

INMATEH –
AGRICULTURAL
ENGINEERING

JANUARY - APRIL

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

- ✓ In 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;
- ✓ In 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);
- ✓ In 1952, was established the Research Institute for Mechanization and Electrification of Agriculture - ICMA Băneasa, by transforming the Department of Agricultural Machines and Tools Testing;
- ✓ In 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;
- ✓ In 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;
- ✓ In 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 technical 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 national requirements and 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. Pîrnă Ion

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

Pirná Ion, General Manager, Prof.Hon. Ph.D.Eng, SR I, Corresponding member of ASAS, pirna@inma.ro

Executive Editor

Vlăduț Valentin, Ph.D.Eng, SR II;

valentin_vladut@yahoo.com

Cioica Nicolae, Ph.D. Eng, IDT II;

ncioica@yahoo.com

Assistant Editor

Drâmbei Petronela, Ph.D.Eng, SR I;

petronela_drambei@yahoo.com

Popa Lucreția, Ph.D.Eng, SR II;

lucretia_popa@yahoo.com

Logistic support, database

Muraru Virgil, Ph.D.Eng, SR I;

vmuraru@inma.ro

Vișan Alexandra, Ph.D. Eng, SR III;

alexandrion1982@yahoo.com

ȚicuTania, techn; tanya_manu@yahoo.com

Scientific Secretary

Cârdei Petre, math.,

petru_cardei@yahoo.com

Official translators

Barbu Mihaela, Prof. English, French

Nedelcu Mihail, Ph.D. Eng., SR III

Editorial Board

- Acad. HERA Cristian - Romania, Honorary President of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șişești", member of Romanian Academy;
- Acad. Prof. Ph.D. SIN Gheorghe - Romania, President of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șişești";
- Prof. Ph.D. NICOLESCU I. Mihai - Romania, Vicepresident of ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șişești";
- 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 Șişești";
- Ph.D. Eng. NICOLESCU C. Mihai - Romania, Scientific General Secretary of the ASAS - Academy of Agricultural and Forestry Sciences "Gheorghe Ionescu Șişești";
- Assoc.Prof. Ph.D. Eng. BELC Nastasia - Romania, IBA Bucharest;
- Ph.D. Eng. BUȚU Alina - Romania, INSB Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. PARASCHIV Gigel - Romania, P.U. Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. BIRIȘ Sorin - Romania, P.U. Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. NICULIȚĂ Petru - Romania, USAMV Bucharest;
- Prof. Ph.D. Eng. VLASE Sorin - Romania, "Transilvania" University Brașov;
- Prof. Ph.D. Eng. ROȘ Victor - Romania, Technical University Cluj Napoca;
- Prof. Ph.D. Eng. FILIP Nicolae - Romania, Technical University Cluj Napoca;
- Prof. Ph.D. Eng. VOICU Gheorghe - Romania, P.U. Bucharest;
- Prof. PhD. Eng. GERGEN Iosif - Romania, USAMVB Timișoara;
- Prof. Ph.D. Eng. ȚENU Ioan - Romania, USAMV Iași;
- Assoc.Prof. Ph.D.Eng. BUNGESCU Sorin - Romania, USAMVB Timișoara;
- Prof. Ph.D.Eng. FENYVESI László - Hungary, Hungarian Institute of Agricultural Engineering Godolo;
- Prof. Ph.D.Eng. KOSUTIC Silvio - Croatia, University of Zagreb;
- Ph.D. BIOCCA Marcello - Italy Agricultural Research Council, Agricultural Engineering Research Unit;
- Prof. Ph.D.Eng. MIHAILOV Nikolay - Bulgaria, University of Rousse;
- Assoc.Prof. Ph.D.Eng. Atanasov At. - Bulgaria, University of Rousse;
- Assoc.Prof. Ph.D. ERTEKIN Can - Turkey, Akdeniz University Antalya;
- 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. FABRO Dal Inacio Maria - Brazil, Campinas State University;
- Prof. Ph.D. Eng. De Wrachien Daniele - Italy, State University of Milan;
- Prof. Ph.D. Guanxin Yao - P.R. China, Along Agriculture R&D Technology and Management Consulting Co., Ltd;
- Prof. Ph.D. Eng. GONZÁLEZ Omar - Republic of Cuba, Central University "Marta Abreu" de las Villas.

In the present, *INMATEH - Agricultural Engineering* journal is indexed in the next international databases:

ULRICHWeb: Global Serials Directory, **CABI**, **SCPIO**, **ELSEVIER /SciVerse SCOPUS**, **Index COPERNICUS International**

INMATEH - Agricultural Engineering

vol. 42, no. 1 / 2014

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

Copyright: INMA Bucharest / Romania

CUPRINS / CONTENTS

	Pag.
1. MATHEMATICAL MODEL FOR STUDYING THE INFLUENCE OF TILLAGE TOOL GEOMETRY ON ENERGY CONSUMPTION / MODEL MATEMATIC PENTRU STUDIUL INFLUENȚEI GEOMETRIEI SCULELOR DE LUCRAT SOLUL ASUPRA CONSUMULUI DE ENERGIE Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Ghereș M. I. Technical University of Cluj Napoca / Romania	5
2. DEFINITION OF MOVEMENT TRAJECTORY AND FORCES ACTING ON THE COULTER WITH MECHANISM / ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ ПЕРЕМІЩЕННЯ І СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА СОШНИК З МЕХАНІЗМОМ ЙОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ Ph.D. Eng. Usenko M. ¹⁾ , Ph.D. Stud. Eng. Voitovich V. ¹⁾ , Ph.D. Eng. Popa L. ²⁾ , Eng. Iordache S. ³⁾ ¹⁾ Lutsk National Technical University / Ukraine; ²⁾ INMA Bucharest / Romania; ³⁾ University of Craiova / Romania	13
3. SCIENTIFIC RESEARCHES ON THE QUALITATIVE WORKING INDEXES OF THE SOWING BODY OF A MODERN TECHNICAL HOEING PLANTS SOWING EQUIPMENT / CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA INDICILOR CALITATIVI DE LUCRU REALIZAȚI DE SECȚIA DE SEMĂNAT A UNUI ECHIPAMENT TEHNIC MODERN PENTRU SEMĂNAT PLANTE PRĂȘITOARE PhD. Eng. Marin E. ¹⁾ , Eng. Bolintineanu Gh. ¹⁾ , PhD. Eng. Sorică C. ¹⁾ , PhD. Eng. Manea D. ¹⁾ Assoc. Prof. PhD. Eng. Herak D. ²⁾ , Ph.D. Stud. Eng. Croitoru Ș. ³⁾ , Tech. Grigore I. ¹⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ Czech University of Life Sciences Prague / Czech; ³⁾ University of Craiova / Romania	19
4. EXPERIMENTS REGARDING THE INFLUENCE OF WORKING PARAMETERS ON HOEING CROPS SOWING / EXPERIMENTĂRI PRIVIND INFLUENȚA PARAMETRIILOR DE LUCRU ASUPRA PRECIZIEI DE SEMĂNAT A CULTURILOR DE PLANTE PRĂȘITOARE PhD. Stud. Eng. Cujbescu D. ¹⁾ , Prof. PhD. Eng. Voicu Gh. ²⁾ , Eng. Bolintineanu Gh. ¹⁾ , PhD. Stud. Eng. Persu C. ¹⁾ , Dr. Kabaș Ö. ³⁾ , Assoc. Prof. PhD. Eng. Bungescu S. ⁴⁾ , Prof. PhD. Eng. Biriș S. ²⁾ ¹⁾ INMA Bucharest; ²⁾ P.U. Bucharest; ³⁾ Bati Akdeniz Agricultural Research Institute, Antalya / Turkey; ⁴⁾ USAMVB Timișoara / Romania Tel: 0740-272076; E-mail: dcujbescu@yahoo.com	27
5. THEORETICAL STUDY ON FEEDING THE TANGENTIAL THRESHING SYSTEM OF CONVENTIONAL COMBINE HARVESTERS / STUDIU TEORETIC PRIVIND ALIMENTAREA CU MASA VEGETALĂ A APARATULUI DE TREIER TANGENTIAL AL COMBINELOR DE RECOLTAT CEREALE Ph.D. Eng. Ivan Gh. ¹⁾ , Ph.D. Usenko M. ²⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ Lutsk National Technical University / Ukraine	33
6. RESEARCHES ON REDUCING OF LOSSES AT FODDER HARVESTING WITH THE WINDROVERS / CERCETARI PRIVIND REDUCEREA PIERDERILOR LA RECOLTAREA FURAJELOR CU VINDROVERELE Eng. Bogdanof G. ¹⁾ , PhD. Eng. Păun A. ¹⁾ , Assoc.Prof. PhD.Eng. Ertekin C. ²⁾ , Eng. Neagoe V. ¹⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ Akdeniz University / Turkey Fax: 021/269.32.73; E-mail: gbogdanof@gmail.com	41
7. REASONING ON PARAMETERS OF ROLLER WITH SPIRAL GROOVE OF FLAX PULLING MECHANISM / ОБґРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВАЛЬЦЯ З ГВИНТОВИМ ПАЗОМ ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТА Ph.D. Eng. Dudarev I., Ph.D. Eng. Zabrodotska L., Ph.D. Eng. Kirchuk R., Ph.D Eng. Taraymovich I. Lutsk National Technical University / Ukraine	49
8. INVESTIGATION OF THE PROCESS OF A SCREW CONVEYER SAFETY DEVICE ACTUATION / ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СПРАЦЮВАННЯ ЗАПОБІЖНОГО ПРИСТРОЮ ГВИНТОВОГО КОМБЕЄРА Prof. Ph.D. Eng. Gevko R.B. ¹⁾ , Ph.D. Eng. Klendiy O.M. ²⁾ ¹⁾ Ternopil National Economical University / Ukraine; ²⁾ Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University / Ukraine	55
9. RESEARCHES ON AUTOMATION OF WEIGHING AND SACKING PROCESS OF FINISHED AGRICULTURAL PRODUCTS / CERCETĂRI PRIVIND AUTOMATIZAREA PROCESULUI DE CĂNTĂRIRE ȘI AMBALARE ÎN SACI A PRODUSELOR AGRICOLE FINITE Eng. Milea D. ¹⁾ , Ph.D.Stud.Eng. Matache M. ¹⁾ , Ph.D.Eng. Brăcăcescu C. ¹⁾ , Ph.D.Eng. Păun A. ¹⁾ , PhD. Eng. Żelaziński T. ²⁾ , Prof. PhD.Eng. Csatos C. ³⁾ , Eng. Găgeanu I. ¹⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ Warsaw University of Life Sciences, Faculty of Production Engineering / Poland; ³⁾ Transilvania University of Brașov / Romania Tel: +40 740.485.717/137; E-mail: mileadumitru57@yahoo.com	61
10. THEORETICAL CONTRIBUTIONS TO THE DRIVE OF CEREAL CLEANING TECHNICAL EQUIPMENT ENDOWED WITH NON BALANCED VIBRATION GENERATING SYSTEMS / CONTRIBUȚII TEORETICE LA ACȚIONAREA ECHIPAMENTELOR TEHNICE DE CURĂȚIRE A CEREALELOR CU SISTEME GĂNERATOARE DE VIBRAȚII CU MASE NEECHILIBRATE Ph.D. Eng. Brăcăcescu C. ¹⁾ , PhD. Eng. Sorică C. ¹⁾ , PhD. Eng. Manea D. ¹⁾ , Prof. PhD. Yao Guanxin ²⁾ , PhD. Stud. Eng. Constantin G.A. ³⁾ ¹⁾ INMA Bucharest / Romania; ²⁾ Along Agriculture R&D Technology and Management Consulting Co., Ltd / China; ³⁾ P.U. Bucharest / Romania	69

11. **WAYS TO OPTIMIZE THE ELECTROMAGNETIC WAVES APPLICATIONS IN AGRICULTURE AND FOOD INDUSTRY /** 75
DIRECTII IN OPTIMIZAREA APLICATIILOR UNDELOR ELECTROMAGNETICE ÎN AGRICULTURĂ ŞI INDUSTRIA ALIMENTARĂ
 Eng. Ludig M.¹⁾, Math. Cârdei P.¹⁾, Ph.D. Eng. Muraru V.¹⁾, Prof. Ph.D. Eng. Mihailov N.²⁾
¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾University of Rousse / Bulgaria
 Tel: 0264-401675; E-mail: petru_cardei@yahoo.com
12. **WATER BALANCE OF AFFORESTATION ON FORMER AGRICULTURAL ARABLE LAND IN THREE GORGES RESERVOIR AREA OF CHINA /** 83
中国三峡库区退耕造林地水量平衡研究
 Ph.D. Stud. Xian Wang¹⁾, Prof. Ph.D. Hongjiang Zhang¹⁾, Assoc. Prof. Ph.D. Jinhua Cheng¹⁾,
 Ph.D. Stud. Kun Zhang¹⁾, Ph.D. Stud. Long Sun²⁾, Ph.D. Stud. Wang Binyan³⁾
¹⁾College of Soil and Water Conservation, Beijing Forestry University / China; ²⁾Research Center of Soil and Water Conservation and Ecological Environment, Chinese Academy of Sciences & Ministry of Education / China;
³⁾Institute of Mountain Disaster and Environment, Chinese Academy of Sciences / China
13. **RESEARCH ON DEVELOPMENT CHARACTERISTICS AND BRAND SPILLOVER EFFECTS OF AGRICULTURAL PRODUCT REGIONAL BRANDS IN CHINA /** 97
中国农产品区域品牌发展特征及品牌溢出效应研究
 Ph.D. Chuantong Zhang^{1,2)}, Ph.D. Prof. Juan Lu¹⁾
¹⁾College of Economic Management, China Agricultural University / China;
²⁾School of Humanities and Social Sciences, Beijing Petrochemical Institute / China
14. **OPTIMAL INDICATORS FOR MICROTOPOGRAPHY-ORIENTED SOIL QUALITY ASSESSMENT IN SEMIARID REGIONS OF THE LOESS PLATEAU, CHINA /** 105
中国黄土高原半干旱区微地形土壤质量评价指标筛选
 Ph.D. Stud. Yaojun Bo^{1,2)}, Prof. Ph.D. Qingke Zhu¹⁾, Ph.D. Stud. Weijun Zhao¹⁾
¹⁾College of Soil and Water Conservation, Beijing Forestry University / China;
²⁾College of Life Sciences, Yulin University / China
15. **RESEARCH ON POLLUTION CHARACTERISTICS OF RURAL RUNOFF /** 115
农村地表径流污染特征研究
 Lect. Jie Zhang¹⁾, M. Stud. Zhenzhen Ma²⁾, Eng. Dengming Wu³⁾
¹⁾Chongqing Water Resources and Electric Engineering College/ China; ²⁾Southeast University/ China;
³⁾Wuhan Modern Urban Agriculture Planning and Design Institute/ China
16. **INFLUENCE OF BLENDING CONDITIONS ON MORPHOLOGY AND RESISTANCE AT IMPACT OF TERNARY BIOPOLYMERS BLENDS OF PLA/PBAT/PA /** 123
INFLUENȚA REGIMULUI DE AMESTECARE ASUPRA MORFOLOGIEI ŞI REZISTENȚEI LA IMPACT A BIOPOLIMERILOR TERNARI AMESTECURI DE PLA/PBAT/PA
 Ph.D. Stud. Eng. Fodorean G.¹⁾, Ph.D. Eng. Cioica N.²⁾, Ph.D. Stud. Eng. Nagy M.²⁾,
 Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Atanasov At.³⁾, Ph.D. Eng. Covaliu C.⁴⁾
¹⁾Technical University of Cluj Napoca / Romania; ²⁾INMA Bucharest / Romania; ³⁾University of Rousse / Bulgaria;
⁴⁾P.U. Bucharest / Romania
17. **INTEGRATED TECHNOLOGY FOR OBTAINING AGRIPELLETS /** 129
TEHNOLOGIE INTEGRATĂ DE OBTINERE A AGRIFELEȚILOR
 Ph.D. Stud. Eng. Vocea I.¹⁾, Ph.D. Stud. Eng. Danciu A.¹⁾, Ress. Assist. Dr. Selvi K.Ç.²⁾, Ph.D. Eng. Vlăduț V.¹⁾,
 Prof. Ph.D. Eng. Voicu Gh.³⁾, Prof. Ph.D. Eng. Paraschiv G.³⁾, Tech. Grigore I.¹⁾
¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾Ondokuz Mayıs University / Turkey; ³⁾P.U. Bucharest / Romania
 Tel: 0752161780, E-mail:vocea_iulian@yahoo.com
18. **CONSIDERATIONS ABOUT DESIGNING OF AN AIR COOLED CYLINDER HEAD FOR A DIRECT INJECTION SMALL DIESEL ENGINE /** 137
CONSIDERAȚII DESPRE PROIECTAREA UNEI CHIULASE RĂCITE CU AER PENTRU UN MIC MOTOR DIESEL CU INJEȚIE DIRECTĂ
 Ph. D. Eng. Mărdărescu V.Gh., Prof. Ph.D. Eng. Ispas N., Prof. Ph.D. Eng. Năstăsoiu M.
 „Transilvania” University of Brasov, Automotive and Transportation Department / Romania
19. **BIO-BUTANOL – ALTERNATIVE FUEL FOR DIESEL ENGINE /** 145
BIO-BUTANOLUL – COMBUSTIBIL ALTERNATIV PENTRU MOTORUL DIESEL
 Ph.D. Stud. Eng. Dobre A., Prof. Ph.D. Eng. Pană C., Ph.D. Stud. Eng. Nuțu N. C.,
 Prof. Ph.D. Eng. Negurescu N., Lect. Ph.D. Eng. Cernat A., Ph.D. Stud. Eng. Bondoc I. D.
 „Politehnica” University of Bucharest, / Romania
20. **RESEARCHES REGARDING THE USE OF LPG AT A DIESEL ENGINE /** 153
CERCETARI PRIVIND UTILIZAREA GPL LA MOTORUL CU APRINDERE PRIN COMPRIARE
 Ph.D. Stud. Eng. Nuțu N.C., Prof. Ph.D. Eng. Pana C., Ph.D. Stud. Eng. Dobre A.,
 Prof. Ph.D. Eng. Negurescu N., Lecturer Ph. D. Eng. Cernat A.
 „Politehnica” University of Bucharest, / Romania

MATHEMATICAL MODEL FOR STUDYING THE INFLUENCE OF TILLAGE TOOL GEOMETRY ON ENERGY CONSUMPTION

MODEL MATEMATIC PENTRU STUDIUL INFLUENȚEI GEOMETRIEI SCULELOR DE LUCRAT SOLUL ASUPRA CONSUMULUI DE ENERGIE

Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Gheres M. I.

Technical University of Cluj Napoca / Romania
Tel: 0264-401675; E-mail: Marius.Gheres@auto.utcluj.ro

Abstract: In this paper is developed a mathematical model for mechanical energy evaluation in the soil tillage process. A simple tool with plane cylindrical and cylindrical surfaces is used in order to describe the mathematical model. The mathematical equations developed include all the influence factors of the working processes: constructive parameters of tools, functional parameters of agricultural machine systems and soil parameters. A PC expert program is elaborated using the mathematical model. A numerical application is presented for validation of the developed mathematical model.

Keywords: mathematical model, soil tillage, energy evaluation

INTRODUCTION

The soil tillage is a process with high – energy consumption. The objective of mechanical manipulation of the soil designed to agricultural production is to create favourable soil conditions and environment to crop growth by changing bulk density, soil granulometry size distribution and other characteristics [5, 7].

The energy required to till the soil depends to a large extent on the physical properties of soil, operating conditions and the design parameters of the tillage tools. Reducing the energy to change the physical properties of the soil is an important consideration, since tillage tools consume a large portion of the energy required to produce the crop. Because of the large amount of energy involved in the proces of soil cultivation, even small economy, which might be developed in this process, may have significant value [1, 2].

Tillage tools usually produce several effects simultaneously: movement, stretching, compression, bending, torsion. Tillage tools are used to apply energy to the soil to cause some desired effects such as cutting, breaking, overturning or movement of the soil. Considering the energy consumption diminishing to soil tillage, our goal is to design an optimum tool that will ensure an adequate quality of the soil, efficiency and economy of the tillage process [3].

MATERIAL AND METHOD

Mathematical model

The tillage process consists of three major elements: the soil initial physical properties (S_i), the energy (W) applied to the soil and the final soil physical properties (S_f), [6]. The tillage process, as a system, may be describe by the following abstract relation:

$$S_f = f(S_i, W) . \quad (1)$$

The energy (W) may be expressed depending on soil initial and final state (S_i), (S_f), the geometry of tool (G_t), the manner of soil manipulation and tool movement parameters (M_t), respectively:

$$W = \phi(S_i, G_t, M_t, S_f) . \quad (2)$$

Rezumat: În lucrare se dezvoltă un model matematic pentru evaluarea necesarului de energie mecanică la prelucrarea solului. Pentru descrierea modelului matematic s-au utilizat trei scule simple cu suprafața plană, cilindrică și cilindroidală. Ecuațiile matematice dezvoltate includ toți factorii de influență ai procesului de lucru: parametrii constructivi ai organelor de lucru, parametrii de exploatare ai agregatului și parametrii stării inițiale a solului. Se descrie programul PC elaborat pe baza modelului matematic dezvoltat. Pentru validarea modelului matematic se prezintă o aplicație numerică.

Cuvinte cheie: model matematic, prelucrarea solului, evaluarea necesarului de energie

INTRODUCERE

Prelucrarea mecanică a solului este un proces ce implică un consum ridicat de energie. Obiectivul prelucrării solului constă în creerea condițiilor favorabile și a unui mediu propice dezvoltării plantelor de cultură prin modificarea densității aparente, a compoziției granulometrice a agregatelor și a altor însușiri [5, 7].

Energia necesară prelucrării solului este influențată în mare măsură de proprietățile fizice ale solului, caracteristicile de exploatare ale agregatelor agricole și de parametrii geometrici ai organelor de lucru. Reducerea consumului de energie la prelucrarea solului prezintă o importanță deosebită, având în vedere ponderea însemnată pe care o are în consumul de energie pentru obținerea recoltelor. Datorită consumului ridicat de energie implicat în procesul de prelucrare a solului, chiar o economie mică reprezintă o valoare semnificativă [1, 2].

Organele de prelucrat solul realizează de obicei, mai multe procese simultan: deplasare, întindere, compresiune, încovoiere, răsucire . Sculele de lucrat solul au rolul de a transfera o cantitate de energie solului, urmărindu-se unele efecte dorite, cum ar fi: tăierea, mărunțirea, răsturnarea și deplasarea solului. Având în vedere reducerea consumului de energie la prelucrarea solului, se urmărește proiectarea unor scule optime din punct de vedere calitativ și economic al lucrării [3].

MATERIAL ȘI METODĂ

Model matematic

Procesul de prelucrare a solului cuprinde trei elemente esențiale: starea inițială a solului caracterizată de însușirile fizice (S_i), cantitatea de energie transferată solului (W), și starea finală a solului (S_f), [6]. Procesul de prelucrare, ca sistem mecanic, este descris de relația abstractă:

On the other hand, the total energy required by the process may be expressed as a sum of the elementary energy associated to each phase of working process[3], namely:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + \dots + W_n, \tag{3}$$

where $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$, represent the components of the energy associated to different phenomena being present in the process (e.g., cutting, breaking, moving, friction, adhesion, cohesion etc.). The description of these components of the energy by proper equations is a major task in the soil tillage energy evaluation. One way is to consider that energy is given by the sum of elementary works done by the forces acting on a soil particle during movement over the tool surface. In this case, the following relation may be used:

$$W = W_T + \sum (F_{Gx} + F_{ax} + F_{Ax} + F_{Cx} + F_{fx} + F_{fix}) \cdot dx + \sum (F_{Gy} + F_{ay} + F_{Ay} + F_{Cy} + F_{fy} + F_{fiy}) \cdot dy + \sum (F_{Gz} + F_{az} + F_{Az} + F_{Cz} + F_{fz} + F_{fiz}) \cdot dz, \tag{4}$$

where: F stands for forces; F_a - for accelerations; F_G - for gravity; F_A - for adhesion; F_C - for cohesion; F_f, F_{fi} - for external and internal friction; dx, dy, dz - for displacement components; W_T - for cutting energy.

The energy required to the soil cutting (W_T), is expressed by the product of the specific resistance of soil cutting (k_t), working width (b) and the sum of movements in the direction of motion of the aggregate ($\sum dx$), with the relationship:

$$W_T = k_t \cdot b \cdot \sum dx. \tag{5}$$

To solve the relation (4) a mathematical description of all components of the forces and their trajectories are necessary to be established. In order to calculate these elements we have made the following simplified assumptions:

- The soil furrow is divided in elementary prisms of $dx \cdot dy \cdot dz = d$ dimensions (d - working depth) by section of furrow with vertical planes (V_L - parallel and V_T - perpendicular to the direction of machine movement) (Fig. 1);
- The prisms are moving in the reverse direction of forward speed (with the speed $v_v = v_m$) and rotate in the transversal plane, being in contact with the tool surface, without breaking;

Pe de altă parte, necesarul de energie pentru prelucrarea solului, se poate exprima ca sumă a energiilor elementare asociate fiecărei faze a procesului de lucru [3], astfel:

unde: $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$, reprezintă componentele energiei asociate diferitelor faze ale procesului (de ex: tăiere, mărunțire, deplasare, frecare, adeziune, coeziune, etc.). Descrierea acestor componente ale energiei prin ecuații corespunzătoare reprezintă o sarcină dificilă în evaluarea necesarului de energie la prelucrare solului. Pentru simplificarea acestei probleme se consideră că energia este dată de suma lucrurilor mecanice elementare date de forțele ce acționează asupra particulelor de sol în timpul deplasării acestora pe suprafața sculelor. Astfel:

unde: F reprezintă componentele forțelor: F_a - de accelerare; F_G - de greutate; F_A - de adeziune; F_C - de coeziune; F_f, F_{fi} - de frecare externă și internă; dx, dy, dz - componentele deplasărilor; W_T - energia necesară tăierii.

Energia necesară tăierii solului (W_T), se exprimă prin produsul dintre rezistența specifică la tăierea solului (k_t), lățimea de lucru (b) și suma deplasărilor după direcția de deplasare a agregatului ($\sum dx$), cu relația:

Pentru rezolvarea ecuației (4) se impune descrierea matematică a tuturor componentelor acestor forțe și a traiectoriilor particulelor de sol. Pentru dezvoltarea relațiilor analitice se impun următoarele ipoteze simplificatoare:

- brazda de sol se divide în prisme elementare de dimensiuni $dx, dy, dz = d$ (d - adâncimea de lucru) prin secționarea brazdei cu plane verticale (V_L - paralele și V_T - perpendiculare pe direcția de deplasare a agregatului) (Fig. 1);
- prismele de sol se deplasează în sens invers deplasării agregatului (cu viteza $v_v = v_m$) și se rotesc în planul transversal, fiind în contact permanent cu scula, fără a se fragmenta;

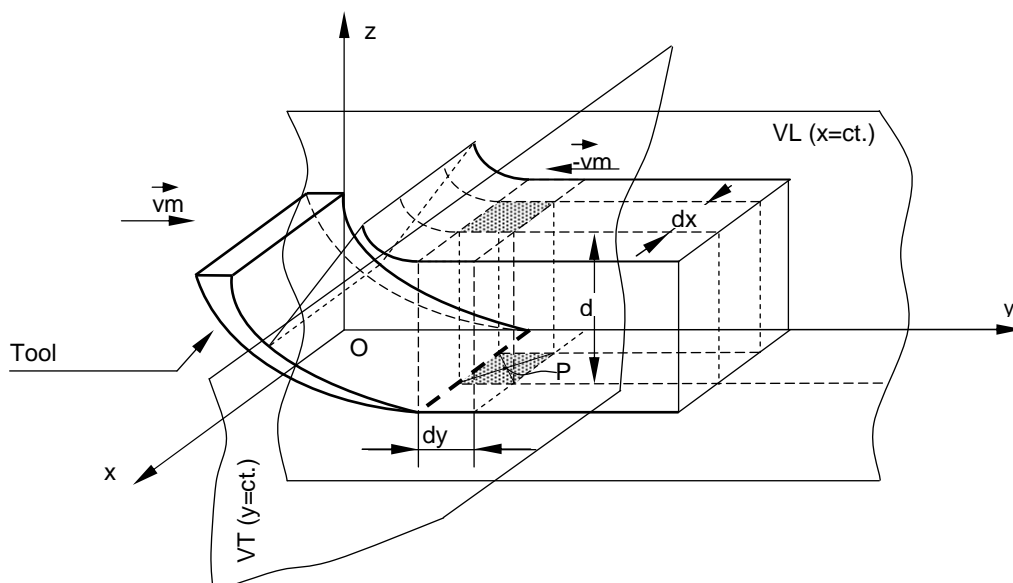


Fig. 1 - The idealization of tillage process / Idealizarea procesului de prelucrare a solului

- Based on these considerations, the soil speed (v) is determined by the components ($v_y=ct.$) parallel to the direction of the advancement of aggregate Oy and transversal (v_x) and vertical (v_z) components - contained in the plan xOz (Fig. 2);

- în baza acestor considerente, viteza de deplasare a solului (v) este determinată de componentele ($v_y=ct.$) paralelă cu direcția de înaintare a agregatului Oy și componentele transversală (v_x) și verticală (v_z) - conținute în planul xOz (Fig. 2);

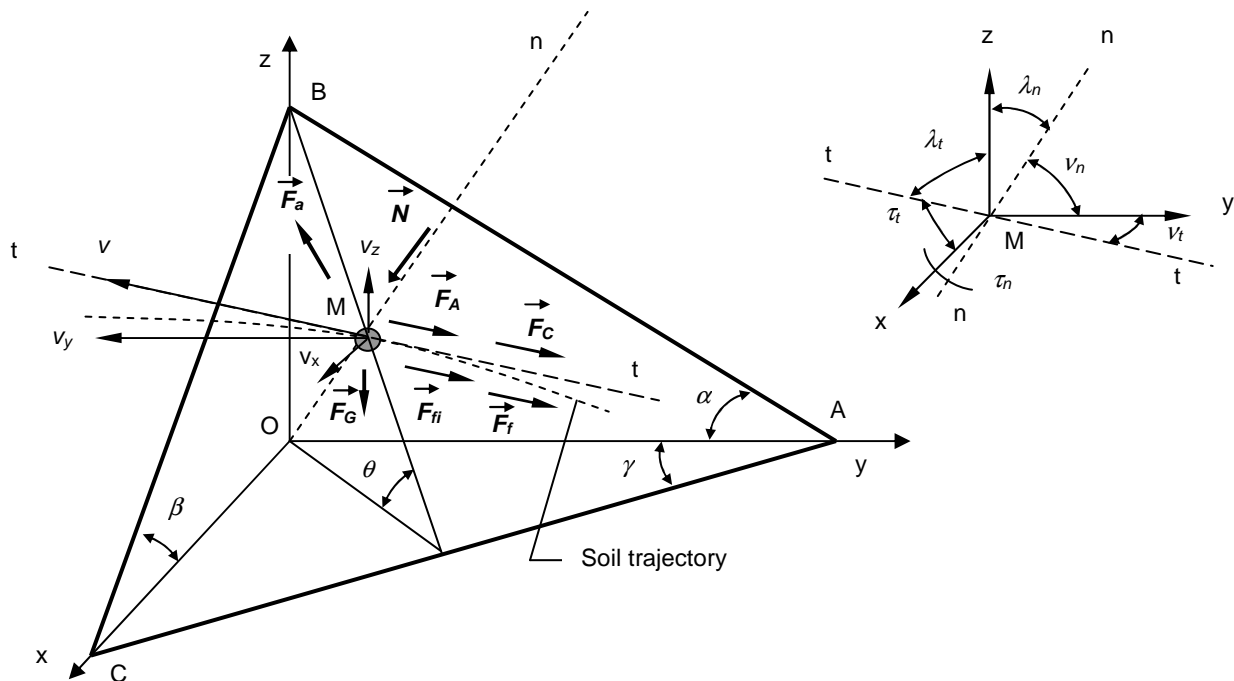


Fig. 2 - Representation of forces and soil movement path over the tool surface.
 Reprezentarea forțelor și deplasărilor particulelor de sol pe suprafața sculelor.

- The soil prisms are undeformable. Thus, their trajectory can be treated as trajectory of the center of symmetry of the surface $dx \cdot dy$, that is in contact with the tool surface (point P);
- Also, it is considered that the soil-tool interaction forces have the origin in the P point;
- The system of coordinating axes xOyz is considered fixed in relation to the tool;
- The tool is composed of many plane surfaces ABC. Each of these planes is tangent in an arbitrary closed point $M(x, y, z)$ on tool surface, characterized by the geometrical parameters of the tool α, β, γ (Table 1).
- α is the angle between the straight line AB (the intersection of the tangent plane ABC in the point $M(x, y, z)$ on the tool surface with the plane yOz) and the direction Oy;
- β - angle between the line BC (intersection the surface ABC with plane xOy) and Ox;
- γ - angle between the line AC (intersection the surface ABC with the horizontal plane xOy) and Oy;
- θ - angle between the plane ABC and horizontal plane xOy.

- prismele de sol sunt nedeformabile. Astfel, traiectoria acestora poate fi asimilată cu traiectoria centrului de simetrie al suprafeței $dx \cdot dy$, care este în contact permanent cu suprafața sculei (punctul P);
- de asemenea, se consideră că forțele de interacțiune sol-sculă au originea în punctul P;
- sistemul de axe de coordonate xOyz se considera fix în raport cu scula;
- scula se consideră ca fiind compusă dintr-un număr de suprafețe plane ABC. Fiecare dintre acestea este tangentă la suprafața sculei într-un punct arbitrar $M(x, y, z)$, caracterizat de parametrii sculei α, β, γ (tabelul 1);
- α este unghiul dintre dreapta AB (intersecția planului tangent ABC la suprafața sculei în punctul $M(x, y, z)$ cu planul yOz) și direcția Oy;
- β - unghiul format de dreapta BC (intersecția planului ABC cu planul xOy) și axa Ox;
- γ - unghiul dintre dreapta AC (intersecția planului ABC cu planul orizontal de proiecție xOy) și direcția Oy;
- θ - unghiul dintre planul ABC și planul orizontal de proiecție xOy.

The functions of variation of the geometrical parameters α, β, γ and the surface equations that characterize the three types of tools (plane, cylindrical and cylindroidal) are developed and previously published in the literature [3].

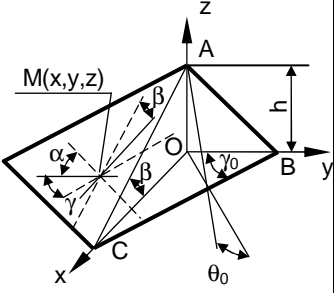
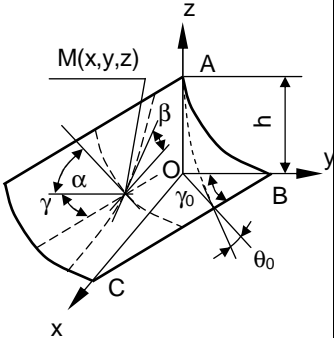
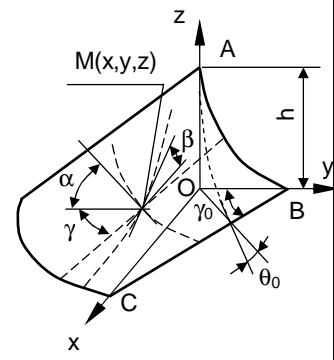
Legile de variație ale parametrilor geometrici α, β, γ și ecuațiile suprafețelor ce caracterizează cele trei tipuri de scule (plană, cilindrică și cilindroidală) sunt dezvoltate și publicate anterior în literatura de specialitate [3].

The parametric equations of the soil particle trajectories over the tool surface are obtained by integration of equations of speed. Considering that soil prisms perform a the movement of the furrow in the direction Oy and the rotation in the xOz plane, we obtain: respectively:

Ecuțiile parametrice ale traiectoriilor particulelor de sol pe suprafața sculei se obțin prin integrarea ecuațiilor vitezelor. Considerând că prismele de sol realizează o mișcare de translație după direcția Oy și de rotație în planul xOz, se obține:

Table 1 / Tabelul 1

Tool geometry / Geometria sculei, (G)

<p>Plane tool / Scula plană</p> 	<p>Surface equation / Ecuatia suprafeței:</p> $x \cdot \operatorname{tg} \beta + y \cdot \operatorname{tg} \alpha + z - h = 0,$ <p>for / pentru: $x \in [0, b]$ and / și $z \in [0, h]$.</p> <p>Geometrical parameters of the tool / $\alpha(x, y, z) = \operatorname{arctg}(\sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \theta_0),$ (18)</p> <p>Parametrii geometrice ai sculei: $\beta(x, y, z) = \operatorname{arctg}(\cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \theta_0),$ (19)</p> $\gamma(x, y, z) = \gamma_0 = ct.$ (20) <table border="1" data-bbox="507 548 1444 712"> <tr> <td rowspan="3">Initial dates</td> <td>Surface height / Înălțimea suprafeței, h, [mm].</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td>Initial value of the angle γ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului γ (pentru $z=0$), $\gamma_0, [^\circ]$.</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>Initial value of the angle θ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului θ (pentru $z=0$), $\theta_0, [^\circ]$.</td> <td>45</td> </tr> </table>	Initial dates	Surface height / Înălțimea suprafeței, h , [mm].	100	Initial value of the angle γ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului γ (pentru $z=0$), $\gamma_0, [^\circ]$.	45	Initial value of the angle θ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului θ (pentru $z=0$), $\theta_0, [^\circ]$.	45		
Initial dates	Surface height / Înălțimea suprafeței, h , [mm].		100							
	Initial value of the angle γ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului γ (pentru $z=0$), $\gamma_0, [^\circ]$.		45							
	Initial value of the angle θ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului θ (pentru $z=0$), $\theta_0, [^\circ]$.	45								
<p>Cylindrical tool / Scula cilindrică</p> 	<p>Surface equation / Ecuatia suprafeței:</p> $(z - h)^2 - 2 \cdot p \left(y + \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_0} \cdot x \right) = 0,$ <p>for / pentru $x \in [0, b]$ and / și $z \in [0, h]$.</p> <p>Geometrical parameters of the tool / $p = h \cdot \operatorname{tg} \theta_0 \cdot \sin \gamma_0,$</p> <p>Parametrii geometrice ai sculei: $\alpha(x, y, z) = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{p}{z - h},$ (21)</p> $\beta(x, y, z) = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\pm \frac{p}{z - h} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma_0} \right),$ (22) $\gamma(x, y, z) = \gamma_0 = ct.$ (23) <table border="1" data-bbox="507 1153 1444 1323"> <tr> <td rowspan="3">Initial dates</td> <td>Surface height / Înălțimea suprafeței, h, [mm].</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td>Initial value of the angle γ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului γ (pentru $z=0$), $\gamma_0, [^\circ]$.</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>Initial value of the angle θ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului θ (pentru $z=0$), $\theta_0, [^\circ]$.</td> <td>30</td> </tr> </table>	Initial dates	Surface height / Înălțimea suprafeței, h , [mm].	100	Initial value of the angle γ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului γ (pentru $z=0$), $\gamma_0, [^\circ]$.	45	Initial value of the angle θ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului θ (pentru $z=0$), $\theta_0, [^\circ]$.	30		
Initial dates	Surface height / Înălțimea suprafeței, h , [mm].		100							
	Initial value of the angle γ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului γ (pentru $z=0$), $\gamma_0, [^\circ]$.		45							
	Initial value of the angle θ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului θ (pentru $z=0$), $\theta_0, [^\circ]$.	30								
<p>Cylindroid tool / Scula cilindroidală</p> 	<p>Surface equation / Ecuatia suprafeței:</p> $\operatorname{tg} \gamma \cdot \left(\frac{(z - h)^2}{2 \cdot p} - y \right) - x = 0,$ <p>for / pentru $x \in [0, b]$ and / și $z \in [0, h]$.</p> <p>Geometrical parameters of the tool / $p = h \cdot \operatorname{tg} \theta_0 \cdot \sin \gamma_0,$</p> <p>Parametrii geometrice ai sculei: $\alpha(x, y, z) = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{p}{z - h},$ (24)</p> $\beta(x, y, z) = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\pm \frac{p}{z - h} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma} \right),$ (25) $\gamma(x, y, z) = \gamma_0 + \frac{z^2}{2 \cdot r} \neq ct, \text{ for / pentru } r = \frac{h^2}{2 \cdot \Delta \gamma}.$ (26) <table border="1" data-bbox="507 1825 1444 2033"> <tr> <td rowspan="4">Initial dates</td> <td>Surface height / Înălțimea suprafeței, h, [mm].</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td>Initial value of the angle γ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului γ (pentru $z=0$), $\gamma_0, [^\circ]$.</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>Initial value of the angle θ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului θ (pentru $z=0$), $\theta_0, [^\circ]$.</td> <td>30</td> </tr> <tr> <td>Increasing angles / Creșterea unghiurilor, $\gamma_{\max} - \gamma_0, [^\circ]$.</td> <td>15</td> </tr> </table>	Initial dates	Surface height / Înălțimea suprafeței, h , [mm].	100	Initial value of the angle γ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului γ (pentru $z=0$), $\gamma_0, [^\circ]$.	45	Initial value of the angle θ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului θ (pentru $z=0$), $\theta_0, [^\circ]$.	30	Increasing angles / Creșterea unghiurilor, $\gamma_{\max} - \gamma_0, [^\circ]$.	15
Initial dates	Surface height / Înălțimea suprafeței, h , [mm].		100							
	Initial value of the angle γ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului γ (pentru $z=0$), $\gamma_0, [^\circ]$.		45							
	Initial value of the angle θ (for $z=0$) / Valoarea inițială a unghiului θ (pentru $z=0$), $\theta_0, [^\circ]$.		30							
	Increasing angles / Creșterea unghiurilor, $\gamma_{\max} - \gamma_0, [^\circ]$.	15								

$$y = - \int \left(\cos^2 \gamma + \sin^3 \gamma \cdot \frac{1}{\sqrt{\sin^2 \gamma + \tan^2 \alpha}} \right) \cdot v \cdot dt = - \int v_m \cdot dt, \quad (6)$$

$$x = \int \sin \gamma \cdot \cos \gamma \left(1 - \frac{\sin \gamma}{\sqrt{\sin^2 \gamma + \tan^2 \alpha}} \right) \cdot v \cdot dt, \quad (7)$$

$$z = \int \left(\sin \gamma \cdot \frac{\sin \gamma \cdot \tan \alpha}{\sqrt{\sin^2 \gamma + \tan^2 \alpha}} \right) \cdot v \cdot dt. \quad (8)$$

RESULTS

The elementary displacement components dx , dy , dz , of the soil particles are calculated by using the equations 6, 7 and 8.

Thus, in the proposed mathematical model the effect of the soil elastic deformation is neglected.

The forces of adhesion F_A and cohesion F_C and friction forces act along the direction of tangent to soil particle trajectory (tt).

Based on the above considerations the components of elementary forces of the soil – tool interaction systems are calculated. The particular relations include parameters that characterize the initial soil condition (e.g., μ - coefficient of soil – to – metal friction; μ_i – coefficient of soil – to – soil friction; ρ - soil bulk density, and shearing stress). For example, the friction force is expressed by the relation:

$$F_f = \mu \cdot N, \quad (9)$$

where: the component of normal force (N) is calculated by using the equilibrium equation of soil – tool interaction forces along the normal direction (nn):

$$- F_{Gn} + N - F_{an} = 0, \quad (10)$$

Mathematical model for determining of the soil-tool interaction forces (F_a - acceleration forces, F_G - weight, F_A - adhesion, F_C - cohesion, and external friction (soil-steel) and internal (soil-soil) - F_i , F_{ii} is shown in the literature [4].

The projections of the interaction forces upon the axis, of a Cartesian coordinate system $xOyz$, are calculated by using the directional cosines of the normal and tangent, that are defined according to figure 1.

Considering the normal to the tool surface at the point M as being perpendicular to the ABC plane (tangent to the tool surface), the directional cosines are:

$$\cos \tau_n = \frac{1}{\sqrt{1 + (\tan \gamma)^2 + (\tan \gamma \cdot \tan \alpha)^2}}, \quad (11)$$

$$\cos \tau_n = \frac{\tan \gamma}{\sqrt{1 + (\tan \gamma)^2 + (\tan \gamma \cdot \tan \alpha)^2}}, \quad (12)$$

$$\cos \tau_n = \frac{-\tan \gamma \cdot \tan \alpha}{\sqrt{1 + (\tan \gamma)^2 + (\tan \gamma \cdot \tan \alpha)^2}}. \quad (13)$$

The directional cosines are expressed as a function of surface geometrical parameters at the arbitrary point M.

The direction of the tangent (tt) to trajectory is defined by derivating the parametric equation of the soil path (eq. 6, 7 and 8), thus:

REZULTATE

Ecuatiile 6, 7 și 8 permit determinarea componentelor deplasărilor elementare ale prismelor de sol pe suprafața sculei.

În modelul matematic propus se neglijează efectul forțelor de deformare elastică a solului.

Forțele de adeziune F_A , de coeziune F_C și forțele de frecare acționează după direcția tangentei la traiectoria prismelor de sol (tt).

Pe baza considerentelor de mai sus, se determină componentele forțelor elementare de interacțiune sol – sculă. Relațiile dezvoltate includ parametrii ce caracterizează starea inițială a solului (de ex: μ - coeficientul de frecare sol – oțel; μ_i - coeficientul de frecare sol – sol; ρ - densitatea aparentă a solului, și rezistența la rupere). De exemplu, forța de frecare este descrisă de relația:

unde: componenta normală a forțelor (N), se calculează folosind ecuațiile de echilibru ale forțelor de interacțiune sol – sculă, după direcția normalei (nn):

Modelul matematic pentru determinarea forțelor de interacțiune sol-sculă (forțele de accelerare F_a , de greutate F_G , de adeziune F_A , coeziune F_C , și de frecare externă (sol-oțel) și internă (sol-sol) - F_i , F_{ii} , este prezentat în literatura de specialitate [4].

Proiecțiile forțelor de interacțiune după direcțiile axelor sistemului cartezian de coordonate $xOyz$, se determină folosind ecuațiile cosinurilor directori ai normalei și tangentei la traiectorie, descrise în figura 1.

Considerând că normala la suprafața sculei în punctul M este perpendiculară pe suprafața plană ABC (tangenta la suprafața sculei), cosinșii directori sunt de forma:

Cosinșii directori sunt exprimați în funcție de parametrii geometrici ai suprafeței în punctul arbitrar M.

Direcția tangentei la traiectorie (tt) este definită prin derivarea ecuațiilor parametriche ale traiectoriei particulelor de sol (ecuațiile 6, 7 și 8), astfel:

$$\cos \tau_t = \frac{dx}{dt} / \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2}, \quad (14)$$

$$\cos \nu_t = \frac{dy}{dt} / \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2}, \quad (15)$$

$$\cos \lambda_t = \frac{dz}{dt} / \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2}. \quad (16)$$

Based on the mathematical relation of form (8), we calculate the elementary force components and their projections on axes of Cartesian coordinate system xOyz, by using the relations (11 - 16).

By substituting these values in the relation (4), we obtain the equation that permit to calculate the required mechanical energy for soil cultivation.

The proposed model includes also the equations for the calculation of mechanical energy associated to each phase of the process. For example, the energy required to overcome the friction forces may be calculated by the following relation:

$$W_f = \sum F_{fx} \cdot dx_i + \sum F_{fy} \cdot dy_i + \sum F_{fz} \cdot dz_i, \quad (17)$$

PC program

A PC program based on the previous mathematical model has been developed for soil tillage energy evaluation. In order to compile the program, the user has to know the following: initial soil parameters, geometrical parameters of tool surface and working parameters. The parameters are listed in tables 1, 2 and 3.

The program structure (Fig. 3) is:

- Equation for the calculation of the (x, y, z) coordinates of a number of (m.n) arbitrary points M, obtained by the intersections of vertical planes, parallel to the direction of travel (m) and transversal planes (n) to the furrow. The variables m and n are imposed by the user;
- Calculation of geometrical parameters α , β , and θ in accord with each plane surfaces ABC;
- Calculation of soil travel speed components (v_x , v_y and v_z) and elementary displacements of soil particles (dx , dy and dz) using the relations (5, 6, and 7);
- Calculation the elementary forces of soil – tool interaction (eq. 8 and 9);
- Calculation of the directional cosines of normal and tangent to soil particle path (eq. 10 – 15) and directional cosine of soil – tool interaction projection of forces upon the axes of xOyz coordinate system;
- Calculation the energy components required for each phase of soil working process by using the relation of form (17);
- Calculation of the specific energy required to a surface unit tillage, in MJ/ha.

Numerical application

In order to validate the method proposed for evaluating the mechanical energy consumption, a numerical application has been developed to determine tillage mechanical energy consumption for two types of soil, characterized by the soil initial parameters (Table 2).

In application are used surfaces tools equations for determining the forces of soil - tool interaction, soil particles displacement on tools surfaces and for soil tillage energetic system components.

Pe baza relațiilor de forma ecuației (8), se pot calcula componentele forțelor elementare și proiecțiile acestora pe axele sistemului cartezian de coordonate xOyz utilizând expresiile (11 – 16).

Substituind valorile acestora în ecuația (4), se vor obține ecuațiile ce permit calculul necesarului de energie mecanică pentru prelucrarea solului.

De asemenea, modelul matematic propus include ecuațiile pentru calculul componentelor energiei asociate fiecărei faze a procesului. De exemplu, energia necesară învingerii forțelor de frecare poate fi calculată folosind expresia de forma:

Programul PC

A fost elaborat un program – PC pentru evaluarea necesarului de energie la prelucrarea solului pe baza modelului matematic descris anterior. Pentru compilarea programului, utilizatorul trebuie să cunoască: parametrii stării inițiale a solului parametrii geometrici ai sculei și parametrii de exploatare. Acești parametrii sun prezentați în tab. 1, 2, 3.

Structura programului (Fig. 3) este următoarea:

- ecuațiile pentru calculul unui număr de (m.n) coordonate (x, y, z) ale punctelor M, obținute prin secționarea brazdei cu (m) plane verticale paralele cu direcția de deplasare și (n) plane perpendiculare pe direcția de deplasare. Variabilele m și n vor fi impuse de utilizator;
- calculul parametrilor geometrici α , β , și γ ce caracterizează fiecare suprafață plană ABC;
- calculul componentelor vitezelor de deplasare (v_x , v_y și v_z) și a deplasărilor elementare ale prismelor de sol (dx , dy și dz) utilizând relațiile (5, 6 și 7);
- calculul forțelor elementare ale sistemului de interacțiune sol – sculă (ecuațiile 8 și 9);
- calculul cosinuzilor directori ai normalei și tangentei la traiectoriile particulelor de sol (ecuațiile 10 – 15) și cosinuzii directori ai proiecțiilor forțelor de interacțiune după axele sistemului cartezian de coordonate xOyz;
- calculul componentelor energiei necesare fiecărei faze a procesului de prelucrare utilizând epresiile de forma ecuației (17);
- calculul energiei specifice, necesare prelucrării unității de suprafață, în MJ/ha.

Aplicație numerică

Pentru validarea metodei propuse pentru evaluarea necesarului de energie la prelucrarea solului se prezintă o aplicație numerică pentru calculul consumului de energie mecanică în două tipuri de sol, caracterizate de parametrii stării inițiale descriși în tabelul 2.

În aplicație se utilizează ecuațiile suprafețelor sculelor pentru determinarea forțelor de interacțiune, a deplasărilor particulelor de sol și ale componentelor sistemului energetic.

The obtained results indicate the total energy consumption W (Table 4) as well as its components (energy losses W_p and useful energy W_u).

Rezultatele obținute indică consumul total de energie W (Tabelul 4), precum și componentele sale (pierderile de energie W_p și energia utilă W_u).

