON STABILITY AND DESIGNING OF PROTECTIVE STRUCTURE OF TRANSPORT VEHICLE FOR SMALL FARMS

### **ИЗСЛЕДВАНЕ НА УСТОЙЧИВОСТТА И НА КОНСТРУКЦИЯ ЗА БЕЗОПАСНОСТ НА ЕНЕРГЕТИЧНО ТРАНСПОРТНО СРЕДСТВО ЗА МАЛКИТЕ ЗЕМЕДЕЛСКИ СТОПАНСТВА**

Assoc. Prof. PhD Bozhkov S., Assoc. Prof. PhD Badrikov E.,

Ass. Prof. Yankova V., Ass. Prof. PhD Stefanov K., Assoc. Prof. PhD Mihov M.

Research Institute for Land Reclamation and Agricultural Mechanization – Sofia, Bulgaria

Tel: +3592 8929345; E-mail: bozhkov@mail.bg

**Abstract:** The results of theoretical research on dynamic stability of newly developed transport vehicle for small farms are presented in the paper. The possibilities for safe operation of the vehicle when driving on horizontal roads with unevenness and on slopes were assessed.

Using the software "Solid Works" a model of "rollbar" protective structure to simulate situations of external impact, imitating encounters of structure with the ground when the vehicle overturns was developed. The dimensions of structural parts of protective structure and materials for their manufacturing are defined. On the bases of the results a protective structure for the transport vehicle "TK-215T" was worked-out, which is to be tested in laboratory conditions according to European directives.

**Key words:** dynamic stability, protective structure, roll-over, transport vehicle.

### INTRODUCTION

Unevenness in the ground affects the stability of the mobile machines used in agricultural production. When running on horizontal road they can be dangerously tilted laterally due to the copying of irregularities as bump, ditch, furrow, etc. Violation of stability can occur when the vehicle runs on sloping terrain and there is a motion of centre of gravity down the slope caused by flowing of transporting load. In these and many other cases appear linear and angular accelerations, which are responsible for affecting the stability with possible negative consequences for the safe and efficient operation of mobile machinery.

The quality of mobile energetic machinery is determined not only by its power output and economic indicators, but also by created conditions for safe working of the operator. Major role in providing the latest play Roll-Over Protective Structures, (ROPS). In agricultural tractors that are safe cab, protective frame and rollbar.

Constructive realization of the protective structure depends on the type of mobile means and possibility for attaching on it. The structure may change the shape for reducing the inertia loads acting in the moment of impact into the ground. However, it should provide an area (called "clearance zone") which remains intact to protect the operator. The type and size of this space are regulated by national and international regulations [5].

The object of study is a transport vehicle TK-215T, which is a modification of the family tractors for small farms "TK-215", designed in the Research Institute for Land Reclamation and Agricultural Mechanization – Sofia (Bulgaria). The engine is diesel, single cylinder, air cooled and with rated power 22 hp. Gear box is mechanical type, with six speeds, fully reversible. Vehicle's four wheels are the same size, driven, steering, fitted with hydraulically actuated rim brakes. The driver seat is reversible. The loading platform of the vehicle fits in its dimensions and the width and length (1250 mm x 1650 mm) allow placement of two pallets. The height of the loading platform (350 mm) is consistent with the ability to

**Резюме:** В доклада са представени резултати от теоретично изследване върху устойчивостта на новоизработено транспортно средство за нуждите на малките стопанства. Оценени са възможностите за безопасна експлоатация на транспортното средство при движение по хоризонтални пътища с неравности и по наклонени терени.

Разработен е имитационен модел на конструкция за безопасност от тип "rollbar", с който са моделирани ситуации на външно въздействие върху конструкцията вследствие преобръщане на транспортното средство. Определени са размерите на съставните й елементи и материалите за тяхното изработка. По получените резултати е изработен опитен образец на конструкция за безопасност за енергетичното транспортно средство „TK-215T“, който предстои да бъде изпитан в лабораторни условия по утвърдени с европейски нормативни документи методики.

**Ключови думи:** динамична устойчивост, конструкция за безопасност, преобръщане, транспортно средство.

### УВОД

Неравностите по опорната повърхност влошават устойчивостта на използваната в земеделското производство мобилна техника. При движение по хоризонтален път опасно може да се окаже странично накланяне в следствие на копиране на такива неравности, като бабуна, канавка, бразда и др. Нарушаване на устойчивостта може да настъпи и когато при движение на транспортно средство по наклонен терен е налице преместване на центъра на масите надолу по склона, предизвикано от стичане на превозвания товар.

Качеството на мобилната енергетична техника се определя не само от нейните мощностно-икономически показатели, но и от създадените условия за безопасен труд на оператора. За осигуряване на последните при земеделските трактори се използват защитни конструкции при преобръщане: безопасна кабина, рама и ролбар.

Конструкцията трябва да притежава деформируемост, която да намали инерционните натоварвания, действащи в момента на удара й в опорната повърхност, като същевременно осигури незасегнато пространство (наречено "свободна зона"), в което безопасността на оператора да бъде гарантирана. Видът и размерите на това пространство са регламентирани с национални и международни нормативни документи [5].

Обект на изследването е транспортното енергетично средство TK-215T, което е модификация от фамилията трактори за малки стопанства "TK-215", създадена в ИММ-София (България). Двигателят му е дизелов с номинална мощност 22 h.p. Предавателната му кутия е механична, шестстепенна, напълно реверсивна. И четирите му ходови колела са еднакви по размер, задвижващи, управляеми. Работното място на водача е реверсивно. Монтираната върху енергетичното средство товарна платформа се вписва в габаритите му, а ширината и дължината ѝ (1250 mm x 1650 mm) позволяват разположението на две каса-

transporting denser agricultural goods. For the carriage of volumetric loads are provided additional boards with a height of 400 mm. Maximum permissible load, which the vehicle can transport (600 kg) is consistent with wheels' carrying capacity (with twin wheels at the rear axe) and the conditions for safe stopping the mobile machines of this type. Its wheelbase and track width are respectively 2350 mm and 1480 mm, the clearance is 310 mm and the weight is 1080 kg (excluding protective structure). At the rated engine speed vehicle realizes movement with forward speeds in the range 1,9 ... 25,1 km/h.

The aim of the study, results of which are presented in this publication, is ***to estimate the dynamic lateral stability of transport vehicle TK-215T and create a protective structure for the safe operation in mountainous and hilly areas.***

## MATERIALS AND METHODS

A number of researches on tractor's stability and creating conditions for its assessment [1, 4, etc.] are dedicated over the years.

Very often as an indicator of stability is used "the dynamic angle of lateral stability" ( $\beta_{dyn}$ ), which is the angle of sloping terrain at which the dynamic roll-over occurs. According to data from experimental studies it is between 40 to 60 percents of the static angle of stability ( $\beta_{lim}$ ), where lower values are typical for cases with more intensive action of dynamic factors caused by the higher forward speeds. In this research the values of dynamic angle of lateral stability are determined using this relationship and the values of static angle of lateral stability, which are calculated by using the data for wheelbase, track width and coordinates of the centre of gravity of the vehicle.

In the process of investigation of the dynamic lateral stability of the transport vehicle "TK-215T" are considered situations, which are typical for farming practice, but presenting a risk to the safe operation of equipment, namely:

- movement on a horizontal road with unevenness;
- work on slopes with different types and quantity of loads in the loading platform.

In the case of movement on a horizontal road with unevenness the dynamic lateral stability was estimated with the limiting angle of inclination caused by the breakdown / raising the wheels on one side of the mobile machine, as a result of copying the uneven ground, and with the dangerous size of unevenness in the ground (height of the embankment, depth of the ditch, etc.), which can lead to its dynamic roll-over. Examined the variants of movement without load in the loading platform and with different in quantity and volume load in the loading platform within acceptable in technical data loading capacity 600 kg. Dangerous size of unevenness of the ground ( $h_{dyn}$ ) is calculated using the well known in tractor theory [2, 3, ect.] formula (1), where „ $B$ ” is the track width of the mobile machine, measured in millimeters.

$$h_{dyn} = \frac{B}{2} \operatorname{tg} \frac{\beta_{lim}}{2}, \quad (1)$$

For the case of motion on a sloping terrain with different types and quantity of the loads in the loading platform has been evaluated the impact of:

- the quantity of even distributed load in the loading platform;
- the volume of even distributed load in the loading platform;
- flowing behavior of the load.

палети. Височината ѝ (350 mm) е съобразена с възможността за превоз на основната маса по-плътни земеделски товари. За превоз на обемни товари са предвидени допълнителни надставни бордове с височина 400 mm. Товароносимостта на транспортното средство е 600 kg. Надължната и напречната му бази са съответно 2350 mm и 1480 mm, клиренсът е 310 mm, а масата му 1080 kg. В номинален режим на двигателя реализира постъпителни скорости в диапазона 1,9...25,1 km/h.

Целта на настоящото изследване е ***да се оцени динамичната напречна устойчивост на енергетичното транспортно средство TK-215T и се създаде защитна конструкция за безопасната му работа в планински и предпланински райони.***

## МЕТОДИ И СРЕДСТВА

Върху устойчивостта на тракторите и създаването на условия за нейната оценка са посветени редица научни изследвания [1, 4 и др.].

Много често като показател за оценка на устойчивостта се използва "динамичния ъгъл на напречна устойчивост" ( $\beta_{dyn}$ ), представляващ ъгъла на напречен наклон, на който възниква динамичното преобръщане. По данни от многократно проведени опитни изследвания той е между 40 – 60 % от статичния ъгъл на напречна устойчивост ( $\beta_{lim}$ ), като по-ниската гранична стойност е характерна за случаите с по-интензивно действие на динамичните фактори. В настоящото изследване динамичният ъгъл на напречна устойчивост е определян с помощта на посоченото съотношение, като статичният ъгъл на напречна устойчивост е изчисляван за всеки конкретен случай по данни за надължната и напречната бази и координатите на центъра на масите на транспортното средство.

В процеса на изследване на динамичната напречна устойчивост на TK-215T са разгледани ситуации, типични за земеделската практика, но криещи риск за безопасната експлоатация на техниката, а именно:

- движение по хоризонтален път с неравности;
- работа на наклонени терени с различни видове и количество товари в товарната платформа.

За случая на движение по хоризонтален път с неравности е изчислен граничният ъгъл на напречен наклон, предизвикан от пропадането/издигането на ходовите колела от едната страна на мобилната машина, в следствие на копирането на неравности по опорната повърхност, и опасният размер на неравностите на опорната повърхност (височина на насила, дълбочина на канавката и др.), които могат да доведат до динамичното и преобръщане. Разгледани са вариантите на движение без товар и при наличие на различен по количество и обем товар в товарната платформа в границите на допустимата по технически данни товароносимост 600 kg. Опасният размер на неравността на опорната повърхност ( $h_{dyn}$ ), е изчислен с помощта на известната в теорията [2, 3 и др.] формула (1), в която „ $B$ ” е напречната база на мобилната машина, измерена в милиметри.

За случая на движение по наклонени терени с различни видове и количество товари в товарната платформа, е оценено влиянието на:

- количеството на товара, равномерноразпределен в товарната платформа;
- обема на товара, равномерноразпределен в товарната платформа;
- стичането на товара към някоя от страните на товарната платформа.

Using Excel software an approximation of the obtained results is made and formulas, which give the relationship between observed indicators (the dynamic angle of lateral stability and dangerous size of unevenness of the ground) and type and quantity of the load in the loading platform are worked out. The accuracy of the choice of approximating functions is assessed with the indicator R-squared ( $R^2$ ), called in the statistical studies "coefficient of determination".

In the first phase of the study on protective structure's developing, taking into account the statutory requirements about providing the necessary "clearance zone" and the structural characteristics of transport vehicle TK-215T, tentative sizes of its structural parts are predetermined. To specify them according to the possible materials for their manufacture, a simulation model for the selected type of protective structure was developed using the software "Solid Works".

For investigation of influence of the external impact on protective structure some situations were modeled, imitating her encounters with the ground due to lateral roll-over of the transport vehicle. Some cases in which forces with different points of application act on the protective frame are discussed, namely:

- the forces are applied sideways and are distributed along the sloping part of the protective frame (fig.1.b);
- the forces are applied vertically along the horizontal part of the protective frame (fig.1.c).

Although real, the case where the forces are concentrated at one point (fig.1.a) is not analyzed because it is assumed as transient and is preceded the next on the same figure. It is not analyzed also the case in which the forces are applied vertically across sloping side of the protective frame (fig.1.d), because it is possible only during longitudinal roll-over of the transport vehicle TK-215T, which in practice is almost unrealizable in real conditions.

Taking into account the configuration and location of the protective frame on the vehicle the following assumptions about the values of the forces applied on protective structure were adopted:

- the maximum force that may act sideways on the protective frame in event of roll-over of the transport vehicle will not exceed half of the force created by vehicle's weight of gravity;

- the maximum value that can reach the force, acting on the horizontal part of the protective frame, shall not exceed the force created by weight of gravity of less loaded axle of the transport vehicle (in our case – front axle).

С помощта на програмния продукт Excel е извършена апроксимация на получените резултати, като са изведени функционални зависимости, които дават връзката между наблюдаваните показатели за оценка на динамичната устойчивост на транспортното средство (ъгъла на динамична устойчивост и размера на опасните неравности върху опорната повърхност) и вида и количеството на товара в товарната платформа. Точността на избора на апроксимиращите функции е оценена с показателя  $R^2$ , наричан в статистическите изследвания "коффициент на определеност".

През първия етап от изследването за разработване на конструкцията за безопасност, отчитайки изискванията за осигуряване на необходимата "свободна зона" и конструктивните дадености на TK-215T, са определени предварителни, ориентировъчни размери на отделните елементи. За уточняването им, съобразно възможните за използване материали за тяхното изработка, с помощта на програмния продукт "Solid Works" е разработен имитационен модел на избрания тип конструкция за безопасност.

Моделирани са ситуации на външно въздействие върху конструкцията за безопасност, имитиращи съприкосновението ѝ с опорната повърхност, вследствие на странично преобръщане на транспортното средство. Разгледани са случаи, при които върху защитната рамка действат сили, различни по място на прилагане, а именно:

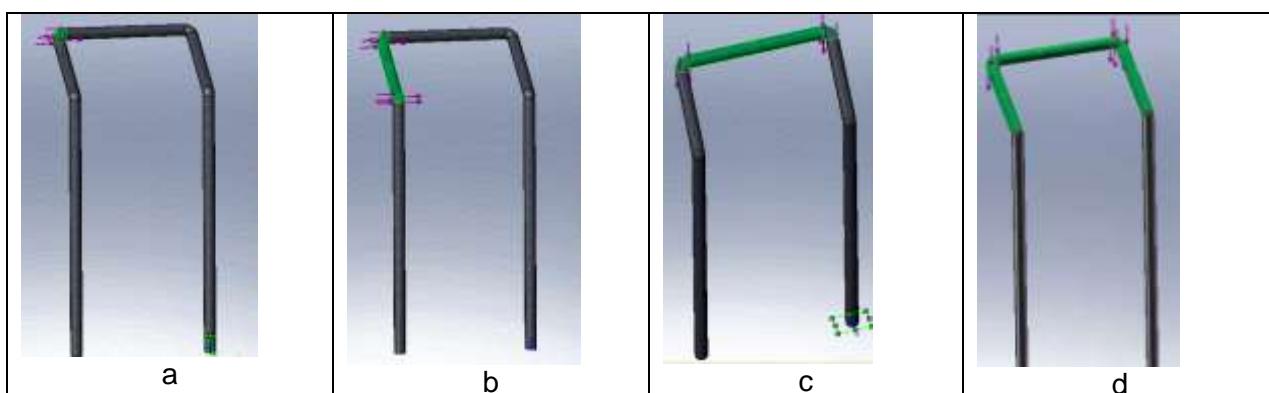
- силите са приложени странично, като са разпределени по дължината на наклонената страна на защитната рамка (фиг.1.b);
- силите са приложени вертикално по дължината на хоризонталната страна на защитната рамка (фиг.1.c).

Макар и реален, случаят, при който силите са съсредоточени в една точка (фиг.1.a), не е анализиран, тъй като е прието, че е преходен и предшества следващите, представени на същата фигура. Не е анализиран и случаят, при който силите са приложени вертикално по цялата наклонена страна на защитната рамка (фиг.1.d), поради факта че той е възможен само при надлъжно преобръщане на TK-215T, на практика нереализуемо в реални условия.

С отчитане на конфигурацията и разположението на защитната рамка върху транспортното средство са приети следните предположения, относно стойностите на прилаганите върху конструкцията за безопасност сили:

- максималната сила, която би въздействала странично върху защитната рамка при преобръщане на TK-215T, няма да превиши половината от силата на тежестта, създавана от сцепната му маса;

- максималната стойност, която може да достигне силата, действаща върху хоризонталната страна на защитната рамка, не превишава силата на тежестта от сцепната маса върху по-малко натоварения (предния) мост на транспортното средство.



**Fig. 1 - Places and modes of force application on the protection frame /  
Места и начини на прилагане на силите върху защитната рамка**

With the developed simulation model of the protective structure, adopted loading schemes and maximum values of the forces was tested structure strength at various angular and linear dimensions of structural parts, types of materials for their manufacturing and etc. The assessment was carried out on the basis of results for linear displacements and maximum stresses that would occur in the protective structure in event of roll-over of the transport vehicle TK-215T.

## RESULTS AND DISCUSSION

### Results of the study on the dynamic lateral stability of TK-215T running on horizontal road with unevenness

Based on experimentally proven relationship between dynamic and static angles of lateral stability is established that in case of movement of the transport vehicle TK-215T without load the angle which can cause roll-over in result of unevenness in the road varies between 20° and 30°. Practically, lateral roll-over as a result of following of vehicle's side wheels in ditch or furrow is excluded. The size of unevenness that would cause it ( $h_{dyn} = 346$  mm) is bigger than the clearance, which means that the vehicle would rather "lying on stomach", before it rolls over.

Interesting for practice is a motion of the transport vehicle TK-215T with load in the loading platform. The results of determination using the formula (1) the size of maximum permissible unevenness of the ground for save movement of the vehicle, depending on the weight of transported load, distributed in the loading platform, are presented in figure 2.

Fully consistent, the maximum size of unevenness, which the vehicle TK-215T can overcome without roll-over, is decreasing with increasing the amounts of transported load (more than 15% in case of movement with a maximum permissible load compared to movement without load in loading platform). The point here is that despite the worsening dynamic stability, its ability to run on uneven surfaces remains high enough, which is further confirmation of a well-reasoned design decisions made in its development.

С разработения имитационен модел на конструкцията за безопасност, приетите схеми на натоварване и максималните стойности на силови въздействия е изследвана здравината ѝ при различни ъглови и линейни размери на отделните нейни елементи, видове материали за тяхното изработка и др. Оценката е извършвана на базата на получените резултати за линейните премествания и максималните напрежения, които биха възникнали в конструкцията за безопасност при преобръщане на транспортното средство TK-215T.

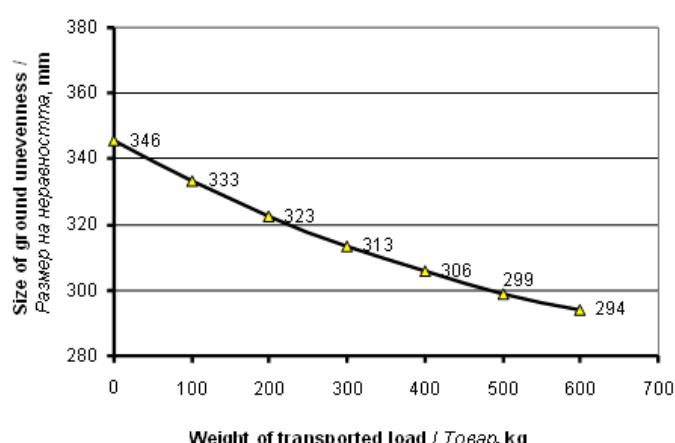
## РЕЗУЛТАТИ И ОБСЪЖДАНЕ

### Резултати от изследването на динамичната напречна устойчивост на TK-215T при движение по хоризонтален път с неравности

Базирайки се на опитно доказаното съотношение между динамичния и статичния ъгли на напречна устойчивост е установено, че при движение на TK-215T без товар ъгълът, който може да предизвика динамично преобръщане, породено от неравностите по пътя, варира между 20° и 30°. На практика е изключено напречно преобръщане в следствие пропадане на страничните ходови колела в канавка или бразда. Размерът на неравностите, който би го предизвикал ( $h_{dyn} = 346$  mm), е по-голям от клиренса, в резултат на което TK-215T по-скоро би "легнало по корем", преди да се преобръне.

Интерес за практиката представлява движението на TK-215T с товар. На фиг.2 са представени резултатите от определянето с помощта на формула (1) на пределния размер на възможните за безопасно преодоляване неравности върху опорната повърхност в зависимост от масата на равномерноразпределения товар в товарната платформа.

Напълно логично, с увеличаване на количеството на превозения товар намалява (с повече от 15% при движение с максимален товар по сравнение при движение без товар) максималният размер на неравностите, който може да преодолее транспортното средство TK-215T без опасност от преобръщане. Важното в случая е, че въпреки влошаващата се динамична устойчивост, способността му да се движки по неравни повърхности остава достатъчно висока, което е потвърждение за добре обоснованите конструктивни решения, реализирани при неговото създаване.



**Fig. 2 - Relationship between maximum permissible unevenness of the ground and the weight of transported load distributed in the loading platform of TK-215T / Зависимост на максималнодопустимата неравност на опорната повърхност от масата на товара, равномерноразпределен в товарната платформа на TK-215T**

Approximating the results of figure 2, is derived a formula (2) for determining the size of hazardous unevenness on the ground ( $\Delta_{ground}$ ) depending on the quantity of transported load ( $m_{load}$ ), distributed in the

Апроксимирали резултатите, представени на фиг.2, е изведена формула (2) за определяне на размера на опасните неравности върху опорната повърхност ( $\Delta_{ground}$ ) в зависимост от количеството на товара ( $m_{load}$ ),

loading platform of TK-215T:

$$\Delta_{ground} = -0,0861 \cdot m_{load} + 342 \quad , \quad (2)$$

The indicator assessing the accuracy of the choice of approximating function is  $R^2 = 0,9809$ .

The results can serve as a reference when choosing a regime that ensures safe motion of the transport vehicle TK-215T with loads on land with an uneven surface.

#### Results of the study of the dynamic lateral stability of TK-215T on slopes

The formulas for assessing of the vehicles stability when driving on slopes with different types and quantity of load in loading platform are presented in table 1. They are derived by taking into account the impact that each link in the chain "load – static angle - dynamic angle" appears to next one for the cases with more intensive action of dynamic factors. With their help on the bases of data for the weight of transported dense or flowing load and the coordinate of centre of gravity of volumetric load the size of the limiting angle, providing safe movement of transport vehicle on inclined terrains for each of the operational situations can determine.

равномерноразпределен в платформата на TK-215T:

Стойността на показателя, оценяващ точността на избора на апроксимиращата функция, е  $R^2 = 0,9809$ .

Резултатите могат да служат за ориентир при избора на режим, осигуряващ безопасно движение на енергетичното транспортно средство TK-215T с товар по терени с неравна повърхност.

#### Резултати от изследването на динамичната напречна устойчивост на TK-215T при работа на наклонени терени

В таблица 1 са представени формули за оценка на устойчивостта на транспортното средство при движение по наклонени терени с различни видове и количество товари в товарната платформа. Изведени са с отчитане влиянието, което всяко едно звено от веригата „товар - статичен ъгъл - динамичен ъгъл“ оказва на следващото за случаите с по-интензивно действие на динамичните фактори. С тяхна помощ по данни за масата на превозния пътят или теклив товар и вертикалната координата на центъра на масите (ц.м.) на обемен товар може да се определи размерът на граничния ъгъл, осигуряващ безопасно движение върху наклонена опорна повърхност за всяка една от посочените експлоатационни ситуации.

**Table 1 / Таблица 1**  
**Formulae for calculating the limiting angle of inclined terrain, ensuring safe motion of the transport vehicle TK-215T /**  
**Зависимости за изчисляване на граничния ъгъл на наклона, позволяващ безопасно движение на енергетичното транспортно средство TK-215T**

Operating condition / Експлоатационно условие	Formulae / Функционална зависимост	Coefficient of determination / Коефициент на определеност " $R^2$ "
Dense load distributed in the loading platform	$\beta_{dyn.d.l.} = -0,0045 \cdot m_{load} + 19,85 /$ $\beta_{dyn.d.l.} = -0,0045 \cdot m_{load} + 19,85$	$R^2 = 0,9828 /$ $R^2 = 0,9828$
Flowing load	$\beta_{dyn.f.l.} = -0,0064 \cdot m_{load} + 19,792 /$ $\beta_{dyn.f.l.} = -0,0064 \cdot m_{load} + 19,792$	$R^2 = 0,9768 /$ $R^2 = 0,9768$
Volumetric load with weight 600 kg, distributed in the loading platform	$\beta_{dyn.v.l.} = -0,045 \cdot h_{load} + 18,086 /$ $\beta_{dyn.v.l.} = -0,045 \cdot h_{load} + 18,086$	$R^2 = 0,9986 /$ $R^2 = 0,9986$

The appearance of the first two formulas talk about that increasing of load in the loading platform of the transport vehicle TK-215T reduces the value of the angle, which may cause its roll-over. The results obtained with their help show that when transporting a loads within the range from zero to maximum permissible load the dynamic lateral stability of the transport vehicle deteriorates to 15% when running with distributed load and to 20% with flowing load.

Dynamic stability of TK-215T deteriorates also with increasing vertical coordinate of centre of gravity of the load. When the height of centre of gravity of loads is near the middle of the height of the loading platform (as is desirable to have a volumetric distributed load), lowering the value of limiting angle is negligible - only about one degree, which is a good testimonial for the implemented design solutions in creating a vehicle.

#### Results of research on creating of roll-over protective structure

Based on international experience in creating protective structures for mobile means such as "TK-215T"

Видът на първите две формули говори за това, че увеличаването на товара в товарната платформа на TK-215T води до намаляване на стойността на ъгъла на наклона, който може да предизвика неговото преобръщане. Резултатите, получени с тяхна помощ, показват, че при превоз на товари в границите от нула до максималната товароподемност динамичната напречна устойчивост се влошава до 15% при движение с равномерноразпределен товар и до 20% с изместен товар.

Влошава се динамичната устойчивост на TK-215T и с увеличаване на вертикалната координата на ц.м. на товар. При височина на ц.м. на товара в зоната на средата на височината на товарната платформа (каквото е желателно да има обемния товар), понижаването на стойността на граничния ъгъл е незначително – само около един градус, което е добър атестат за реализираните конструктивни решения при създаването на транспортното средство.

#### Резултати от изследването върху конструкцията за безопасност при преобръщане

Основавайки се на световния опит в създаване на конструкции за безопасност за мобилни средства от типа

is adopted that the newly protective structure to be of type "rollbar", and the protective frame of the structure to be work out of a tube with circular section. The shape of the protective frame is a result of searching the configuration, in which the element, bearing the main load in the event of a roll-over, is positioning as close as possible to the driver seat.