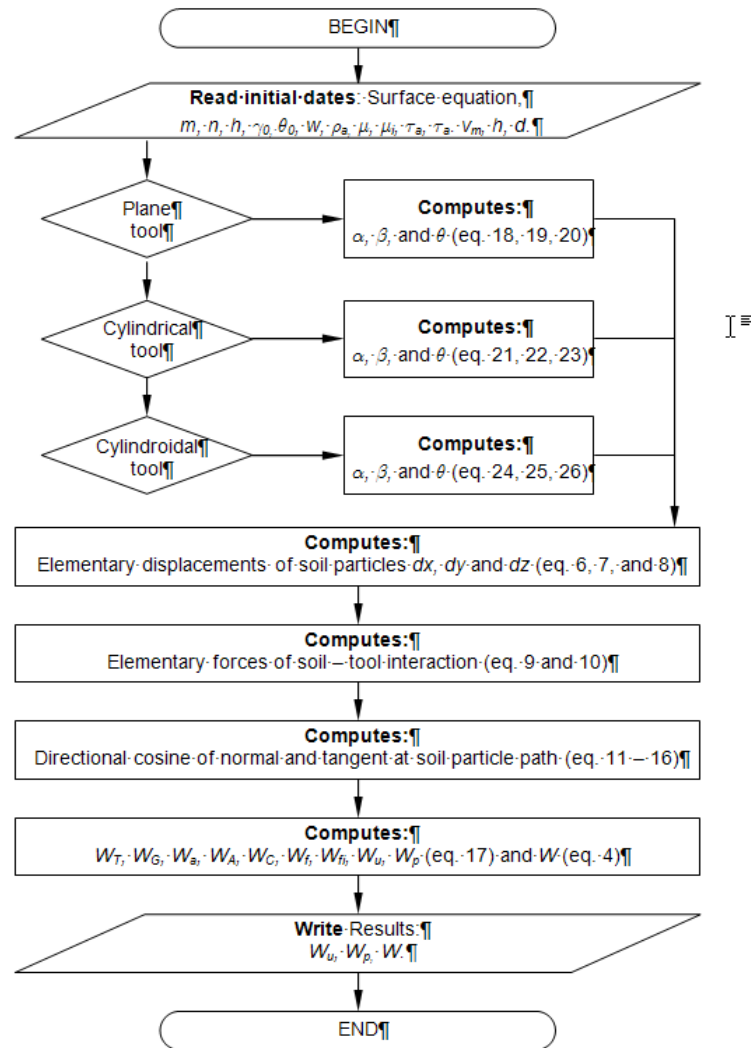


Fig. 3 – Bloc diagram of the PC Program / Schema logică a programului de calcul

Components that determine the energy losses are due to the forces of gravity, friction forces of soil - tool , friction of the soil - soil and soil adhesion.

Componentele care determină pierderile de energie se datorează forțelor de greutate, forțelor de frecare sol – sculă, a frecării sol – sol și adeziunii solului.

It is considered that the energy required to soil accelerating, lifting and moving is transmitted to soil, ensuring its shredding.

Se consideră că energia necesară accelerării solului, ridicării și deplasării, se transmite solului asigurând mărunțirea acestuia.

Table 2 / Tabelul 2

Soil initial parameters / Parametrii stării inițiale a solului, (S)

Soil Texture / Textura solului	44.6% Clay / Argilă	19.2% Clay / Argilă
Moisture / Umiditatea, w [%]	14.67	11.98
Density / Densitatea, ρ_a [t/m ³]	1.75	1.85
Friction coefficient / Coeficientul de frecare, μ	0.428	0.372
Internal friction coefficient / Coeficientul de frecare internă, μ_i	0.418	0.398
Adhesion coefficient / Coeficientul de adeziune, τ_a [kN/m ²]	3.90	3.04
Cohesion coefficient / Coeficientul de coeziune, τ_c [kN/m ²]	47.84	39.62

Table 3 / Tabelul 3

Working parameters / Parametrii de exploatare, (M)

Speed / Viteza mașinii v_m , [m/s]	2
Working depth / Adâncimea de lucru d , [cm]	15
Working width / Lățimea de lucru b , [cm]	25

Table 4 / Tabelul 4

**Mechanical energy required to till the surface unit /
Necesarul de energie mecanică pentru o suprafață unitară [MJ/ha]**

Tool type / Tipul sculei	Soil type / Tip sol	W [MJ/ha]	$W_U = W_C + W_a$, [MJ/ha]	$W_p = W_f + W_{fr} + W_A$, [MJ/ha]
Plane / Plană	44.60 % clay	539.45	490.12	49.33
	19.20 % clay	522.37	479.51	42.86
Cylindrical / Cilindrică	44.60 % clay	676.23	611.80	64.43
	19.20% clay	647.83	586.92	60.91
Cylindroid / Cilindroidală	44.60 % clay	698.74	628.63	70.11
	19.20 % clay	686.55	618.18	68.37

CONCLUSION

Evaluation of the energy in the tillage process is an important objective that may be solved, in a proper way starting from the mathematical description of the process. In this paper a mathematical model for mechanical energy evaluation is presented. Based on this model a computer program was developed. The program is structured in three subprograms designed to the calculation of displacements dx , dy , dz , the forces and the energy (W) within the process.

The results have shown that plane tools involves a minimum energy consumption. Increase the energy requirements by 15-25%, for cylindrical and cilindroid tools is due to increment of soil acceleration forces and trajectory length of soil particles on the tools surface.

Analyzing the results, as compared to the previous research results, it has found that the higher consumption of the mechanical energy for the cylindrical and cilindroid tools, is justified by increasing the soil shredding.

REFERENCES

- [1]. Fehete T. L. V., Ros V., Coța C., Nagy M. (2007) - *Geometric Optimization of an Active Tillage Tool*, Acta Technica Napocensis Series: Applied Mathematics And Mechanics, Vol. V, Nr. 50, pg. 461-464;
- [2]. Filip N., Simu I., Airinei D. (2009) - *Some aspects regarding the precision farming concept used in the harvesting process*, Actual tasks on agricultural engineering, Vol. 37. Opatija, Croatia, pg. 213-222;
- [3]. Ghereș M. I. (2001) - *Research on optimization of the geometrical and functional parameters of the soil tools to reduce the energy consumption*, PhD thesis, Technical University of Cluj-Napoca;
- [4]. Ghereș M. I., Ghereș M. (2013) - *Research on determination of interaction forces tools-soil*, Proenvironment, Vol. 6, Nr. 14, pg. 262-271;
- [5]. Ivan I., Deac T., (2007), *The analyze of possibilities to increasing the Romania's agricultural performance*, Acta Technica Napocensis Series: Applied Mathematics And Mechanics, Vol. V, Nr. 50, pg. 457-460;
- [6]. Roș V., Smith R.I., Marley S.J., Erbach D.C. (1995) - *Mathematical modeling and computer – aided design of passive tillage tools*. Transaction of ASAE, Vol. 38, No. 3. pg. 675-684;
- [7]. Rusu T., Păcurar I., Dîrja M., Păcurar H.M., Oroian I., Cosma S.A., Ghereș M. (2013) - *Effect of tillage system on soil properties, humus and water conservation*, Agricultural science, Nr.4/2013, pg.35 - 40.

CONCLUZII

Evaluarea necesarului de energie în procesul de prelucrare reprezintă un obiectiv important, care poate fi rezolvat, într-un mod adecvat pornind de la descrierea matematică a procesului. În această lucrare este prezentat un model matematic de evaluare a energiei mecanice. Pe baza acestui model a fost elaborat un program de calculator. Programul este structurat în trei subprograme desemnate pentru calculul deplasărilor dx , dy , dz , forțelor și energiei (W) aferente procesului.

Rezultatele obținute demonstrează că sculele plane implică un consum minim de energie. Creșterea necesarului de energie cu 15-25%, în cazul sculelor cilindrice și cilindroidale se datorează creșterii forțelor de accelerare a solului și a lungimii traiectoriilor particulelor de sol pe suprafața sculelor.

Analizând rezultatele obținute, comparativ cu rezultatele cercetărilor anterioare, se constată că pentru sculele cilindrice și cilindroidale, consumul mai mare de energie se justifică prin creșterea gradului de mărunțire a solului.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Fehete T. L. V., Ros V., Coța C., Nagy M. (2007) - *Optimizarea parametrelor geometrice ai unei scule active de lucrat solul*, Acta Technica Napocensis Series: Applied Mathematics And Mechanics, Vol. V, Nr. 50, p. 461-464;
- [2]. Filip N., Simu I., Airinei D. (2009) - *Unele aspecte privind conceptul de agricultură de precizie utilizat în procesul de recoltare*, Actual tasks on agricultural engineering, Vol. 37. Opatija, Croatia, p. 213-222;
- [3]. Ghereș M.I. (2001) - *Cercetări privind optimizarea parametrilor geometrice și funcționali ai sculelor de lucrat solul în vederea reducerii consumului de energie*, Teză de doctorat, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca;
- [4]. Ghereș M.I., Ghereș M., (2013), *Cercetări privind determinarea forțelor de interacțiune sol - sculă*, Promediu, Vol. 6, Nr. 14, p. 262-271.
- [5]. Ivan I., Deac T. (2007) - *Analiza posibilităților de creștere a randamentelor agricole în România*, Acta Technica Napocensis Series: Applied Mathematics And Mechanics, Vol. V, Nr. 50, p. 457-460;
- [6]. Roș V., Smith R.I., Marley S.J., Erbach D.C. (1995) - *Modelarea matematică și proiectarea asistată a sculelor pasive de lucrat solul*. Transaction of ASAE, Vol. 38, Nr. 3. p. 675-684;
- [7]. Rusu T., Păcurar I., Dîrja M., Păcurar H.M., Oroian I., Cosma S.A., Ghereș M. (2013) - *Efectele sistemelor de lucrare a solului asupra proprietăților solului, humusului și conservării apei*, Agricultural science, Nr.4/2013, p. 35-40.

DEFINITION OF MOVEMENT TRAJECTORY AND FORCES ACTING ON THE COULTER WITH MECHANISM

ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ ПЕРЕМІЩЕННЯ І СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА СОШНИК З МЕХАНІЗМОМ ЙОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ

Ph.D. Eng. Usenko M.¹⁾, Ph.D. Stud. Eng. Voitovich V.¹⁾, Ph.D. Eng. Popa L.²⁾, Eng. Iordache S.³⁾

¹⁾ Lutsk National Technical University / Ukraine; ²⁾ INMA Bucharest / Romania; ³⁾ University of Craiova / Romania
Tel: +38(0332)74-61-03; Fax: +38(0332)77-48-40; E-mail: rector@lutsk-ntu.com.ua

Abstract: The advantages and disadvantages of different constructions of machines for planting seedlings are analyzed. A new construction of machine for planting seedlings with sections that move in lateral direction is presented. The trajectory of the characteristic point of the section for planting seedlings during the movement of the unit is defined. The strengths of the reaction of the soil, acting on the cheek of the coulter by its lateral movement are defined.

Keywords: coulter, motoblock, machine for planting seedlings, slope, force, power

INTRODUCTION

There are many machines for planting seedlings of various constructions, which are intended for planting of seedlings on the plain. Setting a specified row-width spacing (distance between sections for planting seedlings) in these machines is done manually. It took a lot of time and effort.

We developed a mechanism for lateral movement of the sections of machine for planting seedlings. It allows you to change quickly the row-width spacing even during the work [8, 9]. Such immediate and rapid change of the row-width spacing may be necessary by planting of different crops, by the work on the small plots, in various environmental conditions, on the slopes. Developed mechanism is provided mainly for two sections and can move both sections in one way or another to ensure the sustainability movement of the unit on slopes. A lateral movement of the section with the coulter changes the direction of the unit, which moves along the slope and corrects this direction.

In scientific papers [3, 4, 5, 10] and in various constructions of machines for planting seedlings [1, 2] the issues of optimum parameters and operating conditions of apparatus for planting seedlings as well as the coulter are settled. But, there are not discussed the forces acting on the coulter by its lateral movement. There are not taken into account the possibilities of stabilization of the specified direction of movement of the unit on the slopes by the creation of additional reactions to displacement and to turn the unit in required direction.

MATERIAL AND METHOD

In works [6, 7] is described the construction of the mechanism for lateral movement of the section and grounded a perspective of its employment on the small-sized equipment. Theoretical researches of these works allowed to define the value and the point of application of the forces acting on the cheek of the coulter by its lateral movement, but only for some cases of the deformation of the soil along the line of the profile of its surface at the cheek of the coulter ("day-surface") and at the bottom of the coulter. It is characterizing only a certain condition of the soil at the present moment. As is known, the difficulty of description of "behavior" of the soil at the time of deformation, as well as a large range of variables properties make it difficult to define the dependence, that can characterize the line of the profile of the soil surface. So for the most

Резюме: Проаналізовано переваги та недоліки різних конструкцій розсадосадильних машин. Подана нова конструкція розсадосадильної машини з секціями, які переміщуються в боковому напрямку. Визначена траєкторія переміщення характерної точки садильної секції під час руху агрегату. Визначена сила реакції ґрунту, що діє на щок сошника при його боковому переміщенні.

Ключові слова: сошник, мотоблок, розсадосадильна машина, схил, сила, потужність

ПЕРЕДУМОВА

Існує багато розсадосадильних машин різних конструкцій, які призначені для садіння розсади на рівнині. Встановлення заданої ширини міжрядь (відстані між садильними секціями) в даних машинах виконується вручну. На це затрачається багато часу і зусиль.

Ми розробили механізм для поперечного переміщення секцій розсадосадильної машини. Це дозволяє швидко змінювати ширину міжряддя навіть безпосередньо під час роботи [8, 9]. Така термінова і швидка зміна ширини міжрядь може бути необхідна при садінні різних культур, при роботі на дрібноконтурних ділянках, в різноманітних зовнішніх умовах, на схилах. Розроблений механізм передбачений, в основному, для двох секцій і може перемішувати обидві секцій в один чи інший бік для забезпечення стійкості руху агрегату на схилах, уклонах. Поперечне переміщення секції з сошником змінює напрямку руху агрегату, який рухається по схилу і коректує даний напрямку.

В наукових роботах [3, 4, 5, 10] і в різних конструкціях розсадосадильних машин [1, 2] вирішені питання оптимальних параметрів і режимів роботи садильного апарату, а також сошника. Але не розглянуті сили, що діють на сошник при його поперечному переміщенні. Не враховані можливості стабілізації заданого напрямку руху агрегату на схилах за рахунок створення додаткових реакцій для зміщення і повертання агрегату в необхідну сторону.

МАТЕРІАЛ І МЕТОДИКА

В роботах [6, 7] описана конструкція механізму поперечного переміщення секції і обґрунтована перспективність її застосування на малогабаритній техніці. Теоретичні дослідження даних робіт дозволили визначити величину і точку прикладання сил, що діють на щок сошника при його поперечному переміщенні, але тільки для деяких випадків деформування ґрунту по лінії профілю його поверхні у щок сошника («денна поверхня») та у його дна. Це характеризує лише певний стан ґрунту на даний момент. Як відомо, труднощі опису «поведінки» ґрунту в момент деформування, а також великий діапазон змінних властивостей ускладнюють визначення залежності, що може охарактеризувати лінію профілю поверхні ґрунту. Тому для найбільш повної

complete characteristics of the researched process we must consider the various options of these dependencies. This article continues the researches of this process.

As stated above for high quality work on the slopes (mainly slope up to 15°) we proposed the unit, which consists in motoblock with machine for planting seedlings with movable (in the transverse direction) sections with disk-type apparatus (Fig. 1). A special mechanism, which operator of motoblock engages-disengage by the handle, ensures movement of each section in the necessary direction. This mechanism ensures also a simultaneous rising of the sections [8, 9].

характеристики досліджуваного процесу необхідно розглянути різноманітні варіанти даних залежностей. В даній статті продовжується дослідження даного процесу.

Як було зазначено вище для якісної роботи на схилах (в основному крутістю до 15°) нами запропонований агрегат, який складається з мотоблоку з садильною машиною з пересувними (в поперечному напрямку) секціями з апаратом дискового типу (рис.1). Спеціальний механізм, який оператор мотоблоку вмикає-вимикає рукояткою, забезпечує переміщення кожної секції в необхідну сторону. Даний механізм разом з пересуванням забезпечує також одночасне піднімання секцій [8, 9].



Fig. 1 – Motoblock with machine for planting seedlings with sections that moves in lateral direction / Мотоблок з розсадосадильною машиною з секціями, які переміщуються в боковому напрямку

RESULTS

For the performance of this mechanism it is necessary to determine the trajectory of movement of characteristic point of section for planting seedlings during its raising by the unit moving.. We take this point B_0 in the place of attachment of the lever to the coulter (Fig. 2 and Fig. 3). Lever connects the output shaft (point O on Fig. 2) of the mechanism with a point B_0 , and its length is equal to R . Angle between the lever and the x -axis is equal to β_0 . Point B_0 makes a complex movement: transient at the motion speed of the unit v and relative around the point O at the angular speed ω .

We take the origin of coordinates at the point O ; we direct the x -axis on a course of movement of the unit and the y -axis - down (Fig. 2). At the initial moment of time the place of attachment of the lever to the coulter is at a point B_0 , the coordinates of which are expressed by the equations [7, 8]:

РЕЗУЛЬТАТИ

Для характеристики роботи даного механізму необхідно визначити траєкторію переміщення характерної точки садильної секції під час її піднімання при русі агрегату. Приймаємо цю точку B_0 в місці кріплення важеля до сошника (рис. 2 та рис. 3). Важіль з'єднує вихідний вал (точка O на рис. 2) механізму з точкою B_0 , і довжина його дорівнює R . Кут між важелем та віссю x дорівнює β_0 . Точка B_0 здійснює складний рух: переносний з швидкістю руху агрегату v і відносний навколо точки O з кутовою швидкістю ω .

Приймаємо початок координат в точці O ; вісь x направимо по ходу руху агрегату, а вісь y – вниз (рис. 2). В початковий момент часу місце кріплення важеля до сошника знаходиться в точці B_0 , координати якої виражаються рівнянням [7, 8]:

$$\begin{aligned} x_0 &= -R \cos \beta_0, \\ y_0 &= R \sin \beta_0. \end{aligned} \tag{1}$$

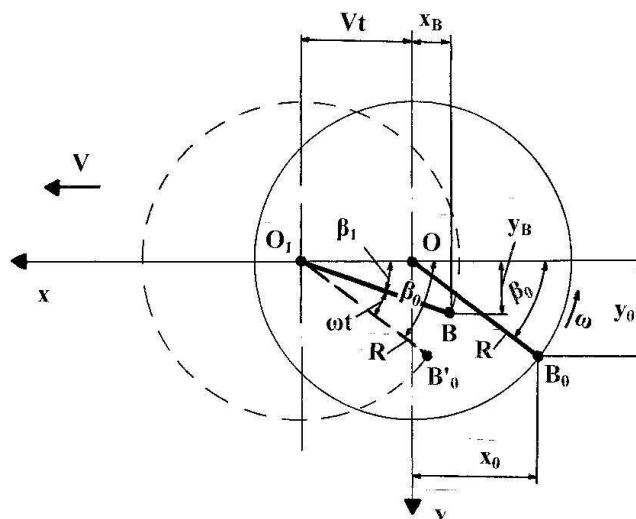


Fig. 2 – Scheme to defining the trajectory of motion of a point B_0 / Схема до визначення траєкторії руху точки B_0

After a certain time interval t the shaft from the point O will move to the position O_1 and will make its way vt . During this same time the lever will turn on the angle ωt . Point B_0 go into position B , then the coordinates of this point are expressed by the equations ($\beta_1 = \beta_0 - \omega t$):

$$\begin{aligned}x_B &= vt - R \cos \beta_1 = vt - R \cos(\beta_0 - \omega t), \\y_B &= R \sin \beta_1 = R \sin(\beta_0 - \omega t).\end{aligned}\quad (2)$$

Equation (2) represents the trajectory of the absolute motion of a point B (B_0).

Thus, if at the initial time the coulter was landed in soil at a depth h , so after a time interval t it will be already landed in soil at a depth h_1 (Fig. 3). From Fig. 2 and Fig. 3 we define h_1 :

$$h_1 = h - (y_0 - y_B) = h - R[\sin \beta_0(1 - \cos \omega t) + \cos \beta_0 \sin \omega t].\quad (3)$$

The raising of the section by its movement ensures the reduction of the area of the lateral surface of the coulter that is found in soil and, accordingly, the reduction of the reaction of the soil at this coulter that ensures smaller energy consumption on the execution of this process.

By the movement of the coulter (of the section with the coulter) in transverse side were formed the force moments, which try to turn the unit (motoblock with machine for planting seedlings) in the opposite side of the movement of the coulter. The main support points of this unit are two wheels of motoblock that are on the same line. Therefore, the coulter that is arranged behind these wheels (machine for planting seedlings is arranged behind the motoblock), while moving in the direction of the lower side of the slope turns the front of the unit in the direction of the upper part of the slope. It corrects the direction of movement of the unit in case of its rejection in the direction of the lower side of the slope or its slipping and it is ensured the stability of a given direction of the movement.

For the full performance of this mechanism, we must define the force acting on the part of the coulter, which is landed in the soil. For these calculations we take the worst option, i.e., the initial position of the coulter, when it is landed in the soil and, accordingly, the reaction of the soil on it, is maximum. All the other positions of the coulter will be a special case and will be easily calculated according to the methodology for the initial position of the coulter.

At the initial time, the coulter $abcd$ is arranged in position at a depth h in soil and area of the lateral surface, which is arranged in the soil, will be area of a curvilinear trapezoid $aknd$ (Fig. 3). By further work of the mechanism the coulter will move aside and simultaneously raising up in an arc with center at the point O' . After a certain time intervals the coulter will hold different positions. One of these positions of the coulter is shown by broken line.

As stated above for the most complete characteristics of researched process it is necessary to take different variants of form of the surface of the soil near cheeks coulter, namely lines kn and ad (Fig. 3). In works [6, 7] it was taken that curve line kn which is described by the functions of the form (there were taken four functions that are most appropriate for description of the curve line kn for different soil types): 1) $z = A \sin \omega x + h$ 2) $z = A \cos \omega x + \varphi_0$, 3) $z = ax^2 + bx + c$ ($a < 0$), 4) $z = c + x^n$ ($0 < n < 1$). For the fifth case for description of the curve lines ad and kn were taken functions: $z_1 = A \sin \omega x + \varphi_0$, $z_2 = c + x^n$ ($0 < n < 1$).

Через певний проміжок часу t вал з точки O переміститься в положення O_1 і пройде шлях vt . За цей самий час важіль повернеться на кут ωt . Точка B_0 перейде в положення B , тоді координати даної точки виражаються рівнянням ($\beta_1 = \beta_0 - \omega t$):

Рівняння (2) виражають траєкторію абсолютного руху точки B (B_0).

Таким чином, якщо в початковий момент часу сошник був занурений в ґрунт на глибину h , то через проміжок часу t він уже буде занурений в ґрунт на глибину h_1 (рис. 3). З рис. 2 та рис. 3 визначаємо h_1 :

Піднімання секції при її пересуванні забезпечує зменшення площі бокової поверхні сошника, що знаходиться в ґрунті і, відповідно, зменшення реакції ґрунту на даний сошник, що забезпечує менші затрати енергії на виконання даного процесу.

При переміщенні сошника (секції з сошником) в поперечному напрямку утворюється момент сили, який намагається повернути агрегат (мотоблок з розсадоюсадильною машиною) в протилежній переміщенню сошника бік. Основними точками опори даного агрегату є два колеса мотоблока, що розташовані на одній лінії. Тому сошник, що знаходиться позаду даних коліс (розсадоюсадильна машина знаходиться позаду мотоблока), при переміщенні в нижній бік схилу розвертає передню частину агрегату в напрямку верхньої частини схилу. Це коректує напрямок руху агрегату у разі його відхилення вниз по схилу чи сповзання і забезпечує стабільність заданого напрямку руху.

Для повної характеристики роботи даного механізму необхідно визначити силу, що діє на занурену в ґрунт частину сошника. Для даних розрахунків приймаємо найгірший варіант, тобто початкове положення сошника, коли він занурений в ґрунт максимально і, відповідно, реакція ґрунту на нього є максимальною. Всі інші положення сошника будуть частинним випадком і легко розраховуватимуться за прийнятою методикою для початкового положення сошника.

В початковий момент часу сошник $abcd$ знаходиться в зануреному на глибину h в ґрунт положенні і площею бокової поверхні, що знаходиться в ґрунті буде площа криволінійної трапеції $aknd$ (рис. 3). При подальшій роботі механізму сошник буде переміщуватись в бік і одночасно підніматись вверх по дузі з центром в точці O' . Через певні проміжки часу сошник буде займати різні положення. Одне з таких положень сошника показано пунктиром.

Як було зазначено вище для найбільш повної характеристики досліджуваного процесу необхідно прийняти різноманітні варіанти форми поверхні ґрунту біля щок сошника, а саме лінії kn і ad (рис. 3). В роботах [6, 7] було прийнято, що крива kn описується функціями виду (було прийнято чотири функції, що найбільш підходять для опису кривої kn для різних типів ґрунтів): 1) $z = A \sin \omega x + h$, 2) $z = A \cos \omega x + \varphi_0$, 3) $z = ax^2 + bx + c$ ($a < 0$), 4) $z = c + x^n$ ($0 < n < 1$). Для п'ятого випадку для опису кривих ad і kn були прийняті функції: $z_1 = A \sin \omega x + \varphi_0$, $z_2 = c + x^n$ ($0 < n < 1$).

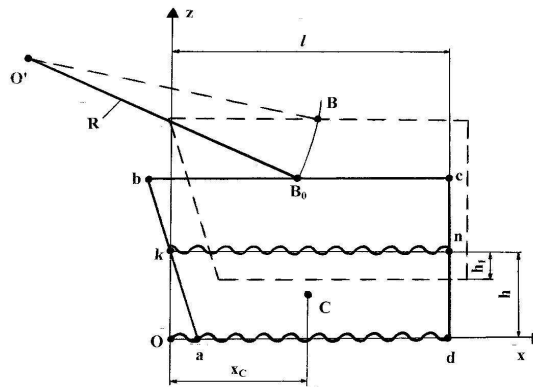


Fig. 3 – Scheme to determining the value of the force F and coordinate x_c of the point C of its action on the coulter /
Схема до визначення величини сили F і координати x_c точки C її дії на сошник

Continuing these researches for our case with certain assumptions and based on our preliminary experimental researches we can take that the curve lines kn and ad , accordingly, are described by the following functions: $z_2 = A_2 \cos \omega_2 x + \varphi_0 + c$, $z_1 = A_1 \sin \omega_1 x + \varphi_0$.

The state of the soil near coulters cheek is considered in the broader perspective, namely, when the soil surface is described by a function $y_2 = A_2 \cos \omega_2 x + \varphi_0 + c$, and specifically for the coulter $z_2 = A_2 \cos \omega_2 x + h$ (line kn), and at the bottom – by the function $y_1 = A_1 \sin \omega_1 x + \varphi_0$, and specifically for the coulter $z_1 = A_1 \sin \omega_1 x$ (line ad). Such curve line is formed through the existence of a curved surface directly near the coulters cheek, because of the fact that during the previous tillage deeper than the depth of the coulters motion by planting seedlings, in it are formed the cavities and globs, and therefore the contact with such surface does not occur in a straight line (Fig. 3).

We direct the axes of coordinates as shown in Fig. 3. Z -axis passes through the joining point k of the front edge of the coulter with the surface of the soil, while the x -axis - along the bottom of the furrow. The length l of the surface $aknb$ we take as the average between constructively known sizes bc and ad of the coulter. It is known from the theory that for practical calculations the force F acting on the surface S is determined by the formula:

$$F = kS, \tag{4}$$

where k – soil resistivity,
 S – surface area.

To simplify we neglect area Oka (S_{Oka}), because of its value which is much less than the area $aknd$ (S_{aknd}). Thus, we take that the landed in the soil part of the coulter is the area $Oknd$ (S_{Oknd}). We will define its value.

If S is area, which located between the curve lines z_1 and z_2 , then we have:

Продовжуючи дані дослідження для нашого випадку з певним припущенням і спираючись на наші попередні експериментальні дослідження можемо прийняти, що криві kn і ad відповідно описуються наступними функціями: $z_2 = A_2 \cos \omega_2 x + \varphi_0 + c$, $z_1 = A_1 \sin \omega_1 x + \varphi_0$.

Стан ґрунту біля щоки сошника розглядається в більш широкому аспекті, а саме коли на поверхні ґрунту він описується функцією $y_2 = A_2 \cos \omega_2 x + \varphi_0 + c$, і конкретно для сошника $z_2 = A_2 \cos \omega_2 x + h$ (лінія kn), а у дна – функцією $y_1 = A_1 \sin \omega_1 x + \varphi_0$, і конкретно для сошника $z_1 = A_1 \sin \omega_1 x$ (лінія ad). Така крива лінія утворюється через наявність кривої поверхні безпосередньо у щоки сошника через те, що при попередньому обробці ґрунту на більшу глибину ніж глибина ходу сошника при садіння розсади, в ньому утворюються порожнини і грудки, і таким чином контакт з такою поверхнею не відбувається по прямій лінії (рис. 3).

Направимо осі координат як показано на рис. 3. Вісь z проходить крізь точку k стику передньої кромки сошника з поверхнею ґрунту, а вісь x – по дну борозенки. Довжину l поверхні $aknb$ приймаємо як середню між конструктивно відомими розмірами bc і ad сошника. З теорії відомо, що для практичних розрахунків сила F , що діє на дану поверхню S визначається за формулою:

де k – питомий опір ґрунту,
 S – площа поверхні.

Для спрощення нехтуємо площею Oka (S_{Oka}), оскільки її величина набагато менше площі $aknd$ (S_{aknd}). Таким чином, приймаємо, що зануреною в ґрунт частиною сошника є площа $Oknd$ (S_{Oknd}). Визначимо її величину.

Якщо S – область, що знаходиться між кривими z_1 і z_2 , то маємо:

$$\iint_S f(x, z) dx dz = \int_a^b \int_{z_1(x)}^{z_2(x)} f(x, z) dx dz \tag{5}$$

$$S_{Oknd} = \iint_S f(x, z) dx dz = \int_0^l \int_{A_1 \sin \omega_1 x}^{A_2 \cos \omega_2 x + h} dx dz = \int_0^l (A_2 \cos \omega_2 x + h - A_1 \sin \omega_1 x) dx = A_2 \int_0^l \cos \omega_2 x dx + h \int_0^l dx - A_1 \int_0^l \sin \omega_1 x dx. \tag{6}$$

We define integral, and have:

Обраховуючи інтеграл, одержуємо:

$$S_{Oknd} = (A_2 \sin \omega_2 l) / \omega_2 + hl - A_1 (1 - \cos \omega_1 l) / \omega_1. \tag{7}$$

From the formula (4) we can define the force F acting on the surface S_{Oknd} :

З формули (4) можемо визначити силу F , що діє на поверхню S_{Oknd} :

$$F = k[(A_2 \sin \omega_2 l) / \omega_2 + hl - A_1 (1 - \cos \omega_1 l) / \omega_1]. \tag{8}$$

It is known from the theory that such force is applied at the point of the center of gravity of this figure. From the known method of definition of coordinates of the center of

gravity of planar figure we have: $x_C = \frac{\int xdS}{S}$ and

$z_C = \frac{\int zdS}{S}$, or $x_C = \frac{\int xf(x)dx}{S}$ and $z_C = \frac{\int [f(x)]^2 dx}{2S}$.

We define the coordinates for our case, i.e. for the plane *Oknd*. Using the formula (6) the abscissa of the point C will be:

$$x_C = \frac{\int_0^l \int_{A_1 \sin \omega_1 x}^{A_2 \cos \omega_2 x + h} f(x, z) x dx dz}{S_{Oknd}} = \frac{\int_0^l \int_{A_1 \sin \omega_1 x}^{A_2 \cos \omega_2 x + h} x dz dx}{S_{Oknd}} = \frac{\int_0^l (A_2 x \cos \omega_2 x + hx - A_1 x \sin \omega_1 x) dx}{S_{Oknd}} = \frac{\frac{A_2}{\omega_2} \left(\frac{\cos \omega_2 l - 1}{\omega_2} + l \sin \omega_2 l \right) + \frac{hl^2}{2} - \frac{A_1}{\omega_1} \left(\frac{\sin \omega_1 l}{\omega_1} - l(1 - \cos \omega_1 l) \right)}{\frac{A_2 \sin \omega_2 l}{\omega_2} + hl - \frac{A_1 (1 - \cos \omega_1 l)}{\omega_1}} \quad (9)$$

The value of z_C comes out lengthy and for these researches is not of interest.

We will define the value of the force F acting on the coulters cheek. For practical calculations we take: soil resistivity $k = 30$ kPa; amplitudes $A_1 = 0.02$ m, $A_2 = 0.05$ m; circular frequencies $\omega_1 = 125.6$ m⁻¹, $\omega_2 = 94.2$ m⁻¹; the average length of the coulters $l = 0.3$ m; maximum depth landing in the soil of the coulters $h = 0.2$ m. Substituting these data in the formula (8) we get: $F_{Oknd} \approx 1.8$ kN. At a velocity of sections move $v \approx 0.2$ m/s, we get the value of power for its move $N = F_{Oknd} \cdot v \approx 0.36$ kW.

This mechanism is designed for use on small-sized equipment (motoblocks) with an average engine capacity 5-6 kW. From this calculation, it is clear that this power satisfies the conditions of work.

From the formula (3) we define the depth landing in the soil of the coulters in a period of time of 1 s. This period of time is sufficient for correction of the direction of movement of the unit, i.e., to turn the front of the unit (motoblock) towards the upper side of the slope. We have the constructive values: $R = 0.5$ m, $\beta_0 = 30^\circ$, $\omega = 0.4$ rad/s. Substituting these values in the formula (3), we get $h_1 \approx 0.12$ m.

From formula (8) we define the value of the force F (instead of h we take $h_1 \approx 0.12$ m) and we get $F = 1.08$ kN and, accordingly, $N \approx 0.22$ kW. As the calculations indicates, the reaction of the soil on the coulters is reduced by its raising and, accordingly, are reduced the energy consumptions by the execution of this process.

For turning the unit to the upper side of the slope and, accordingly, for correction of its direction of movement, it is necessary that the moment of force F applied in the centre of landed in the soil part of the coulters exceed the force G moment of weight of front of motoblock (engine of motoblock). Moments are taken relative to a point in the center C_L of the line along the axis of the wheels of motoblock.

From formula (9) we define the abscissa x_C of the point C (instead of h we take $h_1 \approx 0.12$ m) and we get $x_C \approx 0.15$ m. Taking into account this value we take the distance from the center C_L to point x_C , i.e. arm $l_f \approx 0.5$ m. The same value, we take for the distance from the center C_L to the center C_G of front (engine) of motoblock, i.e. arm $l_G \approx 0.5$ m. At minimum landing of the coulters in the soil ($h_1 \approx 0.12$ m) the force F moment equals to: $M_F = F l_f \approx 1.08 \cdot 0.5 \approx 0.54$ kNm ≈ 540 Nm. The force G

З теорії відомо, що така сила прикладена в точці центра тяжіння даної фігури. З відомої методики визначення координат центра тяжіння плоскої фігури

маємо: $x_C = \frac{\int xdS}{S}$ і $z_C = \frac{\int zdS}{S}$, або $x_C = \frac{\int xf(x)dx}{S}$

і $z_C = \frac{\int [f(x)]^2 dx}{2S}$. Визначаємо координати для

нашого випадку, тобто для площини *Oknd*. З використанням формули (6) значення абсциси точки C буде:

Значення z_C виходить громіздким та для даних досліджень інтересу не представляє.

Визначимо величину сили F , що діє на щок сошника. Для практичних розрахунків приймаємо: питомий опір ґрунту $k = 30$ кПа; амплітуди $A_1 = 0,02$ м, $A_2 = 0,05$ м; кругові частоти $\omega_1 = 125,6$ м⁻¹, $\omega_2 = 94,2$ м⁻¹; середня довжина сошника $l = 0,3$ м; максимальна глибина занурення сошника в ґрунт $h = 0,2$ м. Підставляючи ці дані в формулу (8) одержуємо: $F_{Oknd} \approx 1,8$ кН. При швидкості переміщення секції $v \approx 0,2$ м/с, одержуємо величину потужності для її переміщення $N = F_{Oknd} \cdot v \approx 0,36$ кВт.

Даний механізм призначений для використання на малогабаритній техніці (мотоблоках) з середньою потужністю двигуна 5-6 кВт. З розрахунків видно, що така потужність задовольняє умовам роботи.

З формули (3) визначимо глибину занурення сошника в ґрунт через проміжок часу в 1 с. Даний проміжок часу є достатнім для корегування напрямку руху агрегату, тобто для розвороту передньої частини агрегату (мотоблоку) в бік верхньої частини схилу. Маємо конструктивні значення: $R = 0,5$ м, $\beta_0 = 30^\circ$, $\omega = 0,4$ рад/с. Підставляючи дані значення у формулу (3), отримаємо $h_1 \approx 0,12$ м.

З формули (8) визначимо величину сили F (замість h приймаємо $h_1 \approx 0,12$ м) і одержуємо $F = 1,08$ кН і, відповідно, $N \approx 0,22$ кВт. Як видно з цих розрахунків реакція ґрунту на сошник зменшується при його підніманні і, відповідно, зменшуються затрати енергії при виконанні даного процесу.

Для повороту агрегату у верхній бік схилу і, відповідно, для корегування його напрямку руху, необхідно, щоб момент сили F , що прикладена в центрі зануреної в ґрунт частини сошника перевищувала момент сили G від ваги передньої частини мотоблока (двигун мотоблока). Моменти приймаються відносно точки, що знаходиться в центрі C_L лінії по осі коліс мотоблока.

З формули (9) визначимо абсцису x_C точки C прикладання сили F (замість h приймаємо $h_1 \approx 0,12$ м), отримуємо $x_C \approx 0,15$ м. З врахуванням даного значення приймаємо відстань від центру C_L до точки x_C , тобто плече $l_f \approx 0,5$ м. Таке саме значення приймаємо для відстані від центру C_L до центра C_G передньої частини (двигун) мотоблока, тобто плече $l_G \approx 0,5$ м. При мінімальному зануренні сошника в ґрунт ($h_1 \approx 0,12$ м) момент сили F дорівнює: $M_F = F l_f \approx 1,08 \cdot$

moment equals to: $M_G = G l_G \approx 0.5 \cdot 0.5 \approx 0.25 \text{ kNm} \approx 250 \text{ Nm}$. The weight G of front of unit (motoblock), namely of its engine, we took as a half of the total weight of motoblock (total weight of motoblock is approximately equal to 100 kg). Therefore, even at the minimum landing of the coulter in the soil the moment M_F is more than two times higher than the moment M_G . It is allowed by means of the mechanism of movement of the sections to easily and quickly (in about 1 s) adjust the direction of movement of the unit by the work on slopes.

CONCLUSIONS

Resulted higher analysis of work of the mechanism of movement of the sections allows to define the trajectory of the characteristic point of the section for planting seedlings during of movement of the unit, the value and the point of application of the force acting on the cheek of the coulter by its lateral movement at the landing position of the coulter in the soil. Developed mechanism of lateral movement of the sections with the coulter provides its main function, namely, adjustment of the direction of movement of the unit on the slopes. Experiments have shown that the maximum deviation of the unit with this mechanism by the work on slope is up to 15° is $\pm 2 \text{ cm}$, which is within the permissible norms [2].

Resulted higher method of calculation is the main for mechanism of movement of the sections for planting seedlings and, accordingly, for matching optimal parameters of the coulter and of all machine for planting seedlings for working in various environmental conditions.

REFERENCES

- [1]. Chernyshev V.V. (1986) - *Machine for planting on slopes*, Copyright certificate №1242014 USSR, MKI A01C5/04; appl. 07.01.1985; publ. 07.07.1986; Bul. №25;
- [2]. Chubarin M.I. (1972) - *Machines for planting seedlings*, Machine-building, 209 pg., Moscow;
- [3]. Ciuperca R., Popa L., Lazar G., Dragan R., Alijev Ch. (2012) - *Comparative study on mechanized process of planting vegetable seedlings*, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 37, no. 2, pg. 61-68, Bucharest;
- [4]. Mircea R., Ciuperca R., Matache M., Draghia D., Usenko M. (2012) - *How making efficient the operation of seedlings planting by using equipment with prism-shaped share*, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 37, no. 2, pg. 53-60, Bucharest;
- [5]. Nestiak V. (1990) - *Improvement of technological process of machine for planting seedlings*. Avtoref. thes. ... mast. techn. sciences, 19 pg., Novosibirsk;
- [6]. Usenko M.V., Voitovich V.V. (2007) - *Definition of the forces acting on the coulter's cheek by its movement in lateral direction*, Collection of scientific articles «Agricultural machines», № 15, pg. 269-277, Lutsk;
- [7]. Voitovich V.V., Usenko M.V. (2005) - *Definition of the forces acting on the coulter of the machine for planting seedlings with movable sections*, Scientific collection VSAU, № 23, pg. 156-162, Vinnitsa;
- [8]. Voitovich V.V., Usenko M.V., Bozhydnarik V.V. (2006) - *Machine for planting seedlings*. Patent №74989 Ukraine, IPC A01C11/02, A01B15/20; appl. 21.10.2004; publ. 15.02.2006; Bul. №2;
- [9]. Voitovich V.V., Usenko M.V., Bozhydnarik V.V. (2007) - *Machine for planting seedlings*. Patent №77774 Ukraine, IPC A01C11/02, A01B15/20; appl. 15.10.2004; publ. 15.01.2007; Bul. №1;
- [10]. Zakharchenko V.G. (1984) - *Substantiation of the technology and of the machine with the tape planting apparatus for planting seedlings of vegetable crops*, Avtoref. thes. ... must. Techn. Sciences, 24 pg., Chelyabinsk.

$0,5 \approx 0,54 \text{ kH}\cdot\text{m} \approx 540 \text{ H}\cdot\text{m}$. Момент сили G дорівнює: $M_G = G l_G \approx 0,5 \cdot 0,5 \approx 0,25 \text{ kH}\cdot\text{m} \approx 250 \text{ H}\cdot\text{m}$. Вагу G , що припадає на передню частину агрегату (мотоблока), а саме на його двигун, прийняли як половину загальної ваги мотоблока (загальна вага мотоблока приблизно дорівнює 100 кг). Отже, навіть при мінімальному зануренні сошника в ґрунт, момент M_F перевищує більше ніж в два рази момент M_G . Це дозволяє за допомогою механізму переміщення секції легко і швидко (приблизно за 1 с) скорегувати напрямок руху агрегату при роботі на схилах.

ВИСНОВКИ

Наведений теоретичний аналіз роботи механізму пересування секцій дає можливість визначити траєкторію переміщення характерної точки садильної секції під час руху агрегату, величину та точку прикладання сили, що діє на щок сошника при його пересуванні в боковому напрямку в зануреному в ґрунт положенні, моменти сил відносно точки, що знаходиться в центрі лінії по осі коліс мотоблока. Розроблений механізм бокового переміщення секцій з сошником забезпечує свою основну функцію, а саме коректування напрямку руху агрегату на схилах. Експерименти показали, що максимальне відхилення агрегату з даним механізмом при роботі на схилі до 15° становлять $\pm 2 \text{ см}$, що знаходиться в межах допустимих норм [2].

Наведена методика розрахунку є основою для механізму пересування садильних секцій і, відповідно, для підбору оптимальних параметрів сошника і всієї розсадопосадильної машини для роботи в різноманітних зовнішніх умовах.

БІБЛІОГРАФІЯ

- [1]. Чернышев В.В. (1986) - *Машина для посадки на площадках склонов*, Авторское свидетельство №1242014 СССР, МКИ A01C 5/04; заяв. 07.01.1985; опубл. 07.07.1986; Бюл. №25;
- [2]. Чубарин М.И. (1972) - *Рассадопосадочные машины*. М.: Машиностроение, -209 с.;
- [3]. Ciuperca R., Popa L., Lazar G., Dragan R., Alijev Ch. (2012) - *Comparative study on mechanized process of planting vegetable seedlings*, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 37, no. 2, pg. 61-68, Bucharest;
- [4]. Mircea R., Ciuperca R., Matache M., Draghia D., Usenko M. (2012) - *How making efficient the operation of seedlings planting by using equipment with prism-shaped share*, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 37, no. 2, pg. 53-60, Bucharest;
- [5]. Нестяк В.С. (1990) - *Совершенствование технологического процесса рассадопосадочной машины*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Новосибирск; 19 с.;
- [6]. Усенко М.В., Войтович В.В. (2007) - *Визначення сил, що діють на щок сошника при його пересуванні в боковому напрямку*, Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини», № 15, -с. 269-277, Луцьк;
- [7]. Войтович В.В., Усенко М.В. (2005) - *Визначення сил, що діють на сошник садильної машини з пересувними секціями*, Збірник наукових праць ВДАУ, № 23, -с. 156-162, -Вінниця;
- [8]. Войтович В.В., Усенко М.В., Божидарник В.В. (2006) - *Розсадопосадильна машина*. Патент №74989 Україна. МПК A01C 11/02, A01B 15/20; заявл. 21.10.2004; опубл. 15.02.2006, Бюл. №2;
- [9]. Войтович В.В., Усенко М.В., Божидарник В.В. (2007) - *Розсадопосадильна машина*. Патент №77774 Україна. МПК A01C 11/02, A01B 15/20; заявл. 15.10.2004; опубл. 15.01.2007, Бюл. №1;
- [10]. Захарченко В.Г. (1984) - *Обоснование технологии и машины с ленточным высаживающим аппаратом для посадки рассады овощных культур*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. -Челябинск, -24 с.

SCIENTIFIC RESEARCHES ON THE QUALITATIVE WORKING INDEXES OF THE SOWING BODY OF A MODERN TECHNICAL HOEING PLANTS SOWING EQUIPMENT

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA INDICILOR CALITATIVI DE LUCRU REALIZAȚI DE SECȚIA DE SEMĂNAT A UNUI ECHIPAMENT TEHNIC MODERN PENTRU SEMĂNAT PLANTE PRĂȘITOARE

PhD. Eng. Marin E.¹⁾, Eng. Bolinteanu Gh.¹⁾, PhD. Eng. Sorică C.¹⁾, PhD. Eng. Manea D.¹⁾
 Assoc. Prof. PhD. Eng. Herak D.²⁾, Phd. Stud. Eng. Croitoru Ș.³⁾, Tech. Grigore I.¹⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾Czech University of Life Sciences Prague / Czech; ³⁾University of Craiova / Romania
 Tel: +40 21.269.32.69; Fax: +40 21.269.32.73; E-mail: emarin@inma.ro, marin_43eu@yahoo.com

Abstract: This paper presents the results of experimental researches of sowing body, endowed with a pneumatic distribution apparatus equipped with vertical distributing discs and different sized holes, body which is the main component of a modern technical equipment performed by INMA Bucharest in partnership with S.C. MAT SA Craiova. The output obtained following the experimental researches allows to improve the technology of establishing the hoeing plant crops, so that the agricultural machinery market should benefit of a state-of-the art technical equipment in compliance with high quality requirements.

Keywords: qualitative working indexes, sowing hoeing plants

INTRODUCTION

Within the technological chain of agricultural crops, the sowing operation represents an important link because it assures the density, uniformity and resistance of the respective crop.

The sowing density is a very important technological factor and is established according to the vegetal growing time, soil water stock and nutritive substances supplying degree [1].

Uniformity of sowing (distance between rows, distance of plants in a row and sowing depth) assures big hoeing plants productions and therefore a high profit to the farmer [2].

Having in view the importance of correctly applying the respective technology to hoeing plant crop, the cultivators should take the appropriate measures to achieve the optimum density and uniformity demanded by hybrids [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].

Trying to fulfill the requirements above a new hoeing plant sowing and fertilizing machine SPF8M has been performed, a simplified construction due to new solutions chosen, which give it a good reliability, easy maintenance, simple fittings easily to operate.

MATERIALS AND METHODS

The laboratory experimental researches were performed with a sowing body belonging to hoeing plants sowing and fertilizing machine SPF8M manufactured at S.C. MAT S.A. Craiova, and the field tests were performed with the sowing body mounted on the sowing machine SPF8M which had worked in aggregate with tractor TD 80D New Holland having the following features: engine power: 58.8 kW (80 HP); engine rotative speed: 2200 rot/min; PTO's rotative speed: 540 rot/min, working speed: 0.4...2.8 m/s [12].

Sowing machine SPF8M (fig. 1) is designed to perform the sowing of corn and sunflower crops in previously prepared field.

Rezumat: În această lucrare sunt prezentate rezultatele cercetărilor experimentale privind secția de semănat, prevăzută cu aparat de distribuție pneumatică cu discuri distribuitoare verticale și orificii de dimensiuni diferite, care este componenta principală a unui echipament tehnic modern realizat prin activitatea de cercetare-dezvoltare desfășurată într-un parteneriat format de INMA București și S.C. MAT S.A. Craiova. Rezultatele obținute, în urma cercetărilor experimentale, permit perfecționarea tehnologiei de înființare a culturilor de plante prășitoare, astfel încât piața mașinilor agricole să beneficieze de un echipament tehnic de înaltă performanță, care să răspundă cerințelor de calitate.

Cuvinte cheie: indici calitativi de lucru, semănat, prășitoare

INTRODUCERE

În cadrul lanțului tehnologic al culturilor agricole, semănatul reprezintă o verigă deosebit de importantă care asigură densitatea, uniformitatea și vigoarea culturii respective.

Densitatea de semănat este un factor tehnologic foarte important și se stabilește în funcție de durata perioadei de vegetație a populației semănată, de rezerva de apă din sol și de gradul de aprovizionare a solului cu elemente nutritive [1].

Uniformitatea semănatului (distanța între rânduri, plante pe rând și adâncimea de semănat) asigură producții mari și sigure de plante prășitoare și astfel un profit deosebit pentru fermier [9,10, 11].

Având în vedere importanța aplicării unei tehnologii corecte în cultura plantelor prășitoare, cultivatorii trebuie să ia măsurile adecvate realizării în câmp atât a densității optime pe care hibridii o cer, cât și a uniformității acestora [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].

Căutând să răspundă cerințelor de mai sus a fost realizată o semănătoare nouă pentru semănat și fertilizat plante prășitoare SPF8M, o construcție simplificată datorită soluțiilor noi alese care îi conferă realizare ușoară, siguranță în exploatare, întreținere, reglaje simple și ușor de exploatat.

MATERIALE ȘI METODĂ

Cercetările experimentale în laborator s-au efectuat cu o secție de semănat a semănătorii pentru plante prășitoare cu fertilizator SPF8M executată la S.C. MAT S.A. Craiova, iar cele în câmp s-au efectuat cu secția montată pe semănătoarea SPF8M care a lucrat în agregat cu tractorul TD 80D New Holland cu următoarele caracteristici: puterea motorului: 58,8 kW (80 CP); turația motorului: 2200 rot/min; turația prizei de putere: 540 rot/min, viteze de lucru: 0,4...2,8 m/s [12].

Semănătoarea SPF8M (fig. 1) este destinată să execute semănatul culturilor de porumb și floarea soarelui în teren pregătit.



Fig. 1 - Sowing machine for hoeing plants with fertilizing device / *Semănătoare pentru plante prășitoare cu fertilizator SPF8M*

Experiments were performed in testing laboratories and INMA testing field, according to standards ISO 7256:1-1992 and SR 13238-1: 1992.

Tests performed have used the following types of seeds (table 1):

Experimentările s-au efectuat în laboratoarele de încercări și în poligonul experimental al INMA București, în conformitate cu standardele ISO 7256:1-1992 și SR 13238-1: 1992.