Suitable location for mounting the protective structure on the transport vehicle TK-215T is the sleeves of its front axle.

They are steel castings and have sufficient strength to bear additional loads that would arise in case of roll-over. Constructive implementation of the elements for attaching the protective frame to the vehicle is consistent with the presence of horizontal platforms with threaded holes on the front axle sleeves.

Joining the protective frame to each of the sleeves is carried out with the means of support, consisting of a spike on which the protective frame is placed and a plate, which by bolts is fixed to the axle sleeves. Fixing the protective frame to means of support is provided by two locking pins.

Using the developed simulation model different situations are modeled in order to optimize the structure design in strict compliance with the requirements about necessary "clearance zone". Figure 3 presents the linear displacements (fig.3.a) and stresses (fig.3.b), emerging in the chosen type of structure, when 5 kN external forces are borne by the sloping side of the protective frame.

Recorded maximum values of these parameters in more loaded sections of the structure (approximately 45 mm for the linear displacements and 300 MPa for the stresses) were below the crucial limits of materials used for making up the structural parts. The results refer to the cases where the vehicle is unladen.

Impact that can have weight of the load, transported by TK-215T, was assessed by modeling the situation in which the external forces are of value 7,5 kN.

The results are presented on fig.3.c and fig.3.d. The expected increasing of examined parameters' values is within the permissible margins, which gives reason to believe that the driver's safety will be guaranteed.

на "ТК-215Т" е прието новоразработваната защитна конструкция да е от тип "ролбар", като защитната рамка се изработи от тръба с кръгло сечение. Формата на защитната рамка е резултат от търсенето на подходящата конфигурация за позициониране на элемента, поемаш основното натоварване в случай на преобръщане, възможно най-близко до мястото на водача.

Подходящо място за монтиране на конструкцията за безопасност върху транспортно средство ТК-215Т са ръкавите на предния му мост.

Последните са стоманени отливки и притежават достатъчна здравина за да поемат допълнителните натоварвания, които биха възникнали при евентуалното му преобръщане. Конструктивното изпълнение на елементите за присъединяване на защитната рамка към транспортното средство е съобразено с наличието върху ръкавите на предния мост на хоризонтални площиадки с резбови отвори.

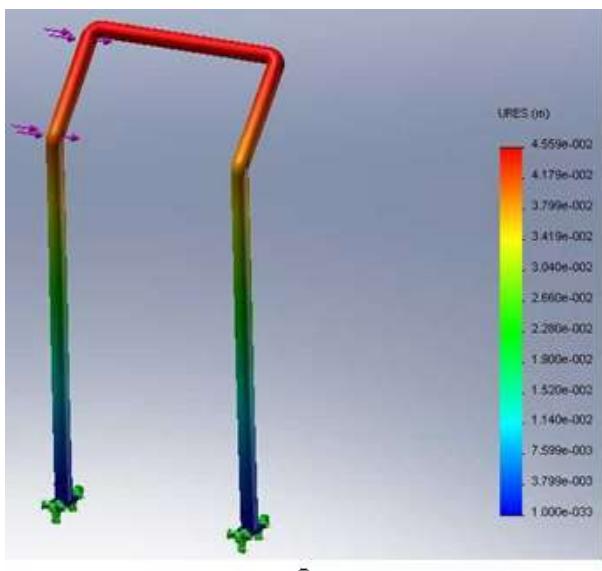
Присъединяването на защитната рамка към всеки от ръкавите на предния мост е осъществено с помощта на опора, състояща се от шип, на който се надява защитната рамка, и опорна планка, която с помощта на болтове се фиксира към хоризонталните площиадки на ръкавите на предния мост. За фиксиране на защитната рамка по отношение на опорите е предвиден фиксиращ щифт.

За оптимизиране на конструктивната разработка с помощта на разработения имитационен модел са моделирани различни ситуации. На фиг.3 са представени линейните премествания (фиг.3.a) и напреженията (фиг.3.b), възникващи в избраната за оптимална конструкция за безопасност, когато 5 kN-ови външни силови въздействия се поемат странично от наклонената част на защитната рамка.

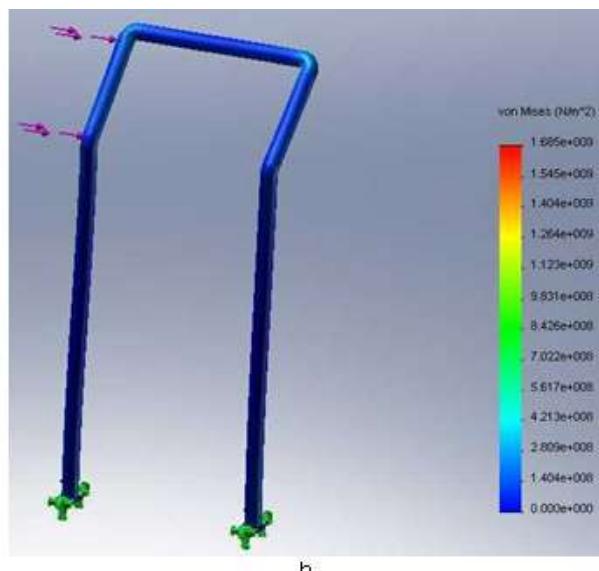
Регистрираните максимални стойности за изследваните показатели в най-натоварените участъци на конструкцията (около 45 mm за линейни премествания и 300 MPa за възникващите напрежения) са под пределните за материалите, от които са изработени елементите на конструкцията. Резултатите се отнасят за случаите, когато транспортното средство е без товар.

Влиянието, което може да окаже масата на превозвания товар, е оценено с моделиране на ситуация, при която външните силови въздействия са със стойност 7,5 kN. Резултатите са представени на фиг.3.c и фиг.3.d.

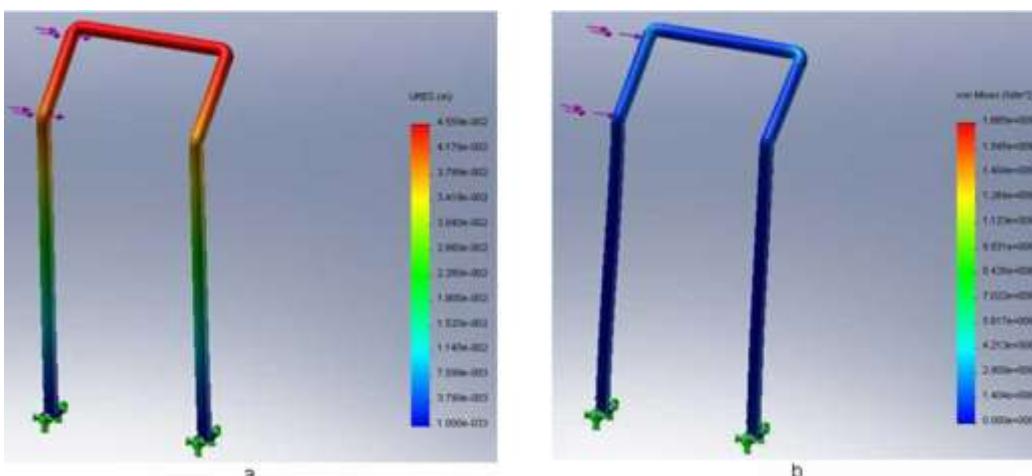
Очакваното покачване на стойностите на изследваните параметри е в границите на допустимото, което дава основание да се счита, че безопасността на водача също ще бъде гарантирана.



a



b



**Fig.3 - Linear displacements and stresses emerging in the protective structure, when external forces are borne by the sloping side of the protective frame / Линейни премествания и напрежения, възникващите в конструкцията за безопасност, когато външните силови въздействия се поемат странично от наклонената част на защитната рамка**  
a, b – 5 kN; c, d – 7,5 kN

Similarly, the situation presented on fig.1.c. was investigated. On the bases of the obtained results firstly suggested parameters of the frame and other parts of protective structure were adjusted.

Analysis of the results shows that with this configuration and design parameters **the newly developed protective structure will provide needed “clearance zone” to protect the driver in case of roll-over of the vehicle.**

The specified optimal design parameters of the protective frame are presented in table 2.

По аналогичен начин е изследвана и ситуацията на натоварване на конструкцията за безопасност от фиг.1.c. В зависимост от получените резултати са коригирани първоначално приетите параметри на рамката и присъединителните елементи.

Анализът на резултатите показва, че при тази конфигурация и с тези конструктивни параметри **новоразработената конструкция за безопасност ще осигури необходимата свободна зона за водача, за да го защити в случай на преобръщане на транспортното средство.**

Уточнените оптимални конструктивни параметри на защитната рамка са представени в табл.2.

**Table 2 / Таблица 2**

**Optimal parameters of the protective frame of protective structure for the transport vehicle TK-215T /  
Оптимални параметри на защитната рамка от конструкцията за безопасност за енергетичното транспортно средство TK-215T**

Design parameters / Конструктивни параметри	Values / Стойности
Dimensions / Габаритни размери, mm: - Height / височина; - Width / ширина.	1620 782
Height of the vertical part / Височина на вертикалната част, mm	1360
Angle of inclination of inclined part / ъгъл на наклона на наклонената част от вертикалата, degree	45
Weight (with attachments) / Маса (заедно с присъединителните елементи), kg	26

On the bases of all results a technical documentation was developed and an experimental model of rollbar protective structure is worked-out. The newly created structure, mounted on the transport vehicle TK-215T, is presented in figure 4.

По получените резултати е разработена техническа документация и е изработен опитен образец на конструкция за безопасност от тип “ролбар”. Новосъздадената конструкция за безопасност, монтирана върху енергетичното транспортно средство TK-215T, е представена на фиг.4.



**Fig. 4 - General view of transport vehicle for small farms TK-215T with the newly protective structure / Общ вид на енергетичното транспортно средство за малки земеделски стопанства TK-215T с конструкцията за безопасност**

## CONCLUSIONS

The results of investigation on the dynamic lateral stability of the transport vehicle for small farms TK-215T confirmed the correctness of the design decisions made in its creation.

The obtained limiting values of the angle of inclination (between 20° and 30° when driving on the road with bumps) and of the unevenness on the ground, which can overcome the vehicle TK-215T (between 346 mm and 294 mm depending on the quantity of load at the loading platform) and formulas for assessing its stability may be useful in selection of modes for safe driving on sloping or uneven land surfaces, and in comparing it with mobile means with similar technical parameters and use. Analysis of the results on creation of protective structure for TK-215T showed that with the selected configuration and specified design parameters the newly developed rollbar construction combines the opportunity for easy attaching and detaching and provides the necessary strength and reliability to protect the driver in event of roll-over of the vehicle.

Another advantage is that this protective structure can also be installed on the widened modification of the tractor family, which representative is TK-215T, and after simple structural changes on the narrow modification of the same family. In the near future it is to be tested in laboratory conditions according to European directives.

## REFERENCES

- [1]. Daskalov A., (1989) – *Dinamic stability of the tractors against overturning*, Sofia, Bulgaria.
- [2]. Ljubenov S., (1997) – *Tractors and automobiles*, ISBN 954-8861-06-2, Russe, Bulgaria.
- [3] Kutkov G., (1996) – *Theory of the tractor and automobile*, ISBN 5-10-003142-5, Moscow, Russia.
- [4] Vlăduț V., Găgeanu P, Ganga M., Biriş S. - *Researches regarding the creation of the testing conditions of the cabins and protection devices for tractors using static and dynamic method*, INTERNATIONAL CONGRESS - AUTOMOTIVE, ENVIRONMENT AND FARM MACHINERY, AMMA 2007, Series: Applied Mathematics and Mechanics, 50, vol. V, section 7: AGRICULTURAL MACHINERY, pag. 389-394, 2007, ISSN 1221-5872, ACTA TECHNICA NAPOCENSIS - SPECIAL ISSUE, Cluj Napoca, 2007, Romania.
- [5] OECD Standard Code for the Official Testing of Protective Structures on Agricultural and Forestry Tractors.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ:

Резултатите от изследването на динамичната напречна устойчивост на енергетичното транспортно средство за малки земеделски стопанства TK-215T потвърждават правилността на конструктивните решения, реализирани при създаването му.

Получените гранични стойности за ъгъла на наклона (между 20° и 30° при движение на път с неравности) и за размера на неравностите, които може да преодолее транспортното средство TK-215T без опасност от преобръщане (между 346 mm и 294 mm в зависимост от количеството на товара в товарната платформа) и изведените зависимости за оценка на неговата устойчивост могат да послужат при избора на режими за безопасно движение по наклонени или с неравна повърхност терени, както и за сравняването му с аналогични по технически параметри и предназначение мобилни средства. Анализът на резултатите по създаването на конструкция за безопасност за TK-215T показва, че с избраната конфигурация и с уточнените конструктивни параметри новоизработената конструкция за безопасност от тип "ролбар" съчетава възможността за лесен монтаж и демонтаж и осигурява необходимата здравина и надеждност за да защити водача в случай на преобръщане на транспортното средство.

Допълнително предимство на създадената защитна конструкция е факта, че може да бъде монтирана също върху уширената модификация от фамилията трактори, представител на която е TK-215T, а с неголеми конструктивни изменения и върхутяната модификация от същата фамилия. В близко бъдеще предстои изпитването на конструкцията за безопасност в лабораторни условия по утвърдени с европейските стандарти методики.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Даскалов А., (1989) - *Динамична устойчивост на тракторите срещу прекатурване*, София, България.
- [2]. Любенов С., (1997) – *Трактори и автомобили*, ISBN 954-8861-06-2, Русе, България..
- [3] Кутков Г., (1996) – *Теория трактора и автомобила*, ISBN 5-10-003142-5, Москва, Русия.
- [4] Vlăduț V., Găgeanu P, Ganga M., Biriş S. - *Researches regarding the creation of the testing conditions of the cabins and protection devices for tractors using static and dynamic method*, INTERNATIONAL CONGRESS - AUTOMOTIVE, ENVIRONMENT AND FARM MACHINERY, AMMA 2007, Series: Applied Mathematics and Mechanics, 50, vol. V, section 7: AGRICULTURAL MACHINERY, pag. 389÷394, 2007, ISSN 1221-5872, ACTA TECHNICA NAPOCENSIS - SPECIAL ISSUE, Cluj Napoca, 2007, Romania.
- [5] OECD Standard Code for the Official Testing of Protective Structures on Agricultural and Forestry Tractors.

## RELEVANT RHEOLOGICAL PROPERTIES OF BREAD DOUGH IN SMALL AMPLITUDE OSCILLATORY DYNAMIC TESTS (SAOS)

### /

### *PROPRIETĂȚILE REOLOGICE RELEVANTE ALE ALUATULUI DE PÂINE ÎN TESTE DINAMICE OSCILATORII DE JOASĂ AMPLITUDINE*

**Prof. Ph.D. eng. Voicu Gh., Ph.D. Stud. Eng. Constantin Gh., Ph.D. Stud. Eng. Ștefan E.M.**

- „Politehnica” University of Bucharest -  
Tel: 021-4029676; E-mail: ghvoicu\_2005@yahoo.com

**Abstract.** Bread dough of wheat flour is considered a nonnewtonian fluid with complex rheological characteristics, which manifests itself very differently in the process of kneading and baking on the technological bakery flow. Its rheological characteristics must be determined before the start of kneading process in order to provide adequate informations to the workers on the flow, in order to choose and establish appropriate working regimes adopted for each machine individually. Determining of these characteristics can be achieved at present with a number of performant equipment, with data acquisition and processing on the computer, which equips most laboratories of high capacity bread plants. The paper presents results of laboratory tests performed with a rheometer with plate-plate geometry on a bread dough and variation of rheological parameters of its (viscosity, shearing modulus  $G'$  and  $G''$ , torque, damping factor) with angular frequency applied to the rheometer upper plate geometry.

**Keywords:** bread dough, rheological properties, shear modulus, storage factor, torque, viscosity, wheat flour.

#### INTRODUCTION

In the specialized literature, the study of flow and strain in time of the materials under the influence of some external forces applied to them is attributed to rheology. The flow consists of continuous and irreversible development of the strain (strain) of a body under the action of some forces with known values. At solids, the phenomenon is called plastic flow, while at the liquids is called viscous flow. This means that the rheology aims the thorough knowledge of reaction or response of materials to the action of some external forces by studying the strain and flow of materials at phenomenological level. In this context, the materials are considered continuous mediums and not take into account either the anisotropic crystalline structure nor the discrete structure of the material. It is considered therefore that any real body has at the same time both elastic properties as well as viscous or plastic properties, and bodies are distinguished between them only insofar as these properties are manifested in their behavior [4,7].

Viscoelasticity is studied using dynamic mechanical analysis in which an oscillating force (stress) is applied to a material and the resulting displacement (strain) is the measured value [5].

At the purely elastic materials, the stress and the strain occur in phase, so the answer of one appears simultaneously with the other. At the pure viscous materials, there is a phase difference between stress and strain, in which the strain is delayed to the stress by an angle of 90 degrees ( $\pi/2$  radians) phase gap [1,3,8].

Viscoelastic materials exhibit a behavior between that of purely viscous and purely elastic materials, with a phase gap different in strain.

For accurate characterization from the rheological point

**Rezumat.** Aluatul de pâine din făină de grâu este considerat un fluid nonnewtonian cu caracteristici reologice complexe, care se manifestă foarte diferit în procesul de frământare și prelucrare pe fluxul tehnologic de panificație. Caracteristicile sale reologice trebuie să fie determinate înainte de începutul procesului de frământare pentru a se putea furniza informații corespunzătoare lucrătorilor de pe flux, în vederea alegerii și stabilirii corespunzătoare a regimurilor de lucru adoptate pentru fiecare utilaj în parte. Determinarea acestor caracteristici se poate realiza, în prezent, cu o serie de aparate performante, cu achiziție de date și prelucrare pe calculator, care dotează majoritatea laboratoarelor fabricilor de pâine de capacitate mari. În lucrare se prezintă rezultatele unor teste de laborator efectuate cu un reometru cu geometrie placă-placă asupra unui aluat de pâine și variația parametrilor reologici ai acestuia (vâscozitate, modulul de forfecare  $G'$  și  $G''$ , moment de torsion, factor de amortizare) cu frecvența unghiulară aplicată plăcii superioare a geometriei reometrului.

**Cuvinte cheie:** aluat de pâine, factor de înmagazinare, făină de grâu, modulul de forfecare, moment de torsion, proprietăți reologice, vâscozitate.

#### INTRODUCERE

În literatura de specialitate, studiul curgerii și al deformației în timp a materialelor sub acțiunea unor forțe exterioare aplicate acestora este atribuit reologiei. Curgerea constă în dezvoltarea continuă și ireversibilă a deformării unui corp sub acțiunea unor forțe de valori cunoscute. La solide, fenomenul se numește curgere plastică, în timp ce la lichide este numit curgere vâscoasă. Aceasta înseamnă că reologia vizează cunoașterea aprofundată a reacției sau a răspunsului materialelor la acțiunea unor forțe externe, studiind deformația și curgerea materialelor la nivel fenomenologic. În acest context, materialele sunt considerate medii continue și nu se ține seama nici de structura cristalină anizotropă, nici de structura discretă a materialului. Se consideră, deci, că orice corp real are în același timp atât proprietăți elastice, cât și proprietăți vâscoase sau plastice, iar corpurile se deosebesc între ele numai prin măsura în care se manifestă aceste proprietăți în comportarea lor [4,7].

Vâscoelasticitatea este studiată folosind analiza mecanică dinamică în care o forță (tensiune) oscilatorie este aplicată unui material, iar deplasarea (deformația) rezultată este mărimea măsurată [5].

La materialele pur elastice, tensiunea și deformația apar în fază, astfel încât răspunsul unuia apare simultan cu celălalt. La materialele pur vâscoase, există o diferență de fază între tensiune și deformație, în care deformația este întârziată față de tensiune printr-un unghi de 90 de grade ( $\pi/2$  radiani), decalaj de fază [1,3,8].

Materiale vâscoelastice manifestă o comportare între cea a materialelor pur vâscoase și pur elastice, prezentând un decalaj de fază diferit în deformație.

Pentru caracterizarea căt mai corectă din punct de vedere

of view of a material it is necessary to measure a field of properties, because the product may be subjected to different stress conditions in very short periods of time.

In general, the complex flow of a fluid is studied in simple flow fields in order to determine the properties (functions) of it, such as viscosity, normal stress coefficients or dynamic moduluss. These functions of materials are used in their turn to select the most appropriate mathematical models to describe the rheology of these fluids (so-called constitutive equations) that allow prediction of the type of flow in the case of complex geometries [8].

In work [6], were performed oscillatory tests on the dough of flour of different origins, tracing the graphics of storage and loss moduluss,  $G'$  and  $G''$  and of dynamic viscosity,  $\eta'$ , as frequency functions, taken in the linear viscoelastic region (0,1% strain amplitude). It was found that the storage modulus of standard dough from soft flours is higher than the standard dough of hard flours, while the storage modulus of soft dough with absorption capacity of 66% overlaps with that of the hard dough. In addition, the loss moduluss (and therefore dynamic viscosity) of weak and strong flours are almost identical. In the field of low frequency where the dough is almost at rest or slightly excited, the phase gap,  $d = \tan^{-1}(G''/G')$  is of the order of 25° that is quite elastic [4,5,6].

There are two main types of analyzers in use today: forced resonance analyzers and analyzers for free resonance. The free resonance analyzers measure the damping of free oscillations of the sample tested by suspension and oscillation. Forced resonance analyzers are the most frequent types of analyzers, at which the sample oscillates at a specific frequency. Most often, to characterize the rheological properties of different materials are used the rheometers. The active parts of a rheometer are the parts comming into contact with the material on which testing is carried out. These geometries can be of the type: plate - plate, cone - plate, cone - cone or coaxial cylinders (Fig. 1) [8].

reologic a unui material este necesară măsurarea unui domeniu de proprietăți, deoarece produsul poate fi supus unor condiții diferite de solicitare, în perioade foarte scurte de timp.

În general, curgerea complexă a unui fluid se studiază pe domenii simple de curgere cu scopul de a determina proprietățile (funcțiile) acestuia, cum sunt: vâscozitatea, coeficienții tensiunilor normale sau modulele dinamice. Aceste funcții de material sunt utilizate, la rândul lor, pentru a selecta cele mai potrivite modele matematice pentru descrierea reologiei acestor fluide (așa numitele ecuații constitutive) care permit precizarea tipului de curgere în cazul geometriilor complexe [8].

În lucrarea [6], au fost efectuate teste oscilatorii asupra aluatelor din făinuri de diferite origini, trăsându-se graficele modulelor de depozitare și pierdere,  $G'$  și  $G''$  și vâscozitatei dinamice,  $\eta'$ , ca funcții de frecvență, luate în regiunea vâscoelastica liniară (la 0,1% amplitudinea deformației). S-a constatat că, modulul de stocare al aluatului standard din făinuri moi este mai mare decât cel al aluatului standard din făinuri puternice, în timp ce modulul de stocare al aluatului moale cu capacitatea de absorbție 66% se suprapune peste cel al aluatelor tari. În plus, modulele de pierderi (și, prin urmare, vâscozitatea dinamică) ale făinurilor slabe și puternice sunt aproape identice. În domeniul de frecvență joasă unde aluatul este aproape în repaus sau ușor excitat, decalajul de fază,  $d = \tan^{-1}(G''/G')$ , este de ordinul a 25° adică destul de elastic [4,5,6].

Există două tipuri principale de analizoare utilizate în prezent: analizoare de rezonanță forțată și analizoare de rezonanță liberă. Analizoarele de rezonanță liberă măsoară oscilațiile libere de amortizare ale probei testată prin suspendare și oscilare. Analizoare de rezonanță forțată sunt cele mai frecvente tipuri de analizoare, la care proba oscilează la o anumită frecvență. Cel mai adesea, pentru caracterizarea proprietăților reologice ale diferitelor materiale, se utilizează reometrele. Părțile active ale unui reometru sunt părțile care intră în contact cu materialul asupra căruia se efectuează teste. Aceste geometrii pot fi de tipul: placă – placă, con – placă, con – con sau cilindri coaxiali (fig. 1) [8].

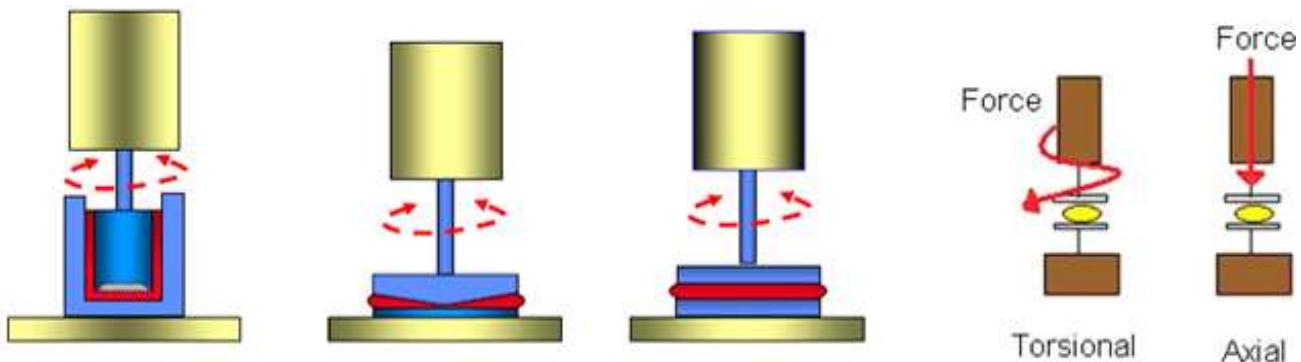


Fig. 1 - Types of geometry of a rheometer and their movement /

Tipuri de geometrii ale unui reometru și mișcarea acestora

- a) coaxial cylinders, b) cone - plate c) plate - plate d) movement of rheometer plates
- a) cilindri coaxiali, b) con – placă; c) placă – placă; d) mișcarea plăcilor reometrului

## THEORETICAL ELEMENTS

In a viscoelastic material, the stress and strain can be represented using the equations [2,4]:

- the strain:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sin \omega t \quad (1)$$

- the stress

$$\sigma = \sigma_0 \sin \omega t + \varphi \quad (2)$$

## ELEMENTE TEORETICE

Într-un material vâscoelastic, tensiunea și deformația pot fi reprezentate folosind ecuațiile [2,4]:

- deformația:

- tensiunea:

$$\sigma = \sigma_0 \sin \omega t + \varphi \quad (2)$$

where:  $\omega$  is the frequency of oscillation strain,  $t$  is time and phase shift  $\varphi$  is between stress and strain.

In case of oscillatory shear measurements or of those dynamo-mechanical on a fluid is applied a shear field varying sinusoidal and it is measured the shear amplitude and phase angle between the imposed shear and the stress [4]. Testing is under linear viscoelastic regime if the stress is linearly proportional to the imposed strain and the stress response is sinusoidal. For these tests, the storage modulus and the loss modulus inside the viscoelastic solids measure the energy stored, representing the elastic portion and dissipated energy as heat, representing the viscous portion [5]. The storage modulus  $E'$ , respectively that of loss  $E''$  at traction, are defined by the relations:

$$E' = \frac{\sigma_o}{\varepsilon_o} \cos \varphi$$

Phase angle is given by:

$$\tan \varphi = \frac{E''}{E'} \quad (4)$$

Relation (4) shows the relative effects of elastic and viscous components in viscoelastic behavior.