S-au efectuat probe cu următoarele tipuri de sămânță (tabelul 1):

Table 1 / Tabelul 1

Crop / Cultura	Purity / Puritatea [%]	Germination / Germinația [%]	1000 seeds mass / Masa a 1000 de boabe [kg]
Corn, Olt variety / Porumb, soiul Olt	99.80	95	0.344
Sunflower, Morena CL variety / Floarea soarelui, soiul Morena CL	99.70	94	0.067

- The corn seed of Olt variety (producer INCDA Fundulea), with quality certificate, as production of 2011, has been treated with SEMNAL 500FS, a fungicide – a fine homogenous water slurry of light reddish colour;

- Sunflower seed, of Morena CL variety (producer Saaten Union), with quality certificate, as production of 2011, has been treated with Apron XL 350 ES a systemic fungicide produced by Syngenta. In table 2, the grain profile of seeds used is shown.

- Sămânța de porumb, soiul Olt (producător INCDA Fundulea), însoțită de certificat de calitate, producția anului 2011, a fost tratată cu SEMNAL 500FS produs fungicid, condiționat sub formă de suspensie apoasă fină, omogenă, de culoare roșu-deschis;

- Sămânța de floarea soarelui, soiul Morena CL (producător Saaten Union), însoțită de certificat de calitate, producția anului 2011, a fost tratată cu Apron XL 350 ES fungicid sistemic produs de Syngenta. În tabelul 2 este prezentat profilul granulometric al semințelor folosite.

Table 2 / Tabelul 2

	Corn, Olt variety / Porumb, soiul Olt			Sunflower, Favorit variety / Floarea soarelui, soiul Favorit		
	L [m]	l [m]	g [m]	L [m]	l [m]	g [m]
Average / Media	0.01061	0.00842	0.00442	0.01142	0.00421	0.00392

The laboratory tests were performed on a stand with fixed sowing body (fig. 2), and the seed distribution disc was driven with rotative speed according to sowing machine displacement working conditions, without skidding. For simulating the sowing machine displacement to soil, under the sowing body was placed a band (fig. 3) which moved with the theoretical forward speed of sowing machine without skidding.

The sowing body (fig. 4) comprises a distribution apparatus endowed with discs, made of a high quality material (inox), having different diameter little holes, depending on seeds size (they should not enter the disc holes). In order to avoid the vacuum and seeds losses, a joint packing, made of a wear-resistant material is placed between the feeding chamber and the depression chamber.

Încercările în condiții de laborator s-au efectuat pe un stand cu secția de semănat fixă (fig. 2), iar discul de distribuție semințe a fost antrenat cu viteze de rotație corespunzătoare condițiilor de deplasare în lucru a semănătorii, fără patinare. Pentru a materializa deplasarea semănătorii față de sol, s-a trecut pe sub secția de semănat o bandă (fig. 3) care s-a deplasat cu viteze teoretice de înaintare a semănătorii, fără patinare.

Secția de semănat (fig. 4) are în componență un aparat de distribuție dotat cu discuri, confecționate dintr-un material de calitate (inox), având orificii cu diametrul diferit, funcție de dimensiunea semințelor (acestea nu trebuie să pătrundă în orificiile discului). Pentru a se elimina pierderile de vacuum și semințe, între camera de alimentare și camera de depresiune, este prevăzut cu o garnitură de etanșare dintr-un material rezistent la uzură.



Fig. 2 - Stand with fixed mounted sowing body / *Stand cu secția de semănat montată fix*



Fig. 3 - Band under the sowing body / *Banda de sub secția de semănat*



Fig. 4 - Sowing body / Secția de semănat

The tests were performed according to vacuum system depression value, such as:

- for corn: 340 mm H₂O;
- for sunflower: 240 mm H₂O,

The distributing apparatus of seeds sowing bodies were endowed with the following sets of sowing discs:

- for corn: disc with 16 holes of Φ 0.0055 m and cutting works (fig. 5);
- for sunflower: disc with 14 holes of Φ 0.003 m and cutting works (fig. 6),

Sowing body adjustment:

- seed level in the box: 50 %
- rotation speed of distributing disc was in accordance with working forward speed of 0.833; 1.388 and 2.5 m/s (table 3):

Probele s-au efectuat la valoarea depresiunii în sistemul de vacuum, astfel:

- pentru porumb: 340 mm H₂O;
- pentru floarea soarelui: 240 mm H₂O,

Aparatele de distribuție din componența secțiilor de semănat semințe au fost prevăzute cu următoarele seturi de discuri de semănat:

- pentru porumb: disc cu 16 orificii de Φ 0,0055 m și prelucrări între ele (fig. 5);
- pentru floarea soarelui: disc cu 14 orificii de Φ 0,003 m și prelucrări între ele (fig. 6),

Reglajul secției de semănat:

- nivelul de semințe din cutie: 50 %
- s-au asigurat turații ale discului distribuitor de semințe corespunzătoare vitezei de deplasare în lucru a semănătorii de 0,833; 1,388 și 2,5 m/s (tabelul 3):

Fig. 5 - Disc with 16 holes of Φ 0.0055 m and cutting works between them / Disc cu 16 orificii de Φ 0,0055 m și prelucrări între eleFig. 6 - Disc with 14 holes of Φ 0,003 m and cutting works between them / Disc cu 14 orificii de Φ 0,003 m și prelucrări între ele

Table 3 / Tabelul 3

Report of transmission between the distribution disc and driving wheel / Raportul de transmisie între discul de distribuție și roata de antrenare	Forward speed in work / Viteza de deplasare în lucru [m/s]		
	0.833	1.388	2.5
	Rotative speed of seed distribution disc, rot/min / Turația discului de distribuție semințe, rot/min		
	n_{i2}	n_{i3}	n_{i4}
0.7150	31.174	43.694	56.149
0.6930	30.215	42.349	54.422
0.6600	28.776	40.333	51.830
0.6000	26.160	36.666	47.118
0.5710	24.896	34.894	44.841
0.5200	22.672	31.777	40.836
0.4510	19.664	27.561	35.417
0.4290	18.704	26.216	33.690
0.3710	16.176	22.672	29.135

Within the experimental laboratory researches, the measurements have been performed for the following parameters:

- variation of seed quantity distributed (sowing norms) [%];

În cadrul cercetărilor experimentale în laborator au fost efectuate măsurători pentru următorii parametri:

- abaterea de la cantitatea de semințe distribuite (norme de semănat) [%];

- sowing precision as a distance in a row, in %;
- percentage of pockets with two or more seeds (double) [%];
- percentage of pockets without seeds (gaps) [%].

Variation of seed quantity distributed (sowing norms) for each test was determined as follows:

- the seed quantity distributed q was weighed [kg];
- three repetitions of 60 s duration were performed;
- the average seed quantity was calculated (1),

$$q_m = \frac{q}{3}, \text{ în kg} \quad (1)$$

- theoretical seed quantity distributed was calculated (2),

$$q_t = \frac{n \times n_d \times MMB}{1000}, \text{ în kg} \quad (2)$$

where:

n is the rotative speed of distribution disc, in rot/min;
 n_d – number of holes of distribution disc;
 MMB – mass of 1000 grains, in kg.

- the deviation coefficient of sowing rate was calculated by formula (3):

- precizia de semănat ca distanță între semințe pe rând [%];
 - procentul de cuiburi cu două sau mai multe semințe (duble) [%];
 - procentul de cuiburi fără semințe (goluri) [%].
- Abaterea de la cantitatea de semințe distribuite (norme de semănat) pentru fiecare încercare s-a determinat astfel:
- cantitatea de semințe distribuită q a fost cântărită [kg];
 - au fost efectuate trei repetiții cu durata de 60 s;
 - a fost calculată cantitatea medie de semințe (1),

- a fost calculată cantitatea teoretică de semințe distribuită (2),

unde:

n este turația discului de distribuție, în rot/min;
 n_d – numărul de orificii al discului de distribuție;
 MMB – masa a 1000 de boabe, în kg.

- a fost calculat coeficientul de abatere a normei de semănat cu formula (3):

$$c_v = \frac{q}{q_t} \times 100, \text{ în \%} \quad (3)$$

Conditions of acceptance: according to SR 13238-1:1992, the deviation from the quantity of seeds distributed (sowing rates) (4),

Condiții de acceptare: conform SR 13238-1:1992, abaterea de la cantitatea de semințe distribuite (norme de semănat) (4),

$$a = 1 - c_v \text{ [%]} \quad (4)$$

- max. 3% for less than 70000 plants/ha thickness;
 - max. 5% for more than 70000 plants/ha thickness.
- Number of plants/ha was calculated by formula (5),

- max. 3% pentru desimi mai mici de 70000 plante/ha;
 - max. 5% pentru desimi mai mari de 70000 plante/ha.
- Numărul de plante/ha s-a calculat cu formula (5),

$$N_{pl} = \frac{10^5 \times \frac{q_m}{MMB}}{v \times d_r}, \text{ în plante / hectar} \quad (5)$$

where:

v is the sowing machine working forward speed [m/s];
 d_r – distance between the rows sown [m].

Precision of sowing as distance between seeds in a row was determined in laboratory conditions, such as:

- the distances framed between 0.5d-1.5d on band, were measured. D being the theoretical diastance between seeds, namely the percentage of common distances, noted in the subsequent table by N;
- the distances framed between 0-0.5d, were measured on band representing the percentage of pockets with several seeds (double), noted by D in the subsequent table;
- the distances surpassing 1.5d were measured on band, representing the percentage of pockets without seeds (gaps), noted by G in the subsequent table.

The experimental researches aimed to determine the field indexes, have been performed on an agricultural field within INMA Bucharest perimeter in the following conditions:

- type of soil: forest reddish-brown soil
- soil category (in terms of specific resistance): medium to heavy;
- previous crop: mustard;
- tractor used: TD 80D New Holland;
- Theoretical forward speed: 1.388 m/s;
- distance between rows: 0.70 m;
- sowing depth fitted: 0.1 m for tests performed before plants sprouting and 0.5...0.6 m for tests after sprouting;
- feeding chamber: supplied along with the sowing machine (without modifications).

In field conditions, was determined the sowing

unde:

v este viteza de deplasare în lucru a semănătorii [m/s];
 d_r – distanța dintre rândurile semămate [m].

Precizia de semănat ca distanță între semințe pe rând s-a determinat în condiții de laborator astfel:

- au fost măsurate pe bandă distanțele cuprinse în intervalul 0,5d-1,5d, unde d este distanța teoretică între semințe, reprezentând procentul de distanțe normale, care în tabelul următor a fost notat cu N;
- au fost măsurate pe bandă distanțele cuprinse în intervalul 0-0,5d, reprezentând procentul de cuiburi cu mai multe semințe (duble), care în tabelul următor a fost notat cu D;
- au fost măsurate pe bandă distanțele mai mari de 1,5d, reprezentând procentul de cuiburi fără nici o sămânță (goluri), notat în tabelul următor cu G.

Cercetările experimentale, pentru determinarea indicilor în câmp, s-au efectuat pe un teren agricol aflat în perimetrul INMA București, în următoarele condiții:

- tipul solului: brun roșcat de pădure;
- categoria solului (din punct de vedere al rezistenței specifice): mijlociu spre greu;
- cultura anterioară: muștar;
- tractorul utilizat: TD 80D New Holland;
- viteza teoretică de deplasare: 1,388 m/s;
- distanța între rânduri: 0,70 m;
- adâncimea de semănat reglată: 0,1 m pentru determinările înainte de răsărire și 0,5...0,6 m pentru determinările după răsărire;
- camera de alimentare: livrată odată cu semănătoarea (fără modificări).

În condiții de câmp s-au efectuat determinări ale

precision as distance between the seeds in row before springing, by digging out the seeds sown (only for corn) and after seeds sprouting ("in green), uncovering also the non sprung seeds, for eliminating the seed germination as an error source (for corn and sunflower).

Sowing precision before seeds sprouting was determined in the following way:

- sowing machine has moved on a distance of approx. 100 m at 0.1 m depth in the field already prepared for being sown;
- have been uncovered the seeds for 100 spaces starting from min. 20 m in comparison with the beginning of working test;
- have been measured 100 spaces between seeds in 4 sown rows ;
- values measured have been grouped in real distances.

The sowing precision after seeds sprouting has been determined in the following way:

- sowing machine has moved on a distance of approx. 100 m at 0.5...0.6 m depth in field prepared to be sown;
- have been measured, starting from min. 20 m comparing with the beginning of the working test, 100 distances between seeds in 4 sown rows;
- values measured have been grouped in real distances.

According to specific testing methodology established previously, during the experimental researches the following measuring devices were used:

- Installation for measuring the depression (tube Pitot-Prandl);
- Mechanical chronometer;
- Electronic precision balance METTLER type;
- Gauge tape of 60 m.

RESULTS

On basis of data obtained and processed during the experimental researches, in laboratory conditions, a synthesis of working qualitative indexes, representing the deviation from the quantity of seeds distributed (rates of sowing), for usual norms of 50000...70000 plants/hectare for corn and sunflower has been drawn up and is shown in table 4.

preciziei de semănat ca distanță între semințe pe rând înainte de răsărirea semințelor, dezgropând semințele semămate (numai la porumb) și după răsărirea semințelor ("în verde"), dezvelindu-se și semințele nerăsărite, pentru a elimina germinația semințelor ca sursă de eroare (la porumb și floarea soarelui).

Precizia de semănat înainte de răsărirea semințelor s-a determinat astfel:

- semănătoarea s-a deplasat pe distanța de cca.100 m la o adâncime de 0,1 m în terenul pregătit pentru semănat;
- au fost dezvelite semințele pentru 100 de intervale începând de la min. 20 m față de începutul probei de lucru;
- au fost măsurate 100 de intervale dintre semințe pe 4 rânduri semămate;
- valorile măsurate s-au grupat în intervale reale.

Precizia de semănat după răsărirea semințelor s-a determinat astfel:

- semănătoarea s-a deplasat pe distanța de cca. 100 m la o adâncime de 0,5...0,6 m în terenul pregătit pentru semănat;
- au fost măsurate, începând de la min. 20 m față de începutul probei de lucru, 100 de intervale dintre semințe pe 4 rânduri semămate;
- valorile măsurate s-au grupat în intervale reale.

În conformitate cu metodologia de testare stabilită anterior, pe parcursul cercetărilor experimentale s-au utilizat următoarele echipamente de măsurare:

- Instalație pentru măsurarea depresiunii (tub Pitot-Prandl);
- Cronometru mecanic;
- Balanță electronică de precizie tip METTLER;
- Ruletă de 60 m.

REZULTATE

În baza datelor obținute și prelucrate pe parcursul cercetărilor experimentale, în condiții de laborator, s-a întocmit o sinteză a indicilor calitativi de lucru, reprezentând abaterea de la cantitatea de semințe distribuite (norme de semănat), pentru normele uzuale cuprinse între 50000...70000 plante/hectar la porumb și floarea soarelui, care sunt prezentați în tabelul 4.

Table 4 / Tabelul 4

Forward speed in work of the sowing machine / Viteza de deplasare în lucru a semănătorii [0,833 m/s]								
Distributor disk speed / Turația discului distribuitor [rot/min]	Sunflower / Floarea soarelui				Corn / Porumb			
	q_m [kg]	c_v [%]	a [%]	N_p / plante / ha	q_m [kg]	c_v [%]	a [%]	N Plants / ha / plante / ha
30.125	0.0269	95	5	68827				
28.776	0.0273	99	1	69851				
26.160	0.0244	99	1	62431				
24.896	0.0239	98	2	61151	0,1380	99.3	0.7	68771
22.672	0.0214	99	1	54755	0.1246	99.7	0.3	62093
19.664					0.1089	99.5	0.5	54269
18.704					0.1045	99.5	0.5	52076
Forward speed in work of the sowing machine / Viteza de deplasare în lucru a semănătorii: 1.388 m/s								
40.333	0.0385	98	2	70362				
36.666	0.0350	98	2	63966	0.1982	98.2	1.8	70551
34.894	0.0321	98	2	58666	0.1918	99.9	0.1	68272
31.777	0.0295	99	1	53914	0.1782	98.2	1.8	63431
27.561					0.1480	97.4	2.6	52682
26.216					0.1440	99.8	0.8	51258
Forward speed in work of the sowing machine / Viteza de deplasare în lucru a semănătorii: 2.5 m/s								
56.149	0.0492	93	7	69936				
54.422	0.0451	88	7	64108				
51.830	0.0480	99	1	68230				
47.118	0.0437	98	2	62118	0.2534	97.8	6.2	70155
44.841	0.0427	98	2	60697	0.2471	99.8	0.2	68411
40.836	0.0385	99.5	0.5	54726	0.2186	97.4	2.6	60520
35.417					0.1939	99.5	0.5	53682
33.690					0.1808	97.3	2.7	50055

Table 5 presents the qualitative indices values, representing the sown precision as the distance between seeds per row, determined for corn, at each working speed, at usual norms and at 100 measurements for each set distance, in 3 repetitions.

Plants per hectare norm was calculated with the following formula (6):

$$N_{pl} = \frac{10000}{d_r \times a}, \text{ plants / ha} \quad (6)$$

where:

d_r is the distance between sown rows [m];
 a - theoretical distance between seeds per row [m], was calculated with the formula (7):

$$a = \frac{2\pi R_s \times i}{n_d}, \text{ in m} \quad (7)$$

where:

R_s is the driving wheel static radius, cm (tire 5.00-15 has a static radius = 0.304 m);
 i – the gear ratio from driving wheel at distributor disc shaft;
 n_d – disc distribution number of holes.

În tabelul 5 sunt prezentate valorile indicilor calitativi, reprezentând precizia de semănat ca distanță între semințe pe rând, determinați pentru porumb, la fiecare viteză de lucru, la norme uzuale și la 100 de măsurători pentru fiecare distanță reglată, în 3 repetiții.

Norma de plante la hectar a fost calculată cu următoarea formulă (6):

unde:

d_r este distanța dintre rândurile semămate [m];
 a - distanța teoretică între semințe pe rând [m], a fost calculată cu formula (7):

unde:

R_s este raza statică a roții de antrenare, cm (anvelopa 5,00-15 are raza statică = 0,304 m);
 i – raportul de transmisie de la roata de antrenare la axul discului distribuitor;
 n_d – numărul de orificii al discului de distribuție.

Table 5 / Tabelul 5

Working speed / Viteza de lucru v [m/s]	Theoretical distance between seeds / Distanța teoretică între semințe a [m]	Plants rate per hectare / Norma de plante la hectar N_{pl} [plants/ha / plante / ha]	Work qualitative indices / Indici calitativi de lucru		
			Gaps / Goluri, G [%]	Double / Duple D [%]	Usual / Normale N [%]
0.833	0.0278	51387	1.3	4.6	94.1
	0.0265	53957	1.3	3.3	95.4
	0.0229	62258	0.3	5.0	94.7
	0.0209	68415	2.3	3.6	94.1
	0.0199	71836	2.6	3.6	93.8
1.388	0.0278	51387	2.3	2.6	95.1
	0.0265	53957	3.6	3.0	93.4
	0.0229	62258	7.3	6.6	86.1
	0.0209	68415	8.6	5.0	86.4
	0.0199	71836	6.3	5.0	88.7
2.5	0.0278	51387	8.3	6.0	85.7
	0.0265	53957	9.6	5.3	85.1

Table 6 presents the qualitative indices values representing the sown precision as the distance between seeds per row for sunflower.

În tabelul 6 sunt prezentate valorile indicilor calitativi de lucru reprezentând precizia de semănat ca distanță între semințe pe rând pentru floarea soarelui.

Table 6 / Tabelul 6

Working speed / Viteza de lucru v [m/s]	Theoretical distance between seeds / Distanța teoretică între semințe a [m]	Plants rate per hectare / Norma de plante la hectar N_{pl} [plants/ha / plante / ha]	Work qualitative indices / Indici calitativi de lucru		
			Gaps / Goluri, G [%]	Double / Duple D [%]	Usual / Normale N [%]
0.833 / 0,833	0.02273 / 0,02273	62856	1.0 / 1,0	0.6 / 0,6	98.4 / 98,4
	0.02386 / 0,02386	59863	2.6 / 2,6	0.6 / 0,6	96.8 / 96,8
	0.02622 / 0,02622	54475	1.0 / 1,0	0.6 / 0,6	98.4 / 98,4
	0.03026 / 0,03026	47212	3.3 / 3,3	0.3 / 0,3	96.4 / 96,4
	0.03177 / 0,03177	44964	4.3 / 4,3	2.3 / 2,3	93.4 / 93,4
1.388 / 1,388	0.02273 / 0,02273	62856	3.6 / 3,6	1.0 / 1,0	95.4 / 95,4
	0.02386 / 0,02386	59863	5.3 / 5,3	1.0 / 1,0	93.7 / 93,7
	0.02622 / 0,02622	54475	3.0 / 3,0	0.6 / 0,6	96.4 / 96,4
	0.03026 / 0,03026	47212	2.0 / 2,0	0.6 / 0,6	97.4 / 97,4
	0.03177 / 0,03177	44964	2.3 / 2,3	3.0 / 3,0	94.7 / 94,7
2.5 / 2,5	0.02622 / 0,02622	54475	9.3 / 9,3	0.3 / 0,3	90.4 / 90,4
	0.03026 / 0,03026	47212	3.0 / 3,0	1.6 / 1,6	95.4 / 95,4
	0.03177 / 0,03177	44964	3.0 / 3,0	1.6 / 1,6	95.4 / 95,4

Section mounted and tested on a stand has operated for a total of 250 hours, after which the distribution device was subjected to final technical expertise, where it was examined and measured each item subject to wear.

Secția montată și încercată pe stand a funcționat un număr de 250 ore, după care aparatul de distribuție semințe a fost supus expertizei tehnice finale, în cadrul căreia s-a examinat și s-a măsurat fiecare reper supus uzării.

Following inspections and measurements was not found abnormal wear of the seed distribution disc or sealing gasket.

Table 7 presents the average values of field measurement results related to sowing precision before seed corn sprouting.

În urma verificărilor și măsurătorilor nu s-au constatat uzuri anormale ale discului de distribuție semințe s-au a gamiturii de etanșare.

În tabelul 7 sunt prezentate valorile medii ale rezultatelor măsurătorilor în câmp a preciziei de semănat înainte de răsărirea semințelor de porumb.

Table 7 / Tabelul 7

Real working speed / Viteza reală de lucru v [m/s]	Theoretical distance between seeds / Distanța teoretică între semințe a [m]	Plants rate per hectare / Norma de plante la hectar N_{pl} [plants/ha / plante / ha]	Section / Secția	Work qualitative indices / Indici calitativi de lucru		
				Gaps / Goluri, G [%]	Double / Duble D [%]	Usual / Normale N [%]
1.4	0.0242	59028	1	5	2	93
			2	3	1	96
			3	3	2	95
			4	13	6	81

Table 8 presents the average values of field measurement results of sowing precision after seed corn sprouting (seeds germination was of 95%).

Tabelul 8 prezintă valorile medii ale rezultatelor măsurătorilor în câmp a preciziei de semănat după răsărirea semințelor de porumb (germinația semințelor a fost de 95 %).

Table 8 / Tabelul 8

Real working speed / Viteza reală de lucru v [m/s]	Theoretical distance between seeds / Distanța teoretică între semințe a [m]	Plants rate per hectare / Norma de plante la hectar N_{pl} [plants/ha / plante / ha]	Section / Secția	Work qualitative indices / Indici calitativi de lucru		
				Gaps / Goluri, G [%]	Double / Duble D [%]	Usual / Normale N [%]
1.42	0.0242	59028	1	21	5	74
			2	19	6	75
			3	19	7	74
			4	27	9	64

One aspect determining the sowing accuracy before sprouting of corn seeds is shown in figure 7.

Un aspect din timpul determinării preciziei de semănat înainte de răsărirea semințelor de porumb este prezentat în figura 7.



Fig. 7 - Aspects on determining sowing accuracy before corn seeds sprouting / Aspect din timpul determinării preciziei de semănat înainte de răsărirea semințelor de porumb

CONCLUSIONS

The tests carried out showed that work qualitative indices value fall under the work requirements of sowing hoeing plants, so:

- deviation from the quantity of seeds distributed (sowing rates) qualifies SR 13238-1:1992 for working speed 0.833...1.944 m/s and usual rates between 50000...70000 plants/hectare at corn and sunflower;
- sowing precision distance between seeds per row, percentage of pockets with two or more seeds (double) and percentage of pockets with no seeds (gaps) qualifies for ISO 7256:1-1992 for the working speeds 0.833...1.944 m/s and usual rates between 50000...70000 plants/hectare at corn and sunflower;
- sowing precision distance between seeds per row has values less than 90% normal intervals for higher working speeds of 1.94 m/s.

CONCLUZII

În urma încercărilor efectuate a rezultat că valorile indicilor calitativi de lucru se încadrează în cerințele impuse lucrării de semănat plante prășitoare, astfel:

- abaterea de la cantitatea de semințe distribuite (norme de semănat) se încadrează în cerințele SR 13238-1:1992 pentru vitezele de lucru de 0,833...1,944 m/s și normele uzuale cuprinse între 50000...70000 plante/hectar la porumb și floarea soarelui;
- precizia de semănat ca distanță între semințe pe rând, procentul de cuiburi cu două sau mai multe semințe (duble) și procentul de cuiburi fără semințe (goluri) se încadrează în cerințele ISO 7256:1-1992 pentru vitezele de lucru de 0,833...1,944 m/s și normele uzuale cuprinse între 50000...70000 plante/hectar la porumb și floarea soarelui;
- precizia de semănat ca distanță între semințe pe rând are valori mai mici de 90% intervale normale pentru vitezele de lucru mai mari de 1,94 m/s.

Experimental results allow development of useful recommendations for farmers who use this technical equipment.

REFERENCES

- [1]. Bîlteanu Gh. (2003) - *Crop Production*, Ceres Publishing House, Bucharest, vol. 1, pg. 220-343;
- [2]. Bozdoğan A.M. (2008) - *Seeding uniformity for vacuum precision seeders*, Scientia Agricola, vol. 65, no. 3, ISSN 0103-9016;
- [3]. Cârdei P., Manea D., Popescu S., Lazar S. (2011) - *Mathematical model of the distribution device operating on the mechanical-pneumatic sowing machine SDC*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 34, No. 2, pg. 5-12;
- [4]. Håkansson I., Voorhees W.B., Riley H. (1988) - *Vehicle and wheel factors influencing soil compaction and crop response in different traffic regimes*, Proceedings 11th Conference of ISTRO: Tillage and Traffic in Crop Production, Volume 11, Issues 3–4, Pg 239–282;
- [5]. Henriksson L., Håkansson I. (1993) - *Soil management and crop establishment*, The Sugar Beet Crop World Crop Series 1993, pg 157-177;
- [6]. Karayel D., Wiesehoff M., Ozmerzi A., Muller J. (2006) - *Laboratory measurement of seed drill seed spacing and velocity of fall of seeds using high-speed camera system*, Computers and Electronics in Agriculture, Volume 50, Issue 2, Pag. 89–96;
- [7]. Loghin F., Ene T.A., Popescu S., Căpăţină I. (2010) - *Aspects regarding the influence of soil microprofile upon the dynamics of working section of grassland oversowing machine MSPD-2.5*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 32, No. 3, pg. 13-20;
- [8]. Voichița H., Ioannis T., Ioan H., Ioannis M. (2008) - *Analysis of specific parameters in realizing the potential and production capacity for corn production*, AN. I.N.C.D.A. FUNDULEA, vol. LXXVI, pg. 35-41;
- [9]. Yazgi A., Degirmencioglu A. (2007) - *Optimisation of the seed spacing uniformity performance of a vacuum-type precision seeder using response surface methodology*, Biosystems Engineering, Volume 97, Issue 3, pg. 347-356;
- [10]. Zhan Z., Yaoming L., Jin Ch., Lizhang X. (2010) - *Numerical analysis and laboratory testing of seed spacing uniformity performance for vacuum-cylinder precision seeder*, Biosystems Engineering, Volume 106, Issue 4, Pg. 344–351;
- [11]. <http://www.agweb.com/>;
- [12]. <http://agriculture.newholland.com/uk/en/Products/Tractors>, 2011.

Rezultatele experimentale permit elaborarea de recomandări utile pentru fermierii care utilizează acest echipament tehnic.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Bîlteanu Gh. (2003) - *Fitotehnie*, Editura Ceres, București, vol. 1, pag. 220-343;
- [2]. Bozdoğan A.M. (2008) - *Uniformitatea de semănat pentru o semănătoare de precizie cu vacuum*, Științe Agricole, vol. 65, nr. 3, ISSN 0103-9016;
- [3]. Cârdei P., Manea D., Popescu S., Lazar S. (2011) - *Model matematic al procesului de lucru efectuat de aparatul de distribuție al semănătorii mecano-pneumatice SDC*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 34, No. 2, pag. 5-12;
- [4]. Håkansson I., Voorhees W.B., Riley H. (1988) - *Factorii vehiculelor și roților care influențează compactarea solului și comportarea culturilor în diferite regimuri de trafic*, Conferința ISTOR 11: Cultivarea și traficul în producția agricolă, Volumul 11, nr. 3-4, Paginile 239-282;
- [5]. Henriksson L., Håkansson I. (1993) - *Managementul solului și stabilirea culturilor*, Cultura mondială a sfelei de zahăr 1993, pp 157-177;
- [6]. Karayel D., Wiesehoff M., Ozmerzi A., Muller J. (2006) - *Măsurarea în laborator a spațiului dintre semințe la semănat și a vitezei de cădere a semințelor utilizând camere de mare viteză*, Calculatoare și Electronică în Agricultură, vol. 50, nr. 2, pag. 89-96;
- [7]. Loghin F., Ene T.A., Popescu S., Căpăţină I. (2010) - *Model matematic al procesului de lucru efectuat de aparatul de distribuție al semănătorii mecano-pneumatice SDC*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 32, nr. 3, pag. 13-20;
- [8]. Voichița H., Ioannis T., Ioan H., Ioannis M. (2008) - *Analiza unor parametri determinanți în realizarea potențialului și capacității de producție la porumb*, AN. I.N.C.D.A. FUNDULEA, vol. LXXVI, pag. 35-41;
- [9]. Yazgi A., Degirmencioglu A. (2007) - *Optimizarea uniformității de distribuție a unei semănători de plante prășitoare cu vacuum utilizând metoda de răspuns a suprafeței*, Ingineria Biosistemelor, vol. 97, nr. 3, pag. 347-356;
- [10]. Zhan Z., Yaoming L., Jin Ch., Lizhang X. (2010) - *Analiza numerică și testarea în laborator a performanțelor cilindrilor de vacuum ai semănătorilor de precizie privind uniformitatea distanțelor între semințe*, Volumul 106, Ediția 4, pag. 344–351;
- [11]. <http://www.agweb.com/>;
- [12]. <http://agriculture.newholland.com/uk/en/Products/Tractors>, 2011.

EXPERIMENTS REGARDING THE INFLUENCE OF WORKING PARAMETERS ON HOEING CROPS SOWING

EXPERIMENTĂRI PRIVIND INFLUENȚA PARAMETRILOR DE LUCRU ASUPRA PRECIZIEI DE SEMĂNAT A CULTURILOR DE PLANTE PRĂȘITOARE

PhD. Stud. Eng. Cujbescu D.¹⁾, Prof. PhD. Eng. Voicu Gh.²⁾, Eng. Bolintineanu Gh.¹⁾, PhD. Stud. Eng. Persu C.¹⁾, Dr. Kabaş Ö.³⁾, Assoc. Prof. PhD. Eng. Bungescu S.⁴⁾, Prof. PhD. Eng. Biriş S.²⁾

¹⁾INMA Bucharest; ²⁾P.U. Bucharest; ³⁾Batı Akdeniz Agricultural Research Institute, Antalya / Turkey;

⁴⁾USAMVB Timișoara / Romania

Tel: 0740-272076; E-mail: dcujbescu@yahoo.com

Abstract: Romania's strategic objective of EU integration imposes, among others, policies that ensure the implementation of community requirements on the free movement of products, which is based on an open market economy, based on competition and economic and social cohesion. Agricultural productivity (main economic branch through its impact on the society and environment) is influenced by technological level of applied work, sowing work occupying a very important place in these technologies. This paper presents a method for testing the hoeing plants sowing machines with the help of a stand equipped with laser sensors that measure the time interval between the fall of two seeds which it transforms in space and which it compares to the reference area calculated by a specialized software after entering the input data (density, distance between rows, number of holes on the disk, speed).

Keywords: sowing machine, precision agriculture, distributing disc

INTRODUCTION

Current studies and researches on sowing methods and equipment, are part of the new trends for precision farming, knowing that sowing uniformity is essential to obtain high corn, sunflower and other hoeing crops productivity, 50% of the crop being determined by the sowing work [2, 3, 7, 8, 10, 11, 12, 13, 14]. Developing a competitive agriculture allowing to obtain increased production, without soil compaction can not be achieved without a proper management of sowing plants work [4].

An important aspect of continuous increasing policy of products quality achieved by each economic agent, is constituted by maintaining compliance of sowing machines and growing prerequisites for achieving these products in terms of repeatability, according to integrated agricultural management [5].

Sowing works qualitative indexes of hoeing plants can be assessed by means of physical measures, measurable, such as the distance between seeds per row, distance between rows, sowing depth, and so on. Any disturbance of the seeding process leads to lower qualitative indexes of the sowing work and finally to decrease production [9]. The main direction of sowing machines improvement, is their constructive improvement (including control and measurement equipment) [15]. Sowing machine performance testing can be performed in the field [1] or in the laboratory [6].

At current sowing machines the centralized driving system of distributing disks is made from a rubber wheel that moves on the soil (with skidding of 10-15%) which transmits the rotation movement through a chain transmission to the distribution discs.

MATERIALS AND METHOD

To highlight the influence of operating parameters on the sowing precision three sowing sections for hoeing plants were mounted on bench SPS-3, (fig.1).

Rezumat: Obiectivul strategic al României de integrare în UE impune, printre altele, politici care să asigure aplicarea exigențelor comunitare privitoare la libera circulație a produselor, care are la bază economia de piață deschisă, bazată pe concurență și coeziune economică și socială. Productivitatea agriculturii (ramură economică de bază prin impactul asupra socialului cât și a mediului) este influențată de nivelul tehnologiilor de lucru aplicate, lucrarea de semănat ocupând un loc foarte important în cadrul acestor tehnologii. Lucrarea prezintă o metodă de testare a preciziei semănătorilor de plante prășitoare cu ajutorul unui stand dotat cu tractoare cu laser care măsoră intervalul de timp de cădere între două semințe pe care îl transformă în spațiu și pe care îl compară cu spațiul de referință calculat de un soft specializat, după introducerea datelor de intrare (densitate, distanța între rânduri, număr orificii pe disc, viteză).

Cuvinte cheie: semănătoare, agricultură de precizie, disc distribuitor

INTRODUCERE

Studiile și cercetările actuale, privind metodele și echipamentele de semănat, se înscriu în noile tendințe pentru practicarea unei agriculturi de precizie cunoscând că uniformitatea la semănat este esențială pentru a obține productivități ridicate la pomb, floarea soarelui, și alte culturi prășitoare, 50% din recoltă fiind determinată la lucrarea de semănat [2, 3, 7, 8, 10, 11, 12, 13, 14]. Dezvoltarea unei agriculturi performante care să permită obținerea unor producții sporite, fără tasarea solului nu se poate realiza fără un management corespunzător al lucrărilor de semănat a plantelor [4].

Un aspect important al politicii de creștere continuă a calității produselor realizate de fiecare agent economic, îl constituie atât menținerea conformității mașinilor de semănat cât și creșterea premizelor de realizare în condiții de repetabilitate a acestor produse, conform unui management agricol integrat [5].

Indicii calitativi ai lucrării de semănat a semănătorilor de plante prășitoare pot fi apreciați prin intermediul unor mărimi fizice, măsurabile, cum ar fi distanța între semințe pe rând, distanța între rânduri, adâncimea de semănat, etc. Orice perturbare a procesului de semănat conduce la scăderea indicilor calitativi ai lucrării de semănat și în final la micșorarea producției [9]. Principala direcție de perfecționare a mașinilor de semănat, o constituie îmbunătățirea lor constructivă (incluzând aparatura de control și măsurare) [15]. Testarea performanțelor mașinilor de semănat se poate efectua în câmp [1] sau în laborator [6].

La semănatoarele actuale antrenarea centralizată a discurilor distribuitoare se face de la o roata de cauciuc care se deplasează pe sol (cu patinări de 10-15 %) care transmite mișcarea de rotație prin intermediul unei transmisii cu lanț la discurile distribuitoare.

MATERIALE ȘI METODĂ

Pentru a evidenția influența parametrilor de lucru asupra preciziei de semănat s-au montat trei secții de semănat plante prășitoare pe standul SPS-3 (fig.1).



Fig. 1 - Bench SPS-3 for sowing precision machines testing /
Standul SPS-3 pentru testarea secțiilor semănătorilor de precizie

Hoeing plants sowing machines must meet the following requirements:

- Should have high mobility during work and provide greater safety in operation;
- Should dose seeds for achieving the set norm per hectare;
- Should keep during work the setting made on sowers parameters;
- Should be equipped with automation and control apparatus during work;
- Should have multiple, rigorous possibilities of adjustment, and be able to achieve the minimum, usual and maximum norm; provided by agronomic requirements;
- Should be easy, simple to handle and adjust, have a good labor protection;
- Should be standardized and guaranteed for safe use;
- Should achieve high productivity;
- Should have a nice design and facilities at assembling and disassembling;
- Should have low energy consumption and high work efficiency.

SPS-3 bench for sowing stations for precision testing provides testing conditions for all types of sections for sowing hoeing crops, being able to simultaneously test 3 sowing sections [14].

Working speed has been simulated with a variable speed electric motor which drives the centralized transmission of distribution discs at speeds in the range of 2-12 km/h.

Actuation of distribution apparatus can be achieved in two versions:

- individual transmission – through flexible belt system;
- centralized transmission – through chain transmission.

The stand is equipped with a vacuum generator (exhauster asynchronous motor - belt transmission), operating at a nominal speed of 4000 rot/min and creating a maximum depression of 600 mm height of water (depression measured by a Prandtl-Pitot tube).

Reference element in this statistical processing system is *theoretical interval (adjusted) between seeds per row*. The accuracy of sowing is determined by laser transducers which measure the time interval between two seeds fall and convert it into space and compares it with the reference space (d_{ref}) calculated by the software program after entering input data (density, distance between rows, number of holes on the disc, speed). Distances within the range $0.5-1.5d_{ref}$ are considered *normal intervals*, the lowest $0.5d_{ref}$ are considered *double*, and the biggest $1.5d_{ref}$ are considered *gaps*. Results are displayed on a LCD in a graphical form (fig. 2).

Semănătorile de plante prășitoare trebuie să îndeplinească următoarele cerințe:

- să aibă mobilitate mare în timpul lucrului și să prezinte siguranță mare în exploatare;
- să dozeze semințele pentru realizarea normei la hectar reglată;
- să păstreze în timpul lucrului reglajele făcute asupra parametrilor semănătorii;
- să fie dotate cu aparatură de control și automatizare în timpul lucrului;
- să aibă posibilități de reglaj multiple, riguroase și să poată realiza norma minimă, uzuală și maximă prevăzute de cerințele agrotehnice;
- să fie ușoare, simplu de manevrat și de reglat, să aibă o bună protecție a muncii;
- să fie standardizate și garantate pentru siguranța folosirii;
- să permită realizarea unor productivități ridicate;
- să aibă design plăcut și facilități la montare și demontare;
- să aibă consum energetic scăzut și randamente de lucru ridicate.

Standul pentru determinarea preciziei de semănat SPS-3 asigură condiții de încercare pentru toate tipurile de secții de semănat culturi prășitoare, putându-se testa simultan 3 secții de semănat [14].

Viteza de lucru a fost simulată cu un motor electric cu turație variabilă care antrenează transmisia centralizată a discurilor distribuitoare la viteze în intervalul 2-12 km/h.

Acționarea aparatelor de distribuție se poate realiza în două variante:

- transmisie individuală – prin sistem cu bandă flexibilă;
- transmisie centralizată – prin transmisie cun lanț.

Standul este echipat cu un generator de vacuum (exhauster-motor asincron-transmisie prin curele), care funcționează la o turație nominală de 4000 rot/min și poate crea o depresiune maximă de 600 mm col.apă (depresiune măsurată prin intermediul unui tub Prandtl-Pitot).

Elementul de referință în acest sistem de prelucrare statistic este *intervalul teoretic (reglat) între semințe pe rând*. Precizia de semănat se determină cu ajutorul unor traductoare cu laser care măsoară intervalul de timp de cădere între două semințe pe care îl transformă în spațiu și pe care îl compară cu spațiul de referință (d_{ref}) calculat de softul programului după introducerea datelor de intrare (densitate, distanța între rânduri, număr orificii pe disc, viteză). Distanțele cuprinse în intervalul $0.5-1.5d_{ref}$ sunt considerate *intervale normale*, cele mai mici de $0.5d_{ref}$ sunt considerate *duble*, iar cele mai mari de $1.5d_{ref}$ sunt considerate *goluri*. Rezultatele sunt afișate pe un LCD sub forma grafică (fig. 2).

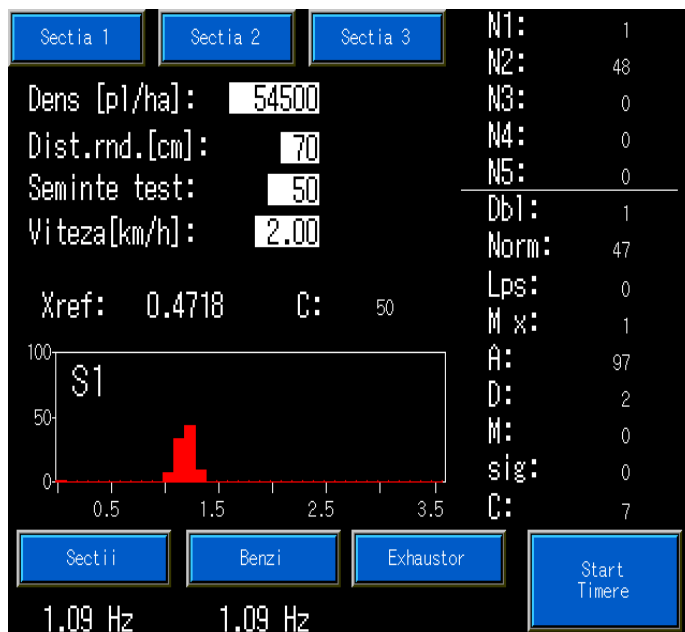


Fig. 2 - Showing results in graphical form / Afișarea rezultatelor sub formă grafică

Quality indicators calculation:

A - feeding quality index (1), where:

n_1 = number of seeds normally sown;

N' = number of theoretical intervals.

Calculul indicilor calitativi:

A - indicele de calitate a alimentării (1). în care:

n_1 = numărul semințelor normal semărate;

N' = numărul de intervale teoretice.

$$A = \frac{n_1}{N'} \times 100 [\%] \quad (1)$$

D - index of doubles (2)

where:

n_2 = number of doubles;

N' = number of theoretical intervals.

D - indicele dublelor (2)

în care:

n_2 = numărul dublelor;

N' = numărul de intervale teoretice.

$$D = \frac{n_2}{N'} \times 100 [\%] \quad (2)$$

M - gaps index (3)

where:

n_0 = number of missed nests;

N' = number of theoretical interval.

M - indicele golurilor (3)

în care:

n_0 = numărul cuiburilor lipsă;

N' = numărul de intervale teoretice.

$$M = \frac{n_0}{N'} \times 100 [\%] \quad (3)$$

Work parameters which were varied:

- working speed;
- level of seed in bunker;
- field slope.

The used seeds were corn and sunflower for which have been determined:

- granulometric profile;
- purity;
- 1000 seed mass.

Parametrii de lucru care au fost variați:

- viteza de lucru;
- nivelul de semințe în buncar;
- panta terenului.

Semințele folosite au fost porumb și floarea soarelui la care s-au determinat:

- profilul granulometric;
- puritatea;
- masa a 1000 de semințe.

RESULTS

Influence of speed work on sowing precision

Sowing precision, was determined for corn, under the following conditions:

- mass of 1000 seeds of 344 g;
- distribution disc with 16 orifices;
- depression of 340 mm H₂O height;

REZULTATE

Influența vitezei de lucru asupra preciziei de semănat

Precizia de semănat, s-a determinat pentru porumb, în următoarele condiții:

- masa a 1000 de semințe de 344 g;
- disc distribuitor cu 16 orificii;
- depresiunea de 340 mm col H₂O;

- simulated working speed: 5, 7, 9 km/h.
Measurements were made in 3 repetitions, for several slope densities per hectare, the results being shown in table 1.

- viteza de lucru simulată: 5, 7, 9 km/h.
Determinările s-au făcut în 3 repetiții, la mai multe densități ale plantelor la hectar, rezultatele fiind prezentate în tabelul 1.

Table 1 / Tabelul 1

Speed / Viteza [km/h]	Adjustable distance / Distanța reglată [cm]	Norm / Norma [plants/ha / plante/ha]	Corn sowing precision / Precizia de semănat la porumb		
			M [%]	D [%]	A [%]
5	27.8	51387	1.3	2.6	96.1
	26.5	53957	1.3	3.3	95.4
	22.9	62258	0.3	5.0	94.7
	20.9	68415	2.3	3.6	94.1
	19.9	71836	2.6	3.6	93.8
7	27.8	51387	2.3	2.6	95.1
	26.5	53957	3.6	3.0	93.4
	22.9	62258	7.3	6.6	86.1
	20.9	68415	8.6	5.0	86.4
	19.9	71836	6.3	5.0	88.7
9	27.8	51387	8.3	5.0	85.7
	26.5	53957	9.6	5.3	85.1
	22.9	62258	10.3	4.9	84.8
	20.9	68415	11.6	4.7	83.7
	19.9	71836	10.5	5.1	84.4

Sowing precision, was determined for sunflower, under the following conditions:

- mass of 1000 seeds of 67 g;
- distribution disc with 14 orifices;
- depression of 240 mm H₂O height;
- simulated working speed: 5, 7, 9 km/h.

Measurements were made in 3 repetitions, at more density values of plants per hectare, the results being shown in figure 3.

Precizia de semănat, s-a determinat pentru floarea soarelui, în următoarele condiții:

- masa a 1000 de semințe de 67 g;
- disc distribuitor cu 14 orificii;
- depresiunea de 240 mm col H₂O;
- viteza de lucru simulată: 5, 7, 9 km/h.

Determinările s-au făcut în 3 repetiții, la mai multe densități ale plantelor la hectar, rezultatele fiind prezentate în figura 3.

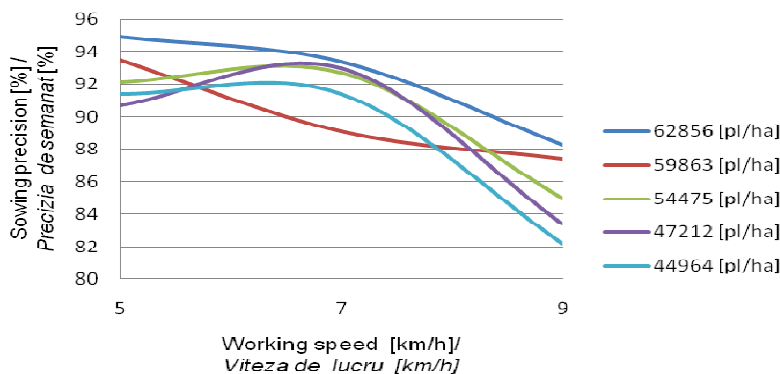


Fig. 3 - Influence of working speed on sowing precision at sunflower /
Influența vitezei de lucru asupra preciziei de semănat la floarea soarelui

Hopper seed level influence on sowing precision

We studied the influence of sowing precision with the hopper loaded at 100%; 50%; 12.5% from the total volume.

Samples were carried out with seeds of corn and sunflower, at a speed of 5 km / h respectively 3 norms of plants per hectare, the results being shown in table 2 and figure 4.

Influența nivelului de semințe în buncăr asupra preciziei de semănat

S-a studiat influența preciziei de semănat cu buncărul încărcat 100%; 50%; 12,5% din volumul total.

Probele s-au efectuat cu semințe de porumb și floarea soarelui, la viteza de 5 km/h respectiv la 3 norme de plante la hectar, rezultatele fiind prezentate în tabelul 2 și figura 4.

Table 2 / Tabelul 2

Speed / Viteza [km/h]	Norm / Norma [plants/ha]/ [plante/ha]	Corn sowing precision / Precizia de semănat la porumb [%]		
		Level of filling of the hopper / Nivel umplere buncar [%]		
5	53957	100	50	12.5
		95.4	93.7	92.3
	62258	94.7	94.1	92.9
		68415	94.1	93.2

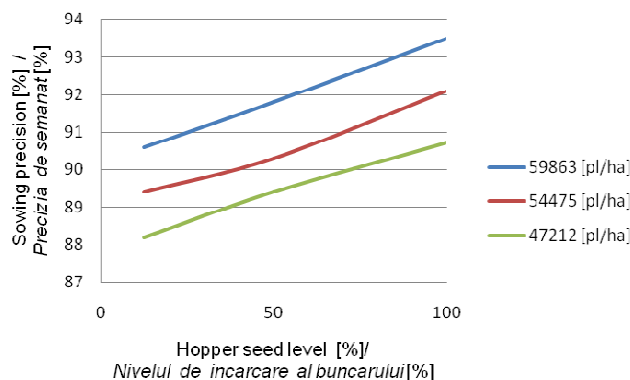


Fig. 4 - Hopper seed level influence on sowing precision for sunflower at a working speed of 5 km/h /
Influența nivelului de semințe în buncăr asupra preciziei de semănat la floarea soarelui la o viteză de lucru de 5 km/h

Slope influence on sowing precision

We studied the influence of sowing precision with slope simulation of 11° to the right.

Samples were carried out with seeds of corn and sunflower, at a speed of 5 km / h, respectively 3 norms of plants per hectare, the results being shown in table 3 and figure 5.

Influența pantei asupra preciziei de semănat

S-a studiat influența preciziei de semănat cu simularea pantei de 11° dreapta.

Probele s-au efectuat cu semințe de porumb și floarea soarelui, la viteza de 5 km/h respectiv la 3 norme de plante la hectar, rezultatele fiind afișate în tabelul 3 și figura 5.

Table 3 / Tabelul 3

Speed / Viteza [km/h]	Norm / Norma [plants/ha / plante/ha]	Corn sowing precision / Precizia de semănat la porumb [%]	
		Slope / Panta [°]	
		0	11
5	53957	95.4	88.9
	62258	94.7	88.4
	68415	94.1	89.3

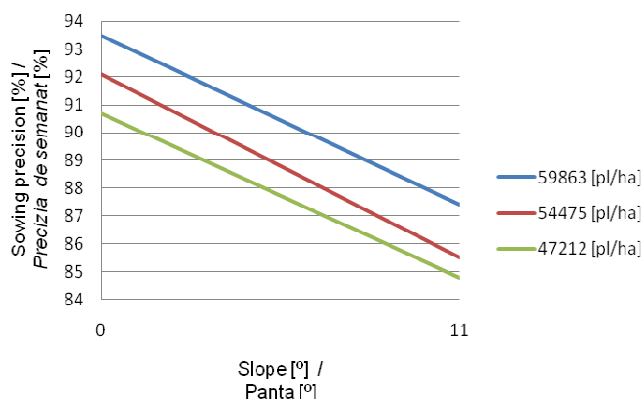


Fig. 5 - Slope influence on sowing precision for sunflower at a working speed of 5 km/h /
Influența pantei asupra preciziei de semănat la floarea soarelui la o viteză de 5 km/h

CONCLUSIONS

It is noted that at speed variation within the limits of 5-9 km/h, the sowing precision decreases with approximately 5% for each gear speed.

When the hopper is filled up to 100%, 50% and 12.5%, the sowing precision decreases by approximately 3%.

In the case of slope simulation of 11° sowing precision is reduced by approximately 7%.

An optimum seedbed preparation leads to the possibility of achieving a higher speed sowing work thus increasing productivity.

A breakthrough in sowing machines field can be achieved by improving their design by:

- An automatic adjusting of rotation speed of the shaft sections which leads to the distribution of seed disk in conjunction with the speed of the car measured by a sensor;
- Increase the capacity of hopper which would cover a large area of land in which the sowing will be performed without affecting the sowing accuracy.

CONCLUZII

Se observă că la variația vitezei în limitele 5-9 km/h precizia de semănat scade cu aproximativ 5% la fiecare treaptă de viteză.

La încărcarea buncărului în proporții de 100%, 50% și 12,5% precizia de semănat scade cu aproximativ 3%.

În cazul simulării pantei de 11° precizia de semănat scade cu aproximativ 7%.

O pregătire optimă a patului germinativ conduce la posibilitatea realizării lucrării de semănat la viteze superioare ceea ce va determina creșterea productivității.

Perfecționarea mașinilor de semănat se poate obține prin îmbunătățirea lor constructivă prin:

- reglarea automată a turației axului care antrenează discurile distribuitoare ale secțiilor de semințe în corelație cu viteza de deplasare a mașinii măsurată de un sensor;
- mărirea capacității buncărelor de semințe ceea ce ar conduce la acoperirea unei suprafețe mai mari din terenul pe care se va realiza lucrarea de semănat, fără afectarea preciziei de semănat.

REFERENCES

- [1]. Bozdoğan A.M. (2008) - *Seeding uniformity for vacuum precision seeders*, Scientia Agricola, vol. 65, no. 3, ISSN 0103-9016;
- [2]. Cârdei P., Manea D., Popescu S., Lazar S. (2011) - *Mathematical model of the distribution device operating on the mechanical-pneumatic sowing machine SDC*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 34, No. 2, pg. 5-12;
- [3]. Cojocaru I., Marin E., Mateescu M., Sorică C. (2009) - *Modern technology for sowing hoeing plants using a technical equipment endowed with distribution devices for microgranulated fertilizers and insecticides*, SCIENTIFIC PAPERS (INMATEH), Vol. 29, No.3 /2009, pg. 30-35;
- [4]. Håkansson I., Voorhees W.B., Riley H. (1988) - *Vehicle and wheel factors influencing soil compaction and crop response in different traffic regimes*, Proceedings 11th Conference of ISTRO: Tillage and Traffic in Crop Production, Volume 11, Issues 3–4, Pg 239–282;
- [5]. Henriksson L., Håkansson I. (1993) - *Soil management and crop establishment*, The Sugar Beet Crop World Crop Series 1993, pg 157-177;
- [6]. Karayel D., Wiesehoff M., Ozmerzi A., Muller J. (2006) - *Laboratory measurement of seed drill seed spacing and velocity of fall of seeds using high-speed camera system*, Computers and Electronics in Agriculture, Volume 50, Issue 2, Pag. 89–96;
- [7]. Loghin F., Ene T.A., Popescu S., Căpățină I. (2010) - *Aspects regarding the influence of soil microprofile upon the dynamics of working section of grassland oversowing machine MSPD-2.5*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 32, No. 3, pg. 13-20;
- [8]. Manea D., Cojocaru I., Marin E. (2009) - *Determination of the qualitative index of the equipment for microbial inoculants application*, SCIENTIFIC PAPERS (INMATEH), Vol. 27, No.1, pg. 32-38;
- [9]. Manea D., Cârdei P. (2011) - *Optimization of the distribution process of straw cereal sowing machines with centralized measuring*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 34, No.2, pg. 13-22;
- [10]. Marin E., Pimă I., Manea D., Sorică C. (2009) - *Innovative technique for establishing straw cereal in sustainable system using a technical equipment with working elements for seedbed preparation and sowing*, SCIENTIFIC PAPERS (INMATEH), Vol. 29, No. 3, pag. 3-9;
- [11]. Marin E., Cojocaru I., Constantin N., Ivan M.L. (2009) - *Innovative technology for soil tillage and establishment of hoeing crops in a sustainable system, adapted to the climatic specific regions of Romania*, SCIENTIFIC PAPERS (INMATEH), Vol. 29, No. 3, pg. 16-23;
- [12]. Marin E., Sorică C., Manea D., Vezirov Z. (2010) - *Technical equipment for innovative technology of soil preparation and establishment of hoeing crops, as base of promoting sustainable agriculture*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 31, No. 2, pg. 87-92;
- [13]. Marin E., Kostadinov G., Manea D., Mateescu M., Sorică C. (2011) - *Technical equipment endowed with working parts for preparing the soil and sowing straw cereals*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 33, No. 1, pg. 5-12;
- [14]. Yazgi A., Degirmencioglu A. (2007) - *Optimisation of the seed spacing uniformity performance of a vacuum-type precision seeder using response surface methodology*, Biosystems Engineering, Volume 97, Issue 3, pg. 347-356;
- [15]. Zhan Z., Yaoming L., Jin Ch., Lizhang X. (2010) - *Numerical analysis and laboratory testing of seed spacing uniformity performance for vacuum-cylinder precision seeder*, Biosystems Engineering, Volume 106, Issue 4, Pg. 344–351

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Bozdoğan A.M. (2008) - *Uniformitatea de semănat pentru o semănătoare de precizie cu vacuum*, Științe Agricole, vol. 65, nr. 3, ISSN 0103-9016;
- [2]. Cârdei P., Manea D., Popescu S., Lazar S. (2011) - *Mathematical model of the distribution device operating on the mechanical-pneumatic sowing machine SDC*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 34, No. 2, pag. 5-12;
- [3]. Cojocaru I., Marin E., Mateescu M., Sorică C. (2009) - *Tehnologie modernă pentru semănatul plantelor prășitoare care utilizează un echipament tehnic prevăzut cu aparate de distribuție a îngrășămintelor și insecticidelor sub formă de microgranule*, LUCRĂRI ȘTIINȚIFICE (INMATEH), vol. 29, nr.3 /2009, pag. 30-35;
- [4]. Håkansson I., Voorhees W.B., Riley H. (1988) – *Factorii vehiculelor și roților care influențează compactarea solului și comportarea culturilor în diferite regimuri de trafic*, Conferința ISTOR 11: Cultivarea și traficul în producția agricolă, Volumul 11, nr. 3-4, Paginile 239-282;
- [5]. Henriksson L., Håkansson I. (1993) – *Managementul solului și stabilirea culturilor*, Cultura mondială a sfecei de zahăr 1993, pp 157-177;
- [6]. Karayel D., Wiesehoff M., Ozmerzi A., Muller J. (2006) - *Măsurarea în laborator a spațiului dintre semințe la semănat și a vitezei de cădere a semințelor utilizând camere de mare viteză*, Calculatoare și Electronică în Agricultură, vol. 50, nr. 2, pag. 89-96;
- [7]. Loghin F., Ene T.A., Popescu S., Căpățină I. (2010) - *Model matematic al procesului de lucru efectuat de aparatul de distribuție al semănătorii mecano-pneumatice SDC*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 32, nr. 3, pag. 13-20;
- [8]. Manea D., Cojocaru I., Marin E. (2009) - *Determinarea indicilor calitativi de lucru ai echipamentului pentru aplicat inoculanți microbieni*, LUCRĂRI ȘTIINȚIFICE (INMATEH), vol. 27, nr. 1, pag. 32-38;
- [9]. Manea D., Cârdei P. (2011) - *Optimizarea procesului de distribuție al semănătorilor de cereale păioase cu dozare centralizată*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 34, nr. 2, pag. 13-22;
- [10]. Marin E., Pimă I., Manea D., Sorică C. (2009) - *Tehnică inovativă de înființare a cerealelor păioase în sistem durabil care utilizează un echipament tehnic cu organe de lucru pentru pregătirea patului germinativ și semănat*, LUCRĂRI ȘTIINȚIFICE (INMATEH), vol. 29, nr. 3, pag. 3-9;
- [11]. Marin E., Cojocaru I., Constantin N., Ivan M.L. (2009) - *Tehnologie inovativă de lucrarea solului și înființarea culturilor de plante prășitoare în sistem durabil, adaptată la condițiile pedoclimatice specifice regiunilor din România*, LUCRĂRI ȘTIINȚIFICE (INMATEH), vol. 29, nr. 3, pag. 16-23;
- [12]. Marin E., Sorică C., Manea D., Vezirov Z. (2010) - *Echipament tehnic destinat tehnologiei inovative de lucrare a solului și înființare a culturilor de prășitoare, bază a promovării agriculturii durabile*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 31, nr. 2, pag. 87-92;
- [13]. Marin E., Kostadinov G., Manea D., Mateescu M., Sorică C. (2011) - *Echipament tehnic cu organe de lucru pentru pregătirea solului și semănatul cerealelor păioase*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 33, No. 1, pag. 5-12;
- [14]. Yazgi A., Degirmencioglu A. (2007) - *Optimizarea uniformității de distribuție a unei semănători de plante prășitoare cu vacuum utilizând metoda de răspuns a suprafeței*, Ingineria Biosistemelor, vol. 97, nr. 3, pag. 347-356;
- [15]. Zhan Z., Yaoming L., Jin Ch., Lizhang X. (2010) – *Analiza numerică și testarea în laborator a performanțelor cilindrului de vacuum ai semănătorilor de precizie privind uniformitatea distanțelor între semințe*, Volumul 106, Ediția 4, pag. 344–351.

THEORETICAL STUDY ON FEEDING THE TANGENTIAL THRESHING SYSTEM OF CONVENTIONAL COMBINE HARVESTERS

STUDIUL TEORETIC PRIVIND ALIMENTAREA CU MASA VEGETALĂ A APARATULUI DE TREIER TANGENTIAL AL COMBINELOR DE RECOLTAT CEREALE

Ph.D. Eng. Ivan Gh.¹⁾, Ph.D. Usenko M.²⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾Lutsk National Technical University / Ukraine
Tel: 021.269.32.55; Fax: 021.269.32.73; E-mail: geoivan2006@yahoo.com

Abstract: The working capacity of conventional cereal combine harvesters is mainly determined by the working capacity of tangential threshing system. This depends on the technical and functional characteristics of the threshing system itself, the characteristics of the harvested vegetal matter and the characteristics of the feeding threshing system with vegetal matter. The feeding threshing system is made of the feeder house which is composed of a conveyor with chains and slats. The objective of this study is to develop a mathematical model for feeding threshing system with vegetal matter in order to determine the technical and functional characteristics of the conveyor with chains and slats of the feederhouse. Theoretical research in this area did not fully complete the mathematical model.

Keywords: cereal combine harvester, feederhouse

INTRODUCTION

The tangential threshing system capacity is affected by the uniformity and speed of feeding with vegetal matter of the threshing system, made by the conveyor with chains and slats of feederhouse, by the technical and functional characteristics of the threshing system itself and the characteristics of the harvested vegetal matter.

The feederhouse is positioned in the combine harvester technological flow between the header and the threshing system (Fig.1).

Rezumat: Capacitatea de lucru a combinelor convenționale de recoltat cereale este determinată în principal de capacitatea de lucru a aparatului de treier tangențial. Aceasta depinde de caracteristicile tehnice și funcționale ale aparatului de treier propriu-zis, de caracteristicile masei vegetale recoltate și de caracteristicile alimentării aparatului de treier cu masă vegetală. Alimentarea aparatului de treier este realizată de elevatorul central care are în componență un transportor cu lanțuri și raclete. Obiectivul studiului este realizarea unui model matematic privind alimentarea aparatului de treier cu masă vegetală în vederea determinării caracteristicilor tehnice și funcționale optime ale transportorului cu lanțuri și raclete al elevatorului central. Cercetările teoretice din acest domeniu nu realizează în totalitate acest model matematic.

Cuvinte cheie: combina de recoltat cereale, elevatorul central.

INTRODUCERE

Capacitatea de lucru a aparatului de treier tangențial depinde de uniformitatea și viteza alimentării cu masă vegetală a aparatului de treier, realizate de transportorul cu lanțuri și raclete al elevatorului central, de caracteristicile tehnice și funcționale ale aparatului de treier propriu-zis și de caracteristicile masei vegetale recoltate.

Elevatorul central este poziționat în cadrul fluxului tehnologic al combinei de recoltat cereale între heder și aparatul de treier (Fig.1).

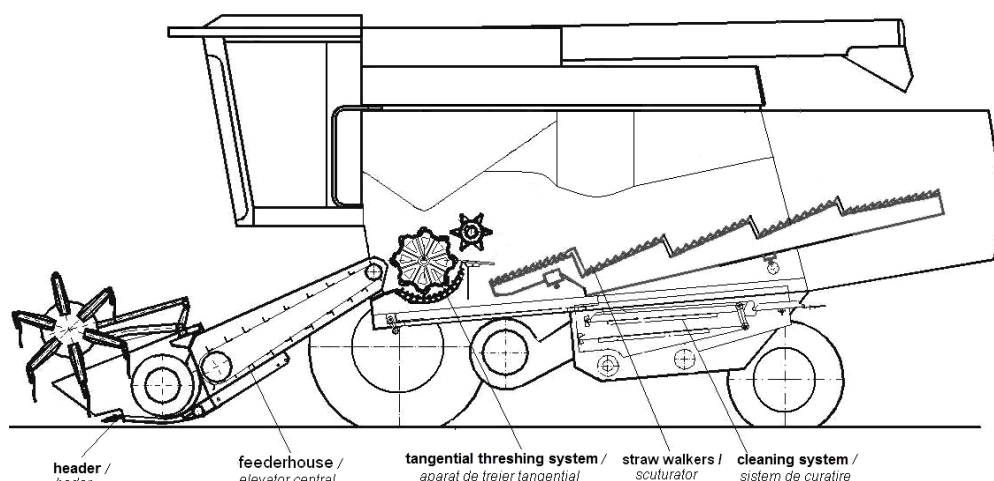


Fig. 1 - The main components of a conventional combine harvester / Organele principale de lucru ale unei combine de recoltat cereale

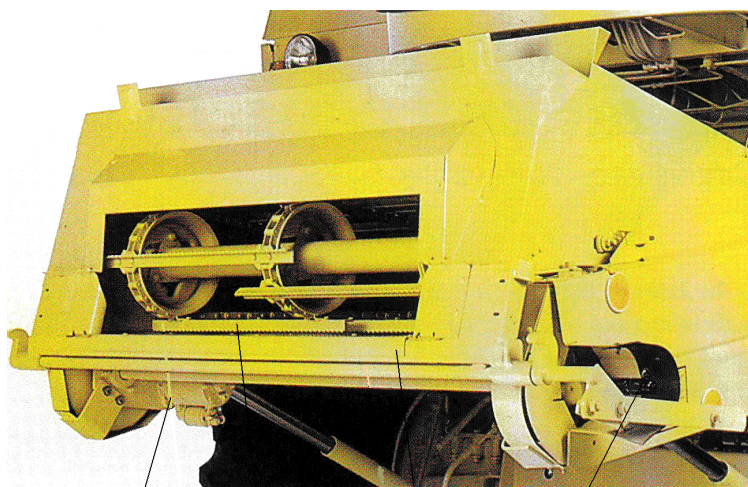
The feederhouse is composed of a housing, a conveyor with chains and slats, a chain stretching system, a system of lifting the fore axle of the conveyor, an assembly of supporting the upper branch of the conveyor, a mechanical transmission for driving conveyor positioned on the drive shaft and an external transmission for driving the header or other equipment (Fig. 2 and Fig. 3).

Elevatorul central este compus dintr-o carcasă, un transportor cu lanțuri și raclete, un sistem de întindere a lanțurilor, un sistem de ridicare a axului anterior al transportorului, un ansamblu de susținere a ramurii superioare a transportorului, o transmisie mecanică pentru acționarea transportorului poziționată pe axul de antrenare și o transmisie exterioră pentru acționarea hederului sau altui echipament (fig. 2 și fig. 3).



chains stretching system / lifting system of conveyor fore axle /
sistem de întindere lanțuri / sistem de ridicare ax anterior transportor

Fig. 2 – Systems of chains stretching and lifting the fore axle of conveyor for Laverda combines / Sistemele de întindere a lanțurilor și ridicare a axului anterior ale transportorului la combinele Laverda



reversor / conveyor with chains and slats / housing / external transmission /
inversor / transportor cu lanțuri și raclete / carcasa / transmisie exterioară

Fig. 3 – Reversor, conveyor with chains and slats, housing and external transmission at New Holland combines / Inversorul, transportorul cu lanțuri și raclete, carcasa și transmisia externă la combinele New Holland

At some combine harvesters, the feederhouse has a mechanical hydrostatic or electromechanical transmission for reversing the conveyor's motion , in case of clogging (Fig. 4)

La unele combine, elevatorul central are o transmisie mecano-hidrostatică sau electromecanică pentru inversarea mișcării transportorului, în caz de înfundare (Fig. 4)

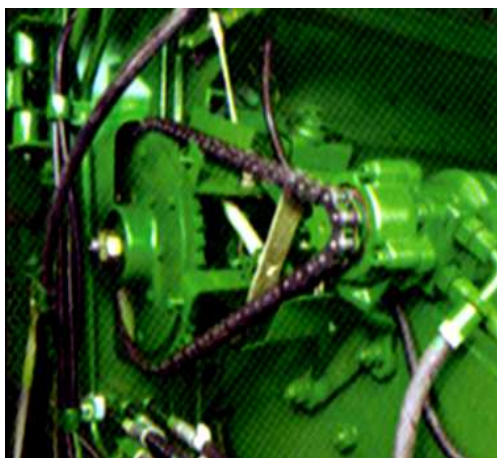


Fig. 4 - Mechanical hydrostatic reverser of the CWS Series combine harvesters (John Deere firm) / Inversor mecano-hidrostatic al combinelor din Seria CVS (firma John Deere)

MATERIAL AND METHOD

The harvested vegetal matter from the header of the combine harvester is taken by a conveyor with chains and slats of the feederhouse, ideally oriented with ears forward (Fig.4).

MATERIAL ȘI METODĂ

Masa vegetală recoltată de hederul combinei este preluată de transportorul cu lanțuri și raclete al elevatorului central, ideal cu spicele orientate înainte (fig.4).

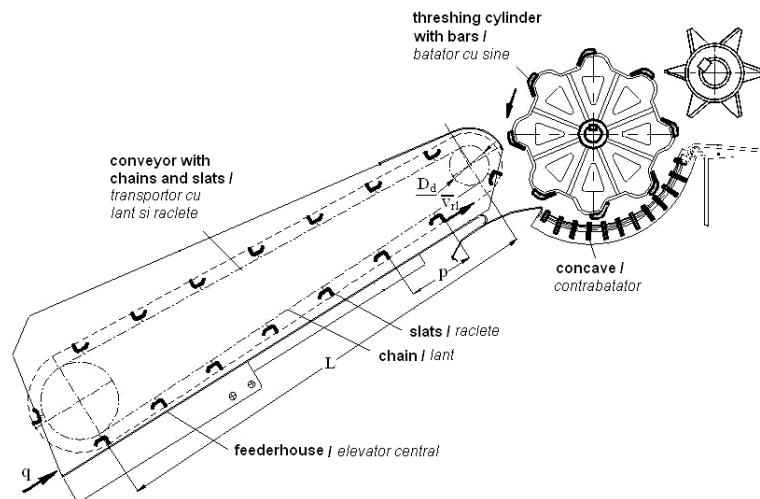


Fig. 4 - The vegetal matter transport scheme in feederhouse and the feeding of threshing system of the combine harvester / Schema transportului masei vegetale în elevatorul central și alimentarea aparatului de treier al combinei de recoltat

Each slat is loaded with a quantity of material based on the vegetal mass flow supply of combine harvester, chains speed and the distance between the conveyor chain slats. The vegetal mass transported by one slat is calculated with the relation 1.

$$m_r = \frac{qp}{v_{r1}} \quad (1)$$

where m_r is the vegetal mass transported by one slat;
 q – the combine harvested vegetal matter flow;
 p – the distance between the slats;
 v_{r1} – the slat speed.
 The slat speed can be calculated with the relation 2.

$$v_{r1} = \omega \frac{D_d}{2} = \frac{\pi n_{tr} D_d}{60} \quad (2)$$

where ω is the angular speed of the conveyor chain sprocket;
 n_{tr} – conveyor drive speed;
 D_d – chain sprocket pitch diameter.

Fiecare raclete se încarcă cu o cantitate de material în funcție de debitul de alimentare cu masă vegetală al combinei, viteza lanțurilor și pasul racletelor transportorului. Masa vegetală transportată de un raclete este calculată cu relația 1.

Viteza racletelui se calculează cu relația 2

unde ω este viteza unghiulară a roții de lanț a transportorului;
 n_{tr} – turația de antrenare a transportorului cu raclete;
 D_d – diametrul de divizare al roții de lanț.

The vegetal matter transported by a slat between the two conveyor shafts moves with friction on the slat and feederhouse active surface. In position A_1 of the slat the transported material is in contact with the feederhouse active surface and travels relatively to the slat under the forces represented in figure 5.

Masa vegetală transportată de un raclete între cei doi arbori ai transportorului se deplasează cu frecare pe partea activă a racletelui și pe carcasa elevatorului. În poziția A_1 a racletelui materialul transportat se află în contact cu carcasa și se deplasează în raport cu racletele sub acțiunea forțelor reprezentate în figura 5.

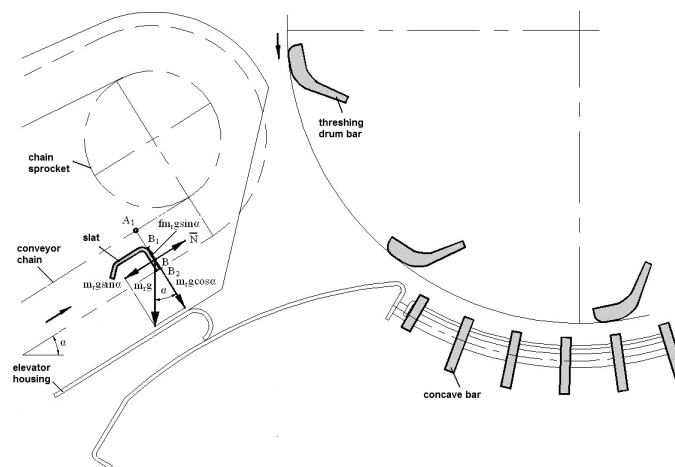


Fig. 5 - Diagram of forces acting on a material particle driven by slat, positioned in point A_1 / Diagrama forțelor care acționează asupra unei particule materiale antrenată de raclete, aflat în poziția A_1

Transported material moves along the slat active surface from the position B_1 to B_2 . The force acting on a material particle positioned in B_1 along the active part of the slat surface is given by the relation 3.

Materialul transportat se deplasează de-a lungul părții active a racletelui de la B_1 la B_2 . Forța care acționează asupra particulei materiale aflată în poziția B_1 pe direcția părții active a racletelui este dată de relația 3.

$$F_1 = m_r \cdot g(\cos\alpha - f\sin\alpha) \tag{3}$$

where F_1 is the force acting on a material particle driven by the slat, located in the position A_1 ;
 m_r – the material mass transported by one slat;
 g – the gravitational acceleration;
 α – the conveyor angle measured from the horizontal plane;
 f – the coefficient of friction of the material in contact with the components of elevator.

The material particle acceleration is given by the relation 4.

$$a_1 = g(\cos\alpha - f\sin\alpha) \tag{4}$$

where:

a_1 is the acceleration of material particle moving along the active surface of the slat, located in the position A_1 ;

The material particle speed along the active surface of the slat is given by the relation 5.

$$v_{m1} = \frac{Lg}{\omega r}(\cos\alpha - f\sin\alpha) \tag{5}$$

where v_{m1} is the speed of the material particle moving along the active surface of the slat, located in the position A_1 ;

L – the distance between the two conveyor shafts.

The material particle speed driven by the slat between the two conveyor shafts is given by the relation 6.

$$\overline{V}_1 = \overline{v_{r1}} + \overline{v_{m1}} \tag{6}$$

where V_1 is the speed of the material particle driven by the slat between the two conveyor shafts.

The material particle speed angle V_1 related to the perpendicular to the active surface of the slat is given by the relation 7.

$$\delta_1 = \arctg \frac{4Lg}{\omega^2 D_d^2}(\cos\alpha - f\sin\alpha) \tag{7}$$

where δ_1 is the particle speed angle in relation to the perpendicular of the active surface slat, located in position A_1 .

unde F_1 este forța care acționează asupra particulei materiale antrenată de raclete, aflat în poziția A_1 ;
 m_r – masa materialului transportat de un raclete;
 g – accelerația gravitațională;
 α – unghiul de înclinare al transportorului în raport cu orizontala;
 f – coeficientul de frecare al materialului pe componentele elevatorului.

Accelerația punctului material este dată de relația 4.

unde:

a_1 este accelerația de deplasare a materialului pe partea activă a racletelui, aflat în poziția A_1 ;

Viteza materialului de-a lungul părții active a racletelui este dată de relația 5.

unde v_{m1} este viteza de deplasare a materialului pe partea activă a racletelui, aflat în poziția A_1 ;

L – distanța între cei doi arbori ai transportorului.

Viteza materialului antrenat de raclete între cei doi arbori ai transportorului este dată de relația 6.

unde V_1 este viteza materialului antrenat de raclete între cei doi arbori ai transportorului.

Unghiul vitezei V_1 a materialului în raport cu perpendiculara pe partea activă a racletelui este dat de relația 7.

unde δ_1 este unghiul vitezei materialului în raport cu perpendiculara părții active a racletelui, aflat în poziția A_1 .

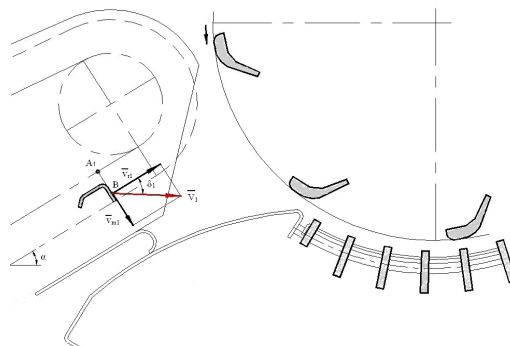


Fig. 6 - The speed of the material driven by the conveyor slat, located in the position A_1 /
 Viteza materialului transportat de racletele transportorului, aflat în poziția A_1

When the slat is in the position A_2 , the material driven by slat is still in contact with the feederhouse housing and is moving relatively to the active surface of the slat under the forces presented in figure 7.

Când racletul este în poziția A_2 , materialul transportat de raclete se mai află în contact cu carcasa elevatorului central și se deplasează în raport cu racletele sub acțiunea forțelor reprezentate în figura 7.

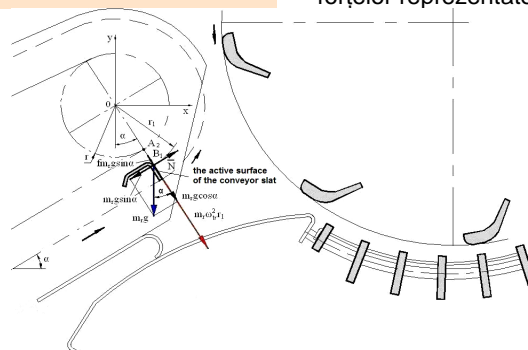


Fig. 7 - The diagram of forces acting on a material particle, on the active surface of the slat, located in the position A_2 /
 Diagrama forțelor care acționează asupra unei particule materiale pe partea activă a racletelui, aflat în poziția A_2

The force acting on the material particle along the active surface of the slat, located in position A_2 , is given by the relation 8.

$$F_2 = m_r [\omega^2 r_1 + g(\cos\alpha - f\sin\alpha)] \quad (8)$$

Where: F_2 is the force acting on a material particle on the active surface of the slat, located in the position A_2 ;
 r_1 – the circle radius of the material particle, located in the position B_1 .

Forța care acționează asupra particulei materiale pe direcția părții active a racletelui, aflat în poziția A_2 , este dată de relația 8.

Unde: F_2 este forța care acționează asupra particulei materiale pe partea activă a racletelui, aflat în poziția A_2 ;
 r_1 – raza de dispunere a particulei materiale, aflată în poziția B_1 .

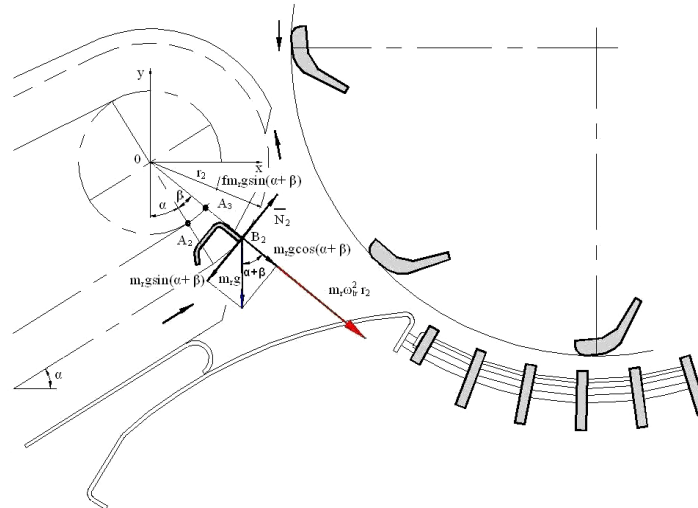


Fig. 8 - The diagram of forces acting on a material particle, on the active surface of the slat, located in the position A_3 /
 Diagrama forțelor care acționează asupra unei particule materiale, pe partea activă a racletelui, aflat în poziția A_3

The force acting on the material particle along the active surface of the slat, located in position A_3 , is given by the relation 9.

$$F_3 = m [g\cos(\alpha + \beta) + \omega^2 r_2 - fg\sin(\alpha + \beta)] \quad (9)$$

where:

F_3 - the force acting on a material particle on the active surface of the slat, located in the position A_3 ;
 β - the conveyor slat discharge angle.
 r_2 - the circle radius of the material particle, located in the position B_2 ;

The average acceleration of the moving material is given by the relation 10.

$$a_m = \frac{1}{2} \{ \omega^2 (r_2 + r_1) + g [\cos(\alpha + \beta) + \cos\alpha - f\sin(\alpha + \beta) - f\sin\alpha] \} \quad (10)$$

where:

a_m is the average acceleration of the moving material on the active surface of the slat, while it is in a rotation movement.

The slat discharge angle could be calculated with the relation 11.

$$\beta = 2\omega \sqrt{\frac{r_2 - r_1}{\omega^2 (r_2 + r_1) + g [\cos(\alpha + \beta) + \cos\alpha - f\sin(\alpha + \beta) - f\sin\alpha]}} \quad (11)$$

where:

β is the slat discharge angle, while in a rotation movement.

The material speed along the slat active surface is given by the relation 12.

$$v_{m2} = \sqrt{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2) + g(r_2 - r_1) [\cos(\alpha + \beta) + \cos\alpha - f\sin(\alpha + \beta) - f\sin\alpha]} \quad (12)$$

where:

v_{m2} is the speed of the material on the active surface of slat, while in a rotation movement.

In the position A_3 , the feeding speed V_2 of the threshing system is a combination of the conveyor slat speed v_{r1} and the material speed v_{m2} given by slat while in a rotation movement, as figure 9 and the relation 13.

unde:

F_3 - forța care acționează asupra particulei materiale pe partea activă a racletelui, aflat în poziția A_3 ;
 β - unghiul de descărcare a racletelui;
 r_2 - raza de dispunere a particulei materiale, aflată în poziția B_2 .

Accelerația medie de deplasare a materialului este dată de relația 10.

unde:

a_m este accelerația medie de deplasare a materialului pe partea activă a racletelui, aflat în mișcare de rotație.

Unghiul de descărcare a racletelui poate fi calculat cu relația 11.

unde:

β este unghiul de descărcare a racletelui, aflat în mișcare de rotație.

Viteza materialului de-a lungul părții active a racletelui este dată de relația 12.

unde:

v_{m2} - viteza de deplasare a materialului pe partea activă a racletelui, aflat în mișcare de rotație.

În poziția A_3 , viteza V_2 de alimentare a aparatului de treier este compusă din viteza v_{r1} a racletelui și viteza v_{m2} a materialului imprimată de raclete, aflat în mișcare de rotație, conform figurii 9 și relației 13.

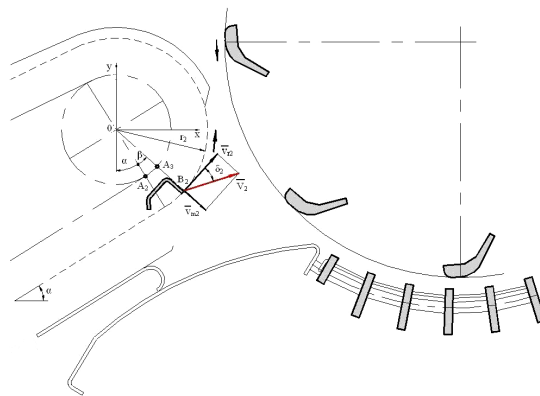


Fig. 9 - The material speed transported by the conveyor slat, located in position A_3 / *Viteza materialului transportat de racletele transportorului, aflat în poziția A_3*

$$\begin{aligned} \overline{V_2} &= \overline{v_{r2}} + \overline{v_{m2}} \\ v_{r2} &= \omega r_2 \end{aligned} \tag{13}$$

where:

V_2 - the feeding speed of the threshing system;
 v_{r2} – speed of the slat in the position B_2 .

The material speed angle δ_2 measured from the perpendicular to the slat active surface is given by the relation 14.

unde:

V_2 - viteză de alimentare a aparatului de treier;
 v_{r2} - viteza racletelui în punctul B_2 .

Unghiul δ_2 al vitezei materialului în raport cu perpendiculara pe partea activă a racletelui este dat de relația 14.

$$\delta_2 = \arctg \frac{\sqrt{\omega^2 (r_2^2 - r_1^2) + g(r_2 - r_1) [\cos(\alpha + \beta) + \cos\alpha - f\sin(\alpha + \beta) - f\sin\alpha]}}{\omega r_2} \tag{14}$$

In the transition zone from the feederhouse to the threshing system, the vegetal mass is moving along an articulated plate to concave, which seals this area. The articulated plate also has the role to reduce the feeding angle with material of the threshing system for its taking over by the bars of threshing cylinder, its configuration being that of the material trajectory discharged by the conveyor slat.

The transition zone, the trajectory and the material speed direction when the material is discharged by the slats are presented in figure 10.

În zona de trecere de la elevatorul central la aparatul de treier, masa vegetală se deplasează pe o placă articulată la contrabătător, care etanșează această zonă. Placa reglabilă are și rolul de a micșora unghiul de alimentare cu material a aparatului de treier în vederea preluării materialului de șinele bătătorului, configurația ei fiind aceea a traiectoriei materialului descărcat de racletele transportorului.

Zona de trecere, traiectoria și direcția vitezei de deplasare a materialului în momentul descărcării de material a racletelor sunt prezentate în figura 10.

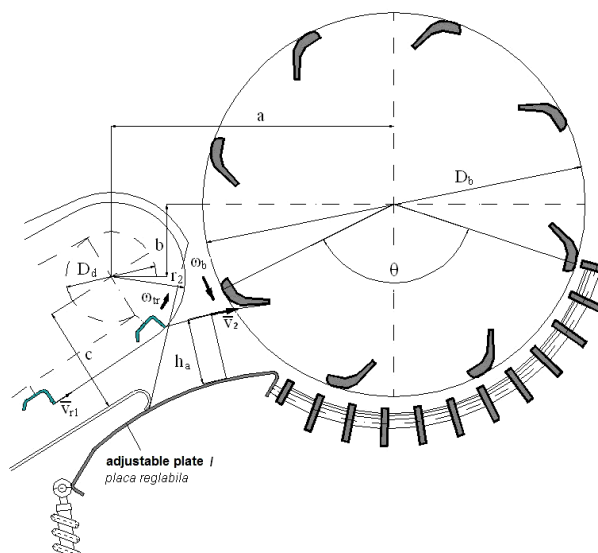


Fig.10 - The transition zone configuration and the crop material speed profile in the moment when the crop material is being discharged by the conveyor slat / *Configurația zonei de trecere și epura vitezelor de deplasare a straturilor de material în momentul descărcării de material a racletelor*

The crop material height when feeding the threshing system, could be calculated with the relation 15.

Grosimea materialului la alimentarea aparatului de treier se calculează cu relația 15.

$$h_a = \frac{q}{l_{ev} V_2 Y} \tag{15}$$

where:

h_a - the thickness of the crop material feeding the threshing system, in m;
 q - combine crop material flow, kg/s;
 l_{ev} - internal width of feeder housing, m;
 V_2 - the crop material speed entering the threshing system, m/s;
 γ - the crop material bulk density, kg/m³.

For an optimal feeding of threshing system, the material feeding time must be equal to the material takeover time and its passage through the threshing space, according to the relation 16.

$$t_{alim.} = t_{tr.} \quad (16)$$

where:

t_{alim} is the material feeding time;
 t_{tr} - the material takeover time and its passage through the threshing space.

The material feeding time of the threshing system is calculated with the relation 17.

$$t_{alim.} = \frac{p}{v_{r_1}} = \frac{60p}{\pi n_{tr} D_d} \quad (17)$$

The material takeover time and its passage through the threshing space is calculated with the relation 18.

$$t_{tr.} = \frac{30\theta}{\pi n_b} \quad (18)$$

where:

θ - the angle of the bar which takes over the material and the bar which comes out of the threshing space;
 n_b - the threshing cylinder speed.

Starting from the relation 16, it follows that the conveyor drive speed depends on the threshing cylinder speed corresponding to the harvest vegetal matter and can be calculated with the relation 19.

$$n_{tr} = \frac{2p}{\theta D_d} n_b \quad (19)$$

unde:

h_a - grosimea materialului la alimentarea aparatului de treier, în m;
 q - debit alimentare cu masă vegetală combină, kg/s;
 l_{ev} - lățime interioară carcasă elevator central, m;
 V_2 - viteza de alimentare a aparatului de treier, m/s;
 γ - masa volumică a materialului, kg/m³.

Pentru o alimentare optimă a aparatului de treier, timpul alimentării cu material trebuie să fie egal cu timpul preluării și trecerii acestuia prin spațiul de treier, conform relației 16.

unde:

t_{alim} este timpul necesar alimentării cu material;
 t_{tr} - timpul necesar preluării și trecerii materialului prin spațiul de treier.

Timpul necesar alimentării cu material a aparatului de treier se calculează cu relația 17.

Timpul preluării și trecerii materialului prin spațiul de treier se calculează cu relația 18.

unde:

θ - unghiul făcut de șina bătătorului care preia materialul și șina care iese din spațiul de treier;
 n_b - turația bătătorului.

Plecând de la relația 16, rezultă că turația de antrenare a transportorului depinde de turația bătătorului corespunzătoare masei vegetale recoltate și poate fi calculată cu relația 19.

RESULTS

For the calculation of the parameters used in this analysis, the following values characteristic to the combine harvester C110 [4.5] are being used:

- the combine harvester crop material flow: $q=3.9...6.2\text{kg/s}$;
- chain sprocket speed for driving the conveyor: $n_{tr}=518\text{rot/min}$;
- the chain sprocket pitch diameter: $D_d=0.142\text{m}$;
- number of slats: $z=14$;
- the distance between two consecutive slats: $p=0.16\text{m}$;
- the slat length: $l_{slat}=1.03\text{m}$;
- the radius to point **B**₁: $r_1=0.096\text{m}$;
- the radius to point **B**₂: $r_2=0.118\text{m}$;
- the feederhouse sloping angle measured from the horizontal plane $\alpha=32^\circ$;
- the angle of the bar which takes over the material and the bar which comes out of the threshing space $\theta=2.356\text{rad}$;
- the distance between the feederhouse conveyor shafts: $L=1.63\text{m}$.

According to the mathematical model presented, the results are:

- the crop material mass transported by one slat: $m_f=0.162...0.258\text{kg}$;
- the slat speed: $v_{r1}=3.85\text{m/s}$;
- the speed of the crop material along the active surface of the conveyor slat in position **A**₁: $v_{m1}=2.64\text{m/s}$;
- the speed of the crop material driven by the conveyor slat between the two conveyor shafts: $V_1=4.67\text{m/s}$;
- the material particle velocity angle measured from the perpendicular on the active surface of the conveyor slat in the position **A**₁: $\delta_1=34.42^\circ$;

REZULTATE

Pentru calculul mărimilor prezentate în studiu, se folosesc următoarele valori caracteristice combinei C110 [4,5]:

- debit de alimentare cu masă vegetală al combinei: $q=3.9...6.2\text{kg/s}$;
- turația roții de lanț de antrenare a transportorului: $n_{tr}=518\text{rot/min}$;
- diametrul de divizare al roții de lanț: $D_d=0.142\text{m}$;
- numărul raclețelor: $z=14$;
- pasul raclețelor: $p=0.16\text{m}$;
- lungime raclete: $l_{raclete}=1.03\text{m}$;
- raza punctului **B**₁: $r_1=0.096\text{m}$;
- raza punctului **B**₂: $r_2=0.118\text{m}$;
- unghiul de înclinare al elevatorului central în raport cu orizontala $\alpha=32^\circ$;
- unghiul făcut de șina bătătorului care preia materialul și șina care iese din spațiul de treier $\theta=2.36\text{rad}$;
- distanța între arborii transportorului: $L=1.63\text{m}$.

Conform modelului matematic prezentat, rezultă:

- masa materialului transportat de un raclete: $m_f=0.162...0.258\text{kg}$;
- viteza raclețului: $v_{r1}=3.85\text{m/s}$;
- viteza de deplasare a materialului pe partea activă a raclețului, aflat în poziția **A**₁: $v_{m1}=2.64\text{m/s}$;
- viteza materialului antrenat de raclete între arborii transportorului: $V_1=4.67\text{m/s}$;
- unghiul vitezei materialului în raport cu perpendiculara pe partea activă a raclețului, aflat în poziția **A**₁: $\delta_1=34.42^\circ$;

- the conveyor slat discharge angle when the slat is in a rotation movement: $\beta=16^\circ$;
- the speed of the crop material along the active surface of the conveyor slat in a rotation movement: $v_{m2}=3.723\text{m/s}$;
- the conveyor slat speed in point B_2 : $v_{r2}=6.4\text{m/s}$;
- the speed of the crop material driven by the conveyor slat in a rotation movement: $V_2=7.4\text{m/s}$;
- the material particle velocity angle measured from the perpendicular to the active surface of the conveyor slat: $\delta_2=30.19^\circ$;
- the height of the crop material entering the threshing system $h_a=0.064\dots 0.102\text{m}$ (for $\gamma=15\text{kg/m}^3$);
- conveyor drive speed $n_{tr}=918\text{rot/min}$, for the threshing cylinder speed $n_b=960\text{ rot/min}$.

CONCLUSIONS

According to mathematical model presented, the drive speed of conveyor with chains and slats must be correlated with the threshing cylinder speed characteristic to vegetal mass harvested. For example, in wheat harvesting, maximum performances of the threshing process conducted by the combine harvester threshing system C110 will get to the conveyor with chains and slats drive speed $n_{tr}=918\text{ rot/min}$, which represents a material feeding speed of the threshing system $V_2=13.13\text{m/s}$.

For the current conveyor drive speed $n_{tr}=518\text{rot/min}$, results in an angle of the bar which takes over the material and the bar which comes out of the threshing space of $\theta=239.29^\circ$, the threshing system feeding with material being made with pauses.

REFERENCES

- [1]. Miu P. (2005) – *Modeling the threshing process at cereal harvesting combines*, PhD thesis, Polytechnic Institute of Bucharest, pg. 23-25;
- [2]. Kutzbach H.D. (2003) – *Grain Harvesting, Combine Harvesting*, Hohenheim - Germany, pg.129-136;
- [3]. Segarceanu M. ș.a. (1981) – *Studies and researches on improving the qualitative parameters and computer modeling of threshing apparatus operation at cereal harvesting combines*, Department of Agricultural Machinery, Polytechnic Institute of Bucharest;
- [4]. *Technical Book for combine harvester C110* (2001) - S.C. Semanatoarea S.A.;
- [5]. *** (2001) - Reports on "Results of tests for homologating the self-propelled cereal harvesting combine C110", INMA Bucharest.

- unghiul de descărcare a racletelui, aflat în mișcare de rotație; $\beta=16^\circ$;
- viteza de deplasare a materialului pe partea activă a racletelui, aflat în mișcare de rotație: $v_{m2}=3,723\text{m/s}$;
- viteza racletelui în punctul B_2 : $v_{r2}=6,4\text{m/s}$;
- viteza de alimentare a aparatului de treier: $V_2 = 7,4\text{ m/s}$;
- unghiul vitezei materialului în raport cu perpendiculara pe partea activă a racletelui: $\delta_2=30,19^\circ$;
- grosimea materialului la alimentarea aparatului de treier $h_a=0,034\dots 0,054\text{m}$ (pentru $\gamma=15\text{kg/m}^3$);
- turația de antrenare transportor $n_{tr}= 918\text{rot/min}$, pentru o turație a bătătorului de $n_b=960\text{ rot/min}$.

CONCLUZII

Conform modelului matematic prezentat, turația de acționare a transportorului cu lanțuri și raclete trebuie să fie corelată cu turația bătătorului caracteristică masei vegetale recoltate. De exemplu, la recoltarea grâului, performanțe maxime ale procesului de treier realizat de aparatul de treier al combinei C110 se vor obține pentru o turație de antrenare a transportorului cu raclete de $n_{tr}=918\text{ rot/min}$, ceea ce reprezintă o viteză de alimentare cu material a aparatului de treier de $V_2=13,13\text{m/s}$.

Pentru actuala turație de acționare a transportorului de $n_{tr}=518\text{rot/min}$, rezultă un unghiul făcut de șina bătătorului care preia materialul și șina care iese din spațiul de treier de $\theta=239,29^\circ$, alimentarea aparatului de treier cu material a făcându-se cu pauze.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Miu P. (2005) – *Modelarea procesului de treier la combinele de recoltat cereale*, Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, pag. 23-25;
- [2]. Kutzbach H.D. (2003) – *Recoltarea Cerealelor*, Combine de recoltat, Hohenheim - Germania, p.129-136;
- [3]. Segărceanu M. ș.a. (1981) – *Studii și cercetări privind îmbunătățirea parametrilor calitativi și modelarea pe calculator a procesului de lucru a aparatului de treier al combinelor de cereale*, Catedra de Mașini Agricole, Institutul Politehnic București.
- [4]. *Carte Tehnica pentru combina C110* (2001) - S.C. Semănătoarea S.A.;
- [5]. *** (2001) - Referat privind "Rezultatele încercărilor în vederea omologării a combinei autopropulsate de recoltat cereale C110", INMA București.

RESEARCHES ON REDUCING OF LOSSES AT FODDER HARVESTING WITH THE WINDROVERS

/

CERCETARI PRIVIND REDUCEREA PIERDERILOR LA RECOLTAREA FURAJELOR CU VINDROVERELE

Eng. Bogdanof G.¹⁾, PhD. Eng. Păun A.¹⁾, Assoc.Prof. PhD.Eng. Ertekin C.²⁾, Eng. Neagoe V.¹⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾Akdeniz University / Turkey

Fax: 021/269.32.73; E-mail: gbogdanof@gmail.com

Abstract: The paper presents the theoretical and practical researches on the achievement and testing of a trailed windrover for fodder harvesting which carries out the operations of mowing, crushing and placing in continuous and uniform swath of grassy fodder plants on the ground for natural drying, by a single passing. On the windrover were tested two types of conditioning devices for forages aiming the reduction of harvesting losses for different types of crops.

Keywords: windrover, fodder, ensilage, cutting device, rolls forage crusher

INTRODUCTION

Ensuring of a high quality forage throughout the year is one of the main concerns of the animal breeders which monitor the cost reduction by lowering losses at harvest as well as obtaining of some forage with superior nutritional quality and their conservation in advantageous conditions. For this reason the forage harvesting is done at biological maturity when it contains a high amount of nutrients (proteins, phosphorus, potassium) and which does not coincide most times with the maximum vegetative mass. Globally the concerns in the field are particularly complex and include a wide range of activities. Annual forage losses during harvest, transport, storage and handling up to the animals feeding, are estimated at 28...30% out of annual production, from which about 20% are recorded during the harvest, as well as field drying and 8...10% during storage and distribution operations to animals [8].

Experimental measurements have shown that during the first 4 days of stationing on the field of mowed forage the dry matter losses are 1...1.5% per day and can reach up to 4% daily for longer periods of time. The researches conducted abroad and in our country have shown that it can be reduced to half the forage stationary time in the field by introducing the plant crushing operation, respectively of the stalks along with mowing, process that speeds up the the evaporation of water and equalizes leaves and stalks drying [1, 4].

This operation can be performed with crushing devices driven by tractor or, in most cases these are mounted on mowers and the crushing is done simultaneously with plants mowing in the field.

Due to these advantages, the manufacturing companies have developed and diversified a wide range of mowers with crushings called windrovers, which have working widths up to 4.5 m, and in the field carries out in one pass the mowing, crushing and placing the plants in continuous swath on the ground, of various widths, depending on the production requirements.

MATERIAL AND METHOD

INMA has performed and tested an experimental model of towed windrover for harvesting forage called VTR-2.4 (fig. 1) intended for harvesting of grassy fodder plants (alfalfa, clover, grasses, herbs mixed with vegetables) for natural drying. Depending on the adopted working technology, the green crops located in the swath may be

Rezumat: În lucrare sunt prezentate cercetările teoretice și practice privind realizarea și încercarea unui vindrover tractat pentru recoltat furaje care efectuează la o singură trecere operațiile de cosire, strivire, și așezare pe sol în brazda continuă și uniformă a plantelor furajere ierboase în vederea uscării naturale. Pe vindrover au fost testate două tipuri de dispozitive pentru condiționat furaje urmărindu-se reducerea pierderilor la recoltare a diferitelor culturi furajere ierboase destinate pentru obținerea fânului.

Cuvinte cheie: vindrover, plante furajere, insilozare, aparat de tăiere, strivitor de furaje cu valțuri

INTRODUCERE

Asigurarea de furaje de bună calitate pe tot parcursul anului este una din preocupările de bază ale crescătorilor de animale care urmăresc reducerea costurilor prin micșorarea pierderilor la recoltare cât și obținerea unor furaje cu calități nutritive superioare și conservarea acestora în condiții cât mai avantajoase. Din acest motiv recoltarea furajelor se face la maturitatea biologică când acestea conțin o cantitate maximă de substanțe nutritive (proteine, fosfor, potasiu) și care nu coincide de cele mai multe ori cu masa vegetală maximă. Pe plan mondial preocupările în domeniu sunt deosebit de complexe și cuprind o paletă mare de activități. Anual pierderile de furaje în timpul recoltatului, transportului, depozitării și manipularii până la administrarea la animale, sunt estimate la 28...30% din producția anuală, din care circa 20% se înregistrează în timpul recoltatului dar și uscării pe câmp iar 8...10% în timpul operațiilor de depozitare și distribuție la animale [3, 5, 6, 7, 8].

Măsurători experimentale au arătat că în primele 4 zile de staționare pe câmp a furajelor cosite pierderile de materie uscată sunt 1...1,5% pe zi putând ajunge până la 4% pe zi pentru perioade mai mari de timp. Cercetările efectuate în străinătate și în țară au arătat că poate fi redus la jumătate timpul de sedere al furajelor pe câmp prin introducerea operației de strivire al plantei, respectiv al tulpinilor odată cu cosirea, proces ce grăbește evaporarea apei uniformizându-se uscarea dintre frunze și tulpini [1, 4].

Această operație se poate realiza cu dispozitive de strivire acționate de tractor sau în cele mai multe cazuri acestea sunt montate pe cositori iar strivitul se realizează concomitent cu cositul plantelor din lan.

Datorită acestor avantaje firmele constructoare au realizat și diversificat o gamă variată de cositori cu strivitoare denumite vindrover, care au lățimi de lucru de până la 4,5m, iar în procesul de lucru realizează la o singură trecere cositul, strivitul și așezarea plantelor în brazda continuă pe sol, de diferite lățimi, în funcție de cerințele din producție.