Similarly can be defined the storage and loss modulus at shearing,  $G'$  and  $G''$ .

The complex variables can be used to express of modulus  $E$  and  $G$  as follows:

$$E = E' + i E''$$

where  $i$  is the imaginary unit ( $i^2 = -1$ ).

The complex modulus  $G^*$ , at shear, can be determined from the relation:

$$|G^*| = \sqrt{G'^2 + G''^2} \quad (6)$$

It is important to note that the strain or stress used in low amplitude oscillatory dynamic tests are very small, often of 1%, 3% or 5%, to ensure that the material response will be in the linear domain, in which the stress is proportional to the applied strain [2,4,5,6].

Similarly, the complex viscosity  $\eta^*$  can be defined in terms such as the real part  $\eta'$  or imaginary  $\eta''$  of viscosity.  $G'$ ,  $G''$ , and  $\eta'$  and  $\eta''$  allow rheological characterization of viscoelastic material based on a dynamic oscillating test SAOS.

## MATERIAL AND METHOD

Were performed dynamic oscillatory tests of low amplitude SAOS on a bread dough prepared with the Brabender laboratory farinograph, type E after drawing of the farinograph curve. The dough was prepared from FA-480 wheat flour for bakery and pastry, using distilled water in 60% against the flour.

Farinographic test resulted in a dough consistency of 550 FU (1 FU  $\cong 10^{-3}$  N·m), a development time of 1.8 min., the stability of 1.5 min and the correction of the absorption capacity for a consistency of 500 FU of 61.4%, which means that the dough was prepared a little harder than the normal consistency (550 FU against 500 FU).

The flour humidity, determined with RH Kern 120-3 thermobalance, was 11.3% (reported to the wet mass).

From the resulting dough mass has been achieved a test piece with about 25 mm in diameter and about 5 mm thickness, which was laid on the lower plate of a Physica MCR- 301 rheometer, using a plate-plate geometry (fig. 1,c) [8].

After approaching of the two plates at a convenient distance for the test ( $d = 1$  mm), the dough excess from

unde:  $\omega$  este frecvența oscilației deformației,  $t$  este timpul, iar  $\varphi$  este decalajul de fază între tensiune și deformație.

În cazul măsurătorilor de forfecare osculatorie sau a celor dinamo-mecanice asupra unui fluid se aplică un câmp de forfecare ce variază sinusoidal și se măsoară amplitudinea tensiunii de forfecare rezultată și unghiul de fază între forfecarea impusă și tensiune [4]. Testarea este în regim liniar vâscoelastic dacă tensiunea este liniar proporțională cu deformarea impusă și răspunsul tensiunii este sinusoidal. În cazul acestor teste, modulul de depozitare și modulul de pierderi în corpurile solide vâscoelastice măsoară energia stocată, reprezentând porțiunea elastică și energia disipată sub formă de căldură, reprezentând porțiunea vâscoasă [5]. Modulul de depozitare  $E'$ , respectiv cel de pierderi  $E''$ , la tracțiune, sunt definite de relațile:

$$E'' = \frac{\sigma_o}{\varepsilon_o} \sin \varphi \quad (3)$$

Unghiul de fază este dat de relația:

$$\tan \varphi = \frac{E''}{E'} \quad (4)$$

Relația (4) arată efectele relative ale componentelor elastice și vâscoase în comportamentul vâscoelastic.

În mod similar pot fi definite moduluse de stocare și pierderi, la forfecare,  $G'$  și  $G''$ .

Variabilele complexe pot fi utilizate în exprimarea moduluselor  $E$  și  $G$  astfel:

$$G = G' + i G'' \quad (5)$$

unde  $i$  este unitatea imaginară ( $i^2 = -1$ ).

Modulul complex  $G$ , la forfecare, poate fi determinat din relația:

Este important de subliniat faptul că deformarea sau tensiunea utilizată în testările dinamice osculatorii de joasă amplitudine sunt foarte mici, de cele mai multe ori de 1%, 3% sau 5%, pentru a se asigura că răspunsul materialului va fi în domeniul linear, domeniu în care tensiunea este proporțională cu deformarea aplicată [2,4,5,6].

În mod similar, vâscozitatea complexă  $\eta^*$  poate fi definită în termeni precum partea reală  $\eta'$  sau imaginară  $\eta''$  de vâscozitate.  $G'$ ,  $G''$ , și  $\eta'$  și  $\eta''$  permit caracterizarea reologică a materialului vâscoelastic pe baza unui test dinamic osculatoriu SAOS.

## MATERIAL ȘI METODĂ

Au fost efectuate teste dinamice osculatorii de joasă amplitudine SAOS pe un aluat de pâine preparat în laborator cu farinograful Brabender, tip E, după trasarea curbei farinografice. Aluatul a fost preparat din făină de grâu FA-480, pentru produse de panificație și patiserie, utilizând apă distilată în procent de 60% față de făină. Testul farinografic a determinat o consistență a aluatului de 550 FU (1 FU  $\cong 10^{-3}$  N·m), un timp de dezvoltare de 1,8 min, stabilitatea de 1,5 min, iar corecția capacitații de absorbtie pentru o consistență de 500 FU de 61.4%, ceea ce înseamnă că aluatul a fost preparat puțin mai tare decât consistentă normală (550 FU față de 500 FU). Umiditatea făinii, determinată cu o termobalanță Kern RH 120-3, a fost de 11,3% (raportată la masa umedă).

Din masa de aluat rezultată, a fost realizată o epruvetă cu diametrul de circa 25 mm și grosimea aproximativ 5 mm, care a fost așezată pe placă de jos a unui reometru Physica MCR-301, utilizându-se o geometrie de tip placă-placă (fig.1,c) [8].

După apropierea celor două plăci la o distanță convenabilă testului ( $d = 1$  mm), surplusul de aluat de pe

the edge of plates was cut and removed with a sharp knife blade. The rheometer plates were kept at a constant temperature of about 27 °C and the working chamber was closed so that the water loss during the test to be as small as possible.

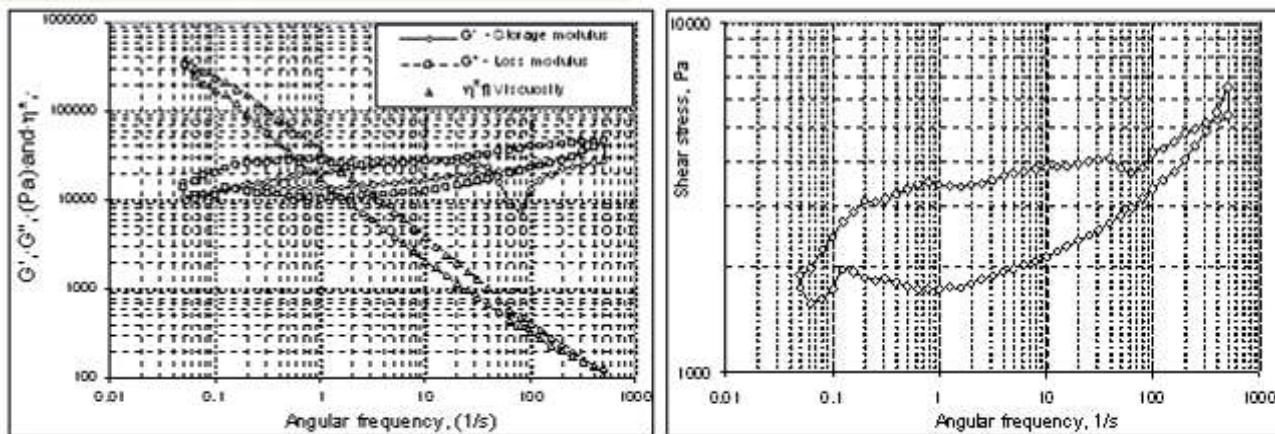
The angular oscillation frequency  $\omega$  varied within 500–0.05 rad/s and vice versa, in 41 steps and the relative strain amplitude was 0.1 (10%).

The experiment was carried out in specialized laboratory of the Department of Hydraulic Machinery Hydraulic and Environmental Engineering, University Politehnica Bucharest, in April 2011.

## RESULTS

The test lasted about 2,5 hours and the results were processed in Excel 2003 on a PC. Were drawn the charts for shear modulus  $G'$  and  $G''$ , complex viscosity  $\eta^*$ , torque, shear stress and storage factor, depending on the angular frequency, in logarithmic coordinates.

Variation of modulus for storage  $G'$  and loss  $G''$  together with the viscosity variation  $\eta^*$  with the angular speed are shown in Fig. 2.



**Fig. 2 - Storage modulus  $G'$ , loss modulus  $G''$  and complex viscosity  $\eta^*$  (a) respectively the shear stress  $\tau$  (b), depending on the angular frequency  $\omega$**  / **Modulul de depozitare  $G'$ , modulul de pierderi  $G''$  și vâscositatea complexă  $\eta^*$  (a), respectiv tensiunea de forfecare  $\tau$  (b) în funcție de frecvența unghiulară  $\omega$**

In figure 2,b is shown the variation during the test of the stress shear and also depending on the angular speed  $\omega$ .

The analysis of graphs in fig. 2,a, shows that shear modulus have very similar values for most angular frequency, but, in the area of large angular frequencies, the storage modulus  $G'$  has an atypical variation, which means that the elastic part of the dough changes with angular frequency, but this may be due to loss of water during the test.

In fig.3 are shown variations of torque and damping factor also with angular frequency  $\omega$ . For all graphs presented, it was more convenient to draw them into logarithmic coordinates so that variation of parameters to have a corresponding allure.

From the analysis of torque and stress shear graphs, it is found that the allure of variation curves it is very similar, indicating that the two quantities are directly proportional.

The viscous damping factor of the dough, which is the ratio between viscous modulus and elastic modulus, respectively  $G''/G' = \tan \phi$ , has an irregular variation, as well as the storage modulus, especially in the high angular frequencies, so as can be seen in figure 3,b. As I already said, because of the duration of test relatively high (about

marginea plăcilor a fost tăiat și îndepărtat cu un cuțit cu lamă ascuțită. Plăcile reometrului au fost menținute la o temperatură constantă de circa 27°C, iar incinta de lucru a fost închisă pentru ca pierderea de apă în timpul testului să fie cât mai mică.

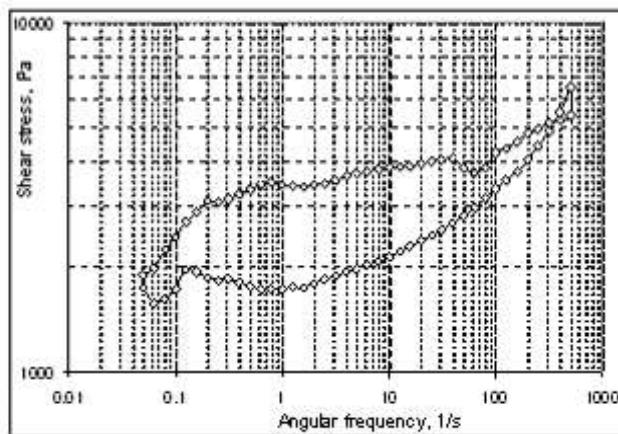
Frecvența unghiulară de oscilație  $\omega$  a variat în limitele 500–0,05 rad/s și invers, în 41 de pași, iar amplitudinea deformației relative a fost 0,1 (10%).

Experimentul a fost efectuat în laboratorul de specialitate al Catedrei de Hidraulică, Mașini hidraulice și Ingineria mediului, din Universitatea Politehnica București, în aprilie 2011.

## REZULTATE

Testul a durat circa 2,5 ore, iar rezultatele obținute au fost prelucrate în programul Excel 2003, pe un calculator PC. Au fost trasate graficele moduluselor de forfecare  $G'$  și  $G''$ , vâscosității complexe  $\eta^*$ , momentului de torsion, tensiunii de forfecare și factorului de înmagazinare, în funcție de frecvența unghiulară, în coordonate logaritmice.

Variatia moduluselor de depozitare  $G'$  și de pierderi  $G''$ , împreună cu variația vâscosității  $\eta^*$ , cu viteza unghiulară sunt prezentate în fig. 2.



În fig.2,b este prezentată variația în timpul testului a tensiunii de forfecare, de asemenea, în funcție de viteza unghiulară  $\omega$ .

Din analiza graficelor din fig.2,a, se constată că modulusle de forfecare au valori foarte apropiate, pentru majoritatea frecvențelor unghiulare, dar, în zona frecvențelor unghiulare mari, modulul de depozitare  $G'$ , are o variație atipică, ceea ce înseamnă că partea elastică a aluatului se modifică cu frecvența unghiulară, dar acest lucru se poate datora și pierderii de apă în timpul testului.

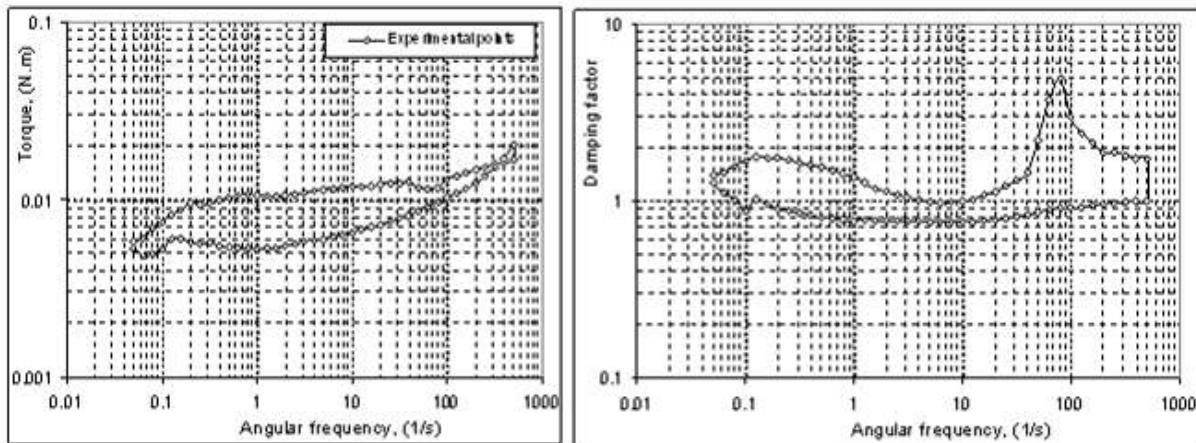
În fig.3, sunt prezentate variațiile momentului de torsion și factorului de amortizare, de asemenea, cu frecvența unghiulară  $\omega$ . Pentru toate graficele prezentate, a fost mai convenabilă trasarea acestora în coordonate logaritmice, astfel încât variația parametrilor să aibă o alură corespunzătoare.

Din analiza graficelor momentului de torsion și tensiunii de forfecare, se constată că alura curbelor de variație este foarte asemănătoare, ceea ce arată că cele două mărimi sunt direct proporționale.

Factorul de amortizare vâscosă al aluatului, care reprezintă raportul dintre modulul vâscos și modulul elastic, respectiv  $G''/G' = \tan \phi$ , prezintă o variație neuniformă, la fel ca și modulul de depozitare, în special în zona frecvențelor unghiulare mari, aşa cum se poate observa din figura 3,b. După cum am mai spus, datorită

2.5 hours), it is possible that the dough should be lost from the initial humidity, especially because it was made from the very beginning as a dough with hard consistency (550 FU).

timpului de test destul de mare (circa 2,5 ore), este posibil ca aluatul să fi pierdut din umiditatea inițială, mai ales că el a fost realizat încă de la început ca un aluat de consistență tare (550 FU).



**Fig. 3 - Torque (a), respectively damping factor (b), depending on the angular frequency  $\omega$  / Momentul de torsion (a), respectiv factorul de amortizare (b), în funcție de frecvența unghiulară  $\omega$**

It has not been determined the dough humidity after the oscillating test, but its initial humidity (based on percentage of humidity in flour and water added) was about 44,56%.

It should be noted that all relevant rheological values in the dynamic oscillatory tests presents a hysteresis, which concludes that the material stores energy, being as we know a visco-elastic-plastic material with characteristics differing to those of the ideal elastic materials, but also to those of the ideally viscous fluids.

We should also add that the test was conducted for strains up to 10%, somewhat higher than the recommended limits of the specialty literature for tests on ordinary fluid and the results are presented for these values of the amplitude of strain.

## CONCLUSIONS

Although the linear viscoelasticity is ideal to ensure informations on improving and understanding the structure and organization of material, the majority operations of food processing and especially of dough involves rapid and large strains that can not be modeled using only the theory of linear viscoelasticity. In general, an investigation involving a SAOS method must begin with determination of strain or stress limits for which is applicable the theory of linear viscoelasticity. Therefore, a strain test or a test of progressive increase of strain must be done at a low frequency (eg 1 Hz) by increasing the strain amplitude or stress imposed. Once the limit of linear viscoelasticity is determined the other experiments may be performed, carried out at strains or stresses into this limit.

Being aware of the dynamic properties like  $G'$  and  $G''$  allows estimation of other linear viscoelastic properties as well as material conduct in other types of deformations such as stretching and compression.

The paper did not proposed to make a comparison of data from the specialty literature on dynamic oscillatory tests on bread doughs with the data obtained by us in experiments, but only to present the variation of relevant parameters that can be determined through such tests over this material which presents particularly complex rheological characteristics, influenced by a multitude of factors.

However, the tests presented show how much and at what values of angular velocity of bread dough may break or deform to without breaking, which is important to know

Nu a fost determinată umiditatea aluatului după testul osculatoriu, dar umiditatea sa inițială (calculată pe baza procentelor de umiditate din făină și apă adăugată) a fost de circa 44,56%.

Este de remarcat faptul că toate mărimele reologice relevante în teste dinamice osculatorii prezintă un histerezis, ceea ce conchluzează că materialul înmagazinează energie, fiind după cum știm un material vâsco-elasto-plastic, cu caracteristici diferite de cele ale materialelor ideal elastice, dar și de cele ale fluidelor ideal vâscoase.

Ar mai fi de adăugat faptul că testul a fost realizat pentru deformații în limita a 10%, ceva mai mari decât limitele recomandate de literatura de specialitate pentru teste asupra fluidelor obișnuite, iar rezultatele sunt prezentate pentru aceste valori ale amplitudinii deformației.

## CONCLUZII

Deși vâscoelasticitatea liniară este ideală pentru a asigura informații cu privire la îmbunătățirea și înțelegerea structurii și organizării unui material, majoritatea operațiilor de procesare alimentară și în special a aluatului implică deformații rapide și largi care nu pot fi modelate utilizând doar teoria vâscoelasticității liniare. În general, o investigație ce implică o metodă SAOS trebuie să înceapă cu determinarea deformației sau a limitei de tensiuni pentru care teoria de vâscoelasticitate liniară este aplicabilă. De aceea, un test de deformare sau un test de creștere progresivă a tensiunii trebuie realizat la o frecvență mică (de ex. 1 Hz) prin creșterea amplitudinii deformației sau tensiunii impuse. Odată ce limita de vâscoelasticitate liniară este determinată se pot realiza celelalte experimente, realizate la deformații sau tensiuni în această limită.

Cunoașterea proprietăților dinamice precum  $G'$  și  $G''$  permite estimarea celorlalte proprietăți vâscoelastice liniare cât și comportamentul materialului în alte tipuri de deformații, precum întinderea sau compresiunea.

Lucrarea nu și-a propus să facă o comparație a datelor din literatura de specialitate referitoare la teste dinamice osculatorii asupra aluatelor de pâine cu datele obținute de noi la experimentări, ci numai să prezinte variația parametrilor relevanți ce pot fi determinați prin astfel de teste asupra acestui material care prezintă caracteristici reologice deosebit de complexe, influențate de o multitudine de factori.

Totuși, testele prezentate arată cât de mult și la ce valori ale vitezei unghiulare aluatul de pâine se poate rupe sau poate să se deformeze fără a se rupe, lucru important de cunoscut

the operations of the technological flow of bread (kneading, division, modeling) in order to choose the best mode of machine operation.

It is noted that the storage module and module losses were approximately equal values and variations, changes in relatively large angle, so the dough looked viscous component is relatively flush with the elastic component. It is noteworthy that the viscosity varies greatly for relatively large variations in angular frequency.

We plan further investigations in this area doughs for bakery and the influence of various additives or additives on rheological characteristics of these tests obtained by using dynamic oscillatory reometrelor with cone-plate geometry and plate-like.

### Acknowledgement

The work has been funded through the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013 of the Romanian Ministry of Labour, Family and Social Protection through the Financial Agreement POSDRU/ 6/1.5/S/19/7713.

This paper represents a synthesis of the experimental researches carried out under the "IDEI" project no 753/2009, ID\_1726, financed by CNCSIS from Romania.

### REFERENCES

- [1]. Demirkesen I. et al. (2010) – *Rheological properties of gluten-free bread formulations*, Journal of Food Engineering, 96, pag. 295–303;
- [2]. Hibberd, G. E., Wallace, W. J. (1966) – *Dynamic Viscoelastic Behaviour of Wheat Flour Doughs, Part 1: Linear Aspects*, Rheologica Acta, 5(3), pag. 193-198;
- [3]. Huang W. et. al. (2010) – *Effects of transglutaminase on the rheological and Mixolab thermomechanical characteristics of oat dough*, Food Chemistry, 121, pag. 934–939;
- [4]. Lungu, M., Ibănescu, C. (2008) – *Rheological properties of polymer systems*, Editura Preformantica, Iași;
- [5]. Meyers, M. A., Chawla, K. K. (1999) – *Mechanical behavior of materials*, Prentice Hall (Upper Saddle River, N.J.), pag. 98-103;
- [6]. Safari-Ardi, M., Phan-Thien, N. (1998) – *Stress relaxation and oscillatory tests to distinguish between doughs prepared from wheat flours of different varietal origin*, Cereal Chemistry, 75(1), pag. 80–84;
- [7]. Trevor S.K., McKinley G.H., Padmanabhan M. (2006) – *Linear to Non-linear Rheology of Wheat Flour Dough*, HML Report Number 06-P-08, <http://dspace.mit.edu/bitstream/handle/1721.1>;
- [8]. Weipert D. (1990) – *The benefits of basic rheometry in studying dough rheology*, Cereal Chemistry, 67(4), pag. 311 -317.

pentru operațiile din cadrul fluxului tehnologic de panificație (frământare, divizare, modelare), în vederea alegerii celui mai bun regim de funcționare al utilajului.

Se constată că atât modulul de înmagazinare, cât și modulul de pierderi au valori și variații aproximativ egale, la variații unghiulare relativ mari, deci componenta vâscoasă a aluatului analizat este relativ la același nivel cu componenta elastică. Este de remarcat că vâscozitatea prezintă variații importante pentru variații relativ mari ale frecvenței unghiulare.

Ne propunem continuarea investigațiilor în acest domeniu pe aluaturi pentru produse de panificație și determinarea influenței diferenților aditivi sau adaosuri asupra caracteristicilor reologice ale acestora obținute prin teste oscilatorii dinamice cu ajutorul reometrelor cu geometrii de tip con-placă sau placă-placă.

### Confirmare

Lucrarea a fost finanțată prin Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013 al Ministerului Român al Muncii, Familiei și Protecției Sociale POSDRU/ 6/1.5/S/19/7713.

Această lucrare reprezintă o sinteză a cercetărilor experimentale derulate în cadrul proiectului "IDEI" nr. 753/2009, ID\_1726, finanțat de CNCSIS, România.

### BIBLIOGRAFIE

- [1]. Demirkesen I. et al. (2010) – *Proprietățile reologice ale formulelor de pâine fără gluten*, Journal of Food Engineering, 96, pag. 295–303;
- [2]. Hibberd, G. E., Wallace, W. J. (1966) – *Comportarea vâscoelasticii dinamică a aluaturilor din făină de grâu, Partea 1: Aspecte Lineare*, Rheologica Acta, 5(3), pag. 193-198;
- [3]. Huang W. et. al. (2010) – *Efectele transglutaminazei asupra caracteristicilor reologice și termomecanice Mixolab ale aluaturilor de ovăz*, Food Chemistry, 121, pp.934–939;
- [4]. Lungu, M., Ibănescu, C. (2008) – *Proprietățile reologice ale sistemelor polimere*, Ed. Preformantica, Iași;
- [5]. Meyers, M. A., Chawla, K. K. (1999) – *Comportarea mecanică a materialelor*, Prentice Hall (Upper Saddle River, N.J.), pag. 98-103;
- [6]. Safari-Ardi, M., Phan-Thien, N. (1998) – *Relaxarea tensiunilor și teste oscilatorii asupra aluaturilor preparate din făinuri de grâu de diferite varietăți*, Cereal Chemistry, 75(1), pag. 80–84;
- [7]. Trevor S.K., McKinley G.H., Padmanabhan M. (2006) – *Reologia liniară și neliniară a aluatului din făină de grâu*, HML Report Number 06-P-08, <http://dspace.mit.edu/bitstream/handle/1721.1>;
- [8]. Weipert D. (1990) – *Beneficiile reometriei de bază în studiul reologiei aluatului*, Cereal Chemistry, 67(4), pag. 311 -317.

## RESEARCHES REGARDING THE DETERMINATION OF LUBRICATING FEATURES OF CERTAIN ECO-BIODEGRADABLE OILS /

### CERCETĂRI PRIVIND DETERMINAREA PROPRIETĂȚILOR LUBRIFIANTE ALE UNOR ULEIURI ECOBIODEGRADABILE

Eng. Burtea R.<sup>1)</sup>, Ph.D. Eng. Vlăduț V.<sup>1)</sup>, Prof. Ph.D. Eng. Tudor A.<sup>2)</sup>  
Ph.D. Stud. Eng. Voicea I.<sup>1)</sup>, Tehn. Găgeanu G.<sup>1)</sup>, Eng. Postelnicu E.<sup>1)</sup>,

<sup>1)</sup>INMA Bucharest, <sup>2)</sup>P.U. Bucharest

Tel: 0726.693.318; E-mail: roxana\_burtea@yahoo.com; valentin\_vladut@yahoo.com

**Abstract:** The utilization of biodegradable oils instead of conventional lubricating oils is a compulsory measure to be taken in order to ensure environment protection and diminish the greenhouse effect noxious emissions. This article presents the experimental research performed within Testing Department of INMA Bucharest, on 4 types of oils, out of which two are biodegradable oils (BIORAL S and BF) and two conventional oils (LS HUS and T90LP-2S), aiming to determinate their lubricating properties, oils lubricating features (density, viscosity, refraction index, calorific power) found up before the beginning of endurance tests and afterwards, as well as the effects of abrasive particles contamination (sawdust, fine particles of soil, leaves fine particles) on biodegradable and conventional oils lubricating properties.

**Keywords:** contamination, shearing, lubricating properties, biodegradable oil

#### INTRODUCTION

Bio-lubricants are not new on the market, vegetable oil appearing starting with 70s. Their lubricating effect was already known, other arguments such as regeneration, biodegradation, non-toxicity, viscosity stability along with temperature changing, low volatility, one molecule layer on metallic surfaces aimed to protect against corrosion and reduce friction being well substantiated [1, 8].

Utilization of environmental-friendly lubricants began to develop in Europe, North America and other world areas, bio-lubricants, obtained from oils, vegetal and animal grease being considered as ecological products.

Lubricants, as all „components” belonging to industrial, commercial or domestic activities influence health and safety of persons which use them, and, at the same time the environment. Although the health, safety and environment problems which lubricants industry faces do not differ very much of others encountered by other industries, they are rather important and present certain technical and commercial dilemmas, one of them being not able to be avoided [1, 2, 3, 10].

Lubricants influence health, safety and environment during all stages of production, utilization and removal. They should not be noxious for human health by contact or inhaling when they are produced and used. Their accidental or deliberate spilling can cause ecological disasters in environment sensible areas, such as forestry, agricultural, mining, building or phreatic layer zones [1, 2, 3, 10].

We must mention that „health and safety” have been associated mainly with people, while the environment refers to other life forms of the planet. restul de pe planetă. Furthermore, the difference between the two thematic areas is rather vague, therefore, many things which affect or harm the environment are likely to damage people health and vice-versa.

**Rezumat:** Utilizarea unor uleiuri biodegradabile ca înlocuitor pentru uleiurile convenționale de lubrifiere este un pas care trebuie făcut pentru protecția mediului înconjurător și scăderea emisiilor de noxe cu efect de seră. În cadrul acestui articol se prezintă cercetarea experimentală realizată în cadrul Departamentului de Încercări al INMA București, pe 4 tipuri de uleiuri, dintre care două biodegradabile (BIORAL S și BF) și două convenționale (LS HUS și T90LP-2S), în vederea determinării proprietăților lubrifiante ale acestora, proprietățile lubrifiante ale uleiurilor (densitate, viscozitate, indice de refracție, putere calorică) fiind determinate înainte de începerea testării la anduranță și după aceea, precum și efectele contaminării cu particule abrazive (praf de rumeguș, particule fine de pământ, particule fine de frunze) asupra proprietăților lubrifiante ale uleiurilor biodegradabile și convenționale.

**Cuvinte cheie:** contaminare, forfecare, proprietati lubrifiante, ulei biodegradabil

#### INTRODUCERE

Dezvoltarea bio-lubrifiantilor nu este o apariție nouă, uleiurile vegetale aparând în centrul atenției la sfârșitul anilor '70. Efectul lor de lubrifiere era deja cunoscut apărând și alte argumente ca: regenerarea, biodegradabilitatea, non-toxicitatea, stabilitatea vâscozității odată cu schimbarea temperaturii, volatilitatea joasă, stratul unimolecular pe suprafetele metalice care să protejeze împotriva coroziunii și să scadă frecarea, dar și faptul că nu se bio-acumulează [1, 8].

Folosirea lubrifiantilor responsabili în ceea ce privește mediul a început să se dezvolte în Europa, America de Nord și în alte regiuni, bio-lubrifiantii, produși din uleiuri și grăsimi vegetale și animale, sunt priviți ca prietenoși mediului.

Lubrifiantii, ca toate „componentele” din orice activitate industrială, comercială sau domestică, influențează sănătatea și siguranța persoanelor care îi folosesc și de asemenea influențează și mediul. Deși problemele de sănătate, siguranță și mediu cu care se confruntă industria lubrifiantilor nu diferă mult de cele cu care se confruntă celelalte industrii, ele sunt importante și prezintă un număr de dileme tehnice și comerciale, unele dintre ele neputând fi ocolite [1, 2, 3, 10].

Lubrifiantii influențează sănătatea, siguranța și mediul în toate etapele producerii, folosirii și renunțării la ei. Trebuie să nu fie toxici sănătății umane prin contact sau inhalare în timpul producerii și folosirii acestora. Vărsarea accidentală sau intenționată a acestora poate avea potențialul să cauzeze dezastre ecologice în zonele sensibile ale mediului, cum ar fi zone forestiere, agricole, miniere, de construcții sau pâneze freatici [1, 2, 3, 10].

Trebuie menționat că „sănătatea și siguranța” au fost asociate în principal cu oamenii, în vreme ce „mediul” se referă la restul de pe planetă. În continuare, distincția dintre cele două arii tematice a devenit neclară, trăgându-se concluzia că multe din lucrurile care afectează sau rănesc mediul e foarte probabil să dăuneze și sănătății oamenilor și vice-versa.

Recently, the continuous concern in impact of earth oil lubricants on environment has created the possibility of promoting alternatives available in terms of environment preserving. Therefore, bio-lubricants have been developed as one of environmental-friendly products.

Principal characteristics of environmental-friendly lubricants, named also bio-lubricants or biodegradable lubricants are the following: they store energy, have a longer operating time, less wastes, diminished consume, can be removed, are recyclable, biodegradable, have low toxicity and reduced pollution risk for water, soil and air.

Term of bio-lubricants includes a widerange of products such as hydrogenated vegetable oils, high oleic acid content oils, synthetic esters produced by vegetal oils.

Advantages and disadvantages of bio-lubricants, namely reduced air and soil pollution, minimum risks for health and safety, easy to be destroyed due to their bio-degradation capacity.

More clearly, the bio-lubricants advantages in comparison with mineral oils are: good lubricating features, good properties aimed to fight against corrosion, low volatility, very low aquatic toxicity, intrinsec biodegradability, large availability, manufacturing renewable resources.

For over 50 years and especially in the latest 20 years, the great producers of lubricants (SHELL, TOTAL, BP, AGIP, etc) have been developing, producing and trading lubricants (oils, grease, etc) especially conceived to be used to agricultural machines and equipment or food industry.

This thing was determined by the fact that classical lubricants could not succeed to obtain high and long life protection performances to these type of equipment, because the working conditions (uneven soils, oscillating forces) led to rough operating conditions.

Furthermore, several greatest producers began to produce themselves lubricants designed to own machines and equipment (JOHN DEERE) and others.

## MATERIAL AND METHOD

Experiments on oil lubricating features (type BIORAL S, BF, LS HUS and T90 EP2-S) have been performed within INMA Bucharest, at chemical laboratory of Testing Department, where before starting the endurance test the following parameters were determined:

- viscosity,
- density,
- refraction index,
- calorific power.

### Finding the oil density

Oils density (fig. 1) tested has been determined by means of two aerometers ranged between:  $0.820 \pm 0.880$ , respectively:  $0.880 \pm 0.940$  and a graded cylinder.

The above cylinder was filled with oil, afterwards the aerometer was dipped without touching the vessel walls. When the aerometer became stable, the density value could be read [7].

În ultimii ani, preocuparea pentru impactul potențial al lubrifiantilor bazați pe petrol asupra mediului, a creat oportunitatea promovării unor alternative acceptabile din punctul de vedere al protecției mediului. Bio-lubrifiantii au fost dezvoltăți ca unele dintre produsele prietenoase mediului.

Principalele caracteristici ale lubrifiantilor prietenoși mediului, numiți și bio-lubrifianti sau lubrifianti biodegradabili sunt: conservă energia, timp de operare mai lung: mai puține deșeuri, consum redus: mai puțin se arunca, sunt reciclabile, sunt biodegradabile, au ecotoxicitate scăzută, au risc de poluare scăzut pentru apa, sol și aer.

Termenul de bio-lubrifianti include o gamă largă de lubrifianti, cum ar fi: uleiuri vegetale, uleiuri vegetale hidrogenate, uleiuri vegetale cu conținut ridicat de acid oleic, esteri sintetici produși din uleiuri vegetale.

Avantaje și dezavantaje ale bio-lubrifiantilor: poluare mai scăzută pentru aer, apă și sol, riscuri minime pentru sănătate și siguranță, distrugere mai ușoară, datorată biodegradabilității lor.

Mai specific, avantajele bio-lubrifiantilor comparativ cu lubrifiantii din uleiuri minerale sunt: caracteristici bune de lubrifiere, proprietăți bune de inhibare a coroziei, volatilitate scăzută, conducând la emisii scăzute, toxicitate acvatică foarte scăzută, biodegradabilitate intrinsecă, disponibilitate largă, fabricare din resurse regenerabile.

De peste 50 de ani și în special în ultimii 20, marii producători de lubrifianti (SHELL, TOTAL, BP, AGIP, etc) au început să dezvolte, producă și comercializeze lubrifianti (uleiuri, vaseline, etc) concepuți special pentru utilizare pe mașinile și echipamentele agricole sau industria alimentară.

Acest lucru s-a datorat în special faptului că lubrifiantii clasici nu reușeau să asigure performanțe ridicate și protecție de durată acestor tipuri de echipamente întrucât condițiile de lucru: pe soluri denivelate, forțe oscilante, etc. conduceau la niște condiții de exploatare mai dure.

Mai mult, unii dintre marii producători au început să producă ei însăși lubrifianti dedicați mașinilor și echipamentelor proprii (JOHN DEERE) și nu numai.

## MATERIAL ȘI METODĂ

Experimentările privind proprietățile lubrifiante ale uleiurilor (tip BIORAL S, BF, LS HUS și T90 EP2-S) sau efectuat în cadrul INMA București, la laboratorului chimic al Departamentul de Încercări, unde înainte de a se începe testarea la anduranță s-au determinat următorii parametri:

- viscozitate,
- densitate,
- indice de refracție,
- putere calorică.

### Determinarea densității uleiurilor

Densitatea uleiurilor (fig. 1) supuse testării s-a determinat cu ajutorul a două areometre având scala de valori:  $0,820 \pm 0,880$ , respectiv:  $0,880 \pm 0,940$  și a unui cilindru gradat.

Cilindrul gradat s-a umplut cu ulei, după care s-a imersat areometrul, fără a se atinge peretei vasului. În momentul în care areometrul s-a stabilizat, a fost citită valoarea densității [7].



Fig. 1 –Oil density test / Determinarea densității uleiului

### Finding oil viscosity

Dynamic viscosity (fig. 2) of four oil types has been determined by a viscometer SV-10 (vibro-viscometer), permanently monitoring the working temperature as an essential parameter. By means of this apparatus the dynamic viscosity has been determined in this way:

- the oil was put up to the level indicated on tank;
- was fixed on bascule the support device;
- vibrating reeds were introduced in oil sample;
- apparatus was started; after the temperature became steady in whole oil mass, the display showed the final value of dynamic viscosity.

Kinematics viscosity was determined on basis of dynamic viscosity, using the formula:

$$\nu = \eta / \rho \quad (1)$$

where:

$\eta$  – oil dynamic viscosity;

$\rho$  – oil density.

Value of kinematic viscosity was recorded on testing bulletin achieved for each type of oil [4, 5, 6].



Fig. 2 – Oil viscosity test/Determinarea viscozității uleiului

### Finding the oil refraction index

Index of refraction (fig. 3) was determined by refractometer ABBE AR6. For this test the apparatus was calibrated by means of a sample of distilled water, with known refraction index, after which the trial began. A drop of oil was put on lighting prism, then the apparatus was shut. Through the apparatus eyepiece the scale was monitored and image set by adjusting fine and harsh knobs so that the limiting line be placed at diagonals crossing point.

When the image was very clear, one could read the refraction index value.



### Determinarea indicelui de refracție al uleiurilor

Indicele de refracție (fig. 3) s-a determinat cu ajutorul refractometrului ABBE AR6. Pentru efectuarea determinării s-a calibrat aparatul, cu ajutorul unei probe de apă distilată, cu indice de refracție cunoscut, după care s-a trecut la determinarea propriu-zisă. Pentru aceasta s-a pus o picătură de ulei pe prisma de iluminare, după care s-a închis. Prin ocularul aparatului s-a urmărit scala și s-a reglat imaginea, cu ajutorul butoanelor de reglaj grosier și fin, astfel încât linia de demarcare să fie la intersecția diagonalelor.

În momentul în care imaginea a fost foarte clară, s-a citit valoarea indicelui de refracție.



Fig. 3 – Refraction index test / Determinarea indicelui de refracție

### Finding the calorific power

The calorific power has been determined (fig. 4) by means of a calorimeter CAL 2k (calorimetric bomb) as it follows:

- two oil samples of about 0.5 g each, were weighted ;

### Determinarea puterii calorice

Puterea calorică (fig. 4) s-a determinat cu ajutorul unui calorimetru CAL 2k (bombă calorimetrică), astfel:

- s-au cântărit două probe de ulei, de aproximativ 0,5 g, fiecare;

- each sample vat was introduced into apparatus vessel (calorimetric bomb), which was hermetically shut;
  - vessel was pressurized with oxygen up to 30 bar, into the pressurization device;
  - the vessel was introduced into the calorimeter and START button was pressed;
- after burning, the display made available the calorific power value, and recorded in testing bulletin, relevant for each oil type.



**Fig. 4 – Calorific power test / Determinarea puterii calorice**

- s-a introdus fiecare cuvă cu probă în vasul aparatului (bomba calorimetrică), care s-a închis etanș;
  - vasul a fost presurizat cu oxigen până la 30 bari, în dispozitivul de presurizare;
  - s-a introdus vasul în calorimetru și s-a apăsat butonul START;
- după terminarea arderii s-a citit pe display valoarea puterii calorice și s-a trecut în buletinul de încercare, aferent fiecărui tip de ulei.



#### Testing oils endurance

In order to verify the evolution of oils physical parameters caused by wear, a testing bench made of a voltage 0-30 Vcc, a pump with gears (auto type), a timer and a glass Erlenmeyer, were performed. It was able to test the oil samples (4 types) to endurance, in accelerated regime, the oil passing through the gear pump, which performs a shearing operation on it, simulating the normal regime operation. The oil discharge was reduced in comparison with intake section, in order to create an additional resisting force, which simulates work under load.

Testing period of each oil type (fig. 5) was established at 25 hours, in working cycles of 1'15'', 1'15'' – break and an additional break of 30 min per hour and 30 min of work, the shearing oil quantity being of 75 ml [8].



**Fig. 5 – Biodegradable oil submitted to shearing / Ulei biodegradabil supus forfecării**

After 25 testing (shearing) oils BF, LS HUS and T90 EP-2S (fig. 6), the viscosity, density parameters along with refraction index and calorific power were tested again.



#### Testarea la anduranță a uleiurilor

Pentru verificarea evoluției parametrilor fizici ai uleiurilor datorită uzurii s-a realizat un stand de probă alcătuit dintr-o sursă de tensiune 0-30 Vcc, o pompă cu roți dințate (tip auto), un temporizator și un pahar Erlenmayer. Acesta a oferit posibilitatea testării eșantioanelor probei de ulei (4 tipuri) la anduranță, în regim accelerat, uleiul fiind trecut prin pompa cu roți dințate care efectuează o operație de forfecare asupra acestuia, simulând funcționarea în regim normal. Secțiunea de evacuare a uleiului a fost micșorată față de secțiunea de admisie, pentru a crea o forță de rezistență suplimentară, simulând lucrul în sarcină.

Durata de testare a fiecărui tip de ulei (fig. 5) a fost stabilită la 25 de ore, în cicluri de 1'15" - lucru, 1'15" - pauză și o pauză suplimentară de 30 min la fiecare 1 oră și 30 min. de lucru, cantitatea de ulei supusă forfecării fiind de 75 ml [8].



**Fig. 6 – The three types of experimenting oils after shearing (before contamination) / Cele trei tipuri de uleiuri experimentale după forfecare (înainte de contaminare)**

At the same time, the abrasive particles contamination effects on biodegradable and conventional oils lubricating features are researched.

For the experiments have been taken into account the effects of external agents contamination in case of a motosaw (mechanical saw type), equipment with which INMA is endowed.

The three oil samples (BF, LS HUS and T90 EP2-S) have been contaminated with (fig. 7):

- sawdust,
  - fine earth particles,
- fine leaves particles.

De asemenea au fost studiate și efectele contaminării cu particule abrazive asupra proprietăților lubrifiante ale uleiurilor biodegradabile și a celor convenționale.

Pentru experimentări s-a luat în considerare efectele contaminării cu agenți externi în cazul unui motoferăstrău (tip drujbă), echipament din domeniul de lucru al INMA București, unde se poate întâlni cel mai des această situație.

Cele trei probe de ulei (BF, LS HUS și T90 EP2-S) au fost contaminate cu (fig. 7):

- praf de rumeguș,
- particule fine de pământ,
- particule fine de frunze.



Fig. 7 – Experimental oils polluting agents / Agenții de infestare a uleiurilor experimentale

The contamination was performed for each oil type as it follows:

- Step 1: *sawdust* was added into sampling oil vessel, which represents the highest contamination possible, especially in case of motosaw, where the chain directly touches the sawdust, the oil having the role of greasing the chain;
- Step 2: *fine earth particles* were added in sample vessel (already contaminated by sawdust), the motor-saw blade in some situations (to cut the root of the tree) touching also the soil;
- Step 3: in the vessel contaminated by sawdust and fine particles of earth were added fine particles of leaves (fig. 8).

Contaminarea s-a realizat, pentru fiecare ulei în parte astfel:

- Pasul 1: în vasul cu ulei de probă s-a adăugat *praf de rumeguș*, care reprezintă cea mai întâlnită contaminare, în special în cazul lamei motoferăstrăului unde lanțul intră în contact direct cu praful de rumeguș, uleiul având în acest caz rolul de ungere a lanțului;
- Pasul 2: s-au adăugat *particule fine de pământ* în vasul de probă (contaminat deja cu praf de rumeguș), lama motoferăstrăului, în anumite situații (la tăierea de la rădăcină a copacilor), luând contact și cu solul;
- Pasul 3: în vasul de probă contaminat cu praf de rumeguș și particule fine de pământ s-au adăugat și particule fine de frunze (fig. 8).



Fig. 8 – Oils polluting with sawdust, fine particles of earth and fine particles of leaves / Infestarea uleiurilor cu: praf de rumeguș; particule fine de pământ și particule fine de frunze

The quantity of contaminating agents and contaminating degree have been established related to contaminating probability of motor-saw blade oil (during the work) by one of the three agents: sawdust, fine particles of earth and fine particles of leaves as long as the blade contacts the respective agent.

Therefore, the contaminating share was set for each sample oil such as: cu 1% sawdust, 0.5% fine particles of earth and 0.25% fine particles of leaves, taking into account the fact that the unlikeliest possibility of contamination is with fine leaves particles, due to lack of adhesion of particles, especially to blade.

After having mixed and agitated those types of abrasive particles with each oil type, the density, viscosity, refraction index have been tested and after the last contamination the calorific power was also tested.

## RESULTS

Results of experiment to determine: viscosity, density, refraction index and calorific power before and after the process of shearing, for the four types of oils are shown in table 1.

Cantitatea de agenți de contaminare și gradul de contaminare s-a stabilit funcție de probabilitatea de contaminare a uleiului de pe lama motoferăstrăului (în lucru) cu unul dintre cei trei agenți: praf de rumeguș, particule fine de pământ și particule fine de frunze și cât timp ia contact lama cu agentul de contaminare.

Astfel s-a stabilit ca fiecare ulei de probă experimental să fie contaminat cu: 1% praf de rumeguș, 0,5% particule fine de pământ și 0,25% particule fine de frunze, înăndu-se cont că probabilitatea de contaminare cu particule fine de frunze este cea mai rar întâlnită și contaminarea cu acest agent se realizează într-un procent mai mic datorită lipsei de adeziune a acestor particule la lamă, în special.

După amestecarea și agitarea acestor tipuri de particule abrazive cu fiecare tip de ulei în parte, s-au reefectuat determinări ale: densității, viscozității, indicelui de refracție, iar după ultima contaminare și puterea calorică.

## REZULTATE

Rezultatele experimentărilor pentru determinarea: vâscozității, densității, indicelui de refracție și ale puterii calorice înainte și după procesul de forfecare, pentru cele patru tipuri de uleiuri sunt prezentate în tabelul 1.

Moment (time when measurement was performed) / Momentul (timpul când s-a efectuat măsurătoarea)	Type of oil / Tip ulei	Density / Densitatea [g/cm <sup>3</sup> ]	Viscosity / Viscozitatea		Index of refraction / Indice de refracție	Calorific power / Putere calorifică [MJ/Kg]	Temperature at which measurement was performed / Temperatura la care s-a efectuat măsurătoarea [°C]
			η [mPa·s]	v [mm <sup>2</sup> /s]			
Before the process starting / Înainte de începerea procesului	Bioral-S	0.925 / 0,925	161	174	1.4780 / 1,4780	38.779 / 38,779	19
After the process ending / După terminarea procesului		0.923 / 0,923	127	137,6 / 137,6	1.4760 / 1,4760	38.907 / 38,907	21,5 / 21,5
Before the process starting / Înainte de începerea procesului	BF	0.921 / 0,921	169	183,5 / 183,5	1.4745 / 1,4745	39.356 / 39,356	19
After the process ending / După terminarea procesului		0.920 / 0,920	136	147,8 / 147,8	1.4745 / 1,4745	39.092 / 39,092	21,5 / 21,5
Before the process starting / Înainte de începerea procesului	LS HUS	0.863 / 0,863	101	117	1.4767 / 1,4767	44.552 / 44,552	19
After the process ending / După terminarea procesului		0.867 / 0,867	179	206,5 / 206,5	1.479 / 1,479	45.566 / 45,566	20
Before the process starting / Înainte de începerea procesului	LS HUS	0.893 / 0,893	226	253	1.4905 / 1,4905	42.749 / 42,749	19
After the process ending / După terminarea procesului		0.892 / 0,892	205	229,8 / 229,8	1.4886 / 1,4886	45.357 / 45,357	20

Results obtained for each oil type, after contamination with sawdust 1%, 0.5% fine particles of earth and 0.25% fine particles of leaves are shown in table 2:

Rezultatele obținute pentru fiecare tip de ulei, în urma contaminării cu 1% praf de rumeguș, 0,5% particule fine de pământ și 0,25% particule fine de frunze, sunt prezentate în tabelul 2:

Parameter measured / Parametrul măsurat	Oil sample / Proba ulei	Density / Densitatea [g/cm <sup>3</sup> ]	Viscosity / Viscozitate		Index of refraction / Indicele de refracție	Calorific power / Puterea calorifică [MJ/kg]	Temperature at which measurement was performed / Temperatura la care a fost efectuată măsurătoarea [°C]
			η [mPa·s]	v [mm <sup>2</sup> /s]			
Before the impurification (BF oil) / Înainte de impurificare (ulei BF)	0.921 / 0,921	169	183,5 / 183,5	1.4745 / 1,4745	39.356 / 39,356	-	18,5 / 18,5
Oil BF + 1% sawdust / Ulei BF + 1% rumeguș	0.920 / 0,920	161	175	1.475 / 1,475	-	-	19,7 / 19,7
Oil BF + 1% sawdust + 0.5% earth / Ulei BF + 1% rumeguș + 0,5% pământ	0.921 / 0,921	163	177	1.4752 / 1,4752	-	-	20,2 / 20,2
Oil BF + 1% sawdust + 0.5% earth + 0,25% leaves / Ulei BF + 1% rumeguș + 0,5% pământ + 0,25% frunze	0.921 / 0,921	171	185,7 / 185,7	1.4754 / 1,4754	38.775 / 38,775	-	20,4 / 20,4
Before the impurification (LS HUS oil) / Înainte de impurificare (ulei LS HUS)	0.863 / 0,863	101	117	14767 / 1,4767	44.552 / 44,552	-	19,0 / 19,0

<b>Oil LS HUS + 1% swadust / Ulei LS HUS + 1% rumeguș</b>	0.864 / 0,864	101	116.9 / 116,9	1.4767 / 1,4767	-	19.5 / 19,5
<b>Oil LS HUS + 1% sawdust+ 0,5% earth / Ulei LS HUS + 1% rumeguș + 0,5% pământ</b>	0.865 / 0,865	107	123.7 / 123,7	1.4774 / 1,4774	-	19.5 / 19,5
<b>Oil LS HUS + 1% sawdust+ 0,5% earth + 0,25% leaves / Ulei LS HUS + 1% rumeguș + 0,5% pământ + 0,25% frunze</b>	0.865 / 0,865	109	126	1.4777 / 1,4777	44.655 / 44,655	19.7 / 19,7
<b>Before the impurification (T90 EP2-S) / Înainte de impurificare (T90 EP2-S)</b>	0.893 / 0,893	226	253	1.4905 / 1,4905	42.749 / 42,749	19.0 / 19.0
<b>Oil T90 EP2-S + 1% sawdust / Ulei T90 EP2-S + 1% rumeguș</b>	0.893 / 0,893	242	271	1.4897 / 1,4897	-	19.5 / 19,5
<b>Oil T90 EP2-S + 1% sawdust + 0,5% earth / Ulei T90 EP2-S + 1% rumeguș + 0,5% pământ</b>	0.896 / 0,896	247	275.7 / 275,7	1.4899 / 1,4899	-	19.7 / 19,7
<b>Oil T90 EP2-S + 1% sawdust+ 0,5% earth + 0,25% leaves / Ulei T90 EP2-S + 1% rumeguș + 0,5% pământ + 0,25% frunze</b>	0.900 / 0,900	259	287.8 / 287,8	1.49 / 1,49	43.995 / 43,995	19.7 / 19,7

## CONCLUSIONS

In recent years, biodegradable oils are wide range used as environmental friendly oils. Their characteristics are similar to mineral oils characteristics, sometimes being even better than those ones.

When testing biodegradable experimental oils obtained BIORAL-S and BF types in compared with oils on market LS HUS type (oil used for motor-saws LS HUSqvarna) and T90 EP2-S type (used at transmissions), have been found the following:

- Better wearing behavior biodegradable oils: BIORAL-S and BF, comparatively with those on the market;
- Density of experimental oils (BIORAL-S and BF) slightly lowered after 25 endurance (shearing) hours;
- Dynamic and kinematics' viscosity of experimental oils (BIORAL-S and BF) diminished after 25 endurance tests;
- As a result of saw dust, earth and leaves contamination (in percentages precised above), an increment of density, viscosity and refraction index have been noticed along with the addition of a contaminating agent;
- Calorific power had not relevant changed values following the endurance tests, respectively after the contamination with foreign agents.

Experimental data obtained have shown that biodegradable oils Bioral-S and BF types can successfully replace conventional lubricating oils, being less polluting for the environment.

## REFERENCES

- [1]. Lamsa M., Kosonen K. (2007) - *Biohydraulics-true alternatives*, 10<sup>th</sup>Scandinavian International Conference on Fluid Power SIFCP' 07, May 21-23, Tampere, Finland, 183-188;
- [2]. Lingg G., Gosalia A. (2008) - *The Dynamics of the Global Lubricants Industry – Markets, Competitors & Trends*, The 16th International Colloquium Tribology, Stuttgart / Ostfildern, Germany, 15-17 February;
- [3]. Pascalede C. (2010) - *Innovative through biolubricants*, 17<sup>th</sup> International Colloquium Tribology, TAE, Jan. 19-21, Germany, 341-345;
- [4]. STAS 55-81 – *Mineral oils. Methods of calculating the viscosity index*;
- [5]. STAS 1080-73 – *Fluids viscosity . Terminology and measuring units*;
- [6]. SR ISO 3105:1998 – *Kinematic viscometers with glass capillarity. Specifications and operating indications*;
- [7]. SR EN ISO 3675:2002 – *Oil and liquid oil products. Determination of laboratory density. Aerometer method*;
- [8]. SR EN ISO 5555:2005 – *Vegetable and animal oils*

## CONCLUZII

Uleiiurile biodegradabile prezintă un interes deosebit în ultimul timp având în vedere protecția mediului înconjurător, chiar mai bune decât cele ale uleuiurilor minerale utilizate pentru aceleași aplicații.