MATERIAL ȘI METODĂ

INMA a realizat și încercat un model experimental de vindrover tractat pentru recoltarea furajelor, denumit VTR-2.4, (fig. 1) destinat recoltării plantelor furajere ierboase (lucernă, trifoi, ierburi, amestecuri de ierburi cu leguminoase) în vederea uscării naturale. În funcție de tehnologia de lucru adoptată, plantele furajere aflate în

collected when they reached the humidity of 50...55% for the ensilage at low humidity, or left to dry until reach 20% humidity, then being collected and stored as hay bulk or bales [2].

brazdă pot fi adunate când au ajuns la umiditatea de 50...55% pentru însilozarea la umiditate scăzută, sau lăsate să se usuce până la umiditatea de cca 20%, urmând a fi adunate și depozitate sub formă de fân vrac sau balotati [2].



Fig. 1 - The windrover VTR - 2.4 în agregat cu tractorul U650 / Vindroverul VTR – 2.4 în agregat cu tractorul U650

The towed windrover VTR-2.4 works in aggregate with 55-80 HP tractors, being coupled to coupling bar and the active elements are powered from the PTO via a cardanic transmission.

The windrover is carried on a frame equipped with two wheels with low pressure tires and a hitch for coupling to the tractor towing bar.

The cutting device is of rotating disc type driven by a transmission with gears mounted in a metal housing. The oval shaped rotating discs are placed above the metal housing on which are positioned two knives articulated by some special screws.

Given the diversity of forage crops from our country (alfalfa, clover, mash, grasses, mixtures of vegetables with herbs) that can be harvested with the forage windrovers, INMA has conducted tests with different forage crushing devices in different culture conditions, in which it was observed the crushing effect on the plants, the losses of material as well as the crushing devices behavior under various adjustments and crop conditions.

There were manufactured and tested the following constructive variants of crushing devices:

- crusher with two metal rollers with continuous helical ribs;
- crusher with two rollers, of which the upper one is rubberized, and the lower is with helical ribs;
- crusher with two rubberized rollers with equal diameters and profiled surface;
- crusher with rotor with elastic metallic claws;
- crusher with rotor with articulated metallic bar and with adjustable comb.

Vindroverul tractat VTR-2,4 lucrează în agregat cu tractoarele de 55-80 CP, cuplat la bara de tracțiune, iar organele de lucru sunt acționate de la priza de putere prin intermediul unei transmisii cardanice.

Vindroverul este purtat pe un cadru de rulare prevăzut cu două roți cu pneuri de joasă presiune și un proțap pentru cuplarea la bara de tracțiune a tractorului.

Aparatul de tăiere este de tipul cu discuri rotative acționate de o transmisie cu roți dințate montate într-o carcasă metalică. Discurile rotative ovale sunt plasate deasupra carcasei metalice, pe care sunt poziționate două cuțite articulate prin intermediul unor șuruburi speciale.

Ținând cont de diversitatea culturilor furajere din țara noastră (lucernă, trifoi, borcea, ierburi, amestecuri de leguminoase cu ierburi) care se pot recolta cu vindroverele de furaje, INMA a efectuat încercări cu diferite dispozitive de strivit furaje în diferite condiții de cultură, în cadrul cărora s-a urmărit efectul strivirii asupra plantelor, precum și a pierderilor de material și funcționarea strivitoarelor în diferite condiții de reglaj și cultură.

Au fost realizate și încercate următoarele variante constructive de dispozitive de strivit:

- strivitor cu două valțuri metalice cu nervuri continue elicoidale;
- strivitor cu două valțuri, dintre care cel superior cauciucat, iar cel inferior cu nervuri elicoidale;
- strivitor cu două valțuri cauciucate cu diametre egale și cu suprafața profilată;
- strivitor cu rotor cu gheare metalice elastice;
- strivitor cu rotor cu bare metalice articulate și cu pieptene reglabili.

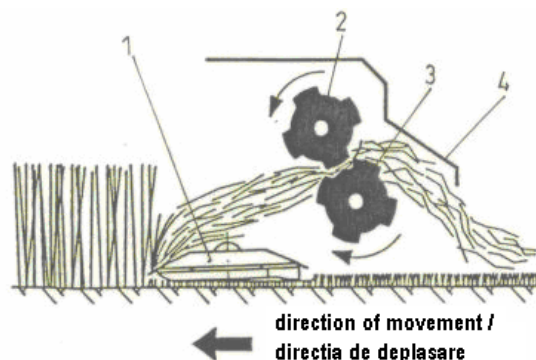
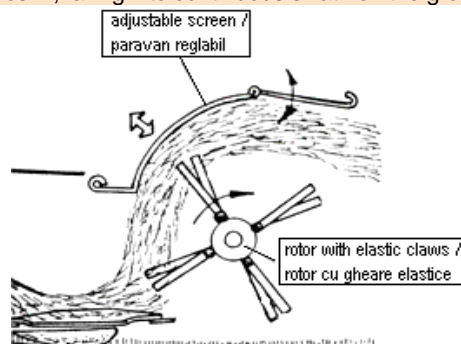


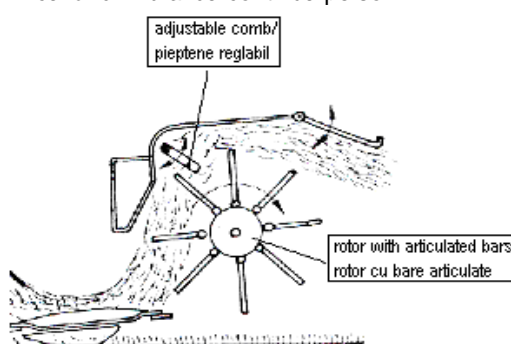
Fig. 2 - The working process of the crusher with rollers / Procesul de lucru al strivitorului cu valțuri

Devices for crushing with two rollers (fig. 2) mainly consist of two rollers of different diameters pos. 2 and 3 mounted by means of some oscillating bearings on two walls of metal sheet, the deflector pos. 4 and cutting device pos. 1. On the rollers surface were applied straight or helical ribs, and the upper roller is able to float vertically depending on the thickness of the layer of plants passing through crusher.

The working process of these crushers is the following: the forage plants mowed from the field are taken over by the two rollers having different directions of rotation and due to the pressing force between the two rollers the plants are laminated and the ribs from their surface perform the actual crushing. The peripheral speed of the two rollers pos. 2 and 3 fosters the throwing in the back of plants crushed in the deflector pos. 4, falling into continuous swath on the ground.



a) crushing device with elastic claws /strivitor cu gheare elastice



b) crushing device with articulated bars /strivitor cu bare articulate

Fig. 3 – The working process of the crusher with rotor / Procesul de lucru al strivitorului cu rotor

Devices for crushing with rotor with claws or articulated bars (fig. 3) are of metal construction and the active working element is a cylindrical rotor on which are mounted metal claws or other rigid materials, evenly distributed over the whole length of the rotor.

The working principle of these crushers is the following: the forage plants mowed from the field are processed by the claws or the bars of rotor and engaged in the direction of rotation. The crushing itself occurs by rubbing the plants (even hitting them) of a screen located at the top of the trajectory of claws, which can be near rotor, intensifying the process of friction and crushing of plants (fig. 3a).

In the case of the rotor and comb crusher (fig. 3b) the crushing process is intensive and includes several phases:

- in the first stage the plants are taken over by the bars of the rotor and are crushed by hitting;
- in the second phase, the plants are struck by hood, impact contributing to accentuate the cracks and breaking of waxy film that covers the stalks;
- in the third phase the plants are passed through the comb teeth, where takes place also a defibering process.

The main characteristics of the windrover VTR 2.4 are the following:

- the working widths, m 2.4;
- type of the cutting device with rotating discs;
- frequency of rotation of the discs, min^{-1} ... 2700;
- the number of rotating discs, pcs6;
- the number of knives per disc, pcs2;
- type of crusher, with two rollers shaft;
- working width of the crusher, m1750;
- actuation 55 ... 85 hp tractor
- PTO speed, min^{-1} 540;
- maximum working speed, km/h.10;
- cutting height, mm.40...60;
- swath width of material, m. 0.8...1,2
- weight, daN1840.

The main technical and functional characteristics of the crushers are presented in table 1 and 2.

Dispozitivele de strivit cu două valțuri (fig. 2) sunt constituite în principal din doua valțuri de diametre diferite poz. 2 și 3 montate prin intermediul unor lagăre oscilante pe doi pereți din tablă, deflectorul poz. 4 și aparatul de tăiere poz. 1. Valțurile au aplicate pe suprafață nervuri drepte sau elicoidale, iar valțul superior are posibilitatea flotării pe verticală în funcție de grosimea stratului de plante care trece prin strivitor.

Procesul de lucru al acestor strivitoare este următorul: plantele furajere cosite din lan sunt preluate de cele două valțuri care au sensuri de rotație diferite și datorită forței de apăsare dintre cele două valțuri plantele sunt laminate iar nervurile de pe suprafața lor realizează strivirea propriuzisă. Viteza periferică a celor două valțuri poz. 2 și 3 favorizează aruncarea în spate a plantelor strivite în deflectorul poz. 4 căzând în brazdă continuă pe sol.

Dispozitivele de strivit cu rotor cu gheare sau bare articulate (fig. 3) sunt de construcție metalică, iar organul de lucru activ îl constituie un rotor cilindric pe care sunt montate gheare metalice sau din alte materiale rigide, distribuite uniform pe toată lungimea rotorului.

Principiul de lucru al acestor strivitoare este următorul: plantele furajere cosite din lan sunt prelucrate de ghearele sau barele rotorului și antrenate în sensul de rotație. Strivirea propriu-zisă are loc prin frecarea plantelor (chiar izbirea lor) de un paravan situat în partea superioară a traiectoriei ghearelor, care se poate apropia de rotor, intensificând procesul de frecare și strivire a plantelor (fig. 3a).

În cazul strivitorului cu rotor și pieptene (fig. 3b) procesul de strivire este mai intens și cuprinde mai multe faze:

- în prima fază plantele sunt preluate de barele rotorului, și sunt strivite prin lovire;
- în a doua fază, plantele sunt lovite de capotă, lovire care contribuie la accentuarea fisurilor și spargerea peliculei ceroase care acoperă tulpinile;
- în faza a treia plantele sunt trecute printre dinții pieptenului, unde are loc și o defibrare.

Principalele caracteristici ale vindroverului VTR 2,4 sunt următoarele:

- lățimea de lucru, m2,4;
- tipul aparatului de tăierecu discuri rotative;
- frecvența de rotație a discurilor, min^{-1} 2700;
- numărul discurilor rotative, buc 6;
- numărul cuțitelor pe disc, buc 2;
- tipul strivitorului, cu două valțuri;
- lățimea de lucru a strivitorului, m 1750;
- acționare tractor de 55...85 CP
- turația prizei de putere, min^{-1} 540;
- viteza de lucru max., km/h 10;
- înălțimea de tăiere, mm 40...60;
- lățimea brazdei de material, m 0.8...1,2
- greutatea, daN 1840.

Principalele caracteristici tehnice și funcționale ale strivitoarelor sunt prezentate în tabelul 1 și 2.



Fig. 4 - The windrower VTR -2.4 to harvesting alfalfa / Vindroverul VTR -2,4 la recoltat lucerna

Table 1 / Tabelul 1

Technical characteristics of crushers with rollers / Caracteristici tehnice ale strivitoarelor cu valțuri

Specification / Specificație	M.U./ U.M.	Type of crusher / Tipul strivitorului		
		2 riffled metal rollers shaft / 2 valțuri metalice nervurate	With a metal roller and a rubberized roller / cu un valț metalic și un valț cauciucat	2 equal rollers shaft rubberized and profiled / 2 valțuri egale cauciucate și profilate
Constructive working width / Lățimea constructivă de lucru	m	2.7	2.7	2.7
Rollers shaft diameter / Diametrul valțurilor	upper / superior	168	168	185
	lower/ inferior	195	195	185
Rollers shaft speed / Turația valțurilor	upper / superior	741	741	705
	lower/ inferior	635	635	705
		rotor with elastic claws / rotor cu gheare elastice		rotor with articulated bars and comb / rotor cu bare articulate și pieptene
Constructive working width / Lățimea constructivă de lucru	m	2.7		2.7
Active range of claws / Raza activă a ghearelor	mm	280		260
Claws pace / Pasul ghearelor	mm	85		107

The tests were performed in aggregate with the 65 HP tractor of Romanian manufacturing.

The average values of working qualitative indexes at harvest alfalfa are presented in table 2.

Incarcarile au fost efectuate în agregat cu tractorul de 65 CP. de fabricatie romaneasca.

Valorile medii ale indicilor calitativi de lucru la recoltat lucernă sunt prezentați în tabelul 2.

Table 2 / Tabelul 2

Technical characteristics / Caracteristici tehnice

Index designation / Denumirea indicelui	M.U./ U.M.	Determined value / Valoarea determinată
Effective working width / Lățimea efectivă de lucru	m	2150
Cutting height (stubble) / Înălțimea de tăiere (miriștea)	mm	60
Working speed / Viteza de lucru	km/h	6.2. ... 8.0
Crushing degree of plants / Gradul de strivire a plantelor	%	85
Characteristics of swaths / Caracteristicile brazdelor		
• width / lățime	mm	0.9 – 1.6
• height / înălțime	mm	-
• weight (at harvest) / greutate (în momentul recoltării)	kg/m.l.	approx. 3.2
Loss of material / Pierderi de material	%	1.5

The cutting height was 60 mm (according to the agrotechnical requirements for harvesting alfalfa) and was uniform throughout the entire working width. It must be noted that the cutting height can be adjusted between 40 and 80 mm depending on requirements of land and culture.

The optimum working speed was 7.5...8.0 km/h, however in the conditions of well leveled land is possible to work with speeds up to 10 km/h at an appropriate cutting height.

Înălțimea de tăiere a fost de 60 mm (conform cerințelor agrotehnice pentru recoltat lucernă) și a fost uniformă pe toată lățimea de lucru. De menționat faptul că din reglaje se pot obține înălțimi de tăiere cuprinse între 40...80 mm în funcție de cerințele de teren și cultură.

Viteza optimă de lucru a fost de 7,5...8,0 km/h, însă în condițiile unui teren bine nivelat se poate lucra cu viteze de până la 10 km/h în condițiile unei înălțimi corespunzătoare de tăiere.

RESULTS

The crushing degree was calculated with equation (1):

$$\lambda = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right) \times 100 (\%) \quad (1)$$

where: S_1 = sample plant mass remained uncrushed and S_2 = total sample plants mass passed through crusher [2].

It was considered crushed plant any plant whose stalk was strangled in at least two places.

Material losses were determined by the relation (2):

$$q = \frac{\delta}{S_2} \times 100 (\%) \quad (2)$$

where: δ = mass of small leaf and plant fragments collected from the ground by removing the swath immediately after crushing and S_2 = total mass of plants from the sample surface, [4].

The testings of experimental models of crushers were conducted during the summer (June - August) at SC Agroindustrial Pantelimon, Ilfov County, and ICPCP Magurele Brasov, and the main biological characteristics of forage crops in which took place the testings are presented in table 3. In table 4 are presented the working indices of the crusher with rollers and in table 5 are shown the working indices of the crusher with claws.

REZULTATE

Gradul de strivire s-a calculat cu relația (1):

unde: S_1 = masa plantelor din probă rămase nestrivite și S_2 = masa totală a plantelor dintr-o probă trecută prin strivitor [2].

S-a considerat plantă strivită orice plantă a cărei tulpină a fost ștrangulată în cel puțin două locuri.

Pierderile de material s-au determinat cu relația (2):

unde: δ = masa frunzulițelor și fragmentelor de plante adunate de pe sol prin îndepărtarea brazdei imediat după strivire și S_2 = masa totală a plantelor de pe suprafața probei, [4].

Încercările modelelor experimentale de strivitoare s-au efectuat în perioada de vară (iunie-august) la S.C. Agroindustrială Pantelimon, jud. Ilfov, și ICPCP Măgurele Brașov, iar principalele caracteristici biologice ale culturilor furajere în care au avut loc încercările sunt prezentate în tabelul 3. În tabelul 4 sunt prezentați indicii de lucru ai strivitorului cu valțuri și în tabelul 5 sunt indicii de lucru ai strivitorului cu gheare.

Table 3 / Tabelul 3

Biological characteristics of forage crops / Caracteristici biologice ale culturilor furajere

Specification / Specificație	M.U./ U.M.	Forage crop / Cultura furajeră		
		Alfalfa first mowing / Lucernă coasa I-a	Alfalfa the II-nd mowing / Lucernă coasa a-II-a	Cultivated hayfield / Fâneață cultivată
Green mass production / Producția de masă verde	t/ha	19.5	14.7	23,4
The average height of the plants / Înălțimea medie a plantelor	mm	600	535	600
The average length of the plants / Lungimea medie a plantelor	mm	760	600	730
Vegetation stage / Stagiul de vegetație	-	50% blossomed / înflorit	70% blossomed / înflorit	Earing / Înspicare
Humidity of plants / Umiditatea plantelor	%	78.30	76.20	75.50
Botanical composition / Compoziția botanică	%	- alfalfa / lucernă: 83 - other plants / alte plante: 17	- alfalfa / lucernă =95 - other plants / alte plante: 5	- festuca.....35 - lolium p.....10 - agrostis tenuis....20 - dactylis g.....10 - trifolium r.....5 - lotus caniculatus..5 - other species / alte specii: 15

Table 4 / Tabelul 4

Working indexes - crusher with rollers / Indici de lucru - strivitorul cu valțuri

Specification / Specificație	M.U./ U.M.	Forage crop / Cultura furajeră		
		Alfalfa first mowing / Lucernă coasa I-a	Alfalfa the II-nd mowing / Lucernă coasa a-II-a	Cultivated hayfield / Fâneață cultivată
Green mass production / Producția de masă verde	t/ha	19.5	14.7	23,4
Flow rate of material passing through crusher / Debitul de material ce trece prin strivitor	t/ha kg/s	24.3 6.75	24.1 6.68	24.3 6.5
Degree of crushing plants for the version with / Gradul de strivire al plantelor pentru varianta cu:				
• ribbed steel rollers / valțuri cu nervuri metalice	%	82	-	-
• one metal and one rubberized roller / un valț metalic și celălalt cauciucat	%	88	83	-
• profiled rubberised rollers / valțuri cauciucate profilate	%	87	90	20
Material losses caused by crushing / Pierderi de material cauzate de strivire:				
a) ribbed steel rollers / valțuri cu nervuri metalice	%	1.4	1.1	<1
b) one metal and one rubberized roller / un valț metalic și celălalt cauciucat	%	1.1	1.0	
c) profiled rubberised rollers / valțuri cauciucate profilate	%	1.0	< 1	

Table 5 / Tabelul 5

Working indexes - crusher with claws / Indici de lucru – strivitor cu gheare

Specification / Specificație	M.U./ U.M.	Forage crop / Cultura furajer	
		Alfalfa the II-nd mowing / Lucernă coasa a-II-a	Cultivated hayfield / Fâneață cultivată
Green mass production / Producția de masă verde	t/ha	14.7	23,4
Flow rate of material passing through the rollers / Debitul de material ce trece printre valțuri	t/ha kg/s	24.1 6.68	24.3 6.5
Degree of crushing plants for / Gradul de strivire al plantelor pentru:			
• crusher with rotor with claws / strivitor cu rotor cu gheare	%	99	73
• crusher with rotor with bars and comb / strivitor cu rotor cu bare și pieptene	%	99	87
Material losses, total / Pierderi de material, total	%	5.7...8.0	1.0...1.3
• little leaves / frunzulițe	%	4.5...6.0	-
• fragments of stalks / fragmente de tulpini	%	1.2...2.0	-

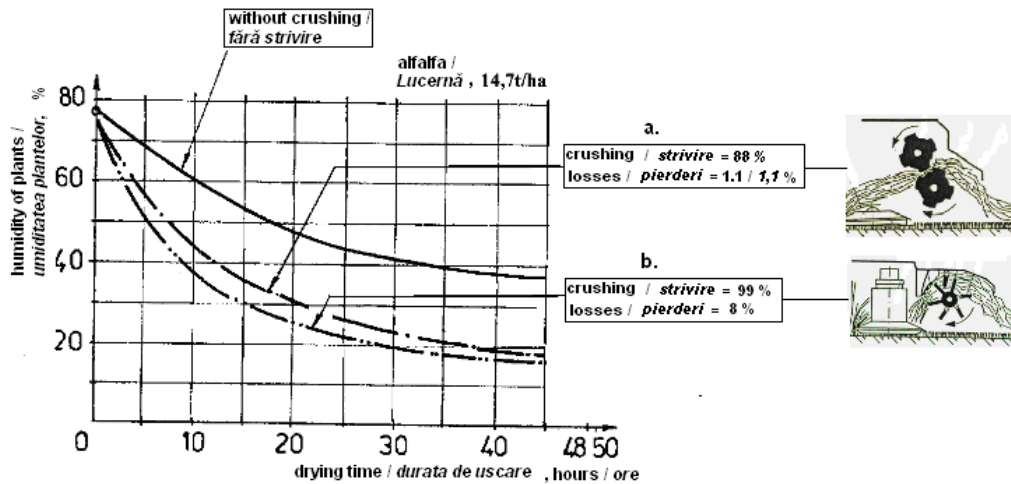


Fig. 5 - Influence of crushing upon alfalfa / Influența strivirii asupra lucernei

a) crushing device with rollers/ dispozitiv de strivit cu valțuri; b) crushing device with elastic claws/dispozitiv de strivit cu gheare elastic

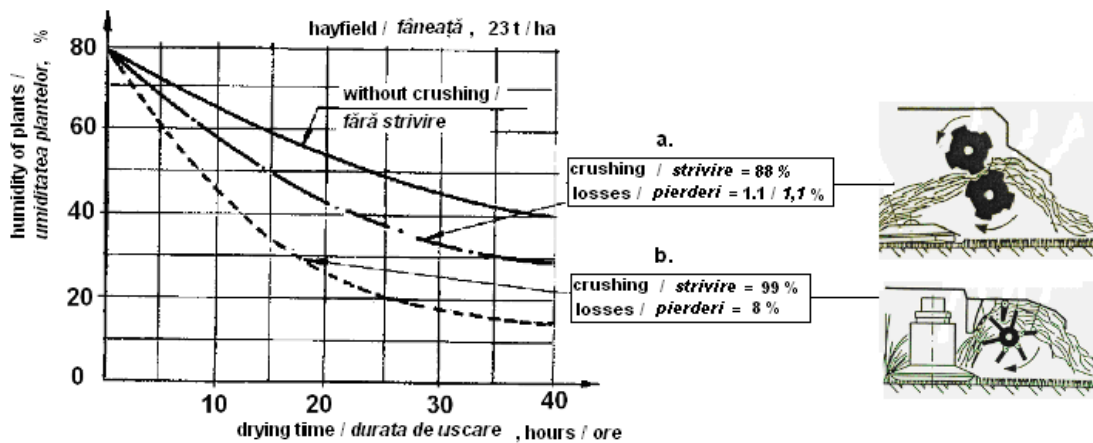


Fig. 6 - Influence of crushing on the herbs / Influența strivirii asupra ierburilor

a) crushing device with rollers / dispozitiv de strivit cu valțuri; b) crushing device with elastic claws / dispozitiv de strivit cu gheare elastice

The field of alfalfa was characterized by an uniform height ground leveled and cleaned of impurities.

The field of hayfield was well developed, the land presented small bumps and frequent mole mounds.

The results of tests obtained in different culture conditions with the towed windrover VTR 2.4 equipped with crushing devices with rollers, are presented in the table 5, and the results of those with rotor with claws are presented in the table 6.

Appropriate to the material flow rate which corresponded to the optimum working regime, the thickness of the material layer was between 10 and 30 mm.

Lanul de lucernă s-a caracterizat printr-o înălțime uniformă, teren nivelat și curățat de impurități.

Lanul de fâneață a fost bine dezvoltat, terenul a prezentat mici denivelări și frecvente mușuroaie de cârțiță.

Rezultatele încercărilor obținute în diferite condiții de cultură cu vindroverul tractat VTR 2,4 echipat cu dispozitive de strivit cu valțuri, sunt prezentate în tabelul 5, iar rezultatele celor cu rotor cu gheare sunt prezentate în tabelul 6.

Corespunzător debitului de material care a corespuns regimului optim de lucru, grosimea stratului de material a fost cuprinsă între 10...30 mm.

CONCLUSIONS

Analyzing the results from Tables 5 and 6 obtained at tests with experimental models of crushers for forages it has been found the following:

1. *The crushers with rollers* characterized by a reduced aggressiveness on plants, perform an appropriate degree of crushing of 82 ... 93% at crushing alfalfa and a small crushing degree (not satisfactory) of 20%, at herbs. The losses of material are within 1 ... 1.4% at alfalfa, and at herbs are insignificant having values below 1%. The variant of rifled metal roller crusher realized losses greater than the rubberized variants, but are located below 1.5% according to the agro-technical requirements imposed to these types of machinery.

2. *The crushers with rotor* which are characterized by a greater aggressiveness on the plants, achieve a high degree of crushing, of 99% at crushing alfalfa, at herbs the degree of crushing being of 73 ... 87%. Due to high mechanical action on the plants, the loss of material at alfalfa crushing is between 5.7 ... 8.0% (well above the limit of 1.5% allowed by the agrotechnical requirements) and consist of little leaves detached from the stalks as well of fragments and peaks of stalks. In the case of herbs stalks crushing the losses of material are within the normal range, namely about 1 ... 1.3%.

To highlight the efficiency of crushing of plants was pursued the dynamics of crushed plants drying compared with those non-crushed, both for alfalfa and for herbs. It was used the version of crusher with rollers with one of the rollers rubberized compared with the crusher with rotor with elastic claws, and the results are shown in the graphs in Figure 5. and Fig. 6. It is found that after two days of sun exposure, the crushed plants reach the humidity of 25 ... 30%, and the uncrushed plants reach the humidity of about 40% with great unevenness between the side exposed to the sun and the swath bottom. It has also found the insignificant influence of the use of the crusher with rollers on the herbs from the grasslands, because, due to the low level of crushing (20%), the plants dry harder compared to those crushed by the crusher with rotor with elastic claws carrying out an adequate degree of crushing of 87%.

Based on results obtained at tests with experimental models of forages crushing devices can be drawn the following conclusions and recommendations:

- *the crushers with rollers* are suitable for the crushing of brittle forages (alfalfa, clover) with little leaves that can be easily detached under high mechanical action, producing a corresponding crushing degree under the conditions of low losses (fig. 5). Due to reduced aggressiveness on the plants their use is not recommended for the crushing of herbs from the grasslands, because the effects are insignificant and the energy consumption is high.

- *the crushers with rotor with elastic claws or with articulated bars* (fig. 6), due to high mechanical action on the plants, are recommended for the crushing of herbs from the grasslands, where they provide a suitable crushing and defibering of plants, respectively 73 ... 87%, under the conditions of relatively small losses. Use of these crushers is not recommended for the crushing of alfalfa or clover because of large losses that they produce by splitting of little leaves, the breaking of the peaks or of the stalks.

REFERENCES

- [1]. Bădănoiu B. (2004) - *Researches concerning the forage crushing equipment*, PhD Thesis, University Transilvania of Brasov, Romania;
 [2]. Ciurel G., Voicu E. (2006) - *Trailed windrover for forage harvesting*, Mechanization of Agriculture, Bucharest, No.5;

CONCLUZII

Analizând rezultatele din tabelele 5 și 6 obținute la încercări cu modelele experimentale de strivitoare pentru furaje se constată următoarele:

1. *Strivitoarele cu valțuri* care se caracterizează printr-o agresivitate redusă asupra plantelor, realizează un grad de strivire corespunzător de 82...93% la strivit lucernă și un grad de strivire mic (nesatisfăcător) de 20%, la ierburi. Pierderile de material se situează în limitele de 1...1,4% la lucernă, iar la ierburi sunt nesemnificative având valori mai mici de 1%. Varianta de strivitor cu valțurile metalice nervurate au realizat pierderi mai mari decât variantele cauciucate, dar se situează sub 1,5% conform cerințelor agrotehnice impuse acestor tipuri de mașini.

2. *Strivitoarele cu rotor* care se caracterizează printr-o agresivitate mai mare asupra plantelor, realizează un grad de strivire mare, de 99% la strivit lucernă, la ierburi gradul de strivire fiind de 73...87%. Datorită acțiunii mecanice mari asupra plantelor, pierderile de material la strivit lucernă sunt cuprinse între 5,7...8,0% (cu mult peste limita de 1,5% admisă de cerințele agrotehnice) și sunt constituite din frunzulițe desprinse de pe tulpini precum și din fragmente și vârfuri de tulpini. În cazul strivirii tulpinilor de ierburi pierderile de material se situează la limite normale situându-se în jurul valorii de 1...1,3%.

Pentru a scoate în evidență eficiența strivirii plantelor s-a urmărit dinamica uscării plantelor strivite în comparație cu cele nestrivite, atât pentru lucernă cât și pentru ierburi. S-a folosit varianta de strivitor cu valțuri cu unul din valțuri cauciucat comparativ cu strivitorul cu rotor cu gheare elastice, iar rezultatele sunt prezentate în graficele din fig.5. și fig. 6. Se constată că după două zile de expunere la soare, plantele strivite ajung la umiditatea de 25...30%, iar plantele nestrivite ajung la umiditatea de cca. 40% cu neuniformitate mare între partea expusă la soare și fundul brazdei. Se constată de asemenea influența nesemnificativă a folosirii strivitorului cu valțuri asupra ierburilor de pe pajiști, deoarece datorită gradului scăzut de strivire (20%), plantele se usucă mai greu în comparație cu cele strivite de strivitorul cu rotor cu gheare elastice care realizează un grad de strivire corespunzător de 87%.

Pe baza rezultatelor obținute la încercări cu modele experimentale de dispozitive de strivit furaje se desprind următoarele concluzii și recomandări:

- *strivitoarele cu valțuri* sunt recomandate pentru strivirea furajelor fragile (lucernă, trifoi) cu frunzulițe care se pot desprinde ușor sub acțiuni mecanice mari, realizând un grad de strivire corespunzător în condițiile unor pierderi reduse (fig. 5). Datorită agresivității reduse asupra plantelor nu se recomandă utilizarea lor pentru strivirea ierburilor de pe pajiști, întrucât efectele sunt nesemnificative iar consumul energetic este mare.

- *strivitoarele cu rotor cu gheare elastice sau cu bare articulate* (fig. 6) datorită acțiunii mecanice mari asupra plantelor, sunt recomandate pentru strivirea ierburilor de pe pajiști, unde realizează o strivire și o defibrare corespunzătoare a plantelor, respectiv 73...87%, în condițiile unor pierderi relativ mici. Folosirea acestor strivitoare nu se recomandă pentru strivirea lucernei sau trifoiului datorită pierderilor mari pe care le produc prin desprinderea frunzulițelor, ruperea vârfurilor sau a tulpinilor.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Bădănoiu B. (2004) - *Cercetari privind echipamentele de strivit plante furajere*, Teza de doctorat, Universitatea Transilvania din Brasov, România;
 [2]. Ciurel G., Voicu E. - *Vindrover tractat pentru recoltat furaje*, Mecanizarea Agriculturii, Bucuresti, nr.5, 2006;

[3]. Ipate G. Ciulică, L.G. Rus F. (2013) – *Numerical modeling and simulation of cutting vegetable products*, INMATEH - Agricultural Engineering, Vol. 41, No. 3 / 2013

[4]. Neculăiasa V., Dănilă I. (1995) - *Working processes and harvesting agricultural machinery*, A92 Publishing House, Iasi;

[5]. Ștefănoiu M.D., Cârdei P., Vlăduț V., Boruz S., Lazar S., Fodor M. (2012) – *Studies and researches on optimization of energetics of tractor-towed forage harvester combine aggregates*, INMATEH – Agricultural Engineering, Vol. 37, No. 2, pag. 45-52;

[6]. Ștefănoiu M.D., Cârdei P., Pirnă I., Bădescu M., Boruz S., Atanasov At. (2012) – *Studies and researches on energetics optimization of fodder harvesting combines - bidimensional models*, INMATEH - Agricultural Engineering, Vol. 38, No. 3, pag. 15-22;

[7]. Ștefănoiu M.D., Cârdei P., Vlăduț V., Vezirov Ch., Bădescu M., Boruz S., Mihailov N. (2013) – *Studies and researches on energetic optimization of fodder harvesting combines - three dimensional models*, INMATEH - Agricultural Engineering, Vol. 39, No. 1, pag. 23-28;

[8]. Voicu E. (2010) - *Technical equipment for harvesting and ensiling forage*, "Terra Nostra" Publishing House, Iași 2010, ISBN 978–973–1888-56-9.

[3]. Ipate G. Ciulică L.G. Rus F. (2013) – *Modelarea numerică și simularea tăierii produselor vegetale*, INMATEH - Agricultural Engineering, Vol. 41, No. 3 / 2013

[4]. Neculăiasa V., Dănilă I. (1995) - *Procese de lucru și mașini agricole de recoltat*, Editura A92, Iasi;

[5]. Ștefănoiu M.D., Cârdei P., Vlăduț V., Boruz S., Lazar S., Fodor M. (2012) – *Studii și cercetări asupra optimizării energeticii agregatelor tractor combina tractata de recoltat furaje*, INMATEH – Agricultural Engineering, vol. 37, nr. 2 , pag. 45-52;

[6]. Ștefănoiu M.D., Cârdei P., Pirnă I., Bădescu M., Boruz S., Atanasov At. (2012) – *Studii și cercetări asupra optimizării energeticii combinelor de recoltat furaje – modele bidimensionale*, INMATEH - Agricultural Engineering, vol. 38, nr. 3, pag. 15-22;

[7]. Ștefănoiu M.D., Cârdei P., Vlăduț V., Vezirov Ch., Bădescu M., Boruz S. Mihailov N. (2013) – *Studii și cercetări asupra optimizării energeticii combinelor de recoltat furaje – modele tridimensionale*, INMATEH - Agricultural Engineering, vol. 39, nr. 1, pag. 23-28;

[8]. Voicu E. (2010) - *Echipamente tehnice pentru recoltarea și însilozarea plantelor furajere*, Editura "Terra Nostra" Iași 2010, ISBN 978–973–1888-56-9.

REASONING ON PARAMETERS OF ROLLER WITH SPIRAL GROOVE OF FLAX PULLING MECHANISM

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВАЛЬЦЯ З ГВИНТОВИМ ПАЗОМ ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТА

Ph.D. Eng. Dudarev I., Ph.D. Eng. Zabrodotska L., Ph.D. Eng. Kirchuk R., Ph.D. Eng. Taraymovich I.
Lutsk National Technical University / Ukraine

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

Abstract: The design of the roller flax pulling mechanism is proposed, in order to eliminate the shortcomings of existing designs, and obtain dependence to justify its basic structural and kinematic parameters. The dependence of the change of stem moving along the working area of the roller flax pulling mechanism is obtained.

Keywords: flax, flax combine, roller flax pulling mechanism, flax band, design, spiral groove, parameters

INTRODUCTION

Flax harvesting units (flax combines, flax pullers) preferably have the belt pulling mechanisms. Pulling mechanisms in such design cause length of flax band, which is the result of considerable nipping width of the pulling sections. Belt pullers have a complex design and drive, as well as significant dimensions.

Inventors and scientists proposed design of units for the flax pullers [1-5], which work on different principles. However, most design solutions for various reasons have not been achieved. So, now the pressing issue is the development of the design of the unit for the flax puller to eliminate possible shortcomings of existing design, provide high-quality implementation process of flax pulling.

MATERIALS AND METHODS

Theoretical research is carried out using the methods of theoretical mechanics, theory of mechanisms and machines, mathematical modeling. Modeling of roller flax pulling mechanism with spiral groove was performed using software MathCAD.

RESULTS

For pulling of flax it is proposed to install the roller flax pulling mechanisms on harvesting unit (flax combine, flax pullers) (Fig. 1) [2]. Each pulling mechanism contains a pair of rollers with rubberized surface, one of which is made with spiral groove and the other roller being smooth. Rollers have the possibility to rotate towards one another in a direction which is shown in Fig. 1. From the side, the entrance of the stems into the gap between the rollers is equipped with a conical tip. The horizontal axis of roller rotation is parallel to the direction in which the roller unit is moving. Rollers of adjacent sections are located between the stem dividers. From dividers to the cross conveyor over the rollers and along the conveyor, at two levels the guide in the vertical plane is foreseen, which location forms a channel to move stems in the unit.

While driving the puller in the field, the dividers share the stems of flax and send them to the pulling sections of

Резюме: Запропоновано вальцьовий льонобральний апарат, що усуває недоліки існуючих конструкцій, та отримані залежності для обґрунтування його конструктивних і кінематичних параметрів. Отримано залежність зміни швидкості стебел вздовж робочої зони вальцьового льонобрального апарата.

Ключові слова: льон, льонокомбайн, вальцьовий бральний апарат, стрічка льону, конструкція, гвинтовий паз, параметри

ПЕРЕДУМОВА

Льонозбиральні агрегати (комбайни, льонобралки) переважно мають пасові бральні апарати. Апарати такої конструкції спричиняють розтягнутість стебел у стрічці, що зумовлена значною шириною захвату бральних секцій, а також мають складну конструкцію і привод та значні габаритні розміри.

Винахідниками та науковцями запропоновані конструкції льонобральних апаратів [1-5], які працюють за різним принципом. Однак більшість конструктивних рішень не було реалізовано на практиці. Тому, у даний час актуальним питанням є розробка конструкції брального апарата, яка б дозволила усунути недоліки існуючих конструкцій та забезпечила якісне виконання процесу брання льону.

МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИКИ

Теоретичні дослідження ґрунтуються на положеннях теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, математичного моделювання. Моделювання вальця з гвинтовим пазом проводилося за допомогою програмного забезпечення MathCAD.

РЕЗУЛЬТАТИ

Для брання льону пропонується на збиральному агрегаті (комбайн, льонобралка) встановлювати вальцьові бральні апарати (рис.1) [2]. Кожна бральна секція апарата містить пару вальців з прогумованою поверхнею, один з яких виконано з гвинтовим пазом, а другий валець виконано гладким. Вальці виконані з можливістю обертання назустріч один одному в напрямку, що показано на рис.1. Зі сторони входження стебел у зазор між вальцями вони мають конусоподібні наконечники. Горизонтальні осі обертання вальців паралельні напрямку руху агрегата. Вальці сусідніх бральних секцій розміщені між подільниками. Від подільників до поперечного транспортера над вальцями, а також вздовж транспортера передбачені спрямовувачі на двох рівнях у вертикальній площині, які своїм розміщенням утворюють канал для переміщення стебел апаратом.

Під час руху агрегата полем подільники направляють стебла у бральні секції. У секції стебла наконечниками

the roller flax pulling mechanism. In the pulling section, the stems are moved into the gaps between the rollers. Flax stems fall into spiral groove and as result of rotation of the rollers towards each other; they are extracted from the soil. The upper part of the stems moves through the channel formed by guides on two levels in the vertical plane, eliminating the possibility of winding up on the working surface of the machine and damages.

спрямовуються у зазор між вальцями. Стебла попадають у гвинтовий паз вальця і в результаті обертання вальців назустріч один одному витягуються з ґрунту, переміщуючись одночасно вгору і вздовж вальців у напрямку до поперечного транспортера. Верхня частина стебел рухається каналом, утвореним спрямовувачами на двох рівнях у вертикальній площині, що усуває можливість їх намотування на робочі поверхні і пошкодження.

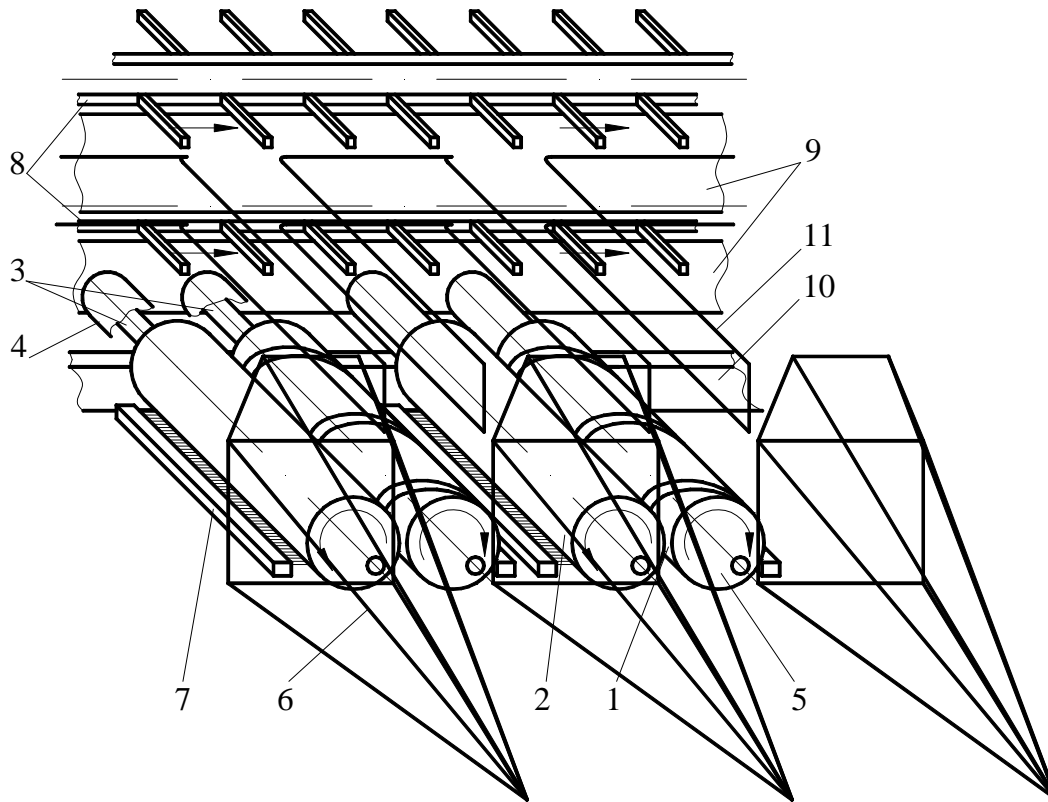


Fig. 1 - Roller flax puller / Вальцьовий бральний апарат

1 – roller with spiral groove / валець з гвинтовим пазом; 2 – smooth roller / гладкий валець; 3 – drive shaft / приводний вал; 4 – casing / кожух; 5 – cone-shaped lugs / конусоподібні наконечники; 6 – dividers / подільники; 7 – brush / щітка; 8 – cross conveyor / поперечний транспортер; 9 – steering plates / спрямовуючі пластини; 10 – steering path / спрямовуюча доріжка; 11 – guides / спрямовувачі

To take the flax stems with the roller pulling mechanism of the proposed design without the formation of congestion in the working zone of rollers, they need to be moved along the working area of rollers faster than puller moves through the field. The value of the angular speed of rotation of rollers can be determined from the condition:

Щоб відбулося брання стебел льону вальцьовим бральним апаратом запропонованої конструкції без утворення заторів у робочій зоні вальців, необхідно щоб стебла переміщалися вздовж робочої зони вальців швидше, ніж збиральний агрегат рухається полем. Значення кутової швидкості обертання вальців можна визначити з умови:

$$\omega \geq 2\pi V/p, \quad (1)$$

where: V – the puller speed in the field, m/s ; p – the step of the spiral groove of rollers, m .

де: V – швидкість переміщення агрегата полем, m/s ; p – крок гвинтового паза вальця, m .

The length of working zone of rollers in the pulling mechanism must be taken with condition that:

Довжину робочої зони вальців брального апарата необхідно приймати з умови:

$$l_{min} \leq l < l_{max}, \quad (2)$$

where: l_{min} – the minimum length of the working area of rollers that is needed to extract the stem root l_1 from the soil (Fig. 2), $l_{min} = \frac{p\varphi_1}{2\pi} = \frac{pl_1}{2\pi r}$, m ; φ_1 – the angle of rotation for the roller at which the flax root will be extracted from the soil, rad ; r – radius of the roller, m ;

де: l_{min} – мінімальна довжина робочої зони вальців, що необхідна для витягування з ґрунту кореня льону довжиною l_1 (рис.2), $l_{min} = \frac{p\varphi_1}{2\pi} = \frac{pl_1}{2\pi r}$, m ; φ_1 – кут повороту вальця за якого з ґрунту буде витягнуто корінь, rad ; r – радіус вальця, m ; l_{max} – максимальна

l_{max} – the maximum permissible length of the working area of rollers, excess of which will cause buildup of soil on rollers, $l_{max} = \frac{p\varphi_2}{2\pi} = \frac{pl_2}{2\pi r}$, m ; φ_2 – roller angle at which the upper part of flax root reaches the axis of rotation of the rollers, rad ; l_2 – the distance from the axis of rotation of the rollers to the soil surface, m .

Analyzing the schemes of stems falling into the spiral groove of rollers at different level of spiral groove angle ψ (Fig. 3), we can conclude that the most favorable case for getting stem groove occurs when $\psi = 0 \text{ rad}$. (Fig. 3 a), but in this case the transfer of stems along the roller work area will not happen. Increasing the angle value ψ creates unfavorable conditions for getting stems into spiral groove of rollers (Fig. 3 b, c), and thus the stems are not nipped and do not move along the work area to the cross conveyor rollers.

Thus, the smaller the angle ψ , the smaller the step p , the more favorable conditions are created for the efficient operation of the roller pulling mechanism. In case of the two rollers with the same step of the spiral groove the angle ψ is smaller in the roller with the bigger radius.

For an effective process of flax threshing in the flax combine, the flax band needs to be stretched to reduce its thickness. If we denote the thickness of the bands formed after the pulling sections with rollers having the spiral groove with constant step, through h , and the band thickness which enables the efficient threshing is through h_{opt} , than the flax stretching coefficient will be:

$$k = h/h_{opt} . \tag{3}$$

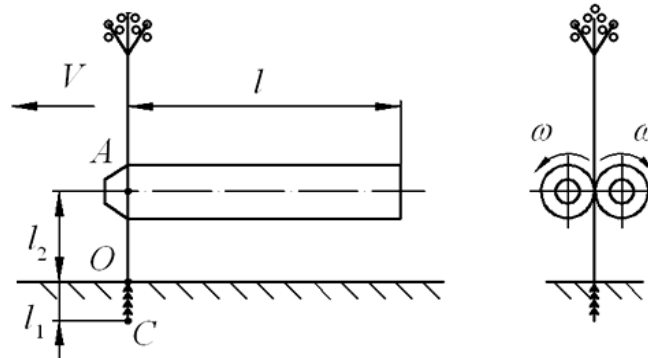


Fig. 2 - Model to determine the length of the working area of rollers / Розрахункова схема до визначення довжини робочої зони вальців

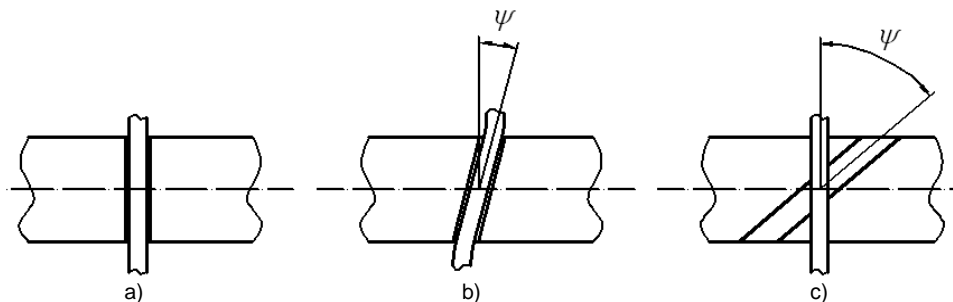


Fig. 3 - Model of flax stems position in spiral groove of roller / Схема розміщення стебла льону у гвинтовому пазу вальця:
 a – angle of climb spiral / кут підйому гвинтової лінії, $\psi = 0 \text{ rad / рад}$;
 b, c – angle of climb spiral / кут підйому гвинтової лінії, $\psi > 0 \text{ rad / рад}$

довжина робочої зони вальців, перевищення якої спричинятиме налипання частинок ґрунту на вальці, $l_{max} = \frac{p\varphi_2}{2\pi} = \frac{pl_2}{2\pi r}$, m ; φ_2 – кут повороту вальця за якого верхня частина кореня досягне рівня осі обертання вальців, rad ; l_2 – відстань від осі обертання вальців до поверхні ґрунту, m .

Аналізуючи схеми потрапляння стебел у гвинтовий паз вальця за різних значень кута підйому гвинтової лінії паза ψ (рис.3), можна прийти до висновку, що найбільш сприятливий випадок для потрапляння стебла у паз, коли $\psi = 0 \text{ рад}$. (рис.3 а), але тоді переміщення стебла вздовж робочої зони вальців не відбудеться. Збільшення значення кута ψ призводить до створення несприятливих умов для потрапляння стебел у гвинтовий паз (рис.3 б, с), стебла не захоплюються і не переміщуються уздовж робочої зони вальців до поперечного транспортера.

Чим менший кут ψ та крок p , тим більш сприятливі умови для ефективної роботи брального апарата. У двох вальців з однаковим кроком гвинтового паза кут ψ буде меншим у вальця, радіус якого більший.

Для ефективного обмолоту стрічки льону в молотильному пристрої комбайна, необхідно стрічку розтягнути для зменшення її товщини. Якщо позначити товщину стрічки, що сформована після бральних секцій з вальцями, які мають гвинтовий паз зі сталим кроком, через h , а товщину стрічки за якої відбувається ефективний її обмолот через h_{opt} , тоді коефіцієнт розтягування стрічки складе:

If the speed of the flax stem movement along the rollers with steady step of the spiral groove is V_0 , and thus the band thickness h is formed, then to stretch the band, its speed on the following transport mechanisms (cross conveyor, clamping belt) should be increased by k times:

$$V_{opt} = kV_0, \quad (4)$$

where: V_{opt} – the stretching speed of flax band by k times of the initial value, m/s .

Stretching the band should not be done on the transporting mechanisms but at the stage of pulling of flax stems. This is because stretching of band after pulling of stems from all the sections into a single flow will lead to breakage of the seed capsules because the flax inflorescence of the stems are tightly linked to each other.

The growth of movement speed of the stems in the pulling sections can be achieved either by increasing the value of the angular speed of roller rotation, or by increasing the spiral groove step. Growth of angular speed of rollers can make the pulling of stems from the soil less efficient and damage them. Increasing the step value also affects the nipping of the stems into pulling sections.

The change in stem speed to value V_{opt} may be ensured by installation of rollers with variable step of the of spiral groove into the pulling sections. Step size should increase from the initial value p_0 , which will provide favorable conditions for entering the stems into the spiral groove and nipping, till the final value p_k , through which the necessary stem speed value is achieved V_{opt} .

We use the dependence to determine the change of the stem movement speed along the working area of the roller pulling mechanism:

$$V_c(\varphi) = V_0 + (V_{opt} - V_0) \frac{\varphi}{\varphi_k}, \quad (5)$$

$$\frac{dz}{dt} = V_c(t) = V_0 \left(1 + (k_{p.cm} - 1) \frac{\omega t}{\varphi_k} \right), \quad (6)$$

where: φ – the angle of rotation of the roller with spiral groove (where $\varphi = \omega t$), $rad.$; t – time, s ; φ_k – the angle of rotation of the roller with spiral groove at which the stem reaches the end of the working area of rollers, $rad.$

The equations of the curve that describes in the system of coordinates xyz the spiral groove of the roller with variable step (Fig. 4 a, b), have the form:

$$\left. \begin{aligned} x(t) &= r \cos(\omega t); \\ y(t) &= r \sin(\omega t); \\ z(t) &= V_0 t \left(1 + (k_{p.cm} - 1) \frac{\omega t}{2\varphi_k} \right), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

where: $0 \leq t \leq t_{opt} = \frac{\varphi_k}{\omega}$; r – the radius of the roller with spiral groove, m .

Якщо швидкість переміщення стебел льону вздовж вальців, які мають сталий крок гвинтового пазу, складає V_0 і при цьому формується стрічка товщиною h , тоді для розтягування стрічки її швидкість на наступних механізмах (поперечний та затискний транспортери) необхідно збільшити у k разів, тобто:

де: V_{opt} – швидкість стрічки за якої відбувається її розтягування у k разів від початкового значення, m/s .