În cazul testării uleuiurilor experimentale biodegradabile realizate: tip BIORAL-S și BF, comparativ cu uleuiurile din comerț: tip LS HUS (ulei folosit la motoferăstrăiele LS HUSqvarna) și tip T90 EP2-S (utilizat la transmisii), s-au constatat următoarele:

- comportare la uzură mai bună a celor biodegradabile: BIORAL-S și BF, comparativ cu cele din comerț;
- densitatea uleuiurilor experimentale (BIORAL-S și BF) a avut o ușoară scădere după realizarea celor 25 de ore de testare la anduranță (forfecare);
- viscozitatea dinamică și cinematică (a uleuiurilor experimentale (BIORAL-S și BF) a scăzut după realizarea celor 25 de ore de testare la anduranță;
- ca urmare a contaminării cu praf de rumeguș, particule fine de praf și particule fine de frunze (în proporții precizate anterior), s-a observat o creștere a densității, viscozității și indicelui de refracție, pe măsură ce s-a adăugat un agent de contaminare;
- puterea calorică nu a prezentat modificări relevante ca urmare a testării la anduranță, respectiv contaminării cu agenți externi.

Datele experimentale obținute au arătat faptul că uleuiurile Bioral-S și BF pot înlocui cu succes uleuiurile de lubrifiere convenționale, având un risc de poluare scăzut pentru mediul înconjurător.

## BIBLIOGRAFIE

- [1]. Lamsa M., Kosonen K. (2007) - *Biohidraulica - o alternativă reală*, A 10-a Conferință Internațională Scandinaviană despre Puterea de alimentare a Fluidelor SIFCP' 07, mai 21-23 Tampere, Finlanda, 183-188;
- [2]. Lingg G., Gosalia A. (2008) - *The Dynamics of the Global Lubricants Industry – Markets, Competitors & Trends*, The 16th International Colloquium Tribology, Stuttgart / Ostfildern, Germany, 15-17 February;
- [3]. Pascalede C. (2010) - Inovație prin biolubrifianti, Al 17-lea Colocviu Internațional de Tribologie, TAE, ian 19-21, Germania, 341-345;
- [4]. STAS 55-81 - *Uleuri minerale. Metode pentru calcularea indicelui de viscozitate*;
- [5]. STAS 1080-73 - *Viscozitatea fluidelor. Terminologie și unități de măsură*;
- [6]. SR ISO 3105:1998 - *Viscozimetre cinematice cu capilară de sticlă. Specificații și instrucțiuni de operare*;
- [7]. SR EN ISO 3675:2002 - *Tîței și produse petroliere lichide. Determinarea densității în laborator. Metoda cu areometrul*;
- [8]. SR EN ISO 5555:2005 - *Uleuri și grăsimi de origine*

*and grease. Sampling;*

- [9]. Tudor A., Bojan E., Stepan E., Vlăduț V. Et al. (2011) – *Biodegradable cooling and lubricating fluid with multiple operations*; contact no. 32 104-4 / 01.10.2008;  
[10]. Whitby D.R. (2010) - *Bio-lubricants: Applications and Prospects*, 17<sup>th</sup> International Colloquium Tribology, TAE, Jan. 19-21, Germany (2010), 111-115.

*vegetală și animală. Eșantionare;*

- [9]. Tudor A., Bojan E., Stepan E., Vlăduț V. și alții (2011) – *Fluid de racire și ungere biodegradabil cu funcționare multipă*; contact nr. 32 104-4 / 01.10.2008;  
[10]. J. Whitby D.R. (2010) - *Bio-lubricants: Applications and Prospects*, 17<sup>th</sup> International Colloquium Tribology, TAE, Jan. 19-21, Germany (2010), 111-115.

## RESEARCH OF MOISTURE SEPARATION PROCESS FROM LAKE SAPROPEL IN SCREW DEVICE

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВІДДІЛЕННЯ ВОЛОГИ З ОЗЕРНОГО САПРОПЕЛЮ У ГВИНТОВОМУ ПРИСТРОЇ

**Grabovets V.<sup>1)</sup>, Diduh V.<sup>1)</sup>, Lub P.<sup>2)</sup>, Sharybura A.<sup>2)</sup>**

<sup>1)</sup>Lutsk national technical university (Ukraine), <sup>2)</sup>Lviv national agrarian university

Tel: +38(0332)74-61-03; Fax: +38(0332)77-48-40; E-mail: [rector@lutsk-ntu.com.ua](mailto:rector@lutsk-ntu.com.ua); [vgrabovets@ukr.net](mailto:vgrabovets@ukr.net)

**Abstract:** The research work presents results of studies of the process of sapropel dehydration mechanically in the laboratory screw device. Optimal values or the studied process are found.

**Keywords:** sapropel, humidity, dehydration, screw press, parameters of process, factors, structural parameters

#### INTRODUCTION

Sapropel - organ-mineral dispersion, which in its natural state has a form of bottom sediments of freshwater ponds and contains not less than 15% organic substance as well as inorganic components of biogenic and accumulated character. Sapropel for many ages was accumulating in itself big variety of biologically active substances with valuable for fertilization properties, its valuable raw material is used to increase crops [1].

Sapropel is a valuable natural resource of organic raw materials for current and prospective use in many sectors of the economy, whose growth in open water is constantly increasing [1]. There is a big problem of water extinction today in Ukraine, Belarus and the Russian Federation. A failure to clean lakes lost their ability to regenerate. So in the Volyn region, there are dozens of lakes, including Lake Nechymne near which a museum of Lesya Ukrainka is situated, which gathers more and more tourists there each year and holds different competitions and festivals. But two centuries ago it was a great reservoir suitable for spa holidays in lovely Polesie.

As a result of natural factors and human activities a lot of lakes are transformed into the swamp that filled with sapropel. The cultivation of such lakes will solve a number of problems. Primarily its cleaning of the lakes, as well as providing the agriculture of the state with environmentally friendly organic raw materials. The biggest problem during the processing of lake sapropel is their natural moisture content, which ranges from 92-98%.

Not enough attention have been paid to these problem, there is almost no deep scientific study of the process. There are evidences of dehydration sapropel while extracting it directly, by mechanical means [2]. This is explained by the presence in sapropel of gravitational and poorly bounded moisture [3]. Separation of such forms of moisture is only the first stage in technology of bringing materials to the packing and transporting condition. The following steps should ensure that the output of finished product humidity is within 65-70%. But

**Резюме:** В роботі наведені результати дослідження процесу зневоднення сапропелю механічним способом у гвинтовому лабораторному пристрій. Встановлено оптимальні значення параметрів досліджуваного процесу.

**Ключові слова:** сапропель, вологість, зневоднення, гвинтовий прес, параметри процесу, фактори, конструктивні параметри

#### ПЕРЕДУМОВА

Сапропелі – органо-мінеральна дисперсія, яка у природному стані має форму донних відкладів прісноводних водойм та містить не менше ніж 15 % органічної речовини, а також неорганічні компоненти біогенного та приносного характеру. Сапропель протягом багатьох віків накопичував у собі велику кількість різноманітних біологічно активних речовин з цінними удобрювальними властивостями, тому вони є цінною сировиною, яка використовується для підвищення врожайності сільськогосподарських культур [1].

Сапропель є цінним природним ресурсом органічної сировини для сучасного та перспективного використання у багатьох галузях народного господарства, приріст якого у відкритих водоймах постійно збільшується [1]. Проблема відмиряння водойм гостро постала на сьогоднішній день в Україні, Білорусі та Російській Федерації. Через несвоєчасне очищення озер втрачається здатність їх до регенерації. Так у Волинській області налічується десятки таких озер, серед яких і озеро Нечимне біля якого розташовано музей-заповідник Лесі Українки, який з кожним роком все більше і більше збирає туристів, тут проводяться різноманітні конкурси та фестивалі. А ще два століття тому це була велика водойма придатна для курортного відпочинку у мальовничій місцині Полісся.

У результаті природних факторів та господарської діяльності людини водойми перетворюються на болота, які заповнені озерним сапропелем. Розробка таких озер дозволить вирішити ряд нагальних проблем. В першу чергу це очищенння озера, а також забезпечення народного господарства держави екологічно чистою органічною сировиною. Найбільшу проблему під час переробки озерних сапропелів складає їх природна вологість, яка коливається в межах 92-98%.

Даний проблемі не приділено уваги, майже відсутні глибокі наукові дослідження даного процесу. Є відомості про зневоднення сапропелю безпосередньо під час добування, механічним способом [2]. Це пояснюється наявністю у сапропелі гравітаційної та слабоз'язаної вологи [3]. Відділення даних форм вологи з матеріалу це лише перший етап у технології доведення матеріалу до кондіційного приданого до пакування і транспортування стану. Наступні етапи повинні забезпечити вихід готового

the most attention should be paid to the immediate dehydration after extraction, as it will be important to limit the costs of water fraction separation.

It is necessary to investigate features of dehydration of the lake sapropel in laboratory screw device and to select the mode and process parameters for the necessary recommendations for producers of mechanized production equipment.

## MATERIAL AND METHOD

In Lutsk national technical university was projected and produced a device for mechanical dehydration of the lake sapropel which is used in new mechanical technology. It provides the mechanical dehydration of the material with high moisture (fig. 1).

The devise consists of framework 1, electrical engine 2, which is with the help of belt gear 3 starts the rotation of transportation screw, which is situated in the cylinder 4. Sapropel is loaded through the hopper 5 from where it is transported in the separating cell 6. Fig. 2 shows the scheme of separating cell where the division of the material to moisture and solid takes part.

Separating cell consists of water tank 2, filter 3, filtering material 4 and perforated cabinet 5 in which sapropel is transported through screw working part 1. When sapropel gets into separating cell, it squeezes and becomes 4 times smaller due to the construction of auger. Separated water goes to the water tank 2 through perforated cabinet 5 and then it is pumped out. To admonish sapropel getting into the perforated cabinet 5 the filtering materiel 4 is provided.

продукту вологістю у межах 65-70%. Проте найважливішою увагу заслуговує зневоднення відразу після добування, так як у даному випадку потрібно з незначними затратами енергії відділити якомога більшу частину водної фракції.

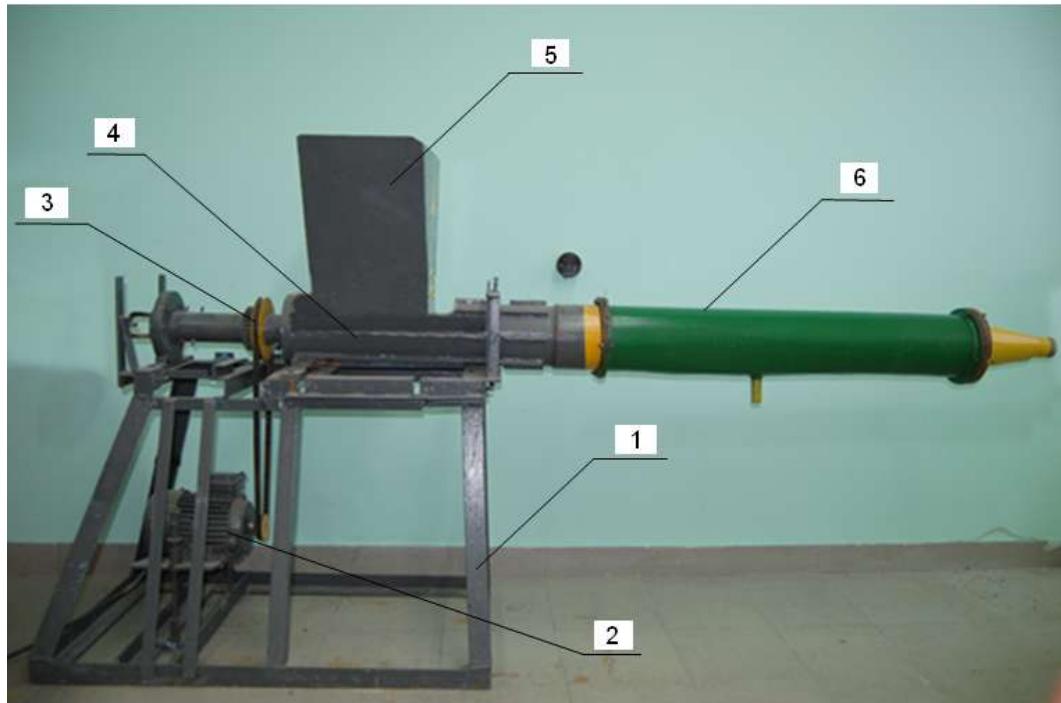
Тому, необхідно дослідити особливості зневоднення озерних сапропелів у лабораторно гвинтовому пристрої, з метою вибору режимів та параметрів процесу, для надання необхідних рекомендацій виробникам щодо виготовлення механізованого обладнання.

## МАТЕРІАЛ І МЕТОДИКА

В Луцькому національному технічному університеті розроблений пристрій для механічного зневоднення озерного сапропелю, що використовується у новій механізованій технології. Він забезпечує механічне зневоднення матеріалів високої вологості (рис.1).

Пристрій складається з рами 1, на якій закріплений електродвигун 2, який за допомогою клинопасової передачі 3 приводить у обертовий рух транспортувальний гвинт, що знаходиться у циліндрі 4. Сапропель завантажують через бункер 5 де він транспортується у відділяючу камеру 6. На рис. 2 зображено схему відділяючої камери у якій відбувається поділ матеріалу на вологу та тверду частини.

Вона складається з ємності для води 2, утримуючого фільтра 3, фільтруючого елемента 4 та корпусу відділяючої камери 5, в яку сапропель подається транспортувочим гвинтовим робочим органом 1. При попаданні сапропелю в відділяючу камеру він стискається в 4 рази, за рахунок конструкції шнека. Відділена вода потрапляє в ємкість для води 2 через перфорований корпус 5, звідки відсмоктується насосом. Для того, щоб сапропель не проходив через перфорований корпус 5, конструкцією камери передбачено фільтруючий елемент 4.



**Fig. 1 – Laboratory device for mechanical dehydration of sapropel /  
Лабораторний пристрій для механічного зневоднення сапропелю**

1 – framework / рама; 2 - electrical engine / електродвигун; 3 - belt gear / клинопасова передача; 4 - cylinder / транспортувальна камера; 5 - hopper / завантажувальний бункер; 6 - separating cell / відділяюча камера

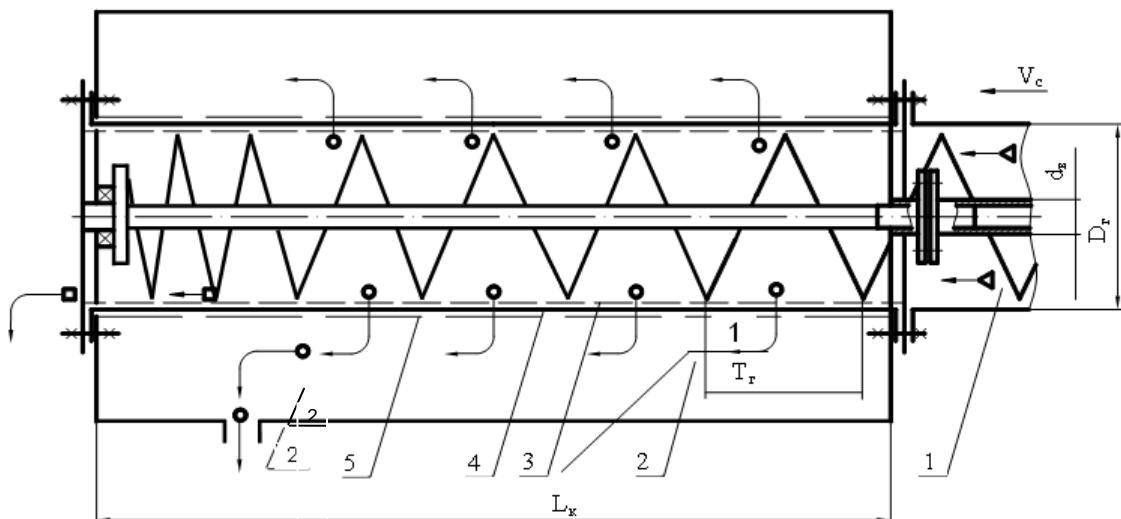


Fig. 2 - Scheme of the separating cell / Схема відділяючої камери

1 – screw working part / гвинтовий робочий орган; 2 – water tank / ємкість для води; 3 – filter / фільтр; 4 – filtering material / фільтруючий матеріал; 5 - perforated cabinet / перфорований корпус

During the experiment for parameter of optimization was selected weight of separated moisture from the lake sapropel. Among the factors that influence this process have been chosen initial sapropel humidity,  $W$ , screw step  $\lambda$ , screw speed  $\omega$  and angle of the device to the horizon  $\alpha$ . To plan an experiment according to four factors we used Box-Benkina's symmetrical non-compositional plan of second order. Coding of factors, their levels and variation intervals are presented in the table.

Під час проведення експерименту за параметр оптимізації було вибрано масу відділеної вологої  $M$  з озерного сапропелю. Серед факторів, які впливають на даний процес було вибрано початкову вологість сапропелю,  $W$ , крок гвинта  $\lambda$ , частоти обертання гвинта  $\omega$  та кута нахилу пристрою до горизонту  $\alpha$ . Для планування експерименту за чотирма факторами було використано симетричний некомпозиційний план Бокса-Бенкіна другого порядку. Кодування факторів, їх рівні та інтервали варіювання представлені в таблиці.

Table / Таблиця  
Table of Coding of factors, their levels and variation intervals / Кодування факторів, їх рівні та інтервали варіювання

Variation levels / Рівні варіювання	Factors / Фактори			
	Damp / Вологість $W$ , %	Step screw / Крок гвинта, $\lambda$ , м	Screw speed / Частота обертання гвинта, $\omega$ , $\text{min}^{-1}$	Angle of the device to the horizon / Кут нахилу до горизонту, $\alpha$ , °
$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	
Upper / Верхній (+1)	96	0,32 / 0,32	26	20
Main / Основний (0)	94	0,26 / 0,26	18	10
Lower / Нижній (-1)	92	0,2 / 0,2	10	0
Variation interval / Інтервал варіювання, $\varepsilon$	2	0,06 / 0,06	8	10

The experiment was conducted in laboratory conditions at the facility with the screw working body (Fig. 1). For investigation was used organic sapropel extracted from the lake of Volyn region with an initial humidity 92÷96%. Determination of sapropel moisture was conducted by standard methods. Dehydration in all experiments experiment subjected to the same amount of material mass which was 25 kg. The study determined the mass of moisture is extracted from this inventory. These weights of moisture divided twenty-five to determine the number selected from 1 kg of dry sapropel. The initial mass of sapropel (25 kg) due to capacity feed hopper installation. In studies of the working body screw diameter remained constant, but changing the screw and step angle of the device to the horizon, and the value of the initial moisture content and frequency of rotation of the working body.

Експеримент проводився в лабораторних умовах на установці з гвинтовим робочим органом (рис.1). Для дослідження використовували органічний сапропель добутий з озера Середнє Волинської області з початковою вологістю 92÷96%. Визначення вологості сапропелю проводилося за стандартною методикою. Зневодненню у всіх дослідах експерименту піддавалась однакова кількість матеріалу, маса якого складала 25 кг. У процесі дослідження визначалася маса відділеної вологи з цієї кількості матеріалу. Отримані значення маси вологи ділилися на двадцять п'ять для встановлення кількості виділеної вологи з 1 кг сапропелю. Початкова маса сапропелю (25 кг) зумовлена місткістю завантажувального бункера установки. У дослідженнях діаметр гвинтового робочого органу залишався постійним, а змінювався крок гвинта та кут нахилу пристрою до горизонту, а також значення початкової вологості та частота обертання робочого органу.

## RESULTS

Data processing of the experiment results took place using the established system of computer mathematics MathCAD by methods [4], which allowed to obtain the regression equation masses separated by water from Lake sapropel:

$$y = 1,803 + 0,080x_1 + 0,091x_2 - 0,044x_3 - 0,084x_4 + 0,063x_1x_4 + 0,064x_1^2 + 0,116x_3^2 + 0,080x_4^2, \quad (1)$$

Equation (1) factors as they are:

$$y = 138,117 + 2/935W + 1,517\lambda + 0,6425\omega + 0,1942\alpha - 0,0315\alpha + 0,016W^2 - 0,018\omega^2 + 0,00088\alpha^2, \quad (2)$$

where  $m$  – mass of moisture, which was extracted from 1 kg of sapropel, kg;  $\lambda$  – screw step, m;  $W$  – initial moisture of sapropel, %;  $\alpha$  – device to the horizon, degree.;  $\omega$  – screw rotation speed of the working body,  $\text{min}^{-1}$ .

Validation criteria by the Fisher and the Student showed that the regression equation (1) can be considered adequate, and shows it the coefficients - significant. According to the regression equation constructed response surface and two-dimensional chopping (Fig. 3-8).

## РЕЗУЛЬТАТИ

Обробка даних результатів експерименту відбувалася за допомогою програми, створеної у системі комп'ютерної математики Mathcad згідно методики [4], що дозволило отримати рівняння регресії маси відділеної вологи з озерного сапропелю:

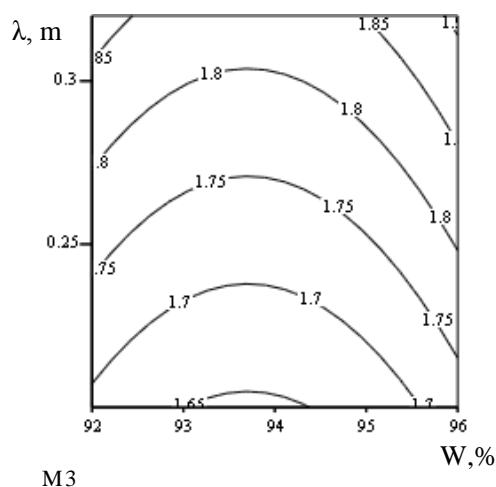
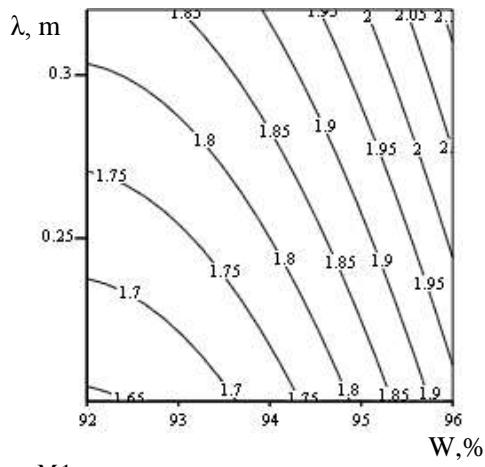
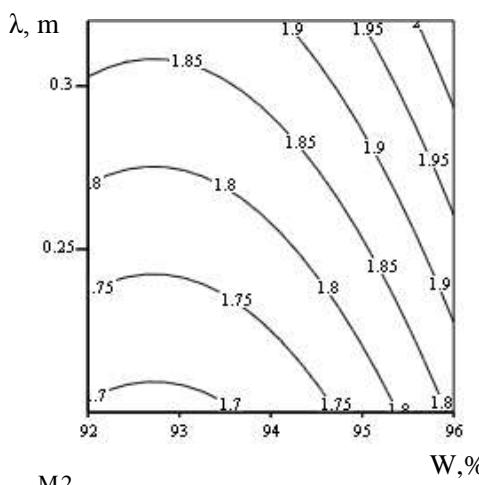
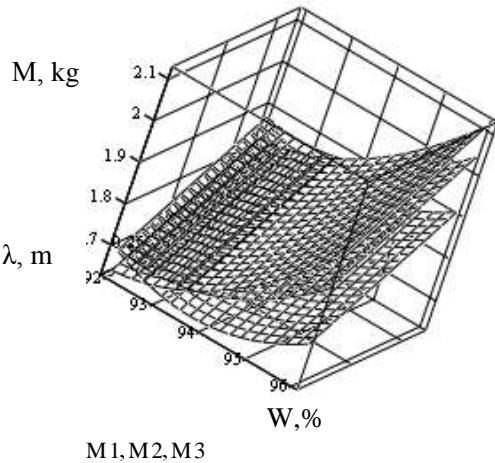
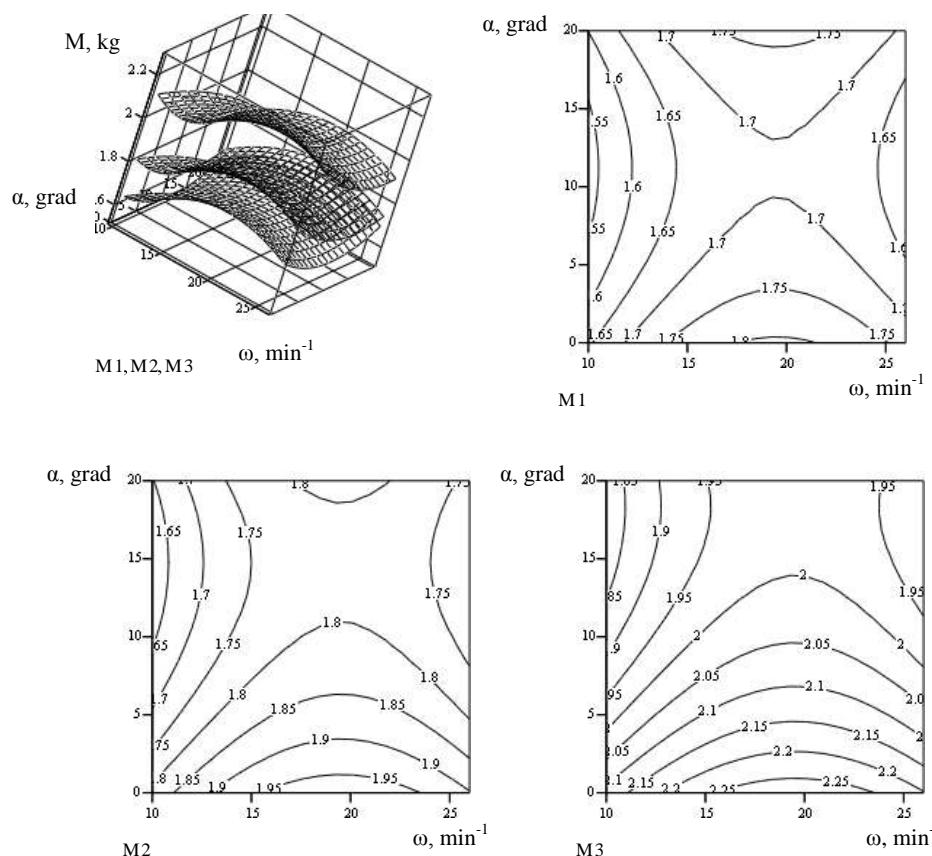
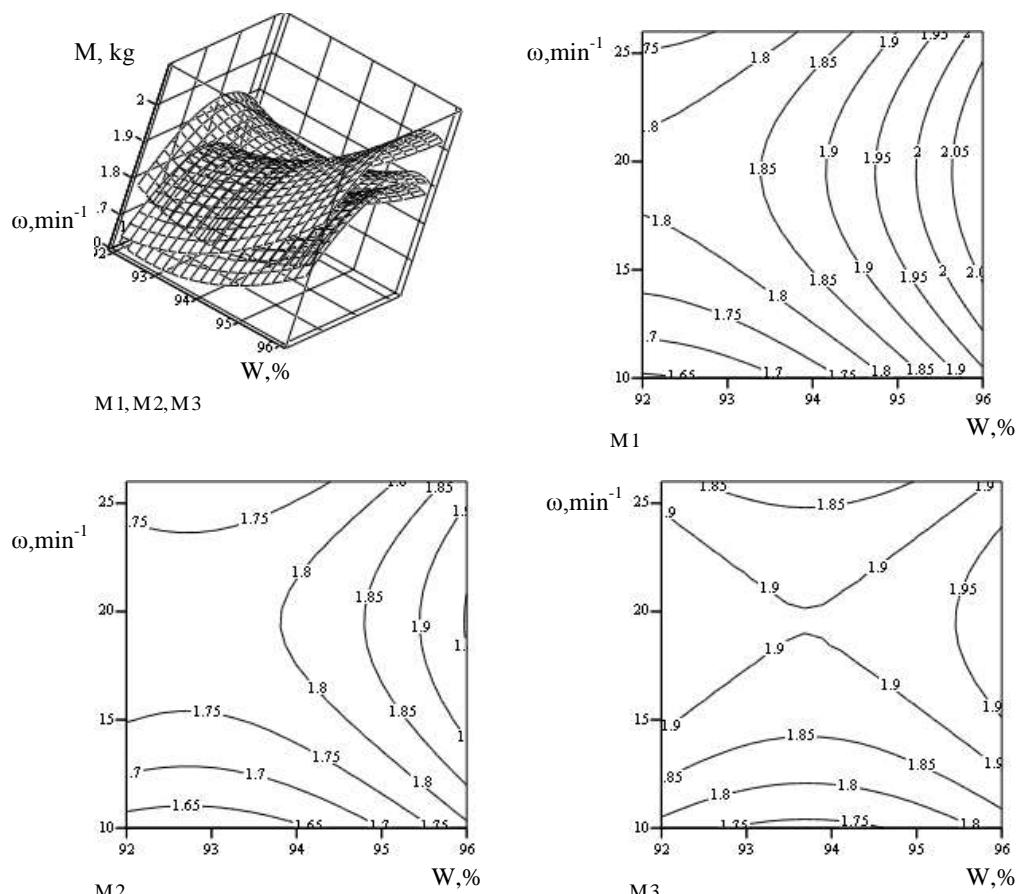