Розтягування стрічки доцільно проводити не на транспортерах після брального апарата, а на етапі брання стебел. Це пояснюється тим, що розтягування стрічки після об'єднання потоку стебел з усіх секцій в єдину стрічку призводитиме до обриву насінневих коробочок, оскільки у сформованій стрічці верхівкові частини стебел міцно зчеплені між собою.

Зростання швидкості переміщення стебел у бральних секціях можна досягнути збільшенням кутової швидкості вальців або збільшенням кроку гвинтового пазу вальців. Зростання кутової швидкості може призвести до погіршення умов витягування стебел з ґрунту та їх пошкодження. Збільшення кроку також погіршує умови захоплення стебел вальцями, тобто їх попадання у гвинтовий паз вальців.

Забезпечити зміну швидкості стебел до значення V_{opt} можна за рахунок встановлення вальців зі змінним кроком гвинтового пазу. Крок гвинтового пазу має збільшуватися від початкового значення p_0 , за якого буде забезпечено умови для попадання стебел у гвинтовий паз і їх захоплення, до кінцевого значення p_k , за якого досягатиметься швидкість стебел V_{opt} .

Використаємо залежність для опису зміни швидкості стебел вздовж робочої зони вальцевого брального апарата:

де: φ – кут повороту вальця з гвинтовим пазом (де $\varphi = \omega t$), $rad.$; t – час, s ; φ_k – кут повороту вальця з гвинтовим пазом за якого стебло досягне кінця робочої зони вальців, $rad.$

Рівняння кривої, що описує у системі координат xyz гвинтовий паз вальця зі змінним кроком (рис.4 а, б), матимуть вигляд:

де: $0 \leq t \leq t_{opt} = \frac{\varphi_k}{\omega}$; r – радіус вальця з гвинтовим пазом, m .

Speed and cross-clamping transporters of the flax combine should be equal to V_{opt} .

Initial speed of the stems in rollers should be equal to the speed of the flax combine $V_0 = V$, and angular speed of rollers should be calculated as:

$$\omega = \frac{2\pi V_0}{p_0} \quad (8)$$

Taking into consideration the above, the favorable conditions for pulling of stems and efficiency of the next operations with the band will be ensured.

Швидкість поперечного та затискного транспортерів льонокомбайна доцільно приймати рівною V_{opt} .

Початкову швидкість переміщення стебел у вальцях доцільно приймати рівною швидкості переміщення комбайна $V_0 = V$, а кутову швидкість обертання вальців розрахувати за залежністю:

З врахуванням викладеного будуть забезпечені сприятливі умови для брання стебел та ефективного проведення наступних технологічних операцій зі стрічкою.

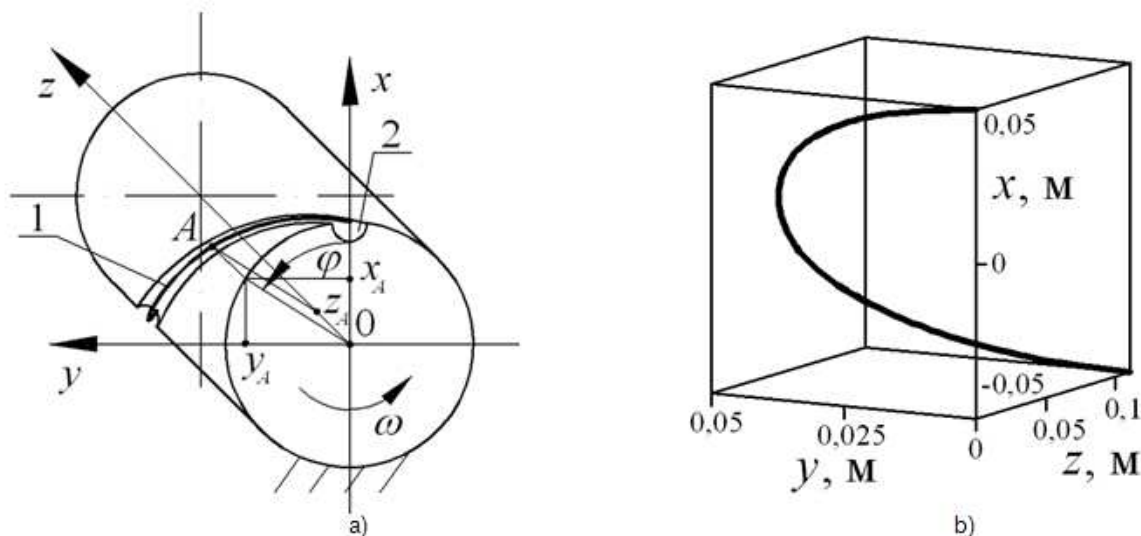


Fig. 4 - a) model of the spiral groove of roller / розрахункова схема вальця з гвинтовим пазом (1 – spiral line / гвинтова лінія; 2 – spiral groove / гвинтовий паз);

b) graphical dependence that describes the spiral groove of the roller with variable step in the system of coordinates xyz / графічна залежність, що описує у системі координат xyz гвинтовий паз вальця зі змінним кроком

(at / при: $r = 0,05$ m; $k = 1,8$; $\varphi_k = \pi$ rad.; $V_0 = 1,39$ m/s; $\omega = 54,5$ rad./s)

CONCLUSIONS

The suggested construction of the roller flax pulling mechanism can be installed on flax harvesting machine (flax combine, flax puller). The obtained dependencies can justify the parameters of the roller with the spiral groove of the pulling mechanism in particular (the radius of the roller with spiral groove $r = 0,05$ m; the angle of rotation of the roller with spiral groove at which the stem reaches the end of the working area of rollers $\varphi_k = \pi$ rad.; the angular speed of rotation of roller $\omega = 54,5$ rad./s; the flax stretching coefficient $k = 1,8$), the equation of the curve that describes the spiral groove of the roller with variable step, and the dependence of the change of stem moving along the working area of the roller flax pulling mechanism.

REFERENCES

- [1]. Bulgakov V., Horbovyi A., Holovach I. (2003) – Investigation of picking device oscillating motion in flax harvesting assembly // ТЕКА, Commission of motorization and power industry in agriculture, Volume III, Lublin 2003, pg. 39-44;
- [2]. Dudarev I.M. (2013) – Roller flax pulling mechanism, Patent №102634 Ukraine, IPC A01D45/06, A01F11/00;

ВИСНОВКИ

Запропоновано конструкцію вальцьового брального апарата, що може бути встановлений на льонозбиральному агрегаті (льонокомбайні, льонобралці). Отримано залежності, які дозволяють обґрунтувати параметри вальця з гвинтовим пазом брального апарата (радіус вальця з гвинтовим пазом $r = 0,05$ м; кут повороту вальця з гвинтовим пазом за якого стебло досягне кінця робочої зони вальців $\varphi_k = \pi$ рад.; кутова швидкість вальця $\omega = 54,5$ рад./с; коефіцієнт розтягування стрічки $k = 1,8$) та рівняння кривої, що описує гвинтовий паз вальця зі змінним кроком, а також залежність зміни швидкості стебел вздовж робочої зони вальцьового льонобрального апарата.

БІБЛІОГРАФІЯ

- [1]. Булгаков В., Горбовий А., Головач І. (2003) – Дослідження роботи вібраційного льонобрального апарата // ТЕКА, Комісія по механізації та електрифікації в сільському господарстві, Том III, Люблін 2003, С. 39-44;
- [2]. Дударев І.М. (2013) – Вальцьовий льонобральний апарат, Пат. №102634 Україна, МПК А01Д45/06,

application 25.04.2012, publ. 25.07.2013, Bulletin №14;
[3]. Kovalev M. (2005) – *Trends in the flax harvester improvement* // Ecological aspects of mechanization of plant production, Warszawa, pg. 231-234;
[4]. Nalobina H.A. (2008) – *Mechanical and technological bases of cooperation of flax combine working parts with vegetable material*. – The thesis submitted for the scientific degree of Doctor of Sciences (Engineering) by speciality – Machines and mechanization means of agricultural production. – National Agricultural University, Kyiv, 448 pg.;
[5]. Yukhymchuk S.F., Syniy S.V. (1998) – *Beltless flax harvesting machines* // Farm Machinery: Collection of scientific articles № 4. – Lutsk: Publication Department LSTU. pg. 197-200.

A01F11/00; заяв.25.04. 12; опубл.25.07.13; Бюл. №14;
[3]. Ковальов М. (2005) – *Тенденції покращення льонокомбайна* // Екологічні аспекти механізації рослинництва, Варшава, С. 231-234;
[4]. Налобіна О.О. (2008) – *Механіко-технологічні основи процесів взаємодії робочих органів льонозбирального комбайна з рослинним матеріалом*: дисертація доктора техн. наук за спеціальністю – Машина і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Національний аграрний університет, Київ, 448 с.;
[5]. Юхимчук С.Ф., Синій С.В. (1998) – *Безпасові льонобральні апарати* // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст., № 4. – Луцьк: Ред. відділ ЛДТУ, С. 197-200.

THE INVESTIGATION OF THE PROCESS OF A SCREW CONVEYER SAFETY DEVICE ACTUATION

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СПРАЦЮВАННЯ ЗАПОБІЖНОГО ПРИБОРУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Prof. Ph.D. Eng Gevko R.B.¹⁾, Ph.D. Eng. Klendiy O.M.²⁾

¹⁾Ternopil National Economical University / Ukraine; ²⁾Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University / Ukraine
E-mail: alex_ks@mail.ru

Abstract: The article presents the design of a safety device with slipping and axial shifting regimes, which are separated in time and are used in order to recondition the working capacity of a conveyer. Also, power analysis of the operation of a safety mechanism is conducted, which gives the opportunity to estimate the change in the moment of rotation of a driven half-clutch and a screw T depending on the change in the angle of the relative turning of half-clutches ρ . Based on the results of the static experimental investigation of the safety device, it was determined that the given static analytical dependences can be used in the engineering design of different standard sizes of a safety device.

Key words: screw conveyor, the safety device, half clutch, torque, groove.

INTRODUCTION

Screw conveyers are widely used for moving loose and lump materials in different production processes. However, when transporting some materials, a screw working body may jam, which can be caused by the clearance between the surface of screw rotation and the inner surface of a directing case.

In order to recondition the working capacity of a conveyer it is necessary to shift the jammed edge of a conveyer in the axial direction from the place of contacting with the material and, after the removal of the surcharge, the elements of the drive must provide the initial state of the working body for transporting the materials to the unloading area.

The principle of reversing a jammed body, which is carried out with the help of planetary safety devices, which secure the reverse rotation of a conveyer from a nonessential angle of turn to a couple of complete revolutions with further reconditioning of its initial state, is known.

Moreover, it is possible to shift the jammed working body of a screw with the help of ball safety clutches with edgewise making of holes both at clutch release and at clutch engagement [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].

Having analyzed the available investigations, it can be deduced that the main disadvantages of the existing safety devices, which ensure the reversing of overloaded working bodies, are their constructional and technological complexity, material holding capacity and unreliability in use. Also, they have considerable overall size and when working, there can be great dynamical load due to the significant inertia power of the slave holes of a drive and a working body with the automatic reconditioning of its initial state.

MATERIAL AND METHOD

In order to improve the effectiveness of the functioning of conveyers in the extreme conditions of their operation, the circuit of a safety device is propounded (Fig. 1. a), which ensures the axial shift of a screw in the direction opposite to the direction of the

Резюме: В статті представлена конструкція запобіжного пристрою з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для автоматичного відновлення робочого стану конвеєра. Також проведений силовий аналіз роботи захисного механізму, який дає змогу оцінити зміну крутного моменту веденої півмуфти і шнека T від зміни кута відносного повертання півмуфт ρ . Виконані статичні експериментальні дослідження запобіжного пристрою, за результатами яких встановлено, що представлені в статті аналітичні залежності можуть бути використані при інженерному проектуванні різних типорозмірів запобіжного пристрою.

Ключові слова: шнековий транспортер, запобіжний пристрій, півмуфта, крутний момент, канавка.

ПЕРЕДУМОВА

Гвинтові транспортери широко використовують під час переміщення сипких і кускових матеріалів в різних виробничих процесах. Однак при транспортуванні матеріалів можливі заклинювання гвинтового робочого органу, які виникають внаслідок наявності зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючого кожуха.

Для відновлення працездатності конвеєра необхідно відвести в осьовому напрямку заклинене ребро шнека від контакту з матеріалом, і в подальшому після зняття перевантаження, елементи приводу повинні забезпечити початкове положення робочого органу для транспортування матеріалу в зону вивантаження.

Відомий принцип реверсування заклиненого робочого органу, який здійснюється за допомогою планетарних запобіжних пристроїв, що забезпечують зворотне повертання шнека від незначного кута повороту до декількох повних обертів з наступним відновленням початкового положення.

Також можливий спосіб осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органу за допомогою кулькових запобіжних муфт з профільним виконанням лунок, як при виході із зачеплення, так і при їх входженні [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].

З аналізу відомих досліджень видно, що основними недоліками існуючих запобіжних пристроїв, які забезпечують реверсування перевантажених робочих органів є їх конструктивна та технологічна складність, велика матеріаломісткість, ненадійність в роботі. Також вони мають значні габаритні розміри, а при їх роботі виникають великі динамічні навантаження, внаслідок значних сил інерції ведених ланок приводу та робочого органу з автоматичним відновленням його початкового положення.

МАТЕРІАЛ І МЕТОДИКА

З метою підвищення ефективності функціонування транспортерів у екстремальних умовах експлуатації запропонована схема запобіжного пристрою (рис.1, а), що дозволить забезпечити осьове відведення шнека в напрямку протилежному до напрямку

material transportation at the automatic reconditioning of its working mode.

транспортування матеріалу при автоматичному відновленні робочого стану.

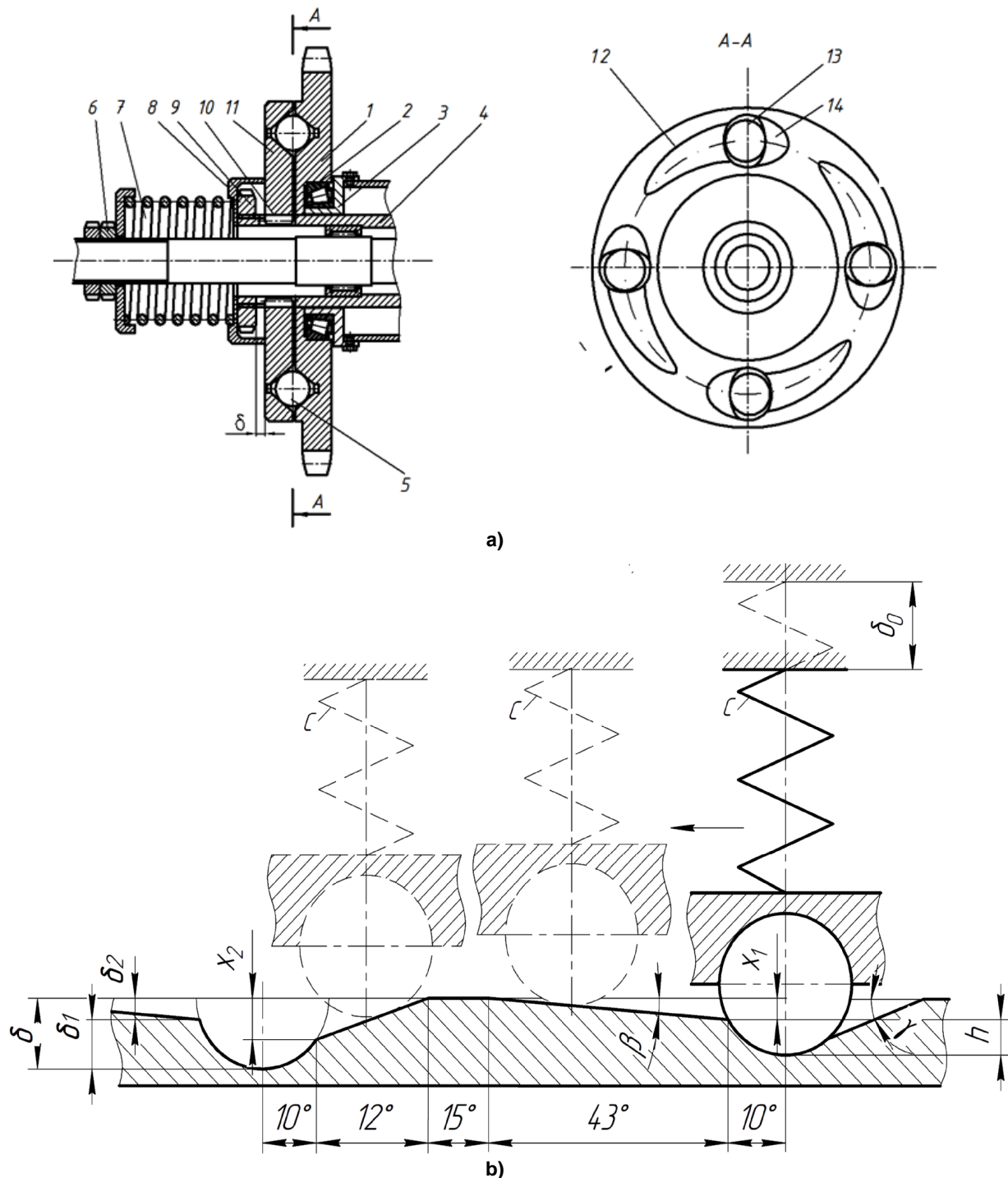


Fig. 1 – The constructive scheme of the safety device (a) and the scheme of the reamer of the working surface (b) / Конструктивна схема запобіжного пристрою (а) та схема розгортки робочої поверхні ведучої півмуфти (б)

When the working body of a screw conveyor is jammed, the driven half-coupling of the device stops and the driving one continues rotation. As a result, the main unlinking of half-clutches takes place, in other words, balls come out of holes with the value of δ_1 . Then, the balls move along the inclined working grooves with β slope angle on the head plane of a driving half-clutch and thus, smooth and “soft” axial shift of a screw working body with the value of δ_2 takes place, which essentially decreases the dynamic overloading of the drive of a

При виникненні заклинювання робочого органу шнекового транспортера ведена півмуфта запобіжного пристрою зупиняється, а ведуча продовжує обертатись. Внаслідок цього відбувається основне розчеплення півмуфт, тобто здійснюється вихід кульок з лунок на величину δ_1 . Далі кульки рухаються по похилих робочих канавках з кутом нахилу β на торцевій поверхні ведучої півмуфти, і таким чином здійснюється плавне «м'яке» осьове відведення гвинтового робочого органу на величину зазору δ_2 , що суттєво зменшує динамічне навантаження

screw conveyer. Due to the rotation of a driving half-clutch, balls return to their initial state moving along inclined reverse grooves with γ slope angle on the head plane of a driving half-clutch, in other words, smooth and "soft" reconditioning of the working capacity of a screw conveyer takes place.

Figure 2 shows the constructive scheme and the general form of the working surface of the driving half-clutch of a safety device [9].

на привід шнекового транспортера. Внаслідок обертання ведучої півмуфти кульки заходять у початкове положення, рухаючись при цьому по похилих зворотних канавках з кутом нахилу γ на торцевій поверхні ведучої півмуфти, тобто відбувається плавне «м'яке» відновлення робочого стану шнекового транспортера.

На рис. 2 зображені конструктивна схема та загальний вигляд робочої поверхні ведучої півмуфти запобіжного пристрою [9].

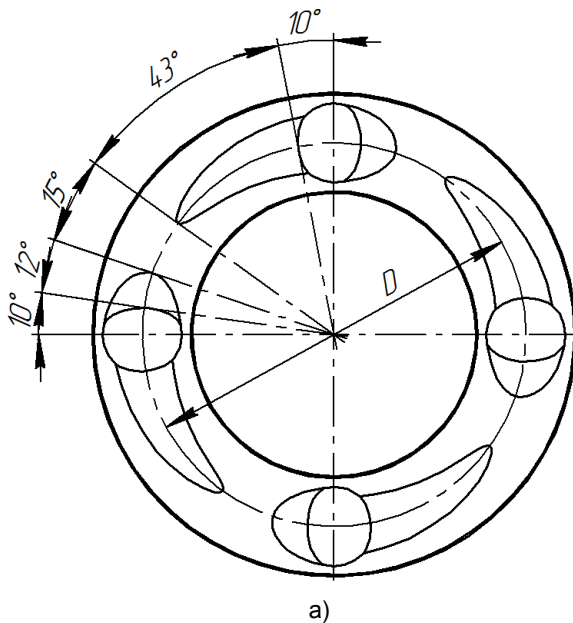


Fig. 2 - The constructive scheme (a) and the general form (b) of the working surface of the driving half-clutch of a safety device / Конструктивна схема (a) та загальний вигляд (б) робочої поверхні ведучої півмуфти запобіжного пристрою

In order to analyze the variations in the value of the moment of rotation from turning the half-clutches of a safety device at different stages of its actuation, power calculation was conducted.

At the first stage, the linkage of the balls and the holes of a driving half-clutch is to be considered (Fig. 1. b).

The initial T_{1o} and the maximum T_{1max} moment of rotation is determined using the following formula (1):

$$T_{1o} = T_{1max} = \frac{Rc\delta_0}{\frac{r-h-tg\varphi\sqrt{r^2-(r-h)^2}}{\sqrt{r^2-(r-h)^2+(r-h)tg\varphi}}}, \quad (1)$$

where R - radius of balls disposition; c - spring stiffness; δ_0 - preliminary spring pull; r - radius of a ball; h - maximum value of the movement of balls on the surface of holes; φ - angle of friction.

At the second stage, when balls with a driven half-clutch move along the inclined working groove of a driving half-clutch, which causes the axial shift of an overloaded screw (fig/ 1, b), the initial T_{2o} and the maximum T_{2max} moment of rotation is determined using the following formula (2):

$$T_{2o} = T_{2max} = \frac{cR(\delta_0 + h + x_1)}{tg(90^\circ - \beta - \varphi)}, \quad (2)$$

where x_1 - is the running value of a ball coming out from a working groove.

At the third stage, when balls with a driven half-clutch move along the inclined flat surfaces of a driving half-clutch

Для аналізу зміни величини крутного моменту від провртання півмуфт запобіжного пристрою на різних етапах спрацювання запобіжного пристрою проведений силовий розрахунок.

На першому етапі розглянемо зачеплення кульок з лунками ведучої півмуфти (рис. 1, б).

При цьому початковий T_{1o} та максимальний T_{1max} крутний момент визначається за формулою (1):

де R - радіус розташування кульок; c - жорсткість пружини; δ_0 - попередній натяг пружини; r - радіус кульки; h - максимальна величина переміщення кульок по поверхні лунок; φ - кут тертя.

На другому етапі, при якому кульки з веденою півмуфтою переміщуються по похилій робочій канавці ведучої півмуфти, що спричиняє осьове відведення перевантаженого шнека (рис.1, б), початковий T_{2o} та максимальний T_{2max} крутний момент визначається за залежністю (2):

де x_1 - біжуча величина виходу кульки з робочої канавки.

На третьому етапі, при якому кульки з веденою півмуфтою переміщуються по похилих плоских

towards the holes in order to recondition the initial position of the whole system (Fig. 1. b), the initial T_{3o} and the maximum T_{3max} moment of rotation are determined using the following formula (3):

$$T_{3o} = T_{3max} = -\frac{cR(\delta_0 + h - x_2)}{tg(90^\circ - \gamma + \varphi)}, \quad (3)$$

where x_2 – running value of a ball entering a reverse groove.

Fig. 3 shows the dependency of the change in the moment of rotation of a driven half-clutch and a screw T on the change of the angle of the relative turning of half-clutches ρ , in static state in different angle positions of half-clutches in one cycle of the actuation of a safety device.

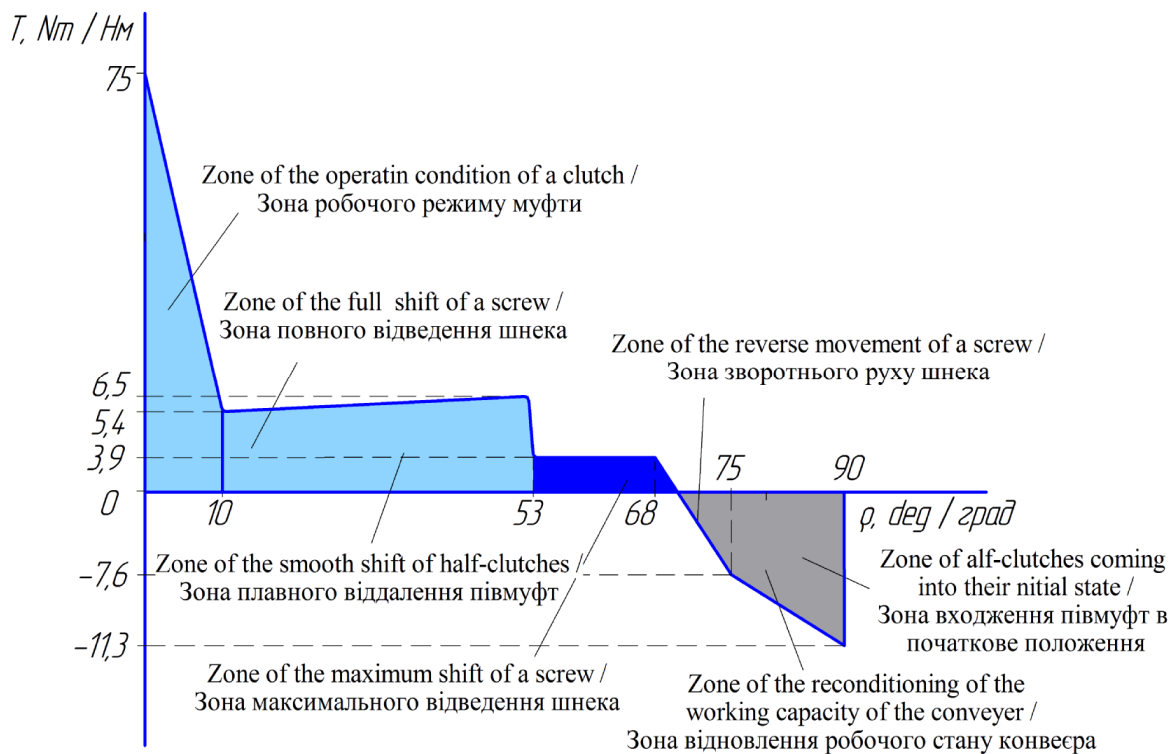


Fig. 3. – Dependency of the change in the moment of rotation of a driven half-clutch and a screw T on the change of the angle of the relative turning of half-clutches ρ /
Залежність зміни крутного моменту ведучої півмуфти і шнека T від кута відносного повертання півмуфт ρ

In order to determine the pattern of the change in the maximum moment of rotation at different stages of the actuation of a safety device and, also, in order to determine the adequacy of the theoretical calculations, static experimental investigation was conducted.

For this reason the half-clutches of a safety device were installed in the grips of a pilot machine KM-50-1. The load of the driving half-clutch was performed with the help of rotating the lower grip by an electric motor through a gearing system. The value of the moment of rotation was measured using a circular scale while the relative deviation of the half-clutches was measured using an angular scale. Furthermore, the machine is equipped with a recording device, with the help of which the curve of the dependence of the moment of rotation on the angle of the lower grip turn was traced.

The general view of the test bed, in which a safety device is installed, is shown in fig. 4.

поверхнях ведучої півмуфти в напрямку лунок для відновлення початкового положення всієї системи (рис.1, б), початковий T_{3o} та максимальний T_{3max} крутний момент визначається за залежністю (3):

де x_2 – біжуча величина входу кульки у зворотну канавку.

На рис. 3 представлена залежність зміни крутного моменту ведучої півмуфти і шнека T від кута відносного повертання півмуфт ρ , в статичному стані при різних кутових положеннях півмуфт при одному циклі спрацювання запобіжного пристрою.

З метою визначення характеру зміни максимального крутного моменту на різних етапах спрацювання запобіжного пристрою, а також встановлення адекватності теоретичних розрахунків проведено його статичні експериментальні дослідження.

Для цього півмуфти запобіжного пристрою закріплювали у захватах дослідної машини KM-50-1. Навантаження ведучої півмуфти здійснювали за допомогою обертання нижнього захвату електродвигуном через систему передач. Значення крутного моменту визначали за коловою шкалою, при цьому, фіксували відносно зміщення півмуфт за допомогою куткової шкали. Також машина оснащена записуючим пристроєм, за допомогою якого викреслюється крива залежності моменту від кута повороту нижнього захвату.

Загальний вигляд даного стенду, на якому встановлений запобіжний пристрій зображено на рис. 4.



Fig. 4 - General view of the test bed, in which a safety device is installed /
Загальний вигляд стенду, на якому встановлений запобіжний пристрій

In the process of experimentation, the value of the moments of rotation depending on the angle of the turning of a driving half-clutch was measured in a tenfold trial.

RESULTS AND DISCUSSION

Based on the results of the investigation conducted, it was determined that the uncoupling of half-clutches took place at the maximum moment of rotation, which greatly decreased when the balls were coming out of holes onto the inclined working grooves of a driving half-clutch. During the movement of the balls along the working grooves, there is no significant increase in the moment of rotation. In case of the movement of the balls along the inclined reverse grooves the antimoment arises, but its value does not exceed the moment of the actuation of a safety device.

Fig. 5 shows the results of theoretical (solid line) and experimental (dashed line) investigation.

The analysis of the graphical dependence shows that the error between the results of the theoretical investigation and the experimental investigation ranges from 3.5 ... 19.1%.

Thus, based on the results of the comparative studies, it was determined that previously deduced analytical dependences (1), (2) and (3) for measuring the moment of rotation, transmitted by a safety device, adequately depict the real processes of the actuation of the designed safety mechanism. That is why the analytical dependences can be used in the engineering design of different standard sizes of a safety device.

При проведенні досліджень фіксували значення крутних моментів в залежності від кута повертання ведучої півмуфти в десятикратній повторюваності.

РЕЗУЛЬТАТИ

За результатами досліджень встановлено, що розчеплення півмуфт відбувалось при максимальному крутному моменті, який значно зменшується при виході кульок на похилі робочі канавки ведучої півмуфти. Під час руху кульок по робочих канавках крутний момент зростає не суттєво. У випадку руху кульок по похилих зворотних канавках виникає протимомент, однак його значення не перевищує момент спрацювання запобіжного пристрою.

На рис. 5 представлені результати теоретичних (суцільна лінія) і експериментальних (штрихова лінія) досліджень.

З аналізу даних графічних залежностей видно, що похибка між результатами теоретичних і експериментальних досліджень знаходиться в межах 3,5...19,1%.

Таким чином, за результатами порівняльних досліджень встановлено, що попередньо виведені аналітичні залежності (1), (2) і (3) для визначення крутного моменту, який передає запобіжний пристрій, адекватно відображають реальні процеси спрацювання розробленого запобіжного механізму. Тому дані аналітичні залежності можуть бути використані при інженерному проектуванні різних типорозмірів запобіжного пристрою.

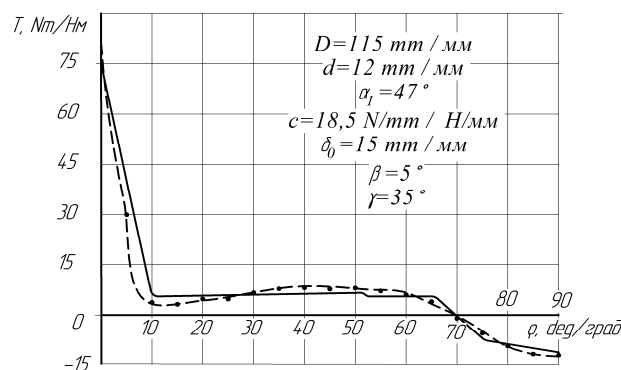


Fig. 5 - Graphical dependency of the change in the moment of rotation of a driven half-clutch and a screw on the change of the angle of the relative turning of half-clutches / Графічна залежність зміни крутного моменту запобіжного пристрою від зміни кута відносного повертання півмуфт

CONCLUSIONS

On the basis of the conducted patent survey and having analyzed the existing constructive and technological schemes of the safety devices of screw conveyers, a new construction of a safety device is propounded. The construction allows reducing the dynamic load of the drive, which greatly increases the longevity and improves the operational reliability of screw conveyers. Moreover, power analysis of the operation of a safety mechanism is conducted, which gives the opportunity to estimate the change in the moment of rotation of a driven half-clutch and a screw T depending on the change in the angle of the relative turning of half-clutches ρ . Based on the results of the static experimental investigation of the safety device, it was determined that the error between the results of the theoretical investigation and the experimental investigation ranges from 3.5 ...19.1%. That is why the given static analytical dependences can be used in the engineering design of different standard sizes of a safety device.

REFERENCES

- [1]. Sulimov V., Sulimova T., Hevko R. (1986) - *Safety Device*, A.c. 1437597, ICI F16D 7/04. №4155124. Bulletin №42. – 3pg.;
- [2]. Hevko B., Hevko R. (1989) - *Safety Device*, A.c. 1456342, ICI B65G 33/24, №4102349. Bulletin №5. – 3pg.;
- [3]. Poliakov V., Barabash I., Riakhovslyi O. (1979) - *Reference Book of Clutches*, Lviv: Machine Building, 344p.;
- [4]. Pavlova I., Vitrovyi A. (2003) - *Power Calculation of the Joint Elements of the Flexible Shaft of a Screw Working Body*, Ternopil, Bulletin of Ternopil State Technical University, vol. 8, ISSN 1727-7108. pg.44 – 49;
- [5]. Szafranski L., Rojek K., Solecki B. (1990) - *Safety Clutch*, Patent PL 276221 (A1), IPC 1-7 F16D, PL 19880276221 19881202, Poland, P. 2;
- [6]. Bartosik M. (1997) - *Unidirectional rolling-type safety coupling*, Patent PL 178315 (B1), IPC 1-7: F16D 7/06, PL 19950312063 19951223, Poland, pg. 3;
- [7]. Rupeta W., Leplarczyk D., Potoczny M. (2012) - *Safety Friction Clutch*, Patent PL 393978 (A1). IPC F16D 7/00, PL 20110393978 20110221, Poland, pg. 3.
- [8]. Buryak M.V. (2004) - *Rationale of low dynamic parameters of ball safety couplings*, Dissertation for the scientific degree of Candidate of sciences (engineering), Hmel'nitskiy, pg.22.;
- [9]. Hevko R., Klendii O. (2012) - *Safety Device*, Patent №71785, IPC F16D 7/00. № u201200608; Bulletin № 14, Ukraine, pg. P 2.

ВИСНОВКИ

На основі проведеного патентного огляду, та аналізу існуючих конструктивно-технологічних схем захисних пристроїв гвинтових конвеєрів запропоновано нову конструкцію запобіжного пристрою, яка дозволяє суттєво зменшити динамічні навантаження на привід, що значно підвищує довговічність та експлуатаційні характеристики шнекових транспортерів. Також проведений силовий аналіз роботи запобіжного механізму, який дає змогу оцінити зміну крутного моменту веденої півмуфти і шнека T від зміни кута відносного повертання півмуфт ρ . Виконані статичні експериментальні дослідження запобіжного пристрою, за результатами яких встановлено, що похибка між результататами теоретичних і експериментальних досліджень знаходиться в межах 3,5...19,1%. Тому представлені в статті аналітичні залежності можуть бути використані при інженерному проектуванні різних типорозмірів запобіжного пристрою.

БІБЛІОГРАФІЯ

- [1]. Сулимов В.К., Сулимова Т.В., Гевко Р.Б. (1986) - *Предохранительное устройство*, А.с. 1437597, МКИ F16D 7/04. №4155124. Бюл. №42. – 3 с.;
- [2]. Гевко Б.М., Гевко Р.Б. (1989) - *Предохранительное устройство*, А.с. 1456342, МКИ B65G 33/24. №4102349. Бюл. №5. – 3 с.
- [3]. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховський О.А. (1979) - *Справочник по муфтам*, Львов, Машиностроение, 344 с.;
- [4]. Павлова І.О., Вітровий А.О. (2003) - *Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого валу гвинтового робочого органу*, Тернопіль, Вісник Тернопільського державного технічного університету, Том 8, ISSN 1727-7108 С. 44 – 49;
- [5]. Szafranski L., Rоек K., Solecki B. (1990) - *Безпека зчеплення*, патент PL 276221 (A1), МПК 1-7 F16D, PL 19880276221 19881202, Польща, П. 2
- [6]. Бартосік М. (1997) - *Однопрямованої зв'язком безпеки прокатки тилу*, патент PL 178315 (B1), МПК 1-7: F16D 7/06, PL 19950312063 19951223, Польща, пар. 3;
- [7]. Rupeta W., Leplarczyk D., Potoczny M. (2012) - *Безпека тертя зчеплення*, патент PL 393978 (A1). МПК F16D 7/00, PL 20110393978 20110221, Польща, пар. 3
- [8]. Буряк М.В. (2004) - *Обґрунтування параметрів низькодинамічних кулькових запобіжних муфт*, Автореф. Канд. Техн. Наук. Хмельницький, – 22 с.;
- [9]. Гевко Р.Б., Клендій О.М (2012) - *Запобіжний пристрій*, Пат. №71785, МПК F16D 7/00, № u201200608; Бюл. № 14, Україна, С. 2

RESEARCHES ON AUTOMATION OF WEIGHING AND SACKING PROCESS OF FINISHED AGRICULTURAL PRODUCTS

CERCETĂRI PRIVIND AUTOMATIZAREA PROCESULUI DE CÂNTĂRIRE ȘI AMBALARE ÎN SACI A PRODUSELOR AGRICOLE FINITE

Eng. Milea D.¹⁾, Ph.D.Stud.Eng. Matache M.¹⁾, Ph.D.Eng. Brăcăcescu C.¹⁾, Ph.D.Eng. Păun A.¹⁾,
PhD. Eng. Żelaziński T.²⁾, Prof. PhD.Eng. Csatos C.³⁾, Eng. Găgeanu I.¹⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾Warsaw University of Life Sciences, Faculty of Production Engineering / Poland

³⁾Transilvania University of Braşov

Tel: +40 740.485.717/137; E-mail: mileadumitru57@yahoo.com

Abstract: Researches whose results are presented in this paper are on the topic of optimizing the dosing and sacking process in small and medium capacity productive units.

Using automatic weighing and dosing methods and technologies in small and medium capacity productive units brings an increased economic efficiency, leading to increased quantity of bagged products and weighing accuracy.

The technological equipment for weighing and automated management EWAM, developed at INMA Bucharest has a direct applicability in small and medium capacity milling units in the technological processes of packaging of finished products (flour and bran) in open bags, performing simultaneously two very important operations: automated bag weighing of the programmed quantity of product with a precision that fits within the prescribed limits and automated management of the quantities of sacked finished products on an indefinite period of time.

In this paper there are presented the experimental investigations for this equipment, work quality indices determined with highlighting the advantages of using the product in the flow of small and medium capacity milling units.

Keywords: weighing, dosing, automated management, dosing auger, PLC

INTRODUCTION

The field of systems and equipment for weighing, dosing and packaging agrifood products is one of the fields with a high economic impact in Romania (especially in the last years), but also in the industrially developed countries [2, 5].

Weighing, dosing and automated management are processes that eliminate, totally or partially, human intervention in the actual operations. Modern weighing, dosing and automated sacking devices represent ingenious technical solutions that comprise fields from both the mechanics and electronics, being characterized by a high precision and sensitivity [3].

Usually, operations involving direct action on the processed material are exclusively done by mechanical mechanisms or components, but also the command and dosage adjustment operations are frequently done by mechanical systems, the electronic systems having a surveillance and fine adjustment role [1].

Technological operations of weighing and dosing are not independent in the manufacturing process of products, but are integrated into various technological processes, so that the result of the operation does not emerge distinctively, but cumulated in the resulted final product, and as a result, the quality of the dosage/weighing directly influencing the quality of the final product [4].

Rezumat: Cercetările ale căror rezultate sunt prezentate în acest articol au ca subiect optimizarea procesului de dozare și ambalare în saci în unitățile productive de mică și medie capacitate.

Utilizarea metodelor și tehnologiilor de cântărire și dozare automată în unitățile productive de mică și medie capacitate aduce cu sine o creștere a eficienței economice a acestora, conducând la creșterea cantității produselor ambalate în saci și a preciziei de cântărire.

Echipamentul tehnologic pentru cântărire și gestionare automată ECGA conceput la INMA București are aplicativitate directă în cadrul unităților de morărit de mică și medie capacitate în cadrul proceselor tehnologice de ambalare în saci deschiși a produselor finite (făină și țărâță) unde realizează simultan două operații foarte importante: cântărirea automată în saci a cantității de produs programată cu o precizie care să se încadreze în anumite limite prescrise și gestionarea automată a cantităților de produse finite ambalate în saci pe perioade nedeterminate.

În această lucrare sunt prezentate investigațiile experimentale ale acestui echipament, indicii calitativi de lucru determinați cu evidențierea avantajelor utilizării acestuia în fluxul unităților de morărit de mică și medie capacitate.

Cuvinte cheie: cântărire, dozare, gestionare automată, melc dozare, PLC

INTRODUCERE

Domeniul sistemelor și echipamentelor de cântărire, dozare și ambalare pentru produsele agroalimentare este unul din domeniile de mare impact economic în România (mai ales în ultimii ani), dar și în țările dezvoltate din punct de vedere industrial [2, 5].

Cântărirea, dozarea și gestionarea automată sunt procese prin care se elimină total sau parțial intervenția umană din operațiile propriu-zise. Dispozitivele moderne de cântărire, dozare și însăcuire automată sunt soluții tehnice ingenioase ce cuprind domenii atât din mecanică cât și din electronică fiind caracterizate printr-o precizie și sensibilitate înaltă [3].

De regulă, operațiile ce presupun acțiunea directă asupra materialului prelucrat sunt efectuate în exclusivitate de mecanisme sau componente mecanice, însă și operațiile de comandă și reglaj al dozării sunt efectuate de multe ori de sisteme mecanice, cele electronice având rolul de supraveghere și reglaj fin [1].

Operațiile tehnologice de cântărire și dozare nu sunt independente în procesul de fabricație al produselor, ci se integrează în procese tehnologice diverse, astfel încât rezultatul operației nu apare distinct, ci cumulat în produsul final rezultat, iar ca urmare, calitatea dozării / cântării influențând direct calitatea produsului final [4].

According to the most modern equipment in the field and encompassing innovative constructive solutions, the *technological equipment for weighing and automated management EWAM* (fig. 1), developed at INMA Bucharest has a direct applicability in small and medium capacity milling units in the technological processes of packaging finished products in open bags, performing two very important operations:

- automated bag weighing of the programmed quantity of product with a precision that fits within the prescribed limits;
- automated management of the quantities of sacked finished products on an indefinite period of time.

The equipment can also be successfully integrated in the technological flows of units producing concentrated fodder or in other specific units that practice packaging granular or powdered product in bags.

Aliniat celor mai moderne utilaje din domeniu și înglobând soluții constructive inovatoare, *echipamentul tehnologic pentru cântărire și gestionare automată ECGA* (fig.1) conceput la INMA București, are aplicativitate directă în cadrul unităților de morărit de mică și medie capacitate în cadrul proceselor tehnologice de ambalare în saci deschiși a produselor finite unde realizează două operații foarte importante:

- cântărirea automată în saci a cantității de produs programată cu o precizie care să se încadreze în anumite limite prescrise;
- gestionarea automată a cantităților de produse finite ambalate în saci pe perioade nedeterminate.

Echipamentul se poate integra cu succes și în fluxurile tehnologice din unitățile pentru obținerea nutrețurilor concentrate sau alte unități specifice care practică ambalarea produselor granulare sau pulverulente în saci.



Fig. 1. – Equipment for weighing and automated management– EWAM - Overview /
Echipament pentru cântărire și gestionare automată ECGA - vedere generală

MATERIAL AND METHOD

In figure 2 is presented the constructive scheme for *technological equipment for weighing and automated management EWAM*.

MATERIAL ȘI METODĂ

În figura 2 este prezentată schema constructivă a *echipamentului tehnologic pentru cântărire și gestionare automată ECGA*.

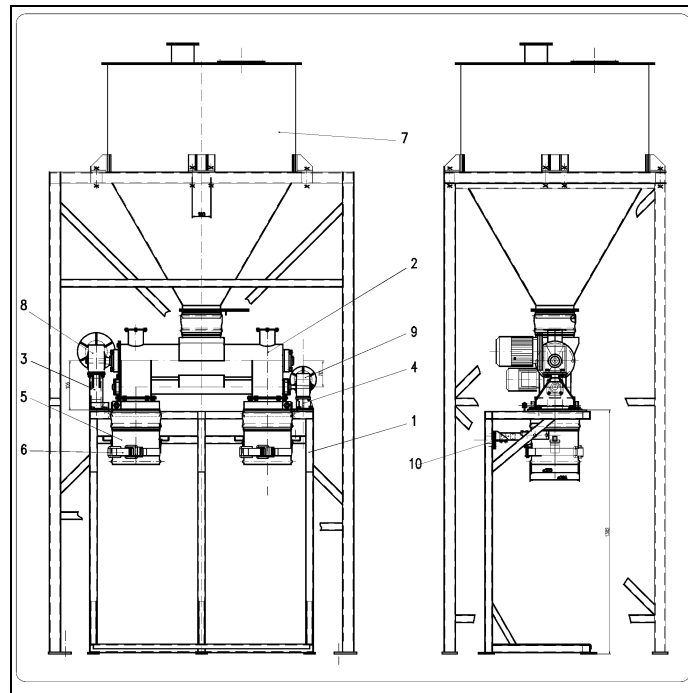


Fig.2 - Constructive scheme for the *Technological Equipment for Weighing and Automated Management EWAM / Schema constructivă a Echipamentului tehnologic pentru cântărire și gestionare automată ECGA*

1- Support frame / *Cadru suport*; 2- Dosing group / *Grup dozare*; 3- Gearmotor holder 1 / *Suport motoreductor 1*; 4- Gearmotor holder 2 / *Suport motoreductor 2*; 5- Filling spout / *Gură de sac*; 6- Bag fixing strap / *Chingă fixare sac*; 7- Bunker / *Buncăr*; 8- Gearmotor 1 / *Motoreductor 1*; 9- Gearmotor 2 / *Motoreductor 2*; 10- Tensometric dose / *Doză tensometrică*

The dosing group (fig. 3) is the subassembly that performs the dosage of products that will be sacked. The augers (pos. 2, 3) are mounted in the framework (pos. 1) through some bearings with oscillating ball bearings that ensure a good sealing against any type of dust.

Grupul dozare (fig. 3) este subansamblul care realizează dozarea produselor ce urmează a fi însăcuite. Melcii (poz. 2, 3) se montează în carcasă (poz.1) prin intermediul unor lagăre cu rulmenți oscilanți care asigură o bună etanșare împotriva prafului de orice natură.

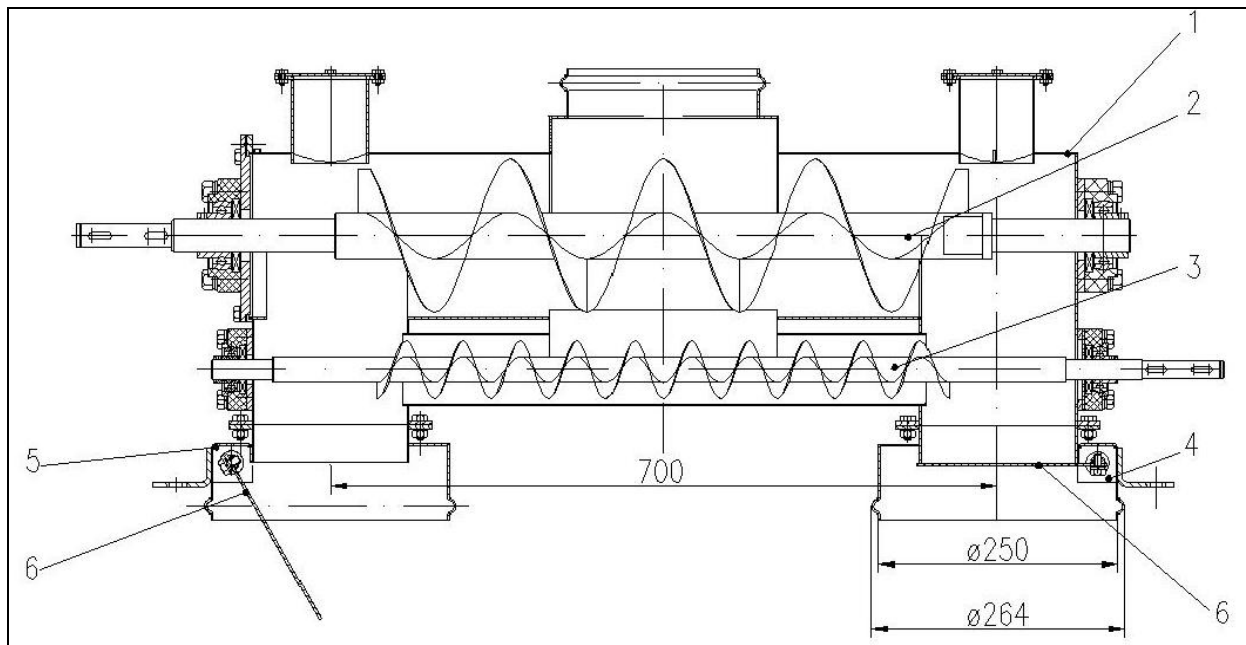


Fig. 3 - Constructive scheme for the *Dosing group / Schema constructivă a Grupului de dozare*

1- Framework / *Carcasă*; 2- Auger for coarse dosing / *Melc dozare grosieră*; 3- Auger for fine dosing / *Melc dozare fină*; 4- Evacuation 1 / *Gură evacuare 1*; 5- Evacuation 2 / *Gură evacuare 2*; 6- Flap / *Clapetă*

The command and control of the dosing operations, weighing and recording the work parameters is made by the automation installation.

In figure 4, the block scheme for the automation installation is presented.

Comanda, controlul operațiilor de dozare, cântărire și înregistrare a parametrilor de lucru se realizează de către instalația de automatizare.

În figura 4 este prezentată schema bloc a instalației de automatizare.

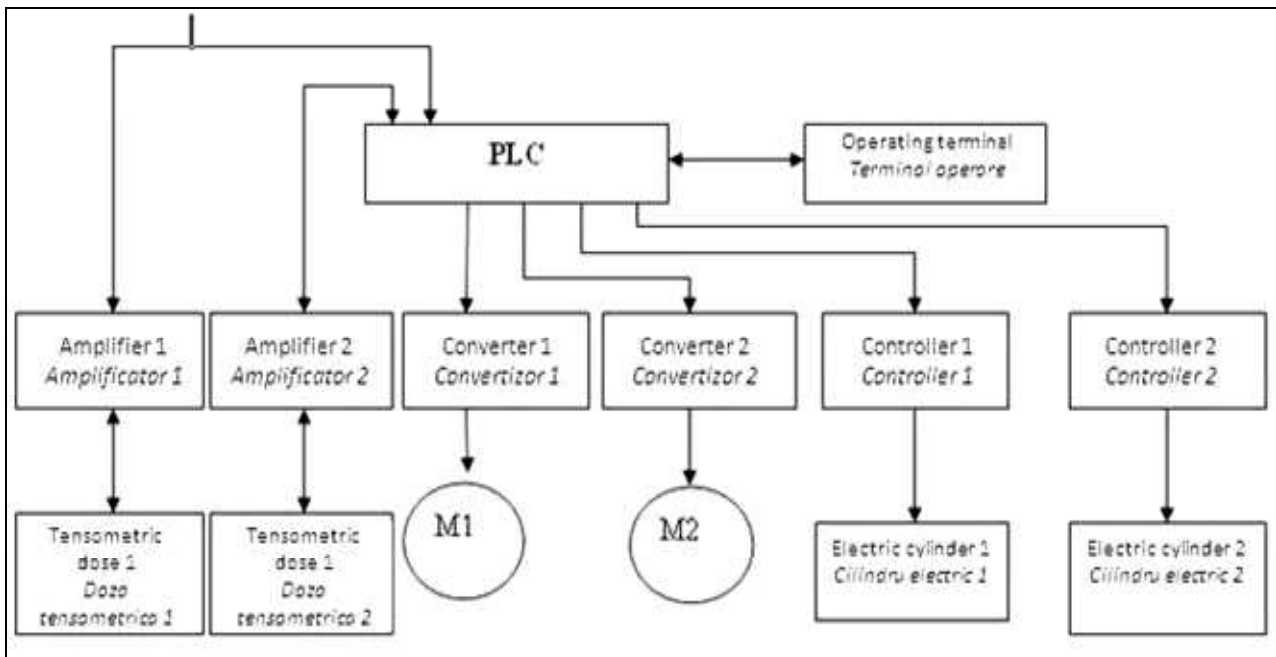


Fig. 4 - Block scheme for the automation installation / Schema bloc a instalației de automatizare

The software component of EWAM is formed by two independent programs installed on the operating terminal and on the installation's PLC.

The program loaded on the operating terminal acts as a graphic interface for the user and was developed with the GT Designer 3 graphic programming software. This program has three visualizing windows: Start Page, Parameter Settings and Weighing.

In the Settings Page the work parameters of EWAM are established and management data are visualized: number of bags and the quantity of sacked material on each working station.

Componenta software a ECGA este formată din două programe interdependente instalate pe Terminalul de operare și pe PLC-ul instalației.

Programul încărcat pe terminalul de operare are rolul de interfață grafică cu utilizatorul și a fost dezvoltat sub mediul de programare grafică GT Designer 3. Acest program este alcătuit din trei ferestre de vizualizare: Pagina Start, Setare Parametri și Cântărire.

În pagina de Setări se stabilesc parametrii de lucru ai ECGA și se vizualizează datele de gestiune: număr de saci și cantitatea de material însăcuita pe fiecare post de lucru în parte.

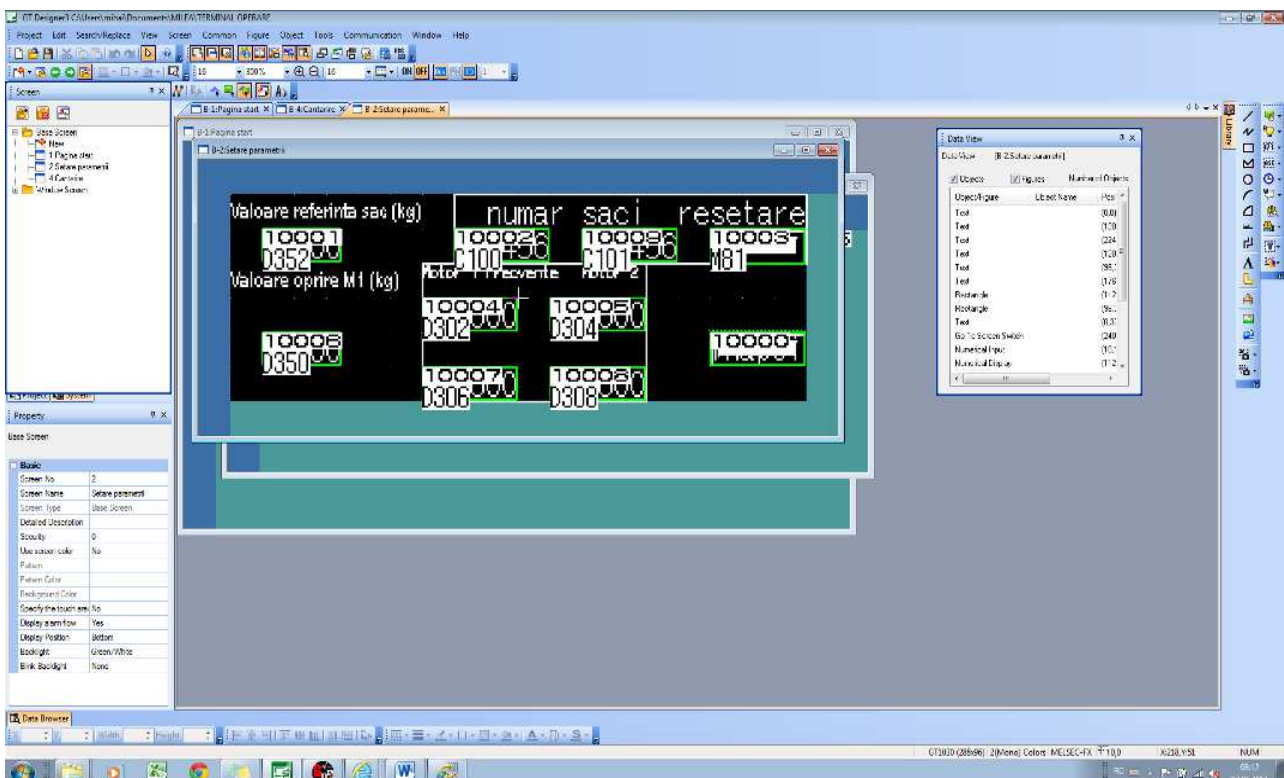


Fig. 5 - Parameter Settings Page / Pagina de Setare Parametri

The program loaded in the PLC of the automation installation is developed with the GXDeveloper software program, being structured in the form of logic instructions presented as a ladder diagram, and the transmission of signals to and from the PLC is made both analogically and digitally.

The weighing and automated management equipment has the following constructive and functional characteristics:

- overall dimensions, mm:

	without bunker	with bunker
- length	1300	1640
- width	560	1200
- height	1739	3000
- dosing auger speed, rot/min		60...560
- coarse dosing auger gearmotor drive power, kw		0.75
- fine dosing auger gearmotor drive power, kw		0.37
- productivity, no. bags /min		3-4
- weighing precision, %		$\pm 0,1$
- dosed quantity, kg		15 -60

The testing of the EWAM equipment was made at INMA, in laboratory and exploiting conditions, using its own experimental methods, carrying out the following activities: preliminary checks, initial technical expertise, experimenting operating without load, calibrating the weighing system, checking the functioning of the automation installation in simulated mode, experimenting operating under load.

For the experiments in working conditions, two types of combined fodder and 650 type flour were used. The active power consumed by every motor was determined using the following relation:

$$P = \sqrt{3} U \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (1)$$

where:

P - active power consumed;
U - tension of electric power;
I - intensity of electric power;
 $\cos \varphi$ – power factor for the electric motor (can be read on motor label).

The total consumed power will be calculated summing the active electric powers for each motor and the power of the stabilized tension source inside the electric control panel.

The weighing precision was determined with the relation [4]:

$$P = [(m_c - m_p) / m_p] \% \quad (2)$$

where:

P - weighing precision (deviation from the programmed value);
 m_c – product quantity introduced in the bag determined by weighing;
 m_p – product quantity programmed and recorded in the system.

RESULTS

The results obtained after testing the equipment in operating conditions are shown in table 1 and 2 and their graphic representation in figures 6 and 7 .

Programul încărcat în PLC-ul instalației de automatizare este dezvoltat sub mediul de programare GXDeveloper, fiind structurat sub formă de instrucțiuni logice prezentate ca diagrama ladder, iar transmiterea semnalelor la și de la PLC se face atât analogic cât și digital.

Echipamentul pentru cântărire și gestionare automată are următoarele caracteristici constructive și funcționale:

- dimensiuni de gabarit, mm

	fără buncăr	cu buncăr
- lungime	1300	1640
- lățime	560	1200
- înălțime	1739	3000
- turația melcilor de dozare, rot/min		60...560
- putere motoreductor acționare melc dozare grosieră, kw		0,75
- putere motoreductor acționare melc dozare fină, kw		0,37
- productivitatea, nr. saci/min		3-4
- precizia de cântărire, %		$\pm 0,1$
- cantitatea dozată, kg		15 - 60

Încercarea modelului experimental al echipamentului ECGA s-a realizat în cadrul INMA în condiții de laborator și de exploatare, utilizând o metodică de experimentare proprie fiind efectuate următoarele tipuri de activități: verificări preliminare, expertiza tehnică inițială, experimentări de funcționare în gol; calibrarea sistemului de cântărire, verificarea funcționării instalației de automatizare în regim simulat, experimentări de funcționare în sarcină.

Pentru experimentări în condiții de exploatare s-au folosit ca materie primă două tipuri de nutreț combinat și făină de grâu tip 650. Puterea activă consumată de fiecare motor s-a determinat cu relația:

unde:

P - puterea activă consumată
U - tensiunea curentului electric
I - intensitatea curentului electric
 $\cos \varphi$ – factorul de putere al motorului electric (se citește de pe eticheta motorului).

Puterea totală activă consumată se va calcula prin însumarea puterilor electrice active calculate pentru fiecare motor în parte și a puterii sursei stabilizate de tensiune din interiorul panoului electric de control.

Precizia de cântărire s-a determinat cu următoarea relație [4]:

unde:

P - precizia de cântărire (abaterea față de valoarea programată);
 m_c – cantitatea de produs introdusă în sac determinată prin cântărire;
 m_p – cantitatea de produs programată și înregistrată de sistem.

REZULTATE

Rezultatele obținute în urma încercărilor în condiții de exploatare a echipamentului sunt trecute în tabelele 1 și 2, iar reprezentarea lor grafică în figurile 6 și 7.

Table 1 / Tabelul 1

Operating indices / Indicii de exploatare

		$m_{\text{bag prog.}} / m_{\text{sac prog.}}$ (kg)	Motor loading frequency Frecvență alimentare motoare (Hz)	Noise Zgomot A (db)	Auger speed Turație melci n (rot/min)	Tension Tensiune U_I (V)	Power Curent I_I (A)	Tension Tensiune U_{II} (V)	Power Curent I_{II}	$P_{\text{post I}}$ (W)	$P_{\text{post II}}$ (W)
Without load / Mers în gol	Auger _m /Melc _M	-	5	64	54.7	35	2.8	35	2.6	137.32	127.51
	Auger _m /Melc _m				51.3	34	1.36	34.8	1.26	61.59	58.40
	Auger _M /Melc _M		10	67.2	138.2	55	2.34	55.3	2.35	180.34	182.10
	Auger _m /Melc _m				105.3	55	1.32	55.3	1.32	96.710	97.237
	Auger _M /Melc _M		15	69.1	170.4	75	2.36	75	2.37	248.03	249.08
	Auger _m /Melc _m				167.4	75	1.34	75	1.33	133.87	132.87
With load / Mers în sarcină	Auger _M /Melc _M	25	5	65.7	54.9	35	2.8	35	2.6	137.32	127.51
	Auger _m /Melc _m				51.3	34	1.36	34.8	1.26	61.59	58.40
	Auger _M /Melc _M		10	69.4	138	55	2.34	55.3	2.35	180.34	182.10
	Auger _m /Melc _m				105.6	55	1.32	55.3	1.32	96.710	97.23
	Auger _M /Melc _M		15	70.1	170.6	75	2.36	75	2.37	248.03	249.08
	Auger _m /Melc _m				167.3	75	1.34	75	1.33	133.87	132.87
	Auger _M /Melc _M	30	5	65.2	54.5	34	2.34	34	2.33	111.48	111.01
	Auger _m /Melc _m				51.2	34	1.34	34	1.39	60.69	62.95
	Auger _M /Melc _M		10	67.8	138.2	54	2.4	55	2.4	181.60	184.97
	Auger _m /Melc _m				105.6	54	1.33	55	1.33	95.67	97.44
	Auger _M /Melc _M		15	69.5	170.3	74	2.37	74	2.37	245.76	245.76
	Auger _m /Melc _m				167.1	74	1.33	74	1.33	131.10	131.10
	Auger _M /Melc _M	35	5	65.2	54.8	34	2.8	34	2.8	133.40	133.40
	Auger _m /Melc _m				51.2	34	1.37	34	1.37	62.04	62.04

Auger_M –big auger (coarse dosing auger) / Melc_M –melc mare (melc dozare grosieră)Melc_m –small auger (fine dosing auger) / Melc_m –melc mic (melc dozare fină)

Table 2 / Tabelul 2

Functional and energetic parameters / Parametri funcționali și energetici

		$m_{\text{bag prog.}} / m_{\text{sac prog.}}$ (kg)	$m_{\text{weighed}} / m_{\text{cântărită}}$		Motor loading frequency Frecvență alimentare motoare [Hz]	Filling time / Timp umplere [s]		No. bags/min Nr.sac/min [pcs/buc]		Weighing precision / Precizia de cântărire [%]	
			$m_{\text{weig. bag I}} / m_{\text{cant sac I}}$ [kg]	$m_{\text{weig. bag II}} / m_{\text{cant sac II}}$ [kg]		t_I	t_{II}	PI	PII	PI	PII
With load / Mers în sarcină	Auger _M /Melc _M	25	25.02	25.01	5	14	12	4	4	+0.08	+0.04
	Auger _m /Melc _m					12	13	4	4	+0.08	+0.04
	Auger _M /Melc _M		25.01	25.02	10	15	12	4	4	+0.04	+0.08
	Auger _m /Melc _m					13	16	4	3	+0.08	+0.08
	Auger _M /Melc _M		25.02	25.01	15	12	13	4	4	+0.08	+0.04
	Auger _m /Melc _m					12	12	4	4	+0.08	+0.08
	Auger _M /Melc _M	35	30.03	30.02	5	17	16	3	4	+0.1	+0.07
	Auger _m /Melc _m					15	16	3	3	+0.1	+0.03
	Auger _M /Melc _M		30.00	30.03	10	14	17	4	3	0	+0.1
	Auger _m /Melc _m					14	16	4	3	+0.07	+0.1
	Auger _M /Melc _M		30.02	30.03	15	16	15	3	4	+0.07	+0.07
	Auger _m /Melc _m					17	17	3	3	+0.03	+0.1
Auger _M /Melc _M	35	35.01	35.03	5	19	19	3	3	+0.03	+0.08	
Auger _m /Melc _m					19	18	3	3	+0.08	+0.06	

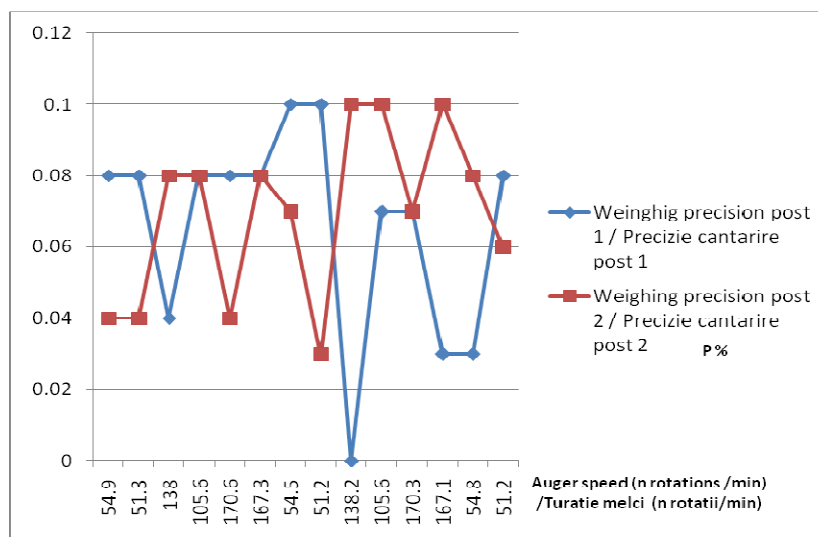


Fig. 6 - Variation of weighing precision depending on auger speed / Variația preciziei de cântărire în funcție de turația melcului

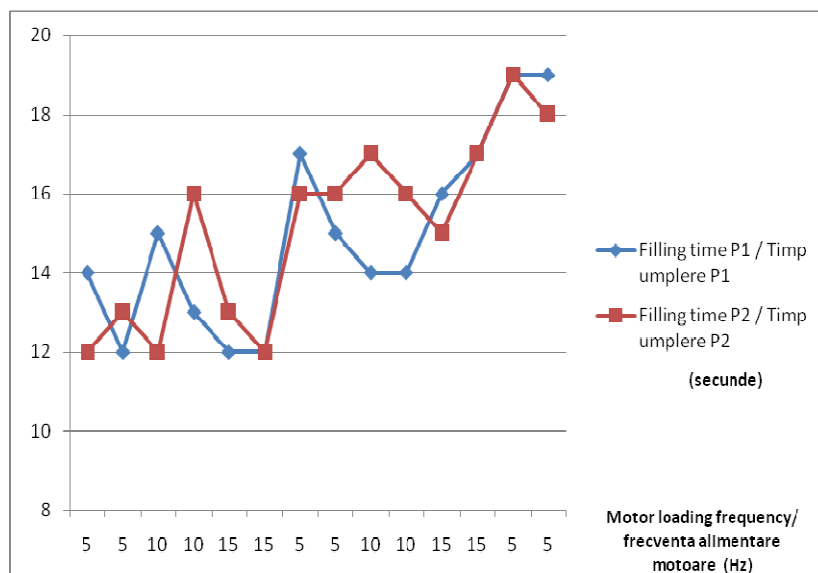


Fig. 7- Variation of filling time depending on the motor loading frequency / Variația timpului de umplere în funcție de frecvența de alimentare motoare

CONCLUSIONS

Through the constructive and functional solutions adopted after the experimental investigations it was found that the Technological equipment for weighing and automated management- EWAM ensures:

- increased productivity due to reduced service time by overlapping some activities in the packaging process, which is made possible by the fact that the machine is equipped with two workstations served by a single operator;
- easy and fast management of quantities of finished agricultural products resulted from the manufacturing process;
- safe storage in the memory of the equipment for a certain period of time of the data regarding sacked product quantities, data that can be made available to interested parties;
- securing the packaging process by the fact that the programming and work parameter modifications, as well as the system configuration, can only be made by authorized persons based on access passwords only known by those persons;
- increasing operator's yield due to the reduction of supplementary physical effort.

CONCLUZII

Prin soluțiile constructive și funcționale adoptate în urma investigărilor experimentale s-a constatat că Echipamentul tehnologic pentru cântărire și gestionare automată ECGA asigură:

- creșterea productivității muncii ca urmare a reducerii timpului de deservire prin suprapunerea unor activități din procesul de ambalare, lucru posibil prin faptul că echipamentul este prevăzut cu două posturi de lucru deservite de un singur operator;
- gestionarea rapidă și ușoară a cantităților de produse agricole finite rezultate din procesul de fabricație;
- stocarea în siguranță în memoria echipamentului pe o anumită perioadă, a datelor privind cantitățile de produse înșăcuite, date ce pot fi puse la dispoziția persoanelor interesate;
- securizarea procesului de ambalare prin faptul că programarea și modificarea parametrilor de lucru precum și configurarea sistemului, se pot face numai de persoane autorizate pe baza unor parole de acces știute doar de acestea;
- creșterea randamentului operatorului ca urmare a reducerii efortului fizic suplimentar.

Therefore, we can conclude that the usage of methods and technologies for weighing and automated dosage brings a growth in the economic efficiency and has an immediate impact on the evidence of supplied materials, also leading to the growth in the quantity of products packed in bags and in the weighing precision [2].

REFERENCES

- [1]. Merticaru V (1997) – *Packings and packaging mechanisms*. The Office for Documented Informing for the Machine Building Industry, Bucharest;
- [2]. Manea D, Cârdei P. (2011) - *Optimization of the distribution process of straw cereal sowing machines with centralized measuring*, INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol.34, No. 2/2011, pp.13-23;
- [3]. Ola D (2005) - *Experimental Researches Upon the Dosing Accuracy of Screw and Vibration Dosing Systems designed to Agro-Foods Bulk Solids*, The Bulletin of University Transilvania from Brasov, vol 12(47);
- [4] Popescu S.(2005) - *Influence of functional parameters of the gravimetric dosing process of granular agro-food material*, Buletin of The Transilvania University of Brasov, serie A, vol II (47), pg. 169-176;
- [5]. Rus F., Mărginean T.F.(2008) - *Selection criteria of solid-fluid systems separation method*, INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol.24, No.1/2008, pp.156-161.

Putem concluziona deci, că utilizarea metodelor și tehnologiilor de cântărire și dozare automată aduce cu sine o creștere a eficienței economice și are un impact imediat asupra evidenței materialelor livrate, conducând totodată la creșterea cantității produselor ambalate în saci și a preciziei de cântărire.[2]

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Merticaru V (1997) - *Ambalaje și mecanisme de ambalat*. Oficiul de Informare Documentară pentru Industria Constructoare de Mașini, București;
- [2]. Manea D, Cârdei P. (2011) - *Optimizarea procesului de distribuție al semănătorilor de cereale păioase cu dozare centralizată*, INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 34, nr. 2/2011, pag.13-23;
- [3]. Ola D (2005) – *Cercetari experimentale privind acuratetea de dozare a melcului si sistemelor de dozare cu vibratii pentru produsele solide alimentare in vrac*, Buletinul Universitatii Transilvania din Brasov, vol 12(47);
- [4] Popescu S.(2005) – *Influenta parametrilor functionali ai procesului de dozare gravimetrica a materialului alimentar granulat*, Buletinul Universitatii Transilvania din Brasov, seria A, vol II (47), pag. 169-176;
- [5]. Rus F., Mărginean T.F.(2008) - *Criterii de alegere a metodei de separare a sistemelor solid – fluid*, AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 24, nr. 1/2008, pag. 156-161.

THEORETICAL CONTRIBUTIONS TO THE DRIVE OF CEREAL CLEANING TECHNICAL EQUIPMENT ENDOWED WITH NON BALANCED VIBRATION GENERATING SYSTEMS

CONTRIBUȚII TEORETICE LA ACȚIONAREA ECHIPAMENTELOR TEHNICE DE CURĂȚIRE A CEREALELOR CU SISTEME GENERATOARE DE VIBRAȚII CU MASE NEECHILIBRATE

Ph.D. Eng. Brăcăcescu C.¹⁾, Ph.D. Eng. Sorică C.¹⁾, Ph.D. Eng. Manea D.¹⁾, Prof. PhD. Yao Guanxin²⁾,
PhD. Stud. Eng. Constantin G.A.³⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾ Along Agriculture R&D Technology and Management Consulting Co., Ltd / China;

³⁾P.U. Bucharest / Romania

Tel: 021-269.32.50; E-mail: bracacescu@inma.ro

Abstract: The paper presents the scheme of dynamic calculation of vibrating separator endowed with free vibrating plate and the author contributions concerning the determination of the movement of an intensive cleaner separator endowed with non balanced vibration generating systems. Also there are mentioned the advantages of electrical motovibrators utilisation for driving the vibrating sieves of technical equipment used for cereal cleaning in view of their processing.

Keywords: grains, cleaning, vibrating sieves, electrical motovibrator

INTRODUCTION

The primary processing represents an important link of the process of capitalization of vegetal-origin products and, at the same time, an essential operation of the conditioning chain.

The continuous progresses obtained in terms of improving the *primary processing methods* and technological base periodically determine the substantial increase of exigencies related to lack of foreign substances, seeds uniformity, sanitary state, lots' homogeneity in order to achieve a high quality level of agro-food products.

The cereal seeds primary processing before the seeds exploitation represents a complex technological process, including several constructive types of technical equipment for separating and removing the impurities existing in seeds [1, 2, 3, 4].

Therefore, profoundly knowing the technology to be used, the operating method of technical equipment appropriate to relevant technology and technical-functional parameters adjusting represent an important prerequisite to obtain the maximum quality with reduced power and man labour consumption.

Equipping with generating vibrations with non-balanced eccentric masses induced to technical equipment for separation a high yield and high efficiency of separation and theoretical approach of the study of particles motion on the vibrating sieve plan is a current challenge [5, 6].

Intensive Cleaner Separator SAI 800 (Fig. 1) manufactured at INMA Bucharest is a modern technical equipment used at removing the impurities out of cereal matter combining the principle of separation based on size difference (using surfaces put in vibrating movement) with the separation based on aerodynamical characteristics (by using a suction tube).

Rezumat: În lucrare se prezintă schema de calcul dinamic a separatorului vibrator cu un grad de libertate precum și contribuțiile privind determinarea ecuației de mișcare a unui separator aspirator intensiv acționat cu sisteme generatoare de vibrații cu mase neechilibrate. De asemenea sunt evidențiate avantajele utilizării motovibratoarelor electrice la acționarea sitelor vibratoare ale echipamentelor tehnice de curățire a cerealelor în vederea procesării.

Cuvinte cheie: semințe, curățire, site vibratoare, motovibrator electric

INTRODUCERE

Prelucrarea primară constituie o verigă importantă a procesului de valorificare a produselor de origine vegetală și este o operație primordială a lanțului de condiționare.

Progresele continue pe linia îmbunătățirii *metodelor de prelucrare primară* și a bazei tehnico-materiale determină periodic sporirea substanțială a pretențiilor față de lipsa corpurilor străine, uniformitatea semințelor, starea sanitară, omogenitatea loturilor în scopul atingerii unui nivel calitativ ridicat pentru produsele agroalimentare.

Pregătirea semințelor de cereale și plante tehnice înainte de procesare reprezintă un proces tehnologic complex, care include mai multe tipuri constructive de echipamente tehnice pentru separarea și eliminarea impurităților existente în masa de semințe [1, 2, 3, 4].

Se cere o temeinică cunoaștere a tehnologiei utilizate, a modului de funcționare a echipamentelor tehnice specifice tehnologiei precum și a reglării parametrilor tehnico-funcționali ai acestor echipamente în vederea obținerii calității maxime, cu consum minim de energie și forță de muncă.

Echiparea cu generatoare de vibrații cu mase neechilibrate conferă echipamentelor tehnice de separare un randament ridicat și o eficiență sporită a separării, iar abordarea teoretică a studiului mișcării particulelor pe planul sitei vibratoare fiind o provocare de actualitate [5, 6].

Separatorul aspirator intensiv SAI 800 (fig. 1) conceput la INMA București este un echipament tehnic modern utilizat la separarea impurităților din masa de cereale combinând principiul de separare pe baza diferenței de mărime între acestea (folosind suprafețe aflate în mișcare de vibrație) cu separarea după proprietățile aerodinamice (folosind un canal de aspirație).

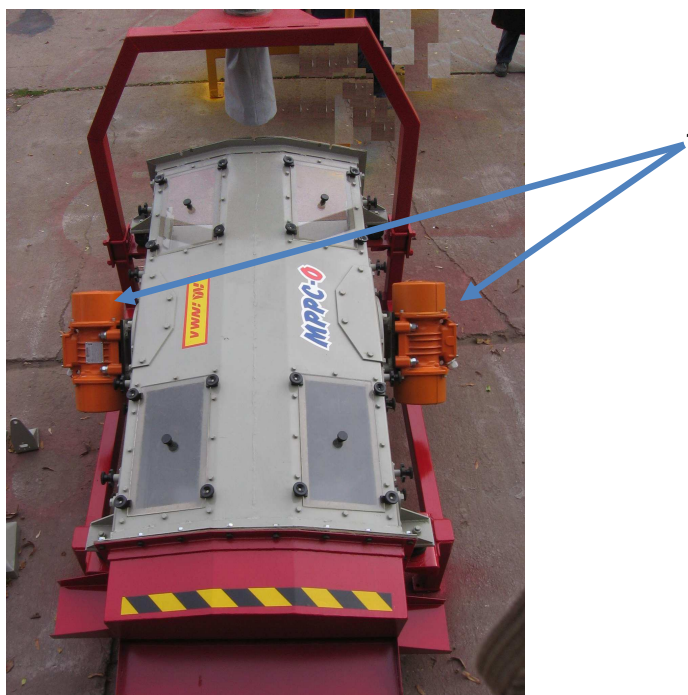


Fig. 1 – Experimental Model of Intensive Cleaner Separator SAI 800-overview) / Modelul experimental al Separatorului aspirator intensiv SAI 800-vedere generală
1- electric motovibrators / motovibratoare electrice

MATERIAL AND METHOD

The two electric motovibrators (Figure 1, poz.1) that represented the driven system of separation technical equipment shown in Figure 1 have mounted on their axles two non-balanced eccentric masses $m = m_0/2$. These are continuously rotating, in opposite directions developing the centrifugal forces $F(t)/2$ whose graphical representation is shown in Figure 2.

MATERIAL ȘI METODĂ

Cele două motovibratoare electrice (Figura 1, poz. 1) care alcătuiesc sistemul de acționare al echipamentului tehnic de separare prezentat în Figura 1 au montate pe arbori două mase neechilibrate excentrice $m = m_0/2$. Acestea se rotesc sincron, în sensuri contrare dezvoltând forțele centrifugale $F(t)/2$ a căror reprezentare grafică este prezentată în Figura 2.

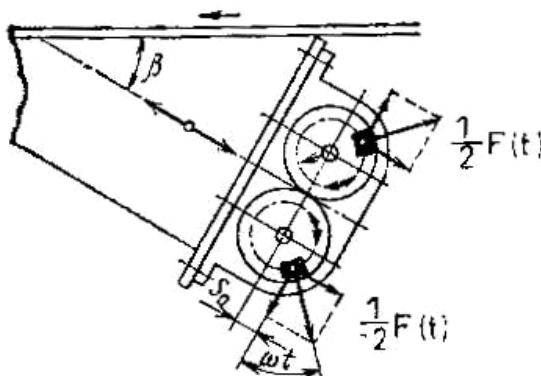


Fig. 2 – a) Graphical representation of centrifugal forces / Reprezentarea grafică a forțelor centrifugale [1]

The location of the driving system is chosen in equation with the disturbance force trajectory that should cross the mass centre (c.g.) of the whole system, eliminating in this way the additional oscillations of the worked surface which could determine the disturbance, of normal harmonical movement law.

Calculation scheme of conveyor endowed with vibrating free plate, driven by a centrifugal system with non-balanced rotating masses is shown in figure 3. The reduced mass (equivalent) m of vibrating system oscillates in direction S under the action of disturbing force $F(t)$ of driving mechanism with non-balanced masses.

Within the post-resonating operating regime, the rotation frequency of the two masses m_0 is far smaller than the own frequency of oscillating system.

Locul de plasare al sistemului de acționare se alege în așa fel încât direcția forței perturbatoare să treacă prin centrul de masă (c.g.) al întregului sistem, eliminând prin aceasta posibilitatea oscilațiilor suplimentare ale suprafeței de lucru care ar putea perturba legea armonică normală de mișcare.

Schema de calcul a separatorului vibrator cu un grad de libertate, acționat printr-un sistem centrifugal cu mase rotitoare neechilibrate este prezentată în figura 3. Masa redusă (echivalentă) m a sistemului vibrant oscilează în direcția S sub acțiunea forței perturbatoare $F(t)$ a mecanismului de acționare cu mase neechilibrate.

În regimul de funcționare postrezonant frecvența de rotație a celor două mase m_0 este cu mult mai mică decât frecvența proprie a sistemului oscilant.

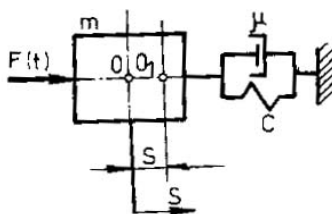


Fig. 4 - Scheme of dynamic calculation of vibrating separator endowed with free vibrating plate /
Schema de calcul dinamic a separatorului vibrator cu un grad de libertate

An external resisting force $F(c, \mu)$ opposes to oscillating mass movement m , this force appearing at the level of connecting elastic elements with damping system. Because this force reaches 85...90 % out of the amount of resistance forces, within the dynamic calculations are introduced correction coefficients for external resistance forces of loading movement on the vibrating frame.

The reduced (equivalent) mass m of system elements, which perform the oscillating movement is calculated with the relation (1):

$$m = m_s + k_{in} m_{in} \quad (1)$$

where: m_s is the equivalent mass of the vibrating frame and other components connected to it; $k_{in} = 0.1...0.25$ – reducing factor of loading mass for body frame mass [5]; m_{in} – mass of loading material on the vibrating sieve body.

For the connecting elastic elements with viscous damping, the damping hypothesis through viscous friction is generally used, the external resistance force $F(c, \mu)$ being given by the Eq.(2):

$$F(c, \mu) = cS + c\mu\dot{S} \quad (2)$$

where c is the elastic elements rigidity with viscous damping and μ – damping factor by internal friction (for rubber, $\mu = 0.001$ s).

Taking into account the D'Alembert principle applied to the intensive cleaner separator (figure 1), it can be obtained the differential movement equation of reduced mass m , namely (3):

$$m\ddot{S} = F(t) - F(c, \mu) \quad (3)$$

Integrating together the Eqs.(2) and (3) we obtain the movement equation allowing to analyze and easily calculate the working parameters of the gravitational separator endowed with non-balanced eccentric masses, considered as vibrating single mass systems, namely (4):

$$m\ddot{S} + c\mu\dot{S} + cS = F(t) \quad (4)$$

The disturbance centrifugal force $F(t)$, which determines the reduced mass oscillation, taking into consideration the transport movement (S) and relative movement (S_0) is given by the equation (5):

$$F(t) = -m_0(\ddot{S}_0 + \ddot{S}) \quad (5)$$

where \ddot{S}_0 is the component of the centrifugal acceleration appearing as a result of rotation of each of two masses $0.5 m_0$ of the centrifugal vibrator system.

Having in view the fact that the relative displacement of each mass ($0.5 m_0$) towards S is equal to $S_0 = r \cdot \sin \omega t$,

Mișcării masei oscilante m i se opune forța externă de rezistență $F(c, \mu)$ care apare în elementele de legătură elastice cu amortizare. Întrucât această forță ajunge la 85...90 % din suma forțelor de rezistență, în calculele dinamice se introduc coeficienți de corecție pentru forțele externe de rezistență ale mișcării încărcăturii pe cadrul vibrator.

Masa redusă (echivalentă) m a elementelor sistemului care efectuează mișcarea oscilatorie se calculează cu relația (1):

în care: m_s este masa echivalentă a batiului vibrant și a celorlalte piese legate de acesta; $k_{in} = 0.1...0.25$ – coeficientul de reducere a masei încărcăturii la masa batiului [5]; m_{in} – masa materialului încărcăturii aflată pe batiul vibrant cu site.

Pentru elementele elastice de legătură cu amortizare vâscoasă, în cazul general se folosește ipoteza amortizării prin frecare vâscoasă, forța externă de rezistență $F(c, \mu)$ fiind dată de relația (2):

în care: c este rigiditatea elementelor elastice de legătură cu amortizare vâscoasă; μ – factorul de amortizare prin frecare internă (pentru cauciuc, $\mu = 0.001$ s).

În baza principiului lui D'Alembert aplicat separatorului aspirator intensiv (figura 1) se obține ecuația diferențială de mișcare a masei reduse m , care are forma (3):

Rezolvând împreună ecuațiile (2) și (3), se obține ecuația de mișcare într-o formă care permite analiza și calculul comod al separatorului acționat cu mecanisme cu mase excentrice neechilibrate, considerate sisteme vibrante cu o singură masă, care are forma (4):

Forța perturbatoare centrifugală $F(t)$, care provoacă oscilația masei reduse, cu luarea în considerare a mișcării de transport (S) și a mișcării relative (S_0), este dată de relația (5):

unde \ddot{S}_0 este componenta accelerației centrifuge care apare ca urmare a rotației fiecărei din cele două mase $0,5 m_0$ ale sistemului vibrator centrifugal.

Deoarece deplasarea relativă a fiecăreia din mase ($0,5 m_0$) în direcția S este egală cu $S_0 = r \sin \omega t$, relațiile pentru

then the equations for speed \dot{S}_0 and acceleration \ddot{S}_0 are:

$$\dot{S}_0 = r\omega \cos \omega t; \ddot{S}_0 = -r\omega^2 \sin \omega t \quad (6)$$

Where: r is the non-balanced masses eccentricity; ω – rotation frequency of non-balanced eccentric masses .

Using the equations (4) and (5), we can obtain the movement equation of separator centrifugally driven by means of non-balanced eccentric masses, namely (7):

$$(m + m_0)\ddot{S} + c\mu\dot{S} + cS = m_0r\omega^2 \sin \omega t \quad (7)$$

The particular solution for this differential equation for steady oscillations has the form (8):

$$S = A \sin(\omega t - \varphi_s) \quad (8)$$

Where: A is the amplitude of system forced oscillations and φ_s – angle of phase difference between the displacement directions S și S_0 .

Differentiating Eq. (8) and replacing the speed \dot{S} and the acceleration \ddot{S} of oscillations in Eq. (7), and identifying the factors of functions $\sin \omega t$ and $\cos \omega t$ and solving a system of two equations with two unknowns, are obtained the following solutions (9), (10):

$$A = m_0r\omega^2 / \sqrt{\mu^2c^2\omega^2 + (c - m\omega^2 - m_0\omega^2)^2} \quad (9)$$

$$\varphi_s = \arctg \frac{\mu c \omega}{c - m\omega^2 - m_0\omega^2} \quad (10)$$

The amplitude A of oscillations of vibrating sieve body depends on the rotation frequency ω of non-balanced masses, having the maximum value of A_{max} for a frequency $\omega = p_1 = \sqrt{c/(m + m_0)}$, when the angle of phase difference $\varphi_s = \pi/2$, namely:

$$A_{max} = m_0r\omega/(\mu \cdot c) \quad (11)$$

Replacing the particular solution into Eq.(5), we obtain the expression of the system disturbance force:

$$F(t) = m_0[r\omega^2 \sin \omega t + A\omega^2 \sin(\omega t - \varphi_s)] = F \sin(\omega t - \psi) \quad (12)$$

The amplitude F of the disturbance force and the angle of the phase difference ψ between the force and non-balanced masses shifting from equation (12) are unknown.

If Eqs. (9) and (10) are replaced into Eq. (12) and solved through the method above, we found (13), (14) [1]:

$$F = m_0rp^2 \sqrt{\frac{\mu^2c^2\omega^2 + (c - m\omega^2)^2}{\mu^2c^2\omega^2 + (c - m\omega^2 - m_0\omega^2)^2}} \quad (13)$$

$$\psi = \arctg \frac{m_0c\mu\omega^3}{\mu^2c^2\omega^2 + (c - m\omega^2)(c - m\omega^2 - m_0\omega^2)} \quad (14)$$

The disturbance forces of driving system with non-balanced masses reaches its maximum value at a rotation frequency $\omega = p_1 = \sqrt{c/(m + m_0)}$, and by increasing the rotating speed it decreases and minimizes for a frequency of $\omega = p = \sqrt{c/m}$.

For a cycle of oscillations the mechanical work of disturbing force is given by the equation (15):

calculul vitezei \dot{S}_0 și accelerației \ddot{S}_0 sunt:

în care: r este excentricitatea maselor neechilibrate; ω – frecvența de rotație a maselor neechilibrate.

Folosind relațiile (4) și (5), se poate obține ecuația de mișcare a separatorului acționat cu mecanism cu mase excentrice neechilibrate, care are forma (7):

Soluția particulară a acestei ecuații diferențiale pentru oscilații stabilizate are forma din relația (8):

în care: A este amplitudinea oscilațiilor forțate ale sistemului; φ_s – unghiul de defazaj între direcțiile deplasării S și S_0 .

Diferențiind relația (8) și înlocuind viteza \dot{S} și accelerația \ddot{S} a oscilațiilor în ecuația (7), se obține o identitate. Prin egalarea cu zero a factorilor de pe lângă funcțiile $\sin \omega t$ și $\cos \omega t$ și rezolvând un sistem de două ecuații cu două necunoscute, se obțin soluțiile (9), (10):

Amplitudinea A a oscilațiilor batiului cu site vibratoare depinde de frecvența de rotație ω a maselor neechilibrate, având valoarea maximă A_{max} pentru frecvența $\omega = p_1 = \sqrt{c/(m + m_0)}$, când unghiul de defazaj $\varphi_s = \pi/2$, adică:

Înlocuind soluția particulară în relația (5) se obține expresia (12) a forței perturbatoare a sistemului:

Amplitudinea F a forței perturbatoare și unghiul de defazare ψ dintre forța și decalarea maselor neechilibrate din expresia (12) sunt necunoscute.

Dacă în ecuația (12) se înlocuiesc relațiile (9) și (10) și se rezolvă prin metoda prezentată anterior, se obțin mărimile căutate (13), (14) [1]:

Forța perturbatoare a sistemului de antrenare cu mase neechilibrate are valoarea maximă la frecvența de rotație $\omega = p_1 = \sqrt{c/(m + m_0)}$, iar prin creșterea turației se micșorează și devine minimă pentru frecvența $\omega = p = \sqrt{c/m}$.

Pentru un ciclu al oscilațiilor lucrul mecanic al forței perturbatoare este dat de integrala din relația (15):

$$W = \int_0^T F(t) \frac{dS}{dt} dt \quad (15)$$

where $T = 2\pi/\omega$ is the period of non-balanced masses rotation. Replacing Eq.(11) within the above integral equation and determining the speed $\dot{S} = dS/dt$ from equation (8) we obtain (16):

$$W = FA\omega \int_0^{2\pi/\omega} \sin(\omega t - \psi) \cos(\omega t - \varphi_s) dt = \pi FA \sin(\varphi_s - \psi) \quad (16)$$

RESULTS

By means of known equations (8), (9), (12) and (13) the expression of the mechanical work is obtained as (17):

$$W = \frac{\pi \mu c m_0^2 r^2 \omega^5}{\mu^2 c^2 \omega + (c - m \omega^2 - m_0 \omega^2)^2} \quad (17)$$

The necessary power (in kW) for ensuring the driving of separator, in case of a steady regime is established by taking into account the transmission output using the equation (18):

$$P = \frac{W}{1000T} = \frac{W\omega}{2\pi 1000} \text{ [kW]} \quad (18)$$

where T is the period of oscillations (in s), given by the expression $T = 2\pi/\omega$.

In case of a post resonance adjustment, the amplitude can be determined with the equation (19):

$$A \approx (m_0 / m)r \quad (19)$$

Determining the resistance forces generated in the connecting elastic elements with damping is a very complicate problem for each type of separator and driving system.

The vibration isolating index given by the elastic elements is between $0 < I_i < 1$ and it is obtained by the relation (20) [5]:

$$I_i = 1 - \frac{1}{f_s \left(\frac{n}{950} \right)^2 - 1} \quad (20)$$

where:

f_s is the static arrow of elastic elements under the influence of separator's frame weight and product on the vibrating sieve, mm and n - driving element pulsation (s^{-1}).

From the above relations, it can be seen that:

- angular drive is not in a major influence with the resulting amplitude in the case of electrical motovibrators driving;
- the resulting amplitude is decisively influenced by the eccentric mass and the radius of its location;
- vibration generator prints to the body with sieves a disruptive force straightly directed .

CONCLUSIONS

The utilization of electric motovibrators as acting systems for technical equipment which separate the impurities from cereal seed mass has a series of advantages: simplifies the kinematic chain, intensifies the separating process, reduces the stress transmitted to the foundation, assures easy installation on active parts of technical equipment (due to the small volume, so that the vibration's direction passes through gravity centre of the whole system), easy adjustment of technical and

unde $T = 2\pi/\omega$ este perioada unei rotații a maselor neechilibrate. Substituind în expresia integralei ecuația (11) și determinând viteza $\dot{S} = dS/dt$ din relația (8) se obține (16):

REZULTATE

Cu ajutorul relațiilor cunoscute (8), (9), (12) și (13) se obține expresia pentru calculul lucrului mecanic (17):

Puterea (în kW) necesară pentru asigurarea funcționării separatorului, în cazul unui regim stabilizat, se stabilește cu luarea în considerare a randamentului transmisiei astfel utilizând relația (18):

unde T este perioada oscilațiilor (în s), dată de relația: $T = 2\pi/\omega$.

În cazul unui reglaj postrezonant, amplitudinea poate fi determinată cu relația aproximativă (19):

Determinarea forțelor de rezistență care iau naștere în elementele de legătură elastice cu amortizare este complicată și constituie o problemă de sine stătătoare pentru fiecare tip de separator și sistem de antrenare. Indicele de izolare a vibrațiilor, asigurat de elementele elastice, este cuprins între $0 < I_i < 1$ și este dat de relația (20) [5]:

unde:

f_s este săgeata statică a elementelor elastice sub influența greutății cadrului separatorului și a produsului aflat pe sita vibratoare la un moment dat, în mm; n - pulsația elementului de antrenare, în s^{-1} .

Din relațiile de mai sus, se poate constata că:

- pulsația de antrenare nu influențează într-un mod major amplitudinea rezultantă în cazul acționării cu motovibratoare electrice;
- amplitudinea rezultantă este influențată în mod decisiv de masa excentricului și de raza de amplasare a acestuia;
- generatorul de vibrații imprimă batiului cu site o forță perturbatoare dirijată rectiliniu.

CONCLUZII

Utilizarea motovibratoarelor electrice ca sistem de acționare al echipamentelor tehnice de separare a impurităților din masa de cereale conduce la o serie de avantaje: simplificarea lanțului cinematic, intensificarea procesului de separare, reducerea solicitărilor transmise fundației, montare ușoară a acestora pe organele active ale echipamentului tehnic (datorată volumului mic, astfel încât direcția vibrației să treacă prin centrul de greutate al întregului sistem), reglarea ușoară a parametrilor tehnico-

functional parameters (amplitude, actuation force) and oscillation's direction.

Viewing the fact that the state-of-art equipment is aimed at achieving a higher technological effect with specific consumption of reduced materials and energy, the utilization of these systems generating vibrations is fully justified.

REFERENCES

- [1]. Krampe H. (1990) - *Transport, handling, storage*, VEB Fachbuchverlag, Leipzig;
- [2]. Hodges R., Farrell G. (2007) - *Durables Case Studies in the handling and storage of durable commodities*, Crop Post-Harvest: Science and Technology, Volume 2, Wiley-Blackwell, ISBN:978-0-632-05724-5;
- [3]. Păun A., Pirnă I., Găgeanu P. (2012) - *Increasing the added value of processed products in the milling industry by implementing a combined calibrator in wheat preparation technological scheme*, INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 6, No.1/2012, pp. 63-69;
- [4]. Stoica D., Voicu Gh., Plosceanu B. & co. (2013) - *Dynamic modelling of a conical three-point suspended vibratory sieve*, INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol.40, No.2/2013, pp.11-19;
- [5]. Voicu Gh., Orășanu N. (2009) - *Some considerations about the study of particles motion on the sieve plan with a circular motion*, Proceedings of the Second International Conference „Research people and actual tasks on multidisciplinary sciences”, vol.2, Lozenec, Bulgaria, pg. 63-67, (ISSN 1313-7735), Publisher Bulgarian National - Multidisciplinary Scientific Network of the Professional Society for Research Work;
- [6]. Zenkov P.L., Ivaskov I.I., Kolobov L.N. (1987) - *Machines for continuous transport*, Mechanical Engineering, Moscow.

funcționali (amplitudine, forța de acționare) și a direcției oscilațiilor.

Având în vedere că noile generații de echipamente de separare urmăresc realizarea unui efect tehnologic superior cu consumuri specifice de materiale și energie reduse, folosirea acestor sisteme generatoare de vibrații este pe deplin justificată.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Krampe H. (1990) - *Transport, Manipulare, Stocare*, VEB Fachbuchverlag, Leipzig;
- [2]. Hodges R., Farrell G. (2007) - *Studii de caz privind manipularea și depozitarea de mărfuri durabile*, Culturi post recoltare: Știință și Tehnologie, Volum 2, Wiley-Blackwell, ISBN: 978-0-632-05724-5;
- [3]. Păun A., Pirnă I., Găgeanu P. (2012) - *Creșterea valorii adăugate a produselor procesate în industria morăritului prin implementarea în schema tehnologică de pregătire a grâului a unui tarar combinat*, INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol.36, Nr.1/2012, pag. 63-69;
- [4]. Stoica D., Voicu Gh., Plosceanu B. ș.a. (2013) - *Modelarea dinamică a unei site conice vibratoare suspendată în trei puncte*, AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol.40, Nr.2/2013, pag.11-19;
- [5]. Voicu Gh., Orășanu N. (2009) - *Unele considerații cu privire la studiul mișcării particulelor pe planul sitei cu mișcare circulară*, Lucrările celei de-a doua Conferințe Internaționale „Cercetatori și sarcini concrete în domeniul științelor multidisciplinare”, vol. 2, Lozenec, Bulgaria, pag. 3-67, (ISSN 1313-7735), Editura Națională a Bulgariei - Rețeaua științifică multidisciplinară a Societății Profesionale a lucrătorilor din cercetare;
- [6]. Zenkov P.L., Ivaskov I.I., Kolobov L.N. (1987) - *Mașini pentru transportul continuu*, Inginerie Mecanică, Moscova.

WAYS TO OPTIMIZE THE ELECTROMAGNETIC WAVES APPLICATIONS IN AGRICULTURE AND FOOD INDUSTRY

DIRECTII IN OPTIMIZAREA APLICATIILOR UNDELOR ELECTROMAGNETICE IN AGRICULTURA SI INDUSTRIA ALIMENTARA

Eng. Ludig M.¹⁾, Math. Cârdei P.¹⁾, Ph.D. Eng. Muraru V.¹⁾, Prof. Ph.D. Eng. Mihailov N.²⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾University of Rousse / Bulgaria
Tel: 0264-401675; E-mail: petru_cardei@yahoo.com

Abstract: This paper presents some possibilities to optimize the use of electromagnetic waves, microwaves for the being moment, in agriculture and food industry. Concerns on this issue have arisen from some research topics about heating systems for agricultural products in their manufacturing processes. Obviously, at a later time, other interesting applications were suggested. For the present moment, the applications are limited to the drying process of herbs, fruits and vegetables or materials that must be preheated for processing (sawdust for pellets). For future applications, microwaves and other electromagnetic waves can extend their use in complex treatment for stored fruits and vegetables processing, treatment against pests existing in agricultural fields or in other areas. A mathematical model of a microwave oven from specialized literature is used in this paper in order to obtain a better positioning of organic matter inside the oven or a more favorable thermal field inside the oven.

Keywords: optimization, electromagnetic waves, microwaves

INTRODUCTION

According to [6], microwaves are electromagnetic waves with wavelengths between 1 mm and 1 m, with frequencies between 300 MHz and 300 GHz. Microwaves have multiple applications: communication (telephone, wireless, bluetooth), radar, radio astronomy, navigation (GPS) spectroscopy, heating, power transmission and application (microwave ovens, semiconductor processing, chemical depositing, TOKAMAK devices, experimental fusion reactors, non-lethal weapons, and so on).

Microwaves can be generated by devices called magnetrons and directed towards target areas using waveguides.

Therefore, the most important applications of microwaves in agriculture and food industry as those from the final category, namely their use for heating, drying or burning of organic tissues or materials in various manufacturing processes [2, 3, 4].

Processes that require thermal heating were studied at INMA in the past several years, this can be achieved by using microwaves [5]:

- biogas plant;
- pellet press when drying sawdust.

Electromagnetic waves or electromagnetic radiation is, according to [8], a natural phenomenon consisting of an electric field and a magnetic field situated in the same space and are mutually generated as they are propagated. Electromagnetic waves satisfy the electromagnetic field Maxwell equations.

Rezumat: Lucrarea expune unele posibilități de optimizare a utilizării undelor electromagnetice, deocamdată microundele, în industria alimentară și agricultură. Preocupări legate de această problemă au apărut în legătură cu unele teme de cercetare ce au ca subiect sisteme de încălzire a produselor agricole în procesele de prelucrare ale acestora. Evident că ulterior au fost sugerate și alte aplicații interesante. Pentru moment, aplicațiile se limitează la procesele de uscare a plantelor medicinale, fructelor și legumelor sau a unor materiale care trebuie preîncălzite în procesul de prelucrare (rumeguș pentru peleți). Pentru viitor aplicațiile microundelor, iar apoi a altor unde electromagnetice în general, vor putea fi extinse la procese complexe de tratare a legumelor și fructelor în depozite, la tratamentul împotriva dăunătorilor din plantațiile agricole sau în alte domenii. În această lucrare se folosește un model matematic al unui cuptor cu microunde, din literatură de specialitate, pentru a obține o cât mai bună poziționare a substanței organice în cuptor sau un câmp termic cât mai favorabil în interiorul cuptorului.