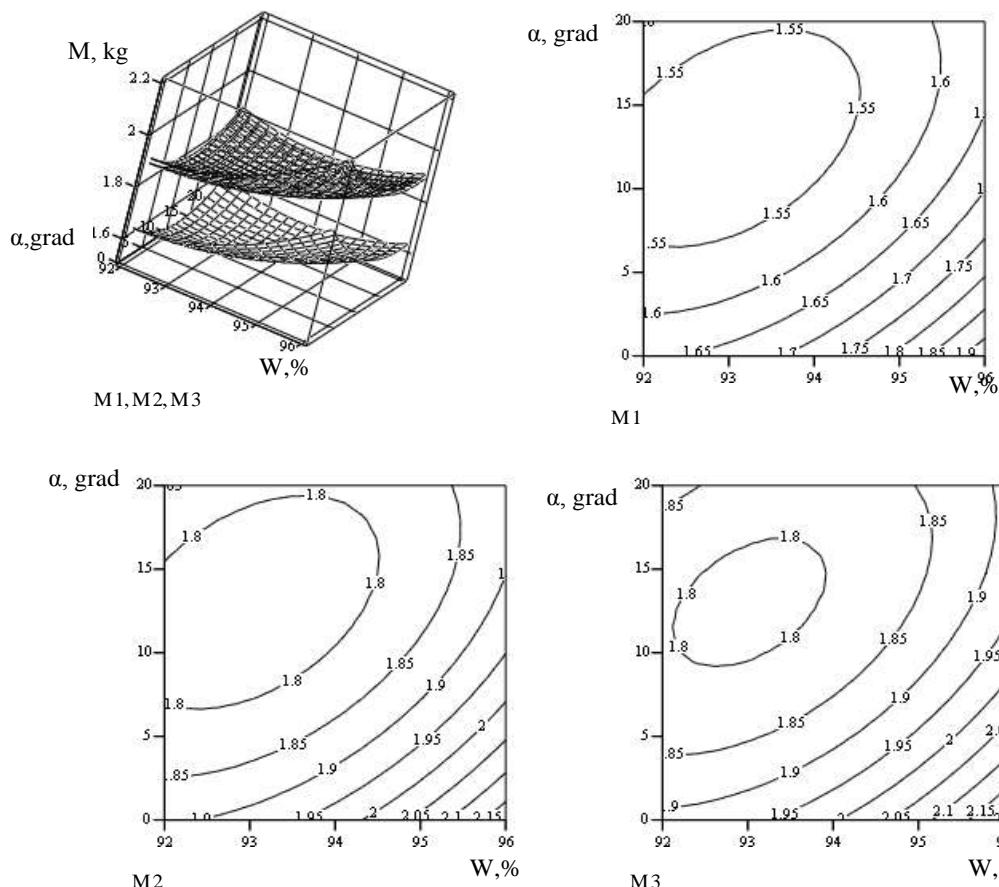
Fig. 3 - M1, M2, M3 – response surface and their corresponding two-dimensional chopping (M1 –  $\omega = 10 \text{ min}^{-1}$ ,  $\alpha = 0^\circ$ ; M2 –  $\omega = 18 \text{ min}^{-1}$ ,  $\alpha = 10^\circ$ ; M3 –  $\omega = 26 \text{ min}^{-1}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ); M1, M2, M3 – поверхні відгуку та відповідні їх двомірні січення (M1 –  $\omega = 10 \text{ хв}^{-1}$ ,  $\alpha = 0^\circ$ ; M2 –  $\omega = 18 \text{ хв}^{-1}$ ,  $\alpha = 10^\circ$ ; M3 –  $\omega = 26 \text{ хв}^{-1}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ )



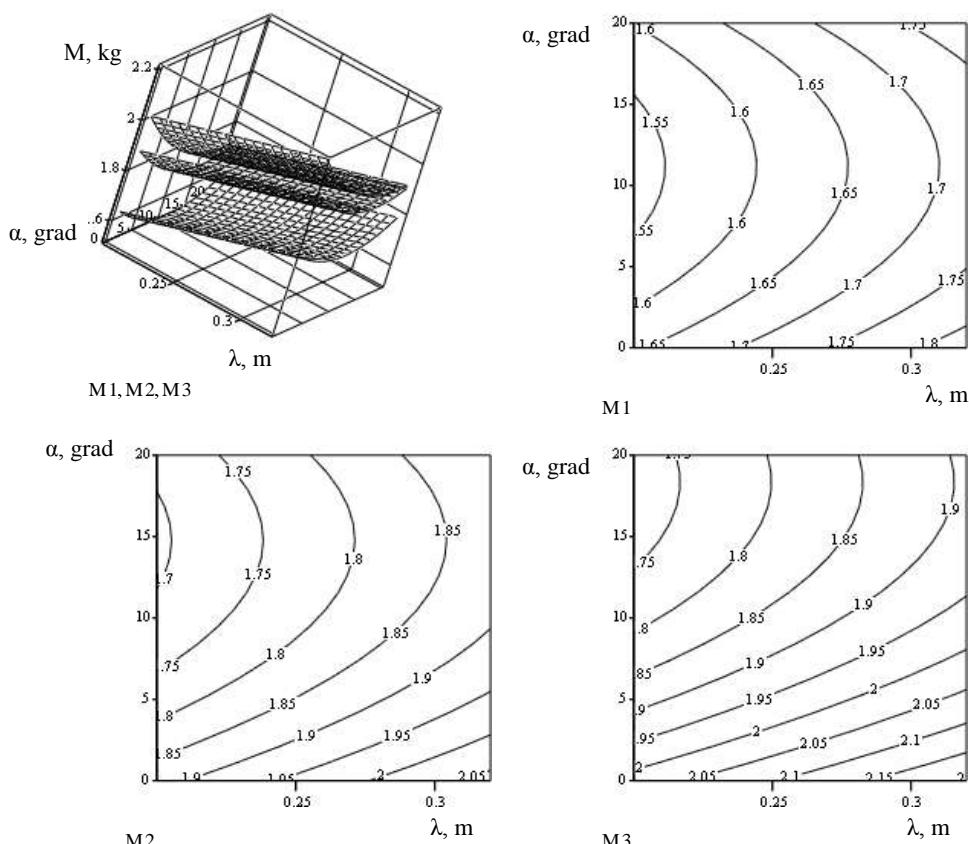
**Fig. 4-**M1, M2, M3 – response surface and their corresponding two-dimensional chopping (M1 – W=92%,  $\lambda=0,2\text{ m}$ ; M2 – W=94%,  $\lambda=0,26\text{ m}$ ; M3 – W=96%,  $\lambda=0,32\text{ m}$ ;) / M1, M2, M3 – поверхні відгуку та відповідні їх двомірні січення (M1 – W=92%,  $\lambda=0,2\text{ m}$ ; M2 – W=94%,  $\lambda=0,26\text{ m}$ ; M3 – W=96%,  $\lambda=0,32\text{ m}$ );



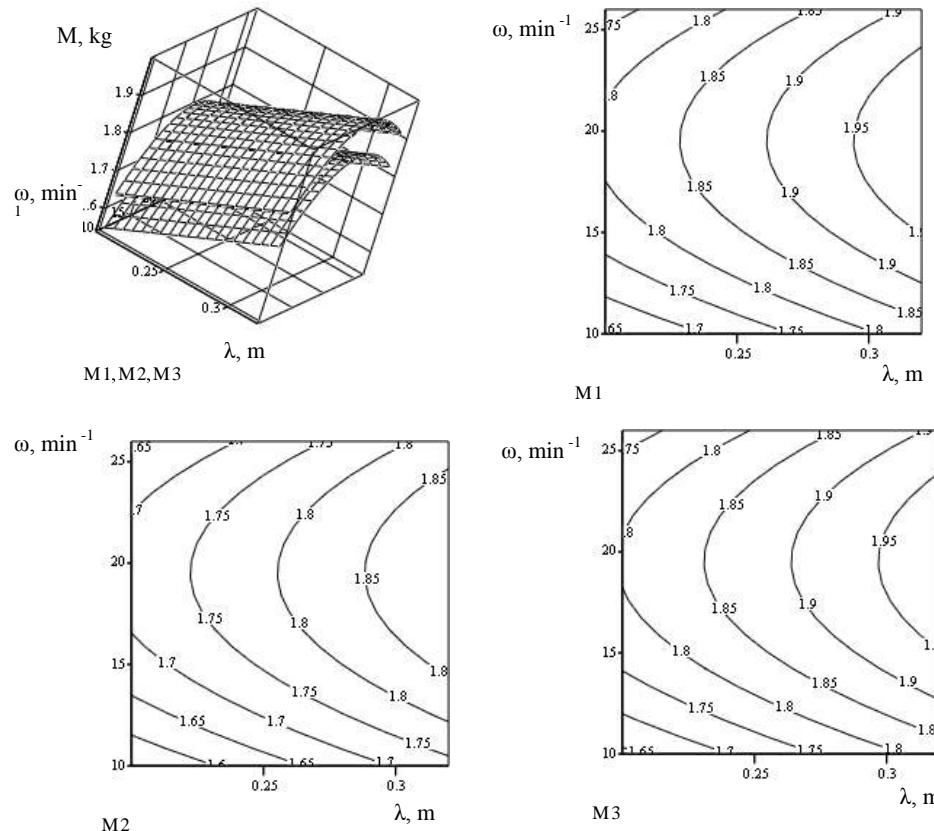
**Fig. 5-**M1, M2, M3 – response surface and their corresponding two-dimensional chopping (M1 –  $\lambda=0,2\text{ m}$ ,  $\alpha=0^0$ ; M2 –  $\lambda=0,26\text{ m}$ ,  $\alpha=10^0$ ; M3 –  $\lambda=0,32\text{ m}$ ,  $\alpha=20^0$ ;) / M1, M2, M3 – поверхні відгуку та відповідні їх двомірні січення (M1 –  $\lambda=0,2\text{ m}$ ,  $\alpha=0^0$ ; M2 –  $\lambda=0,26\text{ m}$ ,  $\alpha=10^0$ ; M3 –  $\lambda=0,32\text{ m}$ ,  $\alpha=20^0$ );



**Fig. 6 - M1, M2, M3 – response surface and their corresponding two-dimensional chopping (M1 –  $\lambda = 0,2$  m,  $\omega = 10 \text{ min}^{-1}$ ; M2 –  $\lambda = 0,26$  m,  $\omega = 18 \text{ min}^{-1}$ ; M3 –  $\lambda = 0,32$  m,  $\omega = 26 \text{ min}^{-1}$ ;) / M1, M2, M3 – поверхні відгуку та відповідні їх двомірні січення (M1 –  $\lambda = 0,2$  м,  $\omega = 10 \text{ хс}^{-1}$ ; M2 –  $\lambda = 0,26$  м,  $\omega = 18 \text{ хс}^{-1}$ ; M3 –  $\lambda = 0,32$  м,  $\omega = 26 \text{ хс}^{-1}$ ;)**



**Fig. 7 - M1, M2, M3 – response surface and their corresponding two-dimensional chopping (M1 –  $W = 92\%$ ,  $\omega = 10 \text{ хс}^{-1}$ ; M2 –  $W = 94\%$ ,  $\omega = 18 \text{ хс}^{-1}$ ; M3 –  $W = 96\%$ ,  $\omega = 26 \text{ хс}^{-1}$ ;) / M1, M2, M3 – поверхні відгуку та відповідні їх двомірні січення (M1 –  $W = 92\%$ ,  $\omega = 10 \text{ хс}^{-1}$ ; M2 –  $W = 94\%$ ,  $\omega = 18 \text{ хс}^{-1}$ ; M3 –  $W = 96\%$ ,  $\omega = 26 \text{ хс}^{-1}$ ;)**



**Fig. 8 - M1, M2, M3 – response surface and their corresponding two-dimensional chopping (M1 – W = 92%,  $\alpha = 0^\circ$ ; M2 – W = 94%,  $\alpha = 10^\circ$ ; M3 – W = 96%,  $\alpha = 20^\circ$ ) / M1, M2, M3 – поверхні відгуку та відповідні їх двомірні січення (M1 – W = 92%,  $\alpha = 0^\circ$ ; M2 – W = 94%,  $\alpha = 10^\circ$ ; M3 – W = 96%,  $\alpha = 20^\circ$ )**

Analysis of the results shows that the increase of initial sapropel humidity  $W$  leads to an increase in mass of selected moisture because of its uniform compression of the working body. Increasing the angle  $\alpha$  at constant diameter screw body also provides a growing supply of moisture is extracted, undergoes compression as a larger volume of material. Therefore it is appropriate that ensured constructively rational parameters of the working body to separate the larger gravitational moisture. Increase of speed of screw  $\omega$  working body leads to a reduction of moisture, which is separated mechanically. This phenomenon is explained by the reduced length of stay of the material in the device. The smallest impact on the allocation of water from the sapropel change affects the angle  $\alpha$  the device to the horizon, a growth factor that decreases the mass of moisture, which is separated.

## CONCLUSIONS

As a result of the four factors experiment by using Box-Benkin plan we received response function (2), which allows to set the impact of initial humidity sapropel, pitch screw, tilt the device to the horizon and speed screw the working body of the mass of moisture is extracted from sapropel to screw in the press. An optimization by using the Maximize function in computer system of mathematics Mathcad [5] allowed to obtain rational values such causal factors: initial sapropel humidity  $W = 96\%$ , step screw  $\lambda = 0,32$  m, and screw rotation speed of the working body  $\omega = 19,517$  min<sup>-1</sup> and the angle of the device to the horizon  $\alpha = 0^\circ$ .

Аналіз отриманих результатів показує, що збільшення початкової вологості  $W$  сапропелю призводить до зростання маси виділеної вологи  $M$  внаслідок її рівномірного стискання робочим органом. Збільшення значення кута  $\alpha$  при сталому діаметрі гвинтового органу, також забезпечує зростання маси відділеної вологи, оскільки стисканню піддається більший об'єм матеріалу. Тому доцільно, щоб конструктивно забезпечувалася раціональні параметри робочого органу, для відділення більшого об'єму гравітаційної та слабов'язаної вологи. Зростання частоти обертання  $\omega$  гвинтового робочого органу призводить до зменшення кількості вологи, яка відділяється механічним способом. Дане явище пояснюється скороченням тривалості перебування матеріалу у пристрої. Найменший вплив на виділення вологи з сапропелю впливає зміна кута нахилу пристрою до горизонту  $\alpha$ , із зростання цього фактору зменшується маса вологи, яка відділяється.

## ВИСНОВКИ

У результаті проведення чотирифакторного експерименту за планом Бокса-Бенкіна було отримано функцію відгуку (2), яка дозволяє встановити вплив початкової вологості сапропелю, кроку гвинта, кута нахилу пристрою до горизонту та частоти обертання гвинтового робочого органу на масу відділеної вологи з сапропелю на у гвинтовому пресі. Проведена оптимізація за допомогою функції Maximize в системі комп’ютерної математики Mathcad [5] дозволила отримати такі раціональні значення досліджуваних факторів: початкова вологість сапропелю  $W = 96\%$ , крок гвинта  $\lambda = 0,32$  м, та частота обертання гвинтового робочого органу  $\omega = 19,517$  хв<sup>-1</sup> і кут нахилу пристрою до горизонту  $\alpha = 0^\circ$ .

**REFERENCES**

- [1]. Lopotko M.Z (1986) - *Sapropels and products on their basis*. - Mn.: Sience and tecnika, 191 c; (in Russian)
- [2]. Shumchyk O.P. (2009) *A ground of parameters of the module is for getting of lacustrine sapropels*: dissertation of candidate of engineerings sciences: 05.05.11. – Ternopil’, – 137 c;
- [3]. Didukh V.F., Lytsuk R.V., Grabovets V.V. (2006) *Moistureexchanges and termodynamics properties of sapropels*, Scientific announcer of the National agrarian university. - Nember 92, part II. – C. 56-60;
- [4]. Novik F.S., Arcov J.B. (1980) *Optimization of processes of technology of metals by the methods of planning of experiments* / – M.: Mashinebildung, Sofija: Tecniks, – 304 c; (in Russian)
- [5]. D'yakonov V.P. (2007) *Mathcad 11/12/13 in mathematik: Reference book*. – M.: Hot Line – Telekom. – 958 c. (in Russian).

**БІБЛІОГРАФІЯ**

- [1]. Лопотко М.З.(1986) - *Сапропели и продукты на их основе*. - Mn.: Наука и техника, 191 с;
- [2]. Шимчук О.П. (2009) *Обґрунтування параметрів модуля для добування озерних сапропелів*: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.11. – Тернопіль, – 137 с;
- [3]. В. Ф. Дідух, Р. В. Луцік, В. В. Грабовець (2006) *Вологообмінні та термодинамічні властивості сапропелів*, Науковий вісник Національного аграрного університету. - Вип. 92, ч. II. – С. 56-60;
- [4]. Новик Ф.С., Арсов Я.Б. (1980) *Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов* / – М.: Машиностроение, София: Техника, – 304 с;
- [5]. Д'яконов В.П. (2007) *Mathcad 11/12/13 в математике: Справочник*. – М.: Горячая линия – Телеком. – 958 с.

# A MATHEMATICAL SIMULATION MODEL DEVELOPED FOR DESCRIBING THE ACOUSTIC ENERGY CONVERSION INTO ELECTRIC ENERGY

## DEZVOLTAREA UNUI MODEL MATEMATIC DE SIMULARE PENTRU DESCRIEREA CONVERSIEI DE ENERGIE ACUSTICA IN ENERGIE ELECTRICA

Prof. Ph.D. Eng. Filip N., Prof. Ph.D. Jumate N.†, Ph.D. Stud. Eng. Candale L.

- UT Cluj Napoca -

Tel: 0264-401675; E-mail: Nicolae.Filip@arma.utcluj.ro

**Abstract:** The noise represents an important free waste of the environment. In this respect the research carried out in order to harvest the noise and convert it into electric signal is an up challenge.

Given the preliminary laboratory investigations, the paper work is presented in order to develop a mathematical model able to describe the conversion of sound waves into electrical energy using electromagnetic transducers. In developing the model were considered the three phases leading to the noise power. In this respect the specific parameters were analyzed to the three phases and have set the initial data set and variables. Simulation program was developed using Matlab environment, being developed as tabular data display interface and graphical user interface.

An application proposed for the simulation program is to evaluate the possibility of obtaining electricity from the conversion of low frequency noise from tractors.

**Keywords:** noise, conversion, electromagnetic, simulation

### INTRODUCTION

With the industrial development, population growth and increasing the number of vehicles or mechanized equipment, noise is a more pressing problem. Also with development of electrical equipment with the low power consumption, the attention of researchers can be focused on recovery of the acoustic energy.

In the literature are founded three main techniques of acoustic energy conversion: electromagnetic, piezoelectric and electrostatic or capacitive, and with their help developing various types of devices. Tiruthani (2008) [1] and Yildz (2009) [2] describe all three techniques and compare them, the advantages and disadvantages that occur. Using electromagnetic technique Tenghsien Lai (2008) [3] have designed, manufactured and tested a micro generator driven by acoustic waves for power system application of mobile phone. Experiment results have show that micro generator having a planar size of 3 mm x 3 mm generated a maximum voltage of 0.24 mV at a frequency of 470 Hz. Dynamic response of the micro generator can be designed to meet a specific acoustic frequency for efficiency.

Zhong Lin Wang (2008) [4] using nanofibres has developed a generator to work independently in the environment. The generator is build from ZnO nanofibres arranged on a matrix, over witch is placed a superior triangular electrode at a controlled distance. The device composed of about 500 nanofibre subjected to ultrasonic waves managed to get 500 nA and 10 mV.

Shinichiro (2006) [6] presented a capacitive technique using structural concept of a sound-electricity conversion device of semiconductor membrane. This device has been patented and can be applied to the diagnostic ultrasound equipment to convert ultrasound energy into electrical energy and for reducing noise.

Considering the proven potential of acoustic energy to be converted into electricity the aim of this work carried

**Rezumat:** Zgomotul reprezintă un important deșeu energetic prezent în mediu. În acest sens, cercetările efectuate în scopul de a recolta zgomotul și de a transforma acest deșeu în semnal electric este o provocare continuă. Având în vedere cercetările de laborator preliminare, în lucrare este prezentată activitatea desfășurată în scopul de a dezvolta un model matematic capabil să descrie conversia undelor acustice în energie electrică prin utilizarea traductoarelor electromagnetice. La dezvoltarea modelului s-au luat în considerare cele trei faze care conduc la obținerea de energie electrică din zgomot. În acest sens au fost analizați parametrii specifici celor trei faze și s-au stabilit setul de date inițiale și variabilele. Programul de simulare a fost realizat utilizând mediul Matlab, fiind dezvoltate atât interfețe de afișare a datelor tabelare cât și interfețe grafice. O aplicație propusă pentru programul de simulare realizat este de a evalua posibilitatea obținerii de electricitate din conversia zgomotului de joasă frecvență de la tractoare.

**Cuvinte cheie:** acustic, zgomot, conversie, electromagnetic, simulare

### INTRODUCERE

Odată cu dezvoltarea industrială, creșterea populației și creșterea numărului de vehicule sau echipamente mecanice, zgomotul este o problemă tot mai presantă. De asemenea, dezvoltarea de echipamente electrice cu consum redus de energie, a adus în atenția cercetătorilor recuperarea de energie acustică.

În literatura de specialitate sunt fondate trei tehnici principale de transformare a energiei acustice: electromagnetic, piezoelectric și electrostatic sau capacitive, și cu ajutorul lor în curs s-au dezvoltat diferite tipuri de dispozitive. Tiruthani (2008) [1] și Yildz (2009) [2], descriu toate cele trei tehnici comparând, avantajele și dezavantajele care apar. Utilizând o tehnică electromagnetică Tenghsien Lai (2008) [3] a proiectat, fabricat și testat un micro-generator de unde acustice aplicabil sistemului de alimentare al telefonului mobil. Rezultatele experimentului au arătat că micro-generatorul având în plan o dimensiune de 3 mm x 3 mm a generat o tensiune maximă de 0,24 mV la o frecvență de 470 Hz. Răspunsul dinamic al generatorului poate fi dezvoltat pentru a satisface o anumită frecvență acustică cu eficiență.

Zhong Lin Wang (2008) [4] folosind nanofibrele a dezvoltat un generator care lucrează independent în mediul înconjurător. Generatorul este construit din nanofibrele ZnO dispuse pe o matrice, peste material este plasat un electrod triunghiular superior, la o distanță controlată. Aparatul compus din aproximativ 500 nanofibre supuse undelor ultrasunetice a reușit să producă 500 nA și 10 mV.

Shinichiro (2006) [6] a prezentat o tehnică capacitive utilizând conceptul structural al unui dispozitiv de conversie a sunetului, în energie electrică cu membrane semiconductoare. Acest dispozitiv a fost brevetat și poate fi aplicat la echipamentul de diagnosticare cu ultrasunete pentru a converti energia ultrasunetelor în energie electrică și pentru reducerea zgomotului.

Având în vedere potențialul demonstrat de energie acustică care urmează să fie transformată în energie electrică, scopul

out is to propose the development of a mathematical model for simulate the conversion efficiency by voltage and electric current harvested point of view applied for electromagnetic transducers used for noise harvest from tractors engines.

#### DESCRIPTION OF THE MATHEMATICAL MODEL

The mathematical model developed take into consideration uses of an electromagnetic transducer in energy conversion for the following reasons: the possibility to develop laboratory tests to develop the mathematical model, efficiency at low frequencies of the transducer shown in the literature [7, 8]. Conversion principle is based on Faraday's law [1].

$$V = B \cdot l \cdot u \quad (1)$$

where:  $B$  – Magnetic field measured in Tesla,  $l$  – Length of the coil wire in meters and  $u$  the velocity who move coil through the magnetic field in  $m \text{ s}^{-1}$ .

Acoustic-electric conversion involves three stages, therefore the mathematical model was divided into three parts as follows (Fig. 1): the sound sequence, the mechanical sequence and electrical sequence.

acestei lucrări este de a propune dezvoltarea unui model matematic pentru a simula eficiența de transformare a undelor acustice în semnal electric de tensiune și curent, aplicabil pentru traductoare electromagnetice, utilizate la recuperarea zgromotului de la tractoare agricole.

#### DESCREREA MODELULUI MATEMATIC

Modelul matematic dezvoltat ia în considerare utilizarea unui traductor electromagnetic pentru conversia energiei din următoarele motive: posibilitatea de a dezvolta teste de laborator pentru a valida simularea, eficiența la frecvențe joase prezentată în literatura de specialitate [7, 8]. Prinzipiul de conversie se bazează pe Legea lui Faraday [1].

unde:  $B$  este câmpul magnetic măsurat în Tesla,  $l$  lungimea sărmei bobinei electomagnetică în metri și  $u$  viteza de mișcare a bobinei în câmp măsurată în  $m \text{ s}^{-1}$ .

Transformarea acustico – electrică presupune trei etape distințe, fapt pentru care modelul matematic trebuie detaliat în aceste etape, astfel (Fig. 1): secvența acustică, secvența mecanică și secvența electrică.

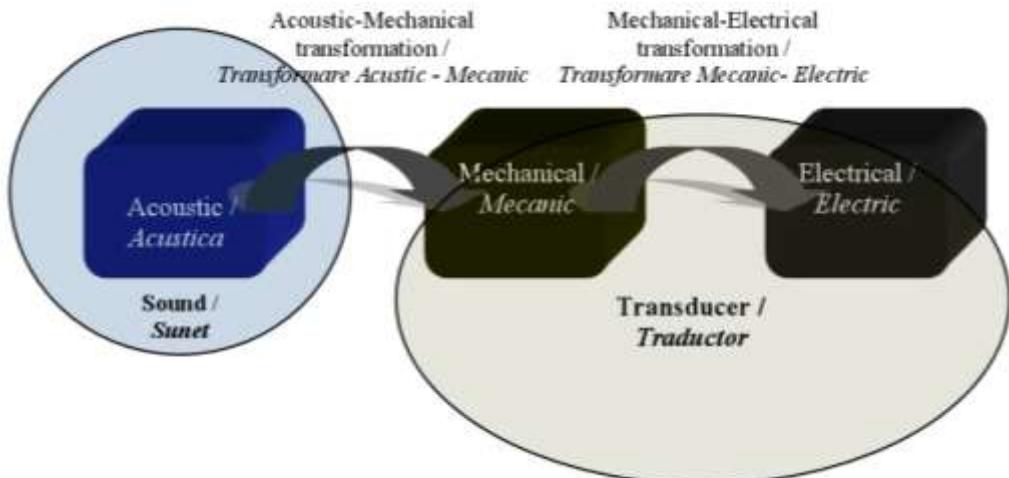


Fig. 1 - Acoustic-electric conversion steps / Etapele transformării acustic – electric

#### 2.1. Acoustic sequence

In order to achieve the acoustic model must take account by sound level and frequency of generated sound by source as well as the speed of sound in air. In the mathematical model was taken into account the generation of pure sound characterized by a single frequency and sound pressure level measured. So the terms  $L_p$  (SPL),  $f$  (frequency of generated sound) and  $c$  (speed of sound) are known values and are considered input data. Because sound waves in the acoustic tube move in the form of plane wave their can be described by equation (2) [9].

$$p = Ap \cdot e^{i(\omega t - kx + \beta)} \quad (2)$$

where:  $p$  is the pressure,  $Ap$  is the pressure amplitude,  $\omega$  is pulsation of wave or the angular frequency,  $t$  is the time,  $k$  is the wave number,  $x$  is the distance and  $\beta$  is the initial phase of movement.

$Ap$  amplitude of pressure variation can be determined from the measured noise with (3) [10].

$$L_p = 20 \cdot \lg \frac{Ap}{P_0} \quad (3)$$

In the mathematical model it will be considered time interval that develop simulation:  $t_i$  initial time and  $t_f$  final time, and  $t_f$  is determined by equation

#### 2.1. Secvența acustică

Pentru a realiza modelul acustic trebuie să se țină seama de nivelul de sunet și frecvența sunetului generate de susă, precum și viteza sunetului în aer. În modelul matematic a fost luată în considerare generarea de sunet pur caracterizat printr-o singură frecvență și de nivelul de presiune sonoră măsurată. Deci, termenii  $L_p$  (SPL),  $f$  (frecvența de sunet generate) și  $c$  (viteza sunetului) sunt cunoscute și sunt considerați date de intrare. Deoarece undele sonore în la propagarea în tub Se manifestă sub formă de unde plane, ecuația de propagare este de forma:(2) [9]

unde:  $p$  este presiunea,  $Ap$ . este amplitudinea tensiunii,  $\omega$  este pulsația de undă sau frecvența unghiulară,  $t$  este timpul,  $k$  este numărul de undă,  $x$  este distanța și  $\beta$  este fază inițială de circulație.

$Ap$  amplitudine de variație de presiune poate fi determinată funcție de zgromotul măsurat cu (3) [10].

În modelul matematic se va lua în considerare intervalul de timp durata simulării, fiind identificati:  $t_i$  momentul de începere și  $t_f$  finalul, pentru care se propune relația de determinare:

$$t_s = no/f \quad (4)$$

where:  $no$  is the number of cycles that will be plotted and  $f$  is the frequency of generated sound.

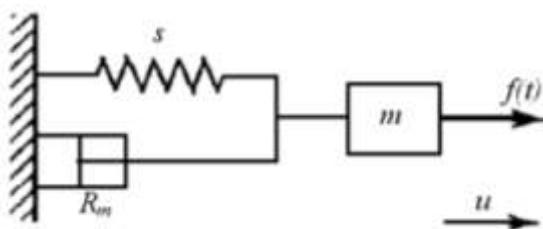
Number of point generated for a full period of oscillation that will be determined by the relationship:

$$p_s = \frac{1}{f \cdot n} \quad (5)$$

where:  $n$  is an natural number greater than or equal to 100. For a number  $n$  greater the computing points are closer and the variation of signal is more detailed.

## 2.2. Mechanical sequence

To determine the parameters of the conversion, mechanical sequence of the mathematical model determines the magnitude of the force  $f(t)$  that acts on the membrane and variation speed  $u$  of transducer membrane. In his respect the electromagnetic transducer coil and membrane acts as a mechanical oscillator shown in figure 2, having mechanical resistance  $R_m$ , Stiffness  $s$  and mass  $m$ .



**Fig. 2 - Schematic representation of the forced oscillator, the mechanical equivalent system / Reprezentarea schematică a oscilațiilor forțate , schema echivalentă armonică**

The force that acts on the membrane is determined from the variation of pressure  $p$  on the surface of the transducer membrane. Mechanical oscillator comply the differential equation [11].

Forța care acționează asupra membranei este determinată de variația de presiunea  $p$  de pe suprafața membranei traductorului. Oscilator mecanic respectă ecuația diferențială [11].

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + R_m \frac{dx}{dt} + s \cdot x = F \cdot e^{j\omega t} \quad (6)$$

Therefore it can be determine:

- the complex movement given by the equation:

Prin urmare, se poate determina:

- deplasarea complexă dată de ecuație:

$$x = \frac{1}{j \cdot \omega R_m + j \cdot \bullet \cdot m - s/\omega} F \cdot e^{j\omega t} \quad (7)$$

- the complex speed:

- viteza complexă:

$$u = \frac{F \cdot e^{j\omega t}}{R_m + j \cdot \bullet \cdot m - s/\omega} \quad (8)$$

The actual movement is given by the real part of the equation (7), considering the mechanical impedance of the plate given by the ratio between membrane movement speed and frequency of the oscillations.

Mișcarea reală este dată de partea reală a ecuației (7), având în vedere impedanța mecanică a plăcii dată de raportul dintre viteza de mișcare a membranei și frecvența oscilațiilor.

$$x = \frac{F}{\omega \cdot Z_m} \cos(\omega \cdot t - \Theta) \quad (9)$$

- the actual speed: is given using a similar approach:

- viteza reală: este dată folosind o abordare similară:

$$u = \frac{F}{Z_m} \cos(\omega \cdot t - \Theta) \quad (10)$$

## 2.3. Electrical sequence

Electric sequence in the development of the model must take into account both the electrical quantities (output quantities in the model) and the mechanical quantities that generate electrical effect. Depending on the characteristics of the transducer used can consider the analogy between the force and voltage, speed and intensity (Fig. 3 a)) or dual mechanical analogy for that speed is analogous to voltage and power analogous to intensity (Fig. 3 b)) [11]. Which

## 2.3. Secvența electrică

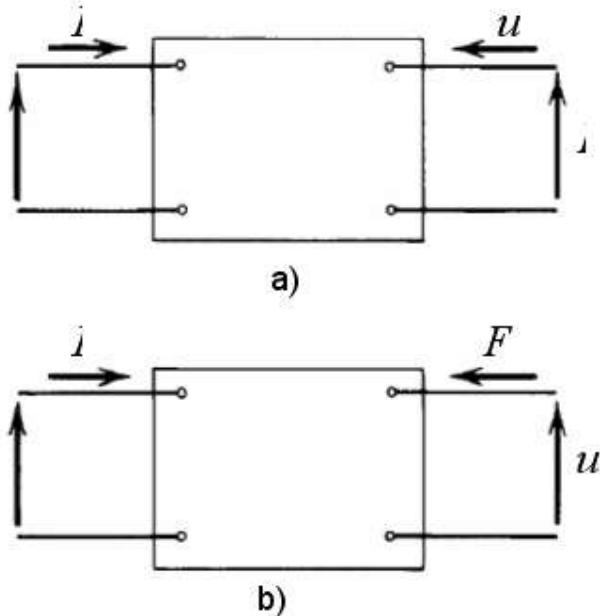
Secvența electrică trebuie să țină seama în dezvoltarea modelului atât de cantitățile electrice (cantitățile de ieșire din model) cât și de cantitățile mecanice care generează efectul electric. În funcție de caracteristicile traductorului folosit se poate lua în considerare analogia între forță, tensiune și intensitate (Fig. 3 a) sau analogia dublă mecanică pentru care viteza este analoagă cu tensiunea și puterea este similară

alternative is more convenient depends on the used type of transducer.

Associated with variable mechanical and electrical are a number of impedance that are measurable properties of the system:

intensității (Fig. 3 b) [11]. Care alternativă este mai convenabilă depinde de tipul de traductor utilizat.

Asociat cu variabile mecanice și electrice sunt impedanțele, care sunt proprietăți măsurabile ale sistemului:



**Fig. 3 - The network with two ports. a) The force analogous to voltage and speed analogous to intensity. b) dual mechanical analogy in which speed is analogous to voltage and force analogous to intensity / Sistemul cu două porturi: a) forță analoagă cu tensiunea și viteza analoagă cu intensitatea; b) analogia duală mecanică în care viteza este analoagă cu tensiunea iar forța analoagă cu intensitatea**

Associated with variable mechanical and electrical are a number of impedance that are measurable properties of the system:

Asociat cu variabile mecanice și electrice sunt o serie de impedanță, care sunt proprietăți măsurabile ale sistemului:

$Z_{EB} = V/I|_{u=0}$  = the blocked electrical impedance-impedanță de blocare [ $\Omega$ ];

$Z_{EF} = V/I|_{F=0}$  = the free electrical impedance/impedanță electrică [ $\Omega$ ];

$Z_{mo} = F/u|_{I=0}$  = the open-circuit mechanical impedance/impedanță mecanică [ $N \cdot s/m$ ];

$Z_{ms} = F/u|_{V=0}$  = the short-circuit mechanical impedance [ $N \cdot s/m$ ];

(11)

According to the analogy of the electromagnetic transducer we have the following canonical equation:

În concordanță cu analogia propusă pentru traductorul electromagnetic, se identifică următoarele ecuații canonice:

$$\begin{aligned} V &= Z_{EB} \cdot I + B \cdot l \cdot u \\ F &= -B \cdot l \cdot I + Z_{mo} \cdot u \end{aligned} \quad (12)$$

where, the open-circuit mechanical impedance is:

unde impedanța mecanică a circuitului deschis este:

$$Z_{mo} = R_m + j \cdot \omega \cdot m - s/\omega \quad (13)$$

and, the blocked electrical impedance is given by:

iar impedanța de blocare este dată de relația:

$$Z_{EB} = R_0 + j \cdot \omega \cdot L_0. \quad (14)$$

In the electrical part of the mathematical model is introduced as input data  $R_0$  (coil resistance),  $L_0$  (inductance coil),  $B$  (magnetic field of magnet) and  $l$  (length of wire in the voice coil) that characterizes the electromagnetic transducer. The direct effect is to achieve a synchronous electric oscillation with the membrane vibration [12].

În partea electrică a modelului matematic sunt introduse ca date de intrare  $R_0$  (rezistență bobinei),  $L_0$  (inductanță bobinei),  $B$  (câmpul magnetic) și  $l$  (lungimea bobinajului), care caracterizează traductorul electromagnetic. Efectul direct este de a realiza o oscilație electrică sincronă cu vibrația membranei [12].

### 3. DEVELOPMENT OF THE SIMULATION MODEL

To develop the mathematical model is considered the set of input data constants and variable generated deriving from the treatment of acoustic-mechanical-electrical conversion, thus will be the following input data: frequency

### 3. DEZVOLTAREA MODELULUI DE SIMULARE

Pentru a dezvolta modelul matematic este considerat setul de date de intrare constante și variabile generate care rezultă din tratamentul acustic-mecano-electrice de conversie, astfel vor fi luate în considerare următoarele date

of generated sound [Hz], distance of the wave propagation [m], the speed of sound [m/s], the beginning of the variation of time [s], the number of oscillation represented, the number of point that will represents an oscillation, noise level [dB], membrane diameter [m], membrane and coil mass [kg], the mechanical resistance [Ns/m], stiffness of the speaker [N/m], magnetic field [T], the length of the voice coil [m], coil resistance [ $\Omega$ ] and coil inductance [H].

With the input data are calculated electrical parameters both as variation in time or as average values. Mean value of final voltage, intensity and power are calculated with relations:

$$V_{fd} = \frac{1}{T} \int_0^T V_f; \quad I_{fd} = \frac{1}{T} \int_0^T I_f; \quad P_{fd} = \frac{1}{T} \int_0^T P_f \quad (15)$$

where,  $T = t_s - t_i$ .

Assembling the three sequences that describe the successive stages of acoustic energy conversion into electricity led to development of an algorithm detailed in the following logical scheme (fig. 4). For simulate the sound harvest effect, the described mathematical model was translate in MathLab programming software, assuming the imposed form of output parameters representation mentioned in diagram from figure 4.

#### 4. SIMULATION RESULTS

For a set of input data were determined intermediate values that characterize the mechanical-electrical conversion as well as final values: output electrical parameters.

In the simulation model, the input parameters were:

- beginning of the time interval  $t_i$  [s];
- the number of oscillation to be represented- sated of 8;
- the number of points after that represents an oscillation (more than 100);
- frequency of the generated sound sated of 60 Hz;
- distance of the receiver electromagnetic transducers from source (wave generator) measured at 1 m;
- speed of sound 340 m/s;
- noise level 130 dB(A);
- diameter of the membrane 0.32 m;
- mechanical resistance;
- stiffness find to be 2000 N s / m;
- magnetic field 1,2 T;
- length of voice coil of 7 m;
- resistance of coil 8  $\Omega$ ;
- coil inductance founded to be 0.0012 H.

A first simulation results were regarding the effect of the wave propagation through the transducer, in this respect the speed of the transducer membrane vibration and the pressure through it were calculated and graphic represented in the figure 5. These parameters describe the sequences of the conversion steps are presented too.

Continuing the simulation, the electric parameters were found and in accordance with the requirement regarding the AC/DC current rectifier. The graphics of the simulated harvest parameters offer information's regarding the electric signal convert from waves (fig. 6).

de intrare: frecvență generată [Hz], distanță de propagare a undei [m], viteza sunetului [m/s], începutul de variație de timp [s], numărul de oscilații reprezentate, numărul de punctul în care se va reprezenta o oscilație, nivel de zgomot [dB], diametrul membranei [m], membrana și masa bobinei [kg], rezistență mecanică [Ns/m], rigiditate membranei [N/m], câmpul magnetic [T], lungimea bobinei [m], rezistență bobinei [ $\Omega$ ] și inductivitatea bobinei [H].

Cu datele de intrare se calculează parametrii electrici atât privind variația în timp cât și ca valori medii. Valoarea medie de finală tensiune, intensitatea și puterea se calculează cu relațiile:

$$V_{fd} = \frac{1}{T} \int_0^T V_f; \quad I_{fd} = \frac{1}{T} \int_0^T I_f; \quad P_{fd} = \frac{1}{T} \int_0^T P_f \quad (15)$$

unde,  $T = t_s - t_i$ .

Asamblarea celor trei secvențe care descriu etapele succesive de transformare a energiei acustice în energie electrică a condus la dezvoltarea unui algoritm detaliat în cadrul următoarei scheme logice (fig. 4). Pentru a simula efectul conversiei de sunet, modelul matematic a fost realizat în software-ul MathLab, presupunând ca forme impuse de reprezentare a rezultatelor parametrii menționați în diagrama din figura 4.

#### 4. SIMULARE REZULTATELE

Pentru un set de date de intrare au fost determinate valori intermediare care caracterizează conversia mecanică-electrică, precum și valorile finale: parametrii de putere electrică.

În modelul de simulare, parametrii de intrare a fost:

- începutul interval de timp [s];
- numărul de oscilații reprezentate 8;
- numărul de puncte prin care reprezintă o oscilație (mai mult de 100);
- frecvența sunetului generat 60 Hz;
- distanța de amplasare a traductorului electromagnetic față de sursă, măsurată la 1 m;
- viteza sunetului 340 m / s;
- nivelul de zgomot 130 dB (A);
- diametru de 0.32 m membranei;
- rezistența mecanică;
- rigiditatea membranie 2000 N s / m;
- câmpul magnetic al. traductorului 1,2 T;
- lungimea bobonajului 7 m;
- rezistența bobinei de 8  $\Omega$ ;
- inductanța bobinei 0.0012 H.

O primă serie de rezultate de simulare au fost cu privire la efectul de undă, în această privință. Au fost calculate și reprezentate grafic viteza de vibrație a membranie și presiunea exercitată de undă sonoră pe membrană, rezultatele grafice obținute fiind prezentate în figura 5. Parametrii Aceste valori descriu transformarea acustico – mecanică.

Continuând simularea Au fost calculați parametrii electrici finali care reflectă inclusiv redresarea curentului electric în scopul obținerii de valori de curent continuu.. Variația acestor parametrii arată variația în temp a procesului de conversie (fig. 6).

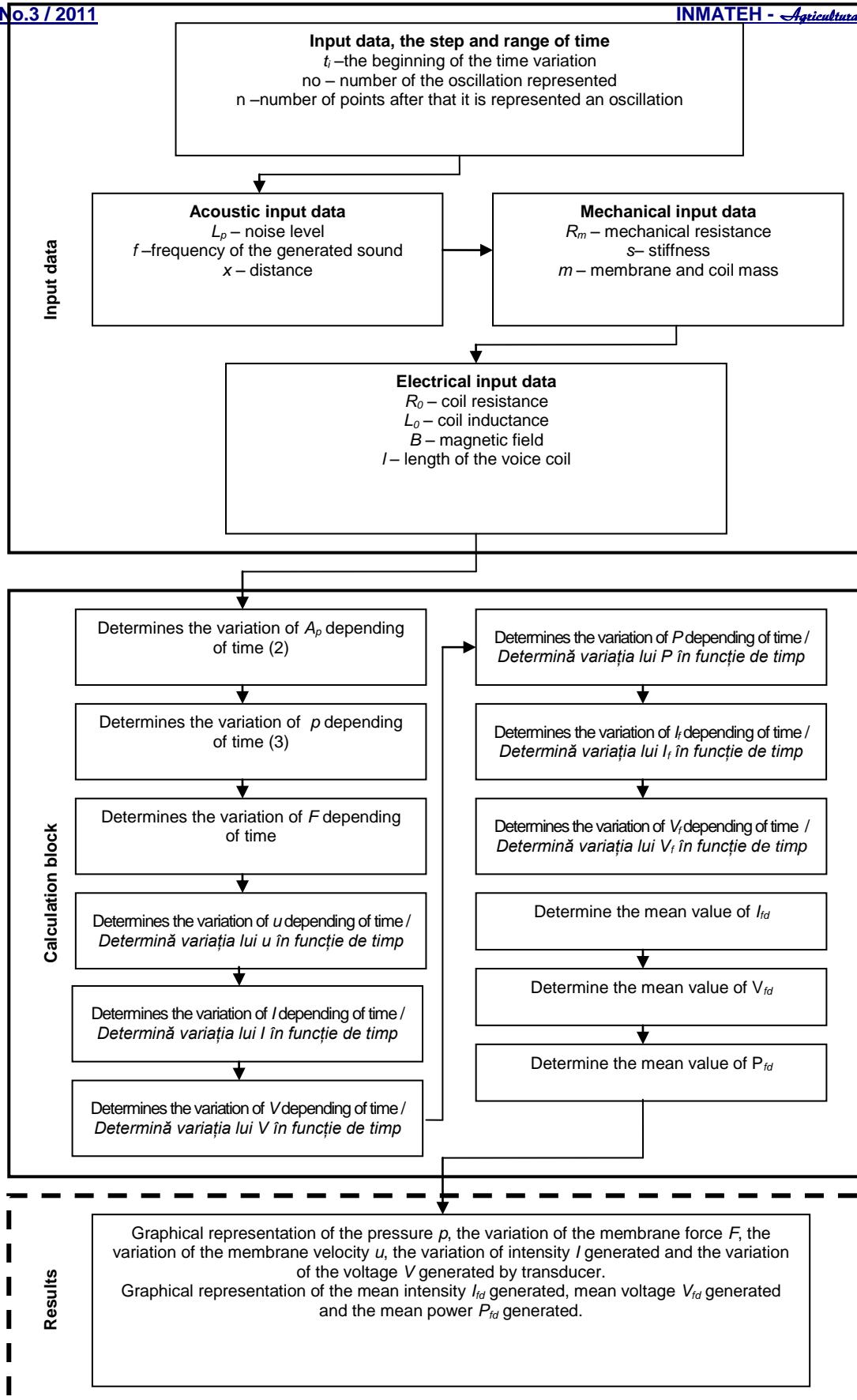
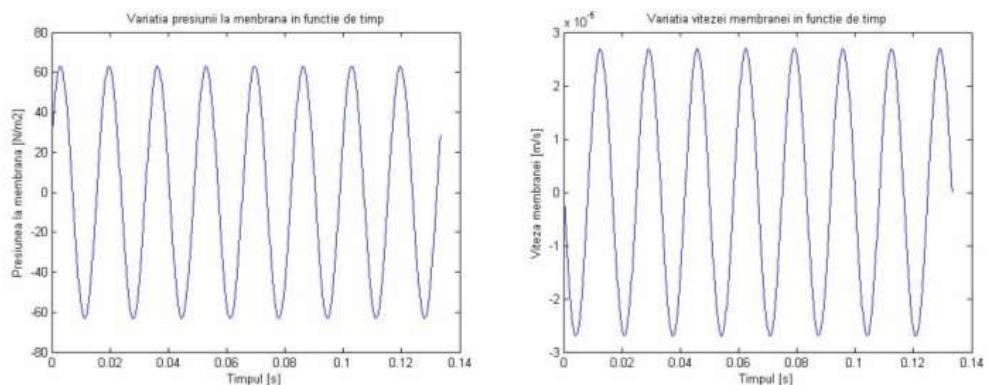
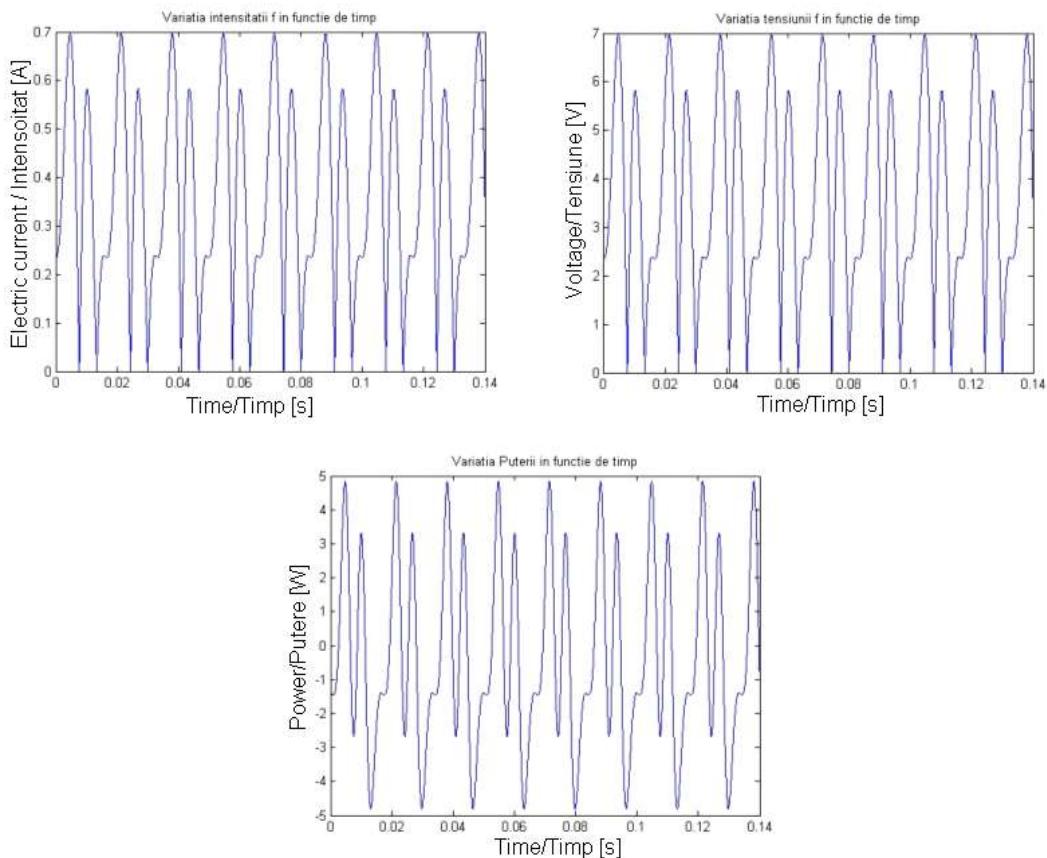


Fig. 4 - Flowchart of the simulation algorithm / Diagrama algoritmului de simulare



**Fig. 5 - The transducer membrane dinamic parameters: speed and pressure / Parametrii dinamici ai membranei traductorului și viteza și presiunea**



**Fig. 6 - The electric parameters obtained with the simulation program / Parametrii electrici obtinuti prin simulare**

## CONCLUSIONS

The proposed simulation algorithm must be confirmed by the experimental tests proposed for the next research steps. Any were there are some aspects which made the difference, as: the electromechanical characteristics of the transducer; the electric impedance of the electronic device uses for convert the delivered alternate electric signal into continuous one.

The developed simulation model may be used for large wave spectrum conversion into electricity. Various transducers may be tested using the simulation program due to the fact that input data interface let to types the main transducer characteristics.

As a immediately application, the tractors engine noise conversion simulation may be tested.

## Acknowledgement

This work was supported by CNCSIS –UEFISCDI, project number PNII – IDEI code 2531/2008

## CONCLUZII

Algoritmul de simulare propus trebuie să fie confirmat de testele experimentale propuse pentru etapele următoare de cercetare. Există unele aspecte care au făcut diferență între valorile obținute pentru diferite teste derulate, cum ar fi: caracteristicile electromecanice ale traductorului; impedanța electrică a dispozitivului electronic utilizat pentru a converti semnalul emis și redresarea în semnal electric continuu.

Modelul de simulare dezvoltat poate fi utilizat pentru simularea conversiei unui larg spectru de frecvențe generale în energie electrică. De asemenea diferite traductoare pot fi teste cu ajutorul programului de simulare, datorită faptului că interfața de intrare de date permite introducerea principalelor caracteristici ale traductorului.

Ca o aplicare directă, programul este utilizabil la simularea conversiei zgomotului produs de motoarele tractoarelor agricole.

## Acknowledgement

Această lucrare a fost susținuta de catre CNCSIS-UEFISCDI, proiectul numărul PNII - IDEI cod 2531/2008.

**BIBLIOGRAPHY**

- [1]. Tiruthani K. (2008) - *Energy Harvesting using Micro and Nano Structures*;
- [2]. Yildiz F. (2009) - *Potential Ambient Energy-Harvesting Sources and Techniques*, Teh Journal of Technology Studies, volume XXXV, Number 1, Fall 2009, pp 40-48;
- [3]. Lai T. & all (2008) - *Design and Fabrication of Acoustic Wave Actuated Micro generator for Portable Electronic Devices*, DTIP of MEMS & MOEMS;
- [4]. Zhong Lin Wang (2008) - *Energy Harvesting for Self-Power Nanosystems*, Tsinghua Press and Springer-Verlag;
- [5]. Hong K. & all (2010) - *Direct Water Splitting Through Vibrating Piezoelectric Microfibers in Water*, J. Phys. Chem. Lett., 2010, 1 (6), pp 997–1002, \*\*\*<http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/jz100027t>;
- [6]. Shinichiro U. & Takashi A. (2006) - *Sound-Electricity conversion device, array-type ultrasonic traducer, and ultrasonic diagnostic apparatus*, European patent 1 736 247 A2;
- [7]. Stewart S. (2008) - *The Physical Acoustics of Energy Harvesting*, IEEE International Ultrasonics Symposium Proceedings, pp 1046 / 1055;
- [8]. Judicaël P., Denis P. (2009) - *Using Acoustic Diffusors to Reduce Noise in Urban Areas*, Acta Acustica united with Acustica, Volume 95, Number 4, July/August, pp. 653-668;
- [9]. David A., Colin H. (2009) - *Engineering noise control, Theory and practice (fourth edition)*, Spon Press, London 2009, pp 12-30;
- [10]. Blauert J., Xiang, N. (2008) - *Acoustics for Engineers*, Spinger-Verlag Berlin Heidelberg;
- [11]. Lawrence E., Austin R., s.a. (2000) - *Fundamental of Acoustics*, Fourth edition, Electronic Illustrations;
- [12]. Filip N., Chiriciuc M., Candale L. (2011) - *About the noise energy conversion from road transportation*, IN-TECH Proceedings, Bratislava, pp: 399-401.

**BIBLIOGRAPHY**

- [1]. Tiruthani K. (2008) - *Energy Harvesting using Micro and Nano Structures*;
- [2]. Yildiz F. (2009) - *Potential Ambient Energy-Harvesting Sources and Techniques*, Teh Journal of Technology Studies, volume XXXV, Number 1, Fall 2009, pp 40-48;
- [3]. Lai T. & all (2008) - *Design and Fabrication of Acoustic Wave Actuated Micro generator for Portable Electronic Devices*, DTIP of MEMS & MOEMS;
- [4]. Zhong Lin Wang (2008) - *Energy Harvesting for Self-Power Nanosystems*, Tsinghua Press and Springer-Verlag;
- [5]. Hong K. & all (2010) - *Direct Water Splitting Through Vibrating Piezoelectric Microfibers in Water*, J. Phys. Chem. Lett., 2010, 1 (6), pp 997–1002, \*\*\*<http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/jz100027t>;
- [6]. Shinichiro U. & Takashi A. (2006) - *Sound-Electricity conversion device, array-type ultrasonic traducer, and ultrasonic diagnostic apparatus*, European patent 1 736 247 A2;
- [7]. Stewart S. (2008) - *The Physical Acoustics of Energy Harvesting*, IEEE International Ultrasonics Symposium Proceedings, pp 1046 / 1055;
- [8]. Judicaël P., Denis S. (2009) - *Using Acoustic Diffusors to Reduce Noise in Urban Areas*, Acta Acustica united with Acustica, Volume 95, Number 4, July/August, pp. 653-668;
- [9]. David A., Colin H. (2009) - *Engineering noise control, Theory and practice (fourth edition)*, Spon Press, London, pp 12-30;
- [10]. Blauert J., Xiang N. (2008) - *Acoustics for Engineers*, Spinger-Verlag Berlin Heidelberg;
- [11]. Lawrence E., Austin R., s.a. (2000) - *Fundamental of Acoustics*, Fourth edition, Electronic Illustrations;
- [12]. Filip N. Chiriciuc M., Candale L. (2011) - *About the noise energy conversion from road transportation*, IN-TECH Proceedings, Bratislava, pp: 399-401.

## WRITING NORMS / NORME DE REDACTARE

### Article Types

Three types of manuscripts may be submitted:

1. **Regular articles:** These should describe new and carefully confirmed findings, and experimental procedures should be given in sufficient detail for others to verify the work. The length of a full paper should be the minimum required to describe and interpret the work clearly (max. 8 pages);
2. **Short Communications:** A Short Communication is suitable for recording the results of complete small investigations or giving details of new models or hypotheses, innovative methods, techniques or apparatus. The style of main sections has not necessarily to be in accordance with that of full-length papers (max. 6 pages);
3. **Reviews:** Submissions of reviews and perspectives covering topics of current interest are welcome and encouraged (max. 8 pages).

### Review Process

All manuscripts are reviewed by the 2 members of the Scientifically Review. Decisions will be made as rapidly as possible, and the journal strives to return reviewers' comments to authors in approx. 3 weeks. The editorial board will re-review manuscripts that are accepted pending revision.

**NOTE:** Submission of a manuscript implies: that the work described has not been published before (excepting as an abstract or as part of a published lecture, or thesis) that it is not under consideration for publication elsewhere.

### 1. REGULAR ARTICLES

- All portions of the manuscript must be typed *single-spaced*, A4, top and bottom: 2 cm; left: 2.3 cm; right: 1.7 cm, font: **Arial**, size 9 pt, except the title which will be 11 pt. and explicit figures, which will be 8 pt.
- Text paper will be written in two equal columns of 8.3 cm, 0.4 cm space between them, except the title, authors and their affiliations, tables, figures, graphs and equations to be entered once.
- Text will be written in English in the left column, respectively in native language in the right column.
- The chapter titles are written Uppercase (eg: INTRODUCTION, MATERIAL AND METHODS), between chapters is left a space for 9 pt. At the beginning of each paragraph to leave a tab of 0.5 cm.
- The paper will be written in Word, "Justify" alignment;
- The paper should be transmitted by E-mail.
- There are allowed 2 papers by each first author.

The **Title** should be a brief phrase describing the contents of the paper. PAPER'S TITLE will be uppercase, Bold (the title in English language) and *Bold italic* (the title in native language), center, 11 pt. Under the paper's title, after an space (enter) 9 pt., write *authors' names* (eg: Vasilescu G.). (font: 9 pt., bold) and *affiliations*, the *name of the corresponding author* (next row), (9 pt., regular). Also be passed: the phone, fax and E-mail information, for the first author of paper's (font: 8 pt., italic).

Title should be short, specific and informative. Avoid long titles; a running title of no more than 100 characters is encouraged (without spaces).

The **Abstract** should be informative and completely self-explanatory, briefly present the topic, state the scope of the experiments, indicate significant data, and point out major findings and conclusions. The Abstract should be 100 to 300 words in length. Complete sentences, active

### Tipuri de Articole

Trei tipuri de manuscris pot fi trimise:

1. **Articole obișnuite (normale):** acestea trebuie să descrie cercetări noi și confirmate, iar procedurile experimentale să fie descrise pentru a putea fi verificate în detaliu, fără a lea dreptul de proprietate intelectuală. Mărimea unei lucrări trebuie să cuprindă minimul necesar pentru a descrie și interpreta în mod clar conținutul (ma.8 pagini);
2. **Comunicări scurte:** o comunicare scurtă este folosită pentru înregistrarea rezultatelor din investigații complete de dimensiuni reduse sau pentru a oferi detalii despre modele noi de ipoteze, metode inovative, tehnici sau infrastructuri. Tipul secțiunilor (capitolelor) principale nu trebuie să fie neapărat în concordanță cu articolele normale (max. 6 pagini);
3. **Sintezele:** Prezentarea unor comentarii și perspective acoperind subiecte de interes actual sunt binevenite și încurajate (maxim 8 pagini).

### Procesul de evaluare (recenzie)

Toate manuscrisele sunt evaluate de către 2 membri ai Comitetului Științific. Deciziiile vor fi luate cât mai rapid posibil și revista va returna comentariile evaluarilor înapoi la autori în aproximativ 3 săptămâni. Conducerea editorială va reevalua manuscrisele care sunt acceptate în vederea publicării în revistă.

**Notă:** Sunt acceptate numai lucrările care nu au mai fost publicate anterior. În cazul în care autori trimit spre publicare lucrări ce conțin date, informații, capitive, etc., din alte lucrări publicate anterior și nu se fac referiri la acestea în text, răspunderea apartine acestora.

### 1. ARTICOLE OBIȘNUITE

- Toate capitolele manuscrisului trebuie să fie scrise *single-spaced*, A4, sus și jos: 2 cm; stânga: 2.3 cm; dreapta: 1.7 cm, font: **Arial**, mărime 9 pt, cu excepția titlului care se scrie cu 11 pt. și figurile explicate, care se scriu cu 8 pt.
- Textul lucrării va fi scris în două coloane egale de 8.3 cm, 0.4 cm spațiu dintre ele, exceptând titlul, autorii și afilierea acestora; tabelele, figurile și ecuațiile care nu se scriu pe coloane ci pe toată pagina (vezi modelul atașat);
- Textul se va scrie în limba engleză în coloana din stânga, respectiv în limba maternă - coloana din dreapta.
- Titlurile capitolelor sunt scrise cu majuscule (ex: INTRODUCERE, MATERIAL ȘI METODE), între capitole se lasă un spațiu de 9 pt. La începutul fiecărui paragraf se lasă un "tab" de 0.5 cm;
- Lucrarea va fi scrisă în Word, aliniere "Justify".
- Lucrarea trebuie trimisă prin e-mail.
- Sunt permise max. 2 lucrări ca prim autor.

**Titlul** trebuie să fie o frază scurtă care să descrie conținutul lucrării. Aceasta va fi scris cu majuscule, centrat, mărime: 11 pt., bolduit, (titlul în engleză) și bolduit italic (titlul în limba maternă). Sub titlul lucrării după un spațiu de 9 pt., se scriu numele autorilor (ex: Vasilescu G.) (9 pt., bold), imediat sub numele autorilor se scrie: afilierea autorilor (9 pt., normal) iar pe următorul rând: telefonul, faxul, e-mailul corespondentului celui care a trimis lucrarea - primului autor (8 pt., italic).

Titlul trebuie să fie scurt, specific și informativ. Evitați titlurile lungi, un titlu de sub 100 caractere este recomandat (fără spații).

**Rezumatul** trebuie să fie informativ și ușor de înțeles; prezentați pe scurt topica, studiul experimentelor, date semnificative, și evidențiați descoperirile majore și concluziile. Rezumatul trebuie să cuprindă între 100 și 300 cuvinte. Propozițiile complete, verbele active, și persoana

verbs, and the third person should be used, and the abstract should be written in the past tense. Standard nomenclature should be used and abbreviations should be avoided. No literature should be cited (font: 9 pt., the title - ***bold italic***; the text of abstract: *italic*).

Following the abstract, about 3 to 10 **Keywords** that will provide indexing references should be listed (font: 9, bold italic - the title and 9 pt., *italic* - the text).

A list of non-standard **Abbreviations** should be added. In general, non-standard abbreviations should be used only when the full term is very long and used often. Each abbreviation should be spelled out and introduced in parentheses the first time it is used in the text. Only recommended SI units should be used. Authors should use the Solidus presentation (mg/ml). Standard abbreviations (such as ATP and DNA) need not to be defined.

The **INTRODUCTION** should provide a clear statement of the problem, the relevant literature on the subject, and the proposed approach or solution. It should be understandable to colleagues from a broad range of scientific subjects.

**MATERIALS AND METHODS** should be complete enough to allow experiments to be reproduced. However, only truly new procedures should be described in detail; previously published procedures should be cited, and important modifications of published procedures should be mentioned briefly. Capitalize trade names and include the manufacturer's name and address. Subheadings should be used. Methods in general use need not be described in detail.

**RESULTS** should be presented with clarity and precision. The results should be written in the past tense when describing findings in the authors' experiments. Results should be explained, but largely without referring to the literature. Discussion, speculation and detailed interpretation of data should not be included in the Results but should be put into the Conclusions section. Subheadings should be used.

The **CONCLUSIONS** should interpret the findings in terms of the results obtained in this and in past studies on this topic. State the conclusions in a few sentences at the end of the paper. The Results and Discussion sections can include subheadings, and when appropriate, both sections can be combined.

The **Acknowledgments** of people, grants, funds, etc should be brief (if necessarily).

**Tables** should be kept to a minimum and be designed to be as simple as possible. Tables are to be typed single-spaced throughout, including headings and footnotes. Each table must be written on the entire width of the page, into the text where reference is made, the columns are broken - one column (see attached sample). Tables should be self-explanatory without reference to the text. The details of the methods used in the experiments should preferably be described in the legend instead of in the text. The same data should not be presented in both table and graph form or repeated in the text. Table's title will be centered bold (in English) and bold italic native language then separated by a slash. In the table, each row will be written in English (Arial, regular, size: 9 pt.) / native language (Arial, italic, 9 pt.). The table and its number is written right justified, bold - in English and bold italic - native language, separated by a slash (/).

a III-a trebuieesc folosite (rezumatul să fie scris la timpul trecut). Se va utiliza nomenclatura standard iar abrevierile trebuieesc evitate. Nu se vor utiliza citări de lucrări în "rezumat" (font: 9 pt., titlu - ***bold italic***; textul rezumatului - *italic*).

**Cuvinte cheie:** ca urmare a rezumatului, între 3 și 10 cuvinte cheie trebuieesc listate, aceste oferind referințe de indexare (font: 9 pt., ***bold italic*** – titlu și 9 pt., *italic* - textul).

Trebuie adăugată o listă de abrevieri specifice. În general, aceste abrevieri se folosesc atunci când termenul folosit este foarte lung și des întâlnit în lucrare. Fiecare abreviere ar trebui introdusă în paranteză pentru prima dată când este folosită în text. Doar unități din SI trebuieesc folosite. Autorii trebuie să folosească prezentarea Solidus (mg/ml). Abrevierile standard (ca ATP sau ADN) nu trebuieesc definite.

**INTRODUCEREA** trebuie să ofere o expunere clară a problemei, esența relevantă a subiectului și abordarea propusă sau soluția. Aceasta trebuie să poată fi înțeleasă de către colegi din diferite domenii științifice.

**MATERIALE ȘI METODE:** trebuie să fie suficient de complete pentru a permite experimentelor să fie reprodate. Totuși, numai metodele cu adevărat noi trebuie descrise în detaliu; metodele publicate anterior trebuie citate; modificările importante ale metodelor publicate trebuie menționate pe scurt. Scrieți cu majuscule denumirile comerciale și includeți numele și adresa producătorilor. Subcapitolele trebuie utilizate. Metodele utilizate în general, nu trebuie descrise în detaliu.

**REZULTATELE** trebuie prezentate cu claritate și precizie. Acestea trebuie scrise la timpul trecut, atunci când descriu constatăriile în experimentele autorilor. Rezultatele trebuie să fie explicite, dar în mare măsură, fără a se face referire la literatura de specialitate. Discuțiile, speculațiile și interpretarea detaliată a datelor nu trebuie să fie incluse în rezultate, ci trebuie incluse în capitolul Concluzii. Subcapitolele trebuie utilizate.

**CONCLUZIILE** trebuie să interpreze constatăriile în ceea ce privește rezultatele obținute în această lucrare și în studiile anterioare pe această temă. Concluziile generale vor fi prezentate în câteva fraze la sfârșitul lucrării. Rezultatele și discuțiile pot include subpoziții, și atunci când este cazul, ambele secțiuni pot fi combinate.

**Mulțumirile** către oameni, cei care au acordat burse, fonduri, etc., trebuie să fie scurte (dacă este necesar).

**Tabelele** trebuie menținute la un nivel minim și să fie proiectate pentru a fi cât mai simple posibil. Tabelele vor fi scrise la un rând, inclusiv titlurile și notele de subsol. Fiecare tabel trebuie scris pe întreaga lățime a paginii, între textul în care se face trimitere; coloanele sunt eliminate - o singură coloană (vezi atașat modelul). Tabelele trebuie să fie auto-explicative, fără referire la text. Detaliile cu privire la metodele utilizate în experimente trebuie să fie, de preferință, descrise în legendă și nu în text. Aceleași date nu trebuie prezentate atât în tabel cât și sub formă grafică (decât dacă este absolut necesar) sau repetate în text. Titlul tabelului va fi scris central, bold (în engleză) și bold italic (în limba maternă), separate de un slash (/). În tabel, fiecare rând va fi scris în limba engleză (9 pt., normal) / limba maternă (9 pt., italic). Tabelul și numărul acestuia se scrie aliniat la dreapta, bold - în limba engleză și bold italic în limba maternă, despărțite de un slash (/).

**Figure legends** should be typed in numerical order. Graphics should be prepared using applications capable of generating high resolution JPEG before to introducing in the Microsoft Word manuscript file (Insert - From File - ...jpeg). Use Arabic numerals to designate figures and upper case letters for their parts (Figure 1). Begin each legend with a title and include sufficient description so that the figure is understandable without reading the text of the manuscript. Information given in legends should not be repeated in the text. Each figure must be inserted on the entire width of the page, into the text where reference is made, single columns (see attached sample). Leave a space between the figure and the text of figure, size: 3 pt., figure number is written in **Arial bold**, size: 8 pt., followed by what represent the figure or graph, written with Arial, regular, 8 pt. Left to write in English (regular), followed by a separating slash (/) and text in native language (*Arial italic*). Eg:

#### **Fig 1 - Test stand / Stand de testare (size: 8 pt.)**

The figures should be "*In line with text*" - Center, not "Square"; "Tight"; "Behind text" or "In front of text" (from "Format picture" - right mouse button on picture and then "Layout".

### **Mathematics**

Authors must provide instructions on how symbols and equations should be set. Equations should be numbered sequentially in the right-hand side and in parenthesis. They should be referred to in the text as Equation (4) or Eg. (4). Each equation must be written on the entire width of the page, into the text where reference is made, the columns are broken (see attached sample).

**REFERENCES:** are made in the text; a reference identified by [1], [2], ... [n] is written in the order that was placed at the end of the work - alphabetically.

Example:

[1], [2], [3], ..., [n]

References should be listed at the end of the paper in alphabetical order. Articles in preparation or articles submitted for publication, unpublished observations, personal communications, etc. should not be included in the reference list but should only be mentioned in the article text (e.g., A. Danciu, University of Bucharest, Romania, personal communication). Authors are fully responsible for the accuracy of the references.

Examples:

#### **Journal / Magazine:**

[1]. Nicolescu M.A. (2007) - *Relevant characteristics of alternative liquid fuels aimed at diesel engines exploitation in polycarburation duty*, INMATEH - Agricultural Engineering, vol. 27, no. 1/2009, ISSN 1583-1019, pg. 50-55.

[2]. Pirna I, Nicolescu M., Marin M., Voică I (2009) - *Alternative supply of agricultural tractors with raw oils*. INMATEH - Agricultural Engineering, vol. 29, no. 3/2009, ISSN 1583-1019, pg. 89-92.

#### **Conference or Symposium:**

[1]. Bungescu S, Stahli W, Biriş S, Vlăduț V, Imbreia F, Petroman C (2009) - *Cosmos programm used for the strength calculus of the nozzles from the sprayers*, Proceedings of the 35 International Symposium on Agricultural Engineering "Actual Tasks on Agricultural Engineering", Opatija - Croația, ISSN 1333-2651, pg. 177÷184.

#### **Book:**

[1]. Vlăduț V (2009) - *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, Iași - Romania.

#### **Book Chapter:**

**Figurile** trebuie scrisă în ordine numerică. Grafica trebuie realizată utilizând aplicații capabile să genereze JPEG de înaltă rezoluție, înainte de a introduce în dosarul manuscris Microsoft Word (Insert - From File - ...JPEG). Folosiți cifre arabe, pentru a desemna cifre și litere majuscule pentru părțile lor (Figura 1). Începeți fiecare legendă cu un titlu care să includă o descriere suficientă, astfel încât figura să poată fi înțeleasă, fără citirea textului din manuscris. Informațiile furnizate în legende, nu trebuie repetate în text. Fiecare figură trebuie introdusă pe întreaga lățime a paginii, în text, acolo unde se face referire, o singură coloană (vezi atașat eșantion), centrata. Lăsați un spațiu între figură și textul figurii, mărimea: 3 pt.; numărul figurii va fi scris cu bold, 8 pct., centrata, urmat de ceea ce reprezintă figura sau graficul, scris cu 8 pt., normal. Prima dată se scrie textul în limba engleză (normal), urmat de un slash (/) apoi textul în limba maternă (italic). Exemplu:

#### **Fig. 1 - Test stand / Stand de testare (mărimea: 8 pt.)**

Figurile introduse trebuie să fie "*In line with text*" - Center, nu "Square"; "Tight"; "Behind text" or "In front of text" (din "Format picture" - butonul dreapta mouse pe figură și apoi "Layout").

**Formulele matematice, ecuațiile:** autorii trebuie să furnizeze instrucțiuni privind modul de simbolizare și de ecuații stabilite și utilizate. Ecuațiile trebuie numerotate secvențial, în partea dreaptă și în paranteze. Ele trebuie menționate în text ca ecuația (4) sau Ex. (4). Fiecare ecuație trebuie scrisă pe întreaga lățime a paginii, în text, acolo unde se face referire, o singură coloană (vezi atașat model).

**REFERINȚE:** se fac în text; o referință identificată prin intermediul [1], [2], ...[n], se scrie în ordinea în care a fost trecută la sfârșitul lucrării - ordine alfabetică.

Exemplu:

[1], [2], [3], ..., [n]

Referințele trebuie prezentate la sfârșitul lucrării în ordine alfabetică. Articole în curs de pregătire sau articole trimise spre publicare, observațiile nepublicate, comunicările cu caracter personal, etc, nu trebuie incluse în lista de referință, dar pot fi menționate în textul lucrării (exemplu, A. Danciu, Universitatea din București, România, comunicare personală). Autorii sunt pe deplin responsabil pentru exactitatea referințelor.

Exemple:

#### **Jurnal / Revistă**

[1]. Nicolescu M.A. (2007) - *Proprietățile relevante ale combustibililor lichizi alternativi vizați pentru exploatarea motoarelor diesel în regim policarburat*, INMATEH - Inginerie Agricolă, vol. 27, nr. 1 / 2009, ISSN 1583-1019, pg. 50-55;

[2]. Pirna I, Nicolescu M., Marin M., Voică I (2009) - *Alimentarea alternativă a tractoarelor agricole cu uleiuri vegetale crude*, INMATEH - Inginerie Agricolă, vol. 29, nr. 3 / 2009, ISSN 1583-1019, pg. 89-92.

#### **Conferință / Simpozion**

[1]. Bungescu S, Stahli W, Biriş S, Vlăduț V, Imbreia F, Petroman C (2009) - *Cosmos programm used for the strength calculus of the nozzles from the sprayers*, Proceedings of the 35 International Symposium on Agricultural Engineering "Actual Tasks on Agricultural Engineering", Opatija - Croația, ISSN 1333-2651, pag. 177÷184.

#### **Carte**

[1]. Vlăduț V (2009) - *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, Iași - Romania.

#### **Capitol din carte**

[1]. Vlăduț V (2009) - Considerații și ipoteze privind modelarea unui proces de treier și separare. In: *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, pg. 61-69, Iași - Romania.

#### **Dissertation / Thesis:**

[1]. Constantinescu A (2010) - *Optimizarea agregatelor formate din tractoare de putere mare cu mașini agricole pentru pregătirea terenului în vederea însămânțării*. PhD dissertation, University of Transylvania Brașov, Brașov, Romania.

#### **Units, Abbreviations, Acronyms**

- Units should be metric, generally SI, and expressed in standard abbreviated form.
- Acronyms may be acceptable, but must be defined at first usage.

#### **2. SHORT COMMUNICATIONS**

Short Communications are limited to a maximum of two figures and one table. They should present a complete study that is more limited in scope than is found in full-length papers. The items of manuscript preparation listed above apply to Short Communications with the following differences: (1) Abstracts are limited to 100 words; (2) instead of a separate Materials and Methods section, experimental procedures may be incorporated into Figure Legends and Table footnotes; (3) Results and Conclusions should be combined into a single section.

#### **3. REVIEWS**

Summaries, reviews and perspectives covering topics of current interest in the field, are encouraged and accepted for publication. Reviews should be concise (max. 8 pages). All the other conditions are similar with regular articles.

[1]. Vlăduț V (2009) - Considerații și ipoteze privind modelarea unui proces de treier și separare. În: *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, pg. 61-69, Iași - Romania.

#### **Disertații / Teze de doctorat**

[1]. Constantinescu A (2010) - *Optimizarea agregatelor formate din tractoare de putere mare cu mașini agricole pentru pregătirea terenului în vederea însămânțării*. Teză de doctorat, Universitatea Transilvania Brașov, Brașov, România.

#### **Unități, Abrevieri, Acronime**

- unitățile metrice trebuie să fie, în general, SI, și exprimate în formă prescurtată standard;
- acronimele pot fi acceptate, dar trebuie să fie definite la prima utilizare.

#### **2. COMUNICĂRILE SCURTE**

Comunicările scurte sunt limitate la maxim 2 figuri și un tabel. Acestea trebuie să prezinte un studiu complet, care este mai limitat decât în cazul articolelor normale (de dimensiuni mai mari). Elementele de pregătire a articolelor normale (manuscriselor) enumerate mai sus se aplică și la comunicările scurte, cu următoarele diferențe: (1) Rezumatul este limitat la 100 cuvinte; (2) capitolele Materiale și Metode, Procedurile experimentale pot fi scrise împreună, încorporând figurile și tabelele; (3) Rezultatele și Concluziile pot fi combinate într-o singură secțiune.

#### **SINTEZELE**

Sintezele, comentariile și perspectivele acoperind subiecte de interes din domeniu sunt încurajate și acceptate spre publicare. Sintezele trebuie să fie concise și nu mai mari 8 pagini. Toate celelalte condiții sunt similare cu cele de la articolele normale (obișnuite), enumerate mai sus.



**Edited: INMA Bucharest**

6 Ion Ionescu de la Brad Bd., sect. 1, Bucharest

Tel: +4021.269.32.60; Fax: +4021.269.32.73

**ISBN 978 - 973 - 0 - 11614 - 4**

<http://www.inma.ro/inmateh-agricultural engineering>