Cuvinte cheie: optimizare, unde electromagnetice, microunde

INTRODUCERE

Conform [6], microundele sunt o categorie de unde electromagnetice cu lungimi de undă cuprinse între 1 mm și 1 m, având frecvențe cuprinse între 300 MHz și 300 GHz. Aplicațiile microundelor sunt multiple: comunicații (telefonie, telefonie fără cablu, bluetooth), radar, radioastronomie, navigare (GPS), spectroscopie, încălzire și transmiterea și aplicarea energiei (cuptoare cu microunde, prelucrarea semiconductoarelor, realizarea de depuneri chice, instalații TOKAMAK, reactoare de fuziune experimentale, armament neletal, etc.).

Microundele pot fi generate cu ajutorul unor dispozitive numite magnetroane și direcționate în spațiile țintă cu ajutorul unor ghiduri de undă.

Prin urmare, cele mai importante aplicații ale microundelor în agricultură și industria alimentară ar fi cele din ultima categorie, mai precis folosirea acestora la încălzirea, uscarea sau arderea unor țesuturi organice, sau materii prime în diverse procese de prelucrare [2, 3, 4].

Procesele care solicită încălzire termică au fost introduse în studiu la INMA în ultimii ani, aceasta putând fi realizată prin folosirea microundelor [5]:

- instalația de produs biogaz;
- presa de peleți din rumeguș la partea de uscare.

Undele electromagnetice sau radiația electromagnetică, sunt, conform [8], fenomene fizice care constau într-un câmp electric și unul magnetic în același spațiu și care se generează reciproc pe măsură ce se propagă. Undele electromagnetice satisfac ecuațiile câmpului electromagnetic ale lui Maxwell.

MATERIAL AND METHOD

In order to optimize organic material heating, a mathematical model of the microwave oven whose construction is described in [9] was used:

The list of parameters involved in the computation is given in table 1.

MATERIAL ȘI METODĂ

Pentru optimizarea procesului de încălzire a materialului organic s-a folosit un model matematic al cuptorului cu microunde a cărui construcție este descrisă în [9]:

Lista parametrilor implicați în procesul de calcul este dată în tabelul 1.

Table 1 / Tabelul 1

Nr./ No.	Denumire parametru / Parameter name	Notatie / Notation	Unitate de masura / Unit of measure	Valoarea in problema / Problem value			
				Cartof / Potato	Aer / Air	Sticla / Glass	Cupru / Copper
1	Intensitatea a campului electric / <i>Electric field intensity</i>	E	$V \cdot m^{-1}$				
2	Inductia magnetica / <i>Magnetic field</i>	B	T				
3	Inductia electrica / <i>Electric induction</i>	D	$C \cdot m^{-2}$				
4	Intensitatea a campului megnetic / <i>Magnetic field intensity</i>	H	$A \cdot m^{-1}$				
5	Campul de viteza Darcy / <i>Darcy speed field</i> [7]	u	$m \cdot s^{-1}$				
6	Densitate de current / <i>Current density</i>	J	$A \cdot m^{-2}$				
7	Câmpul scalar de temperatura / <i>Temperature scalar field</i>	T	K				
8	Unitatea complexa / <i>Complex unit</i>	j	-				
9	Conductivitatea mediului / <i>Environmental conductivity</i>	σ	$S \cdot m^{-1}$	0	0	0	$5.998 \cdot 10^7$
10	Permitivitatea vidului / <i>Vacuum permittivity</i>	ϵ_0	$F \cdot m^{-1}$				
11	Permitivitatea electrica relativa a mediului / <i>Relative environment electric permittivity</i>	ϵ_r	-	65-20j	1	2.55	1
12	Permeabilitatea magnetica relativa / <i>Relative magnetic permeability</i>	μ_r	$H \cdot m^{-1}$	1	1	1	1
13	Numarul de unda in vid / <i>Vacuum wavenumber</i>	k_0	m^{-1}				
14	Conductivitate termic / <i>Thermal conductivity</i>	k	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0.55			400
15	Caldura rezistiva ($J \cdot E$) / <i>Resistive heat ($J \cdot E$)</i>	Q	$W \cdot m^{-3}$				
16	Caldura rezultata prin pierderi rezistive / <i>Heat generated by resistive loss</i>	Q_{rh}	$W \cdot m^{-3}$				
17	Caldura rezultata prin pierderi magnetice / <i>Heat generated by magnetic loss</i>	Q_{ml}	$W \cdot m^{-3}$				
18	Capacitatea caloric / <i>Heat capacity</i>	c_p	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	3640			385
19	Densitatea de masa / <i>Mass density</i>	ρ	$kg \cdot m^{-3}$	1050			8700
20	Frecvente de taiere (prag) / <i>Cutoff frequency (threshold)</i>	$(\nu_c)_{mn}$	Hz				
21	Viteza luminii in vid / <i>Speed of light in vacuum</i>	c	$m \cdot s^{-1}$				300000000
24	Frecventa / <i>Frequency</i>	ν	Hz				
25	Frecventa microundelor / <i>Microwave frequency</i>	ν_c	Hz				$2.45 \cdot 10^9$
26	Numar modal / <i>Modal number</i>	m	-				1
27	Numar modal / <i>Modal number</i>	n	-				0
28	Constanta de propagare / <i>Propagation constant</i>	β	-				
29	Lungimea cuptorului / <i>Oven length</i>	w_o	m				0.267
30	Latimea cuptorului / <i>Oven width</i>	d_o	m				0.270
31	Inaltimea cuptorului / <i>Oven height</i>	h_o	m				0.188
32	Lungimea ghidajului / <i>Waveguide length</i>	w_g	m				0.050
33	Latimea ghidajului / <i>Waveguide width</i>	d_g	m				0.078
34	Inaltimea ghidajului / <i>Waveguide height</i>	h_g	m				0.018
35	Raza placii de sticla / <i>Glass plate radius</i>	r_p	m				0.1135
36	Grosimea placii de sticla / <i>Glass plate thickness</i>	h_p	m				0.006
37	Baza placii de sticla / <i>Glass plate base</i>	b_p	m				0.015
38	Raza cartofului / <i>Potato radius</i>	r_{pot}	m				0.0315
39	Temperatura initiala a cartofului / <i>Initial temperature of the potato</i>	T_0	K				281.15

In order to obtain the solution to the problem of organic material that is subjected to the action of a microwave oven, one uses a structural model proposed and solved in [9]. Distributed heat sources are calculated

Pentru solutia de baza a problemei unui material organic supus actiunii microundelor intr-un cuptor, se foloseste un modelul structural propus si rezolvat in [9]. Sursele distribuite de caldura sunt calculate printr-o analiza

in a stationary electromagnetic analysis in the frequency domain followed by a heat transfer simulation showing how thermal energy is redistributed in the organic material. The geometrical model shown in Fig. 1 is only half of the structure because its symmetry permits a more economical solution. The main components of the model are: the *microwave oven*, is represented by four copper walls, one *waveguide*, the side box through which the microwave oven is supplied with microwaves, copper walls, and also a cylindrical glass plate (only half of it because of the model's symmetry), on which organic material is placed, represented by the fourth component of the model, the potato. The oven is a metal box connected to a 500 W microwave power emitting device with a frequency of 2.45 GHz, which emits through a TE₁₀ waveguide model. The potato is cut on the side that is in contact with the glass plate to make good contact with the flat plate (the top cover support plate from the cylindrical oven) the glass, which on the one hand gives mechanical stability and on the other hand facilitates a fine finite element that is satisfying for the potato-glass plate contact. Although losses have an electrical resistance nature, metal losses are expected to be low, the impedance conditions on these walls ensure that they are taken into account.

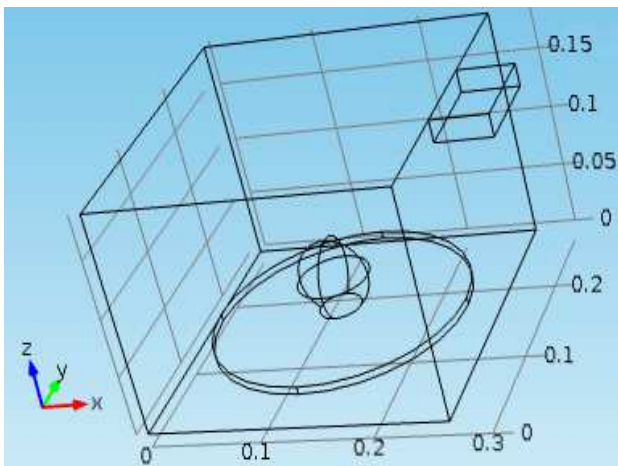


Fig. 1 - Geometria modelului structural conform [6], compus din: cuptorul cu microunde, cartoful ca material organic, ghidul de unde si suportul de sticla / *Structural model geometry according to [6], comprising of: a microwave oven, the potato as organic material, a waveguide and a glass holder*

The waveguide feeder (oven's power window) is influenced by a transverse electric wave (TE), which is an electrical wave that has no component on the direction of propagation. According to [6], an excitation frequency of 2.45 GHz, TE₁₀ is the only way to propagate through a rectangular waveguide. Cutting frequencies for different modes are analytically given by:

$$(v_c)_{mn} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{m}{w_g}\right)^2 + \left(\frac{n}{d_g}\right)^2} \quad (1)$$

The waveguide feeder (oven's power window) is influenced by a transverse electric wave (TE), which is an electrical wave that has no component on the direction of propagation. According to [6], an excitation frequency of 2.45 GHz, TE₁₀ is the only way to propagate through a rectangular waveguide. Cutting frequencies for different modes are analytically given by:

electromagnetica stationara in domeniul de frecvente urmata de simularea unui transfer de caldura care arata cum este redistribuita energia termica in materialul organic. Geometria modelului este reprezentata in fig. 1, numi jumatate din structura intrucat simetria acesteia face posibila o solutie mai economica. Componentele principale ale modelului sunt: *cuptorul cu microunde*, reprezentat prin cei patru pereti din cupru, *ghidul de unda*, cutia laterala prin care se face alimentarea cu microunde a cuptorului, de asemenea cu pereti din cupru, o *placa cilindrica din sticla* (in model numai jumatate datorita simetriei), pe care este asezat un material organic, mai preci cea de-a patra componenta a modelului, *cartoful*. Cuptorul este o cutie metalica conectata la o sursa de microunde cu puterea de 500 W si frecventa de 2.45 GHz, unde care patrund in cuptor printr-un ghidaj care lucreaza in modul TE₁₀. Cartoful este taiat pe partea contactului cu placa de sticla pentru a realiza un contact bun cu placa plana (capacul superior al placii cilindrice suport din interiorul cuptorului) de sticla, ce, pe de o parte realizeaza stabilitatea mecanica iar pe de alta parte, faciliteaza o discretizare satisfacatoare cu elemente finite la contactul cartof-placa de sticla. Desi au caracter rezistiv, pierderile in metale sunt de asteptat a fi mici, conditiile de impedanta pe acesti pereti asigurand faptul ca se tine seama de ele.

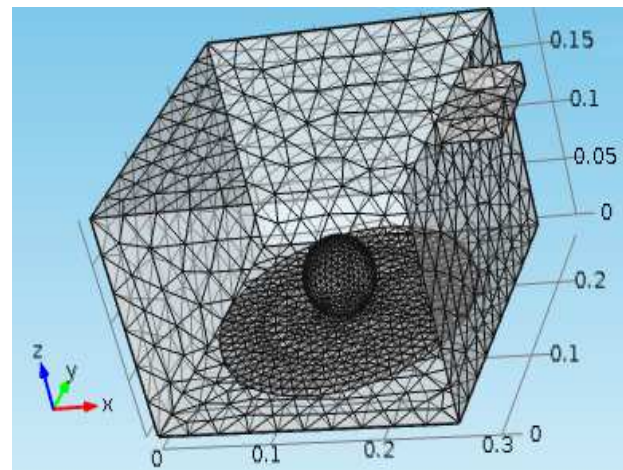


Fig. 2 - Discretizarea structurii cu elemente finite de tip tetraedral / *Structure mesh with tetrahedral finite elements*

Portul (fereastra de alimentare cu microunde) este excitata de o unda electrica transversala (TE), adica o unda electrica ce nu are componenta pe directia de propagare. Conform [6], o frecventa de excitatie de 2.45 GHz, TE₁₀ este singurul mod de propagare printr-un ghid de unde dreptunghiular. Frecventele de taiere pentru diferite moduri sunt date analitic de formula:

In care m si n sunt numerele modale si c este viteza luminii. Pentru modul TE₁₀, m=1, n=0. Cu dimensiunile sectiunii transversale a ghidajului (w_g=7.8 cm si d_g=1.8 cm), modul TE₁₀ este singurul mod de propagare pentru frecvente cuprinse intre 1.92 GHz si 3.84 GHz. Conditia necesara pentru propagare prin fereastra necesita o constanta β, care la frecventa ν data, are expresia:

$$\beta = \frac{2\pi}{c} \sqrt{v^2 - v_c^2} \quad (2)$$

Model mash

Meshing complex structural model (due to four types of materials used and the equations to be solved for each air field inside the oven and in the sphere representing the potato) is done automatically by the software, allowing to choose the network refined by the user.

In the space filled with air from inside the oven, thermal electromagnetic field equations emitted by the waveguide are according to [6]:

Discretizarea geometriei

Discretizarea modelului structural complex (datorita celor patru tipuri de materiale folosite si ecuatiilor de rezolvat in fiecare in domeniul cu aer din interiorul cuptorului si in domeniul sferei ce reprezinta cartoful) se face automat de program, permitand alegerea unei retele rafinata prin alegerea utilizatorului.

In domeniul ocupat de aer din interiorul cuptorului, ecuatiile care sunt respectate de campul termo-electromagnetic emis prin ghidaj, sunt, conform [6]:

$$\begin{aligned} \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \mathbf{u} \cdot \nabla T &= \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \\ \nabla \times \mu_r^{-1} (\nabla \times \mathbf{E}) - k_0^2 \left(\epsilon_r - \frac{j\sigma}{\omega \epsilon_0} \right) \mathbf{E} &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

In areas where the potato is placed, equations that describe the termoelectromagnetic field are given by (4):

In domeniul in care se localizeaza cartoful ecuatiile care dau campul termoelectromagnetic sunt, conform (4):

$$\begin{aligned} \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \mathbf{u} \cdot \nabla T &= \nabla \cdot (k \nabla T) + Q, \\ Q &= Q_{rh} + Q_{mi} \\ Q_{rh} &= \frac{1}{2} R_c (\mathbf{J} \cdot \mathbf{E}^*) \\ Q_{mi} &= \frac{1}{2} R_v (\mathbf{J} \cap \mathbf{B} \cdot \mathbf{H}^*) \end{aligned} \quad (4)$$

In a transitional system, the boundary condition of the electromagnetic waves source is:

In regim tranzitoriu, conditia pe frontiera sursei de unde electromagnetice este:

$$-\mathbf{n} \cdot (-k \nabla T) = Q_{sh} \quad (5)$$

The same type of equation is satisfied on the boundary domain of the potato (organic material):

Acelasi tip de ecuatie este satisfacuta pe frontiera domeniului ocupat de cartof (materialul organic):

$$-\mathbf{n} \cdot (-k \nabla T) = \underline{0} \quad (6)$$

The initial conditions for the electric field are given by canceling it in all the model at the initial time. At the initial time the thermal field is also constant and equal to 8° C or 281.15 K.

With the influence that is specified for the rectangular window, the guide and also inside the oven, the electric field is solved by equation (4):

Conditieile initiale pentru campul electric sunt date prin anularea acestuia in tot modelul la timpul initial. La timpul initial, campul termic este de asemenea constant, egal cu 8° C sau cu 281.15 K.

Cu excitatia specificata la fereastra rectangulara, in ghidajul de unde precum si in cuptor, pentru campul electric se rezolva ecuatia (4):

$$\nabla \times \mu_r^{-1} (\nabla \times \mathbf{E}) - k_0^2 \left(\epsilon_r - \frac{j\sigma}{\omega \epsilon_0} \right) \mathbf{E} = 0 \quad (7)$$

The pressure for these volumes is considered equal to the atmospheric pressure, 1 atm. Relative permittivity is considered to be 1 for an isotropic material type. The equation describing the magnetic field is:

Se considera presiunea in aceste volume egala cu presiunea atmosferica, 1 atm. Permitivitatea relativa este luata 1, pentru un material de tip izotrop. Relatia constitutiva pentru campul magnetic este:

$$\mathbf{B} = \mu_0 \mu_r \mathbf{H} \quad (8)$$

relative permittivity and electrical conductivity corresponding to each material occupying a certain space, taken from the material database of the software [6].

The electromagnetic field Source that is coupled to the output of the waveguide is given by the following equation

in care permitivitatea relativa si conductivitatea electrica corespund fiecaruia dintre materialele care ocupa un anumit domeniu, luate fiind din baza de date de material a programului [6].

Sursa de camp electromagnetic, cuplata la fereastra exterioara a ghidajului de unde, respecta ecuatia:

$$S = \frac{\int_{\partial\Omega} (\mathbf{E} - \mathbf{E}_1) \cdot \mathbf{E}_1}{\int_{\partial\Omega} \mathbf{E}_1 \cdot \mathbf{E}_1} \tag{9}$$

The microwave source has 500W and the phase is zero. The electric field of the source is defined by the equation:

Puterea sursei este de 500 W si faza este nula. Campul electric al sursei este definit de ecuatia:

$$\mathbf{E}_x = 0, \mathbf{E}_y = 0, \mathbf{E}_z = \cos \frac{\pi y}{d_y} \tag{10}$$

with the propagation constant, β given by equation (2). On the metal boundaries of the subdomains, the following condition exists:

cu constanta de propagare, β data de formula (2). Pe frontierele de metal ale subdomeniilor, se pune conditia:

$$\sqrt{\frac{\mu_0 \mu_r}{\epsilon_0 \epsilon_r - j \frac{\sigma}{\omega}}} \mathbf{n} \times \mathbf{H} + \mathbf{E} - (\mathbf{n} \cdot \mathbf{E}) \mathbf{n} = (\mathbf{n} \cdot \mathbf{E}_s) \mathbf{n} - \mathbf{E}_s \tag{11}$$

RESULTS

Usual results from computation

The model proposed in [7, 9], usually gives some results: resistive losses within the model, especially organic material, temperature variation over time in the organic material at various points on its boundary, namely organic material surface temperature (in this particular case a potato) or inside it, and the intensity of the electric field component or its resultant, if needed.

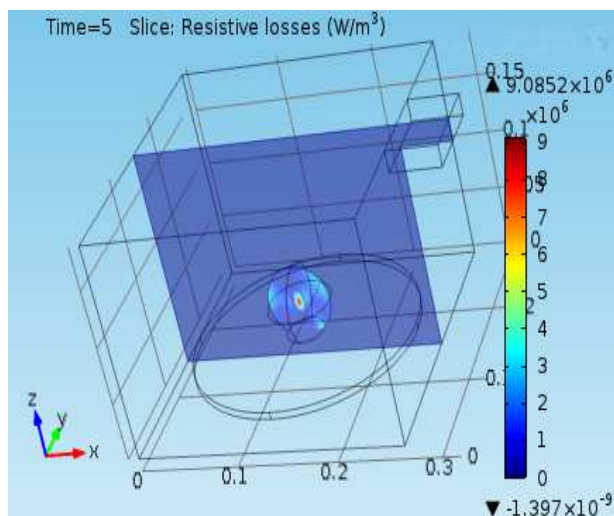
The integrated model, suggested by the one described in [9] using geometric symmetry, gives the results in Fig. 3, 4 and 5, a). Resistive losses in the potato section included in the symmetry plane of the model shown in Fig. 3. Note that the maximum values are localized at the center of the organic material. Temperature growth within the first 5s inside the potato boundary points is shown graphically in Fig. 4. Note that the potato maximum boundary temperature is about 13° C, which is an increase of about 1°/s for that point. The color map of the thermal field distribution on the potato boundary is given in Fig. 5. It can be observed that the same maximum value specified above, is spread on top of the potato and towards the microwave source.

REZULTATE

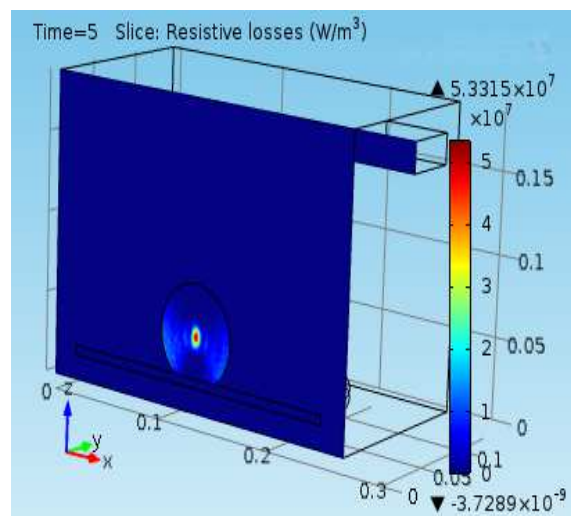
Rezultatele uzuale ale programului de calcul

Modelul propus in aplicatiile [7, 9], da in mod uzual cateva rezultate: pierderile rezistive in interiorul modelului, in special in materialul organic, variatia temperaturii in timp in materialul organic in diverse puncte de pe frontiera acestuia, respectiv temperatura pe suprafata materialului organic (in acest caz concret un cartof) sau in interiorul acestuia, precum si intensitatea campului electric pe componente sau rezultanta, daca este nevoie.

Modelul integral, construit dupa modelul sugerat de [9] folosind simetria geometrica, da rezultatele din fig. 3, 4 si 5, a). Pierderile rezistive in sectiunea cartofului inclusa in planul de simetrie al modelului apare in fig. 3. Se observa ca valorile maxime se localizeaza in centrul materialului organic. Cresterea temperaturii in primele 5 s in puncte de pe frontiera cartofului este redada grafic in fig. 4. Se observa ca valoarea maxima a temperaturii pe frontiera cartofului este de aproximativ 13° C, ceea ce inseamna o crestere cu in jur de 1o/s in acest punct. Harta color a distributiei campului termic pe frontiera cartofului este data in fig. 5. Se observa aceeasi valoare maxima specificata mai sus, repartizata in partea de sus a cartofului si spre sursa de microunde.

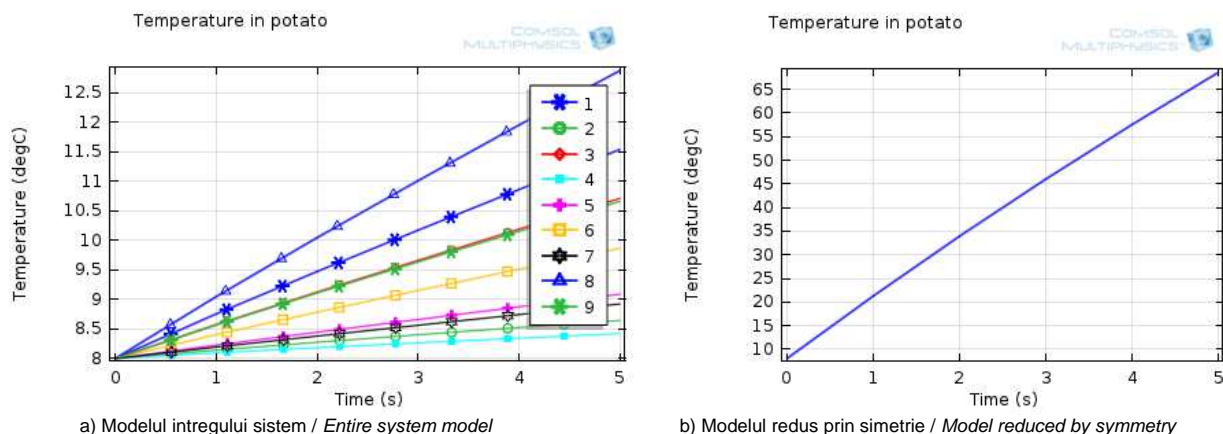


a) Modelul intregului sistem / Entire system's model



b) Modelul redus prin simetrie / Model, reduced by symmetry

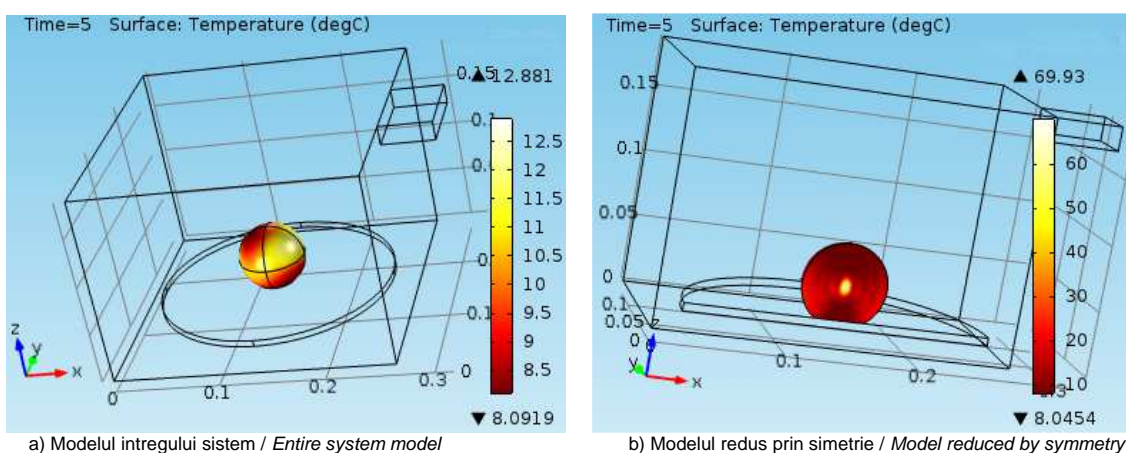
Fig. 3 - Distributia puterii de unda disipate in planul de simetrie a modelului dupa 5 s de expunere / Wave power distribution across the symmetry plane of the model after 5s exposure



a) Modelul intregului sistem / Entire system model

b) Modelul redus prin simetrie / Model reduced by symmetry

Fig. 4 - Valoarea temperaturii in puncte de pe suprafata cartofului dupa 5 s /
Temperature value at different points on the surface of the potato after 5s



a) Modelul intregului sistem / Entire system model

b) Modelul redus prin simetrie / Model reduced by symmetry

Fig. 5 - Distributia temperaturii pe frontiera cartofului dupa 5 s de la inceputul expunerii /
Temperature distribution on the potato boundary after 5s starting from beginning of exposure.

Additional applications of the model

These results are reached by the application of the examples contained in the library [6]. The reason for the use of this model is that it is worth to be exploited by using it and eventually developing it, important applications can be obtained:

- placement optimization of microwave sources in order to level the temperature in a certain mass of organic matter;
- periodic movement of organic mass in order to standardize the thermal action on it;
- optimization of energy use (single source or multiple sources totaling the same power consumption) with the objective function energy consumption and/or level the thermal field (possibly evaluated by average standard deviation);
- optimization of energy consumption by using a variable power scheme in order to achieve the required temperature at a given time with one or more microwave sources (one can vary the source power or the frequency).

As an application, the mixing method and introduction of organic material can also be considered in order to level the thermal field (either pneumatic or mechanical).

Optimizing the positioning of microwave sources

One of the most interesting applications of this model lies in the ability to move a source in different places within the furnace boundary domain that is located near

Aplicatii suplimentare ale modelului

Până la aceste rezultate conduce aplicatia continuta in exemplele din biblioteca [6]. Motivul pentru care acest model merita exploatat este acela ca folosindu-l si eventual dezvoltandu-l, se pot obtine aplicatii importante:

- optimizarea amplasarii surselor de microunde in vederea uniformizarii temperaturii intr-o masa oarecare de materie organica;
- miscarea periodica a masei organice in vederea uniformizarii actiunii termice asupra acesteia;
- optimizarea consumului energetic (sursa unica sau surse multiple insumand aceeasi putere consumate) folosind ca functie obiectiv energia consumata si/sau uniformitatea campului termic (evaluata eventual prin abaterea medie standard);
- optimizarea consumului energetic prin folosirea unei regim variabil de alimentare pentru atingerea temperaturii necesare intr-un timp dat cu una sau mai multe surse de microunde (se poate varia puterea sursei sau frecventa).

Tot ca aplicatie se poate considera si introducerea unei metode de agitare a materialului organic tot in vederea uniformizarii campului termic (fie pneumatic, fie mecanic).

Optimizarea amplasarii surselor de microunde

Una dintre aplicatiile cele mai interesante ale acestui model consta in posibilitatea de a muta o sursa in diverse locuri pe frontiera cuptorului pe care este amplasata

the waveguide feeder, so that the most suitable temperature in the organic material is obtained, and the temperature meets the best the energy needed collected by the organic matter. For example, it will be considered where the waveguide feeder is placed in the new equidistant points within a network on the $x=w_0$ plane, that is the wall where the waveguide is initially placed. As evaluating temperature will be considered the temperature reached in the center of the organic material. A surface will be obtained in the specified area with the equation:

$$T = T(y, z) \quad (12)$$

described by points and possibly analytical form by interpolation. Plotting numerical data (the direct results of numerical experiments) and interpolating linearly, we obtain the representation from fig. 6. Note that in order to reach the center block at the maximum possible organic matter after 5s, the waveguide must be placed with its output overlaid on the wall center of the microwave oven.

descrisa prin puncte si posibil de dedus sub forma analitica prin interpolare. Reprezentand grafic datele numerice (rezultatele directe ale experimentului numeric) si interpoland liniar, se obtine reprezentarea din fig. 6. Se observa ca pentru a atinge in centrul calupului de materie organica valoarea maxima posibila dupa 5 s, ghidajul trebuie asezat cu centrul ferestrei sale de iesire a microundelor suprapus pe centrul peretelui cuptorului.

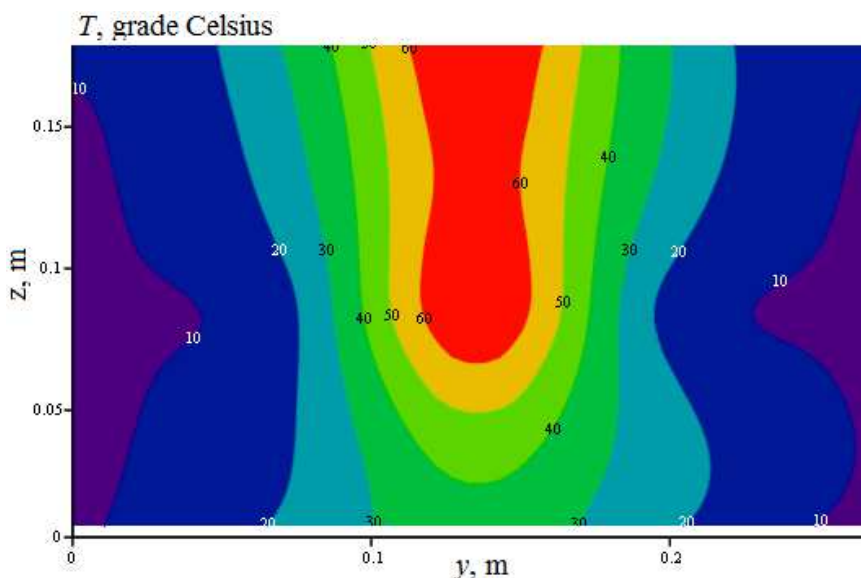


Fig. 6 - Temperatura la centrul materialului organic functie de coordonatele centrului ferestrei ghidajului undelor pe peretele cuptorului marginit de latime si inaltime / The temperature at the center of the organic material, depending on the coordinates of the center of the waveguide feeder on the wall of the oven, limited by its width and height

CONCLUSIONS

In order to optimize the heating process, the following issues should be considered:

- the first important observation is that both targets (organic material) and the source remain fixed, then, appreciable temperature differences exist in the organic material. If you can not auto-mix the organic material (such as liquids do), then, for the homogenization temperature of the organic matter mass a mechanical or pneumatic agitation must be performed.
- it is recommended that the volume of material exposed to microwave heating to be as small as a possible for uniform heating.

Acknowledgement

The results presented in this article were also obtained with the support of COMSOL, Inc. from U.S. which has provided us with an evaluation version of the program COMSOL 4.3 through sales office in Hungary: Hungary Kft Gamax Laboratory Solutions.

CONCLUZII

Pentru a optimiza procesul de incalzire, trebuie avute în vedere următoarele aspecte:

- prima observatie importanta este aceea ca daca atat tinta (materialul organic) cât și sursa rămân fixe, atunci inevitabil, in materialul organic există diferențe apreciable de temperatura. Daca materialul organic nu se poate autoagita (cum o fac lichidele), atunci, pentru omogenizarea temperaturii în masa de substanta organica trebuie efectuata o agitatie mecanică sau pneumatică.
- se recomandă ca volumele de material expuse microundelor spre incalzire sa fie cat mai mici pentru o receptie cat mai uniforma a energiei termice.

Recunoastere

Rezultatele prezentate în acest articol au fost obținute cu sprijinul COMSOL, Inc. din SUA care ne-a furnizat o versiune de evaluare a programului COMSOL 4.3 prin intermediul biroului de vanzari din Ungaria: Gamax Laboratory Solutions Kft din Ungaria.

REFERENCES

- [1]. Antoniu I.S. (1974) - *Fundamentals of electrical engineering*, vol 1, 2, Didactical and Pedagogical Publisher Bucharest;
- [2]. Calin L, Jadaneant M., Bria N., Bojic M. (2009) - *Optimization processes of drying of grain in terms of reducing energy consumption*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 29, no.3, pg. 41-45;
- [3]. Marin A., Brătucu G. (2009) - *Research concerning the realization of a technical equipment for drying of vegetable with solar energy used in brasov area*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 29, no.3, pg 84-88;
- [4]. Muscalu A., Mihai M., Chitoiu M., Dune A., Martinov M. (2010) - *Modern technical application for extending the domain of sericultural exploitation and of medicinal plants cultivation in Romania*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 32, no. 3, pg. 65-72;
- [5]. Muscalu A., Vladut V., Persu C., Ludig. M. (2012) - *Medicinal and aromatic plants drying technology*, „Terra Nostra” Publisher, Iasi
- [6]. Pozar D.M. (1993) - *Microwave Engineering*, Addison–Wesley Publishing Company, ISBN 0-201-50418-9;
- [7]. Sorrentino R., Bianchi G. (2010) - *Microwave and RF Engineering*, Publishing house John Wiley & Sons, p. 4;
- [8]. http://ro.wikipedia.org/wiki/Radia%C8%9Bie_electromagnetic%C4%83;
- [9]. Software COMSOL Multiphysics, tutorial.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Antoniu I.S. (1974) - *Bazele electrotehnicii*, vol 1, 2 Editura didactică și pedagogică București;
- [2]. Calin L, Jadaneant M., Bria N., Bojic M. (2009) - *Optimizarea proceselor de uscare a cerealelor în condițiile reducerii consumului de energie*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 29, nr.3, pag. 41-45;
- [3]. Marin A., Brătucu G. (2009) - *Cercetări privind realizarea unui echipament tehnic pentru uscarea produselor vegetale cu energie solară, utilizabil în zona brașov*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 29, nr.3, pag 84-88;
- [4]. Muscalu A., Mihai M., Chitoiu M., Dune A., Martinov M. (2010) - *Aplicație tehnică modernă pentru extinderea domeniului exploatațiilor sericicole și al cultivării plantelor medicinale în România*, INMATEH - AGRICULTURAL ENGINEERING, vol. 32, nr. 3, pag. 65-72;
- [5]. Muscalu A., Vladut V., Persu C., Ludig. M. (2012) - *Tehnologie de uscare a plantelor medicinale și aromatice*, Editura „Terra Nostra”, Iasi
- [6]. Pozar D.M. (1993) - *Ingineria microundelor*, Compania de Editare Addison–Wesley, ISBN 0-201-50418-9;
- [7]. Sorrentino R., Bianchi G. (2010) - *Ingineria microundelor și a undelor radio*, Editura John Wiley & Sons, p. 4;
- [8]. http://ro.wikipedia.org/wiki/Radia%C8%9Bie_electromagnetic%C4%83;
- [9]. Software COMSOL Multiphysics, tutoriale.

WATER BALANCE OF AFFORESTATION ON FORMER AGRICULTURAL ARABLE LAND IN THREE GORGES RESERVOIR AREA OF CHINA

中国三峡库区退耕造林地水量平衡研究

Ph.D. Stud. Xian Wang¹⁾, Prof. Ph.D. Hongjiang Zhang¹⁾, Assoc. Prof. Ph.D. Jinhua Cheng¹⁾,
Ph.D. Stud. Kun Zhang¹⁾, Ph.D. Stud. Long Sun²⁾, Ph.D. Stud. Wang Binyan³⁾

¹⁾College of Soil and Water Conservation, Beijing Forestry University / China, ²⁾Research Center of Soil and Water Conservation and Ecological Environment, Chinese Academy of Sciences & Ministry of Education / China, ³⁾Institute of Mountain Disaster and Environment, Chinese Academy of Sciences / China
Tel: +86 152 1050 6325; E-mail: sdnydx.wangxian@163.com

Abstract: A SVAT model (CoupModel) was used to simulate water balance from two forest stands and one arable stand throughout growing season (from May to October) in 2008 and 2009. Measurements included soil moisture and the collection of precipitation, canopy throughfall and stem flow. Simulated soil moisture agreed well with daily FDR-measurements and the R^2 was 0.73–0.91, namely CoupModel had good validation in this region. Results showed that the total evapotranspiration from May to the end of October was estimated to be 824 mm, 815 mm and 790 mm for oak (*Lithocarpus glaber*), Chinese fir (*Cunninghamia lanceolata*) and maize (*Zea mays*), respectively. Deep percolation (or water recharge) declined from approximately 352 mm in maize arable land to 271 mm for oak and 297 mm for Chinese fir forest, mainly due to differences in the interception loss. Compared with the arable land, simulated interception was increased by 87% for oak and 70% for Chinese fir (88 mm to 114 mm) forest. The simulations indicated that tree species also influenced the magnitude of water balance components in SVAT system, calling for further attention on the selection of tree species in future afforestation, particularly when such projects aiming to keep water infiltrating to the groundwater zone.

Keywords: Afforestation; the Three Gorges Reservoir area (TGRA); oak; Chinese fir; maize; evapotranspiration; deep percolation

INTRODUCTION

The Three Gorges Dam is one of the largest hydroelectric scheme in the world. With the construction of this huge project, human's interference and destruction inevitably impacted the natural ecosystem of the Three Gorges Reservoir area (TGRA) [1]. Influenced by the climatic change, the expansion of inundated area, as well as the migration project, vegetation degradation and floods and droughts in this region were becoming more and more serious. TGRA was a typical case in terms of the complexity of the natural environment and the fragility of ecosystems in China [1]. Since 1989, the Chinese Central Government enacted a series of policies, such as the Natural Forest Protection Project and the Shelter-Forest Construction Project in the Upstream and Midstream of the Yangtze River, and much effort was made on vegetation restoration to reduce soil and water loss, protect the water source and withstand natural disasters. Benefit from these policies, much of the inefficiently cultivated land (especially slope lands) was converted to forest in this region. By 2000, afforested areas had reached 6.74 million hm^2 , forest coverage rate had changed to 25% from 19.9%, and the soil erosion area had been reduced by 42% [2]. Most studies are limited to the effect of afforestation on runoff or sediment, nevertheless, quantitative analyses on water balance and water consumption after afforestation also can provide important information on vegetation restoration or forests managements in TGRA.

摘要: 应用 SVAT 模型 (CoupModel) 模拟了 2008 年和 2009 年生长期 (5–10 月) 2 个林地和 1 个农地样地的水量平衡。测量变量包括土壤水分、降雨、穿透降雨和树干茎流。土壤水分模拟值与 FDR 实测值拟合效果较好, 决定系数 (R^2) 为 0.73–0.91, 该模型在本地区得到良好验证。模拟结果表明, 石栎阔叶林 (*Lithocarpus glaber*)、杉木针叶林 (*Cunninghamia lanceolata*) 和玉米农田 (*Zea mays*) 5–10 月总蒸散量分别为 824 mm、815 mm 和 790 mm。造林后深层渗透量 (或地下水补给量) 由农地的 352 mm 减小到石栎林 271 mm 和杉木林 297 mm, 这主要是由于林冠对降雨截留量的增加作用。与农田相比, 石栎林和杉木林冠层截留量分别增加 87% 和 70% (88 mm 到 114 mm)。模拟结果表明树种对水量平衡亦有影响, 在以提高地下水补给为目标的造林地区应注意树种的选择

关键词: 造林; 三峡库区 (TGRA); 石栎; 杉木; 玉米; 蒸散; 深层渗透

引言

作为举世瞩目的巨大工程, 三峡工程建设中人类的干扰和破坏将不可避免地加载到三峡库区陆地生态系统上 [1]。气候变化的影响、库区淹没面积的不断扩大、移民工作的不断深入, 导致该地区植被生态退化严重、水旱灾害频发, 三峡库区也成为中国生态环境最为脆弱的区域之一 [1]。自 1989 年, 中国政府实施了一系列植被恢复政策以保护水源地、减少水土流失、抵御水旱灾害, 如天然林保护工程、长径中上游防护林工程等。得益于这些措施, 部分效率低下的农田 (尤其是坡耕地) 实施了森林恢复措施。截至 2000 年, 该地区造林 674 万 hm^2 , 森林覆盖率由 80 年代末的 19.9% 提高到 25%, 土壤侵蚀总面积减小 42% [2]。但是, 大多数文献仅集中于造林对径流和泥沙等分部过程的影响进行研究, 而定量分析造林对土壤-植被-大气系统水量平衡的变化以及植被耗水特征的研究, 对于指导三峡库区植被恢复与建设具有重要意义。

Traditionally, the components of water balance, especially soil evaporation and transpiration, are technically complicated and associated with uncertainty in measurement procedure under field conditions. One way to quantify the constituents of water balance in forest ecosystems is to use water transfer models based on soil, vegetation, and atmosphere characteristics (SVAT models). The CoupModel is a process-based SVAT model for simulating thermal and hydrological processes and the corresponding biological processes that regulate carbon and nitrogen transfer in the soil-plant-atmosphere system [3]. Recently, Ladekarl et al. [4], Christiansen et al. [5], Schmidt-Walter and Lamersdorf [6] all used CoupModel to calculate water balance among different ecosystems. In China, applications of CoupModel have mainly concentrated in the northern area. For example, Zhang et al. [7] used CoupModel to assess the effects of wheat straw mulch and fallow crops on water balance and water use efficiency in the Loess Plateau. Wang et al. [8] investigated two types of planted vegetation (Liaodong oak and black locust forest), modelled water transfer with CoupModel, and studied the importance of vegetation type and slope in relation to water balance in the hill and gully region of the Loess Plateau. Wu et al. [9] and Zhou et al. [10] explored the hydrological processes of frozen soil in the northeast China and Tibetan Plateau through CoupModel. However, CoupModel has rarely been applied in TGRA.

As a part of vegetation restoration projects, we conducted this research to determine the difference in water balance components among three vegetation patterns, namely, oak (*Lithocarpus glaber*) forest, Chinese fir (*Cunninghamia lanceolata*) forest, and maize (*Zea mays*) farmland, and to assess changes in water balance and water consumption after the afforestation of arable land from May to October in 2008 and 2009.

MATERIAL AND METHOD

Study site

The study site is located in Simian Mountain in southwestern China (N 28°31'–28°46', E 106°17'–106°30'), upstream of the Yangtze River. This region is also at the upper end of TGRA, a typical case in terms of the complexity of the natural environment and the fragility of ecosystems in China [1]. Simian Mountain is located in a subtropical area and has a continental monsoon climate, with plenty of rainfalls. The elevation ranges from 900 m to 1500 m above sea level. The mean annual air temperature was 18.4 °C, varying seasonally from approximately 5.5 °C in January to more than 37.5 °C in August [2]. The mean annual precipitation was 1096.7 mm (1951–2008) and was normally concentrated from May to September. The experiment was carried out from May to October in 2008 and 2009.

Two forest plots and one farmland plot were investigated in the Shuangqiaoxi watersheds. The first forest stand comprised oak (*Lithocarpus glaber*) with an average tree height of 12 m and a mean stem diameter at breast height of 14 cm (in 2008). The second forest stand comprised Chinese fir (*Cunninghamia lanceolata*), with an average tree height of 14 m and a mean stem diameter at breast height of 10.2 cm (in 2008). The two stands were planted in the 1980s to form shelter woods to control soil and water loss and stand density was approximately 1000 trees/ha. The third plot, located on conventionally managed farmland, was planted with maize (*Zea mays*) from May to September. The two forest stands were converted from arable land many years before the experiments. During the experimental period, all plots received no fertilization or irrigation, and no natural

对于水量平衡各分量的测量, 传统田间实验花费巨大, 尤其植物蒸腾和土壤蒸发等分量的测量难度较高, 不确定性较大。借助 SVAT 模型可以定量分析土壤-植物-大气系统中水分迁移转化过程。CoupModel 是一个基于过程的一维模型, 可以模拟 SVAT 系统土壤热量和水分过程、植物水分过程、大气和积雪过程及碳、氮过程 [3]。最近, Ladekarl 等 [4], Christiansen 等 [5], Schmidt-Walter 和 Lamersdorf [6] 利用 CoupModel 分析了不同生态系统的水量平衡。在中国, CoupModel 的应用主要集中在北方地区。例如, Zhang 等 [7] 利用 CoupModel 评价了秸秆覆盖和休耕期绿肥作物对黄土高原冬小麦水量平衡和水分利用效率的影响。Wang 等 [8] 也利用 CoupModel 模拟了辽东栎和油松 2 种植被类型的水分迁移规律, 研究了植被和坡向对黄土丘陵沟壑区水量平衡的影响。Wu 等 [9] 和 Zhou 等 [10] 则利用该模型探讨了中国东北和青藏高原冻土区土壤水文过程。但目前未见 CoupModel 应用于三峡库区的报道。

依托于植被恢复项目, 本文利用 CoupModel 模拟了 3 种植被类型, 即石栎 (阔叶) 林、杉木 (针叶) 林和玉米农田 2008 和 2009 年 5–10 月水量平衡差异, 评价了造林对水量平衡及植物耗水的影响。

材料与方法

试验区概况

试验区选择在位于中国西南地区, 长江上游重庆市四面山, 该地区所在的三峡库区也是中国生态环境最脆弱的区域之一 [1]。四面山地理坐标为东经 106°17'–106°31' 北纬 28°31'–28°46', 属于中亚热带湿润性季风气候区, 海拔 900–1500m, 年平均温度 18.4°C, 最低温度出现在一月, 为 5.5°C, 最高温度为 37.5°C, 出现在八月。多年平均降雨量 1096.7 mm (1951–2008 年), 主要集中在 5 月至 9 月。实验时间为 2008 和 2009 年 5–10 月。

2 个林地样地和 1 个农地样地地处双桥河流域。第 1 个林地的建群种为石栎 (*Lithocarpus glaber*), 平均树高 12 m, 平均胸径为 14cm。第 2 个林地选取杉木 (*Cunninghamia lanceolata*) 样地, 平均树高 14 m, 平均胸径为 10.2 cm, 测定时间为 2008 年。2 个林地作为水土保持防护林, 造林时间为 80 年代末, 造林密度约为 1000 株/公顷。第 3 个样地选取传统耕作方式的玉米 (*Zea mays*) 地作为对照。林地样地均由农耕地退耕而来。试验期间所有样地均没有灌溉、施肥等农业管理措施, 且地下水位较深, 模拟中不考虑地下水的补

compensation of groundwater resources was observed because of the deep water table. According to the international texture classification system, the three plots displayed similar soil textural characteristics (i.e., sandy loam). Basic information on the experimental plots is presented in Figure 1 and Table 1.

补给输入。根据国际制土壤质地分类，3个样地土壤质地相同，均为砂壤土。样地基本情况见图1和表1。

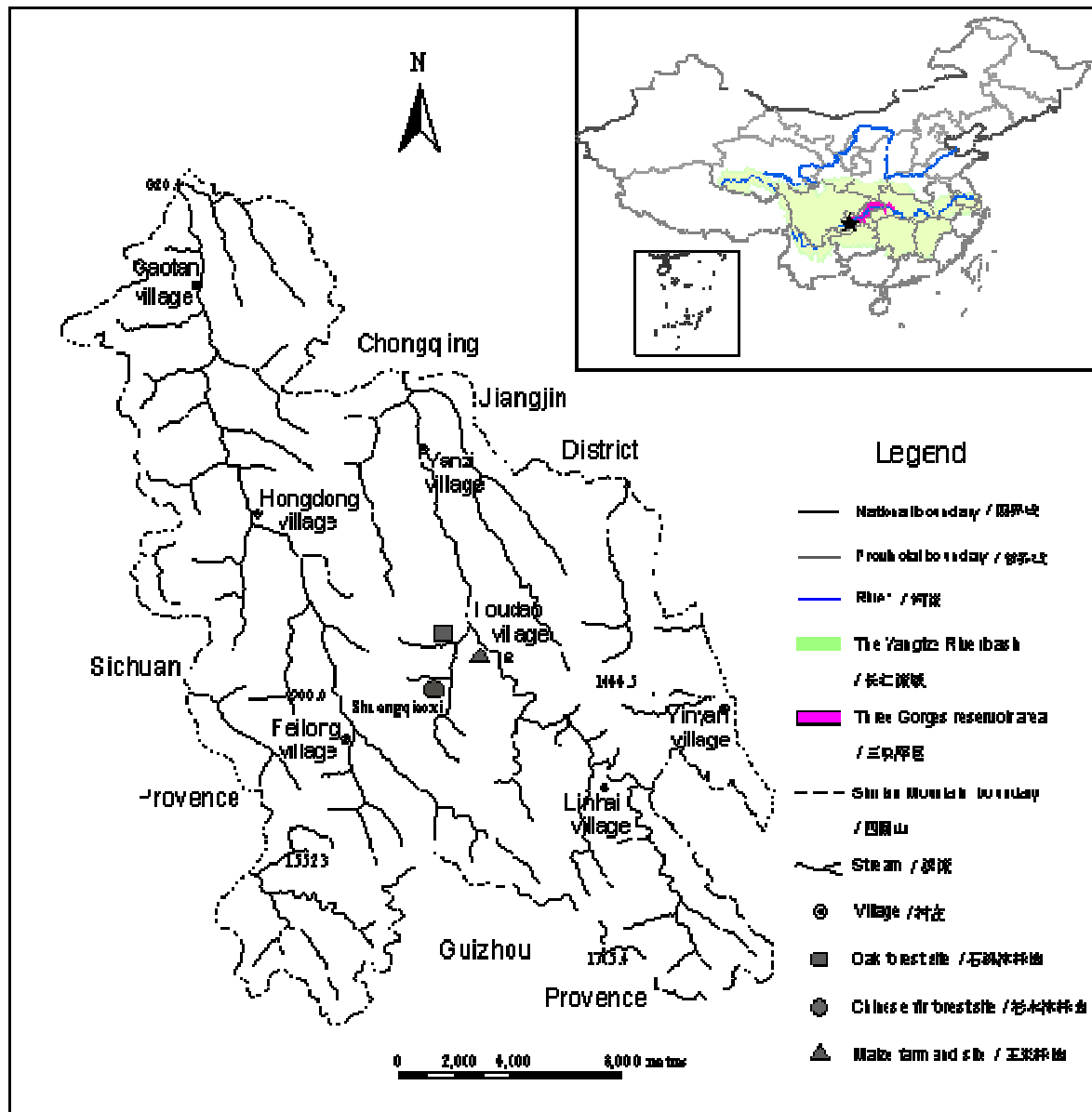


Fig. 1 - Location of the study site

Table 1

Basic information of standard land of experimental plots

Vegetation type	Elevation [m]	Gradient [°]	Aspect	Age of trees	Canopy height [m]	Tree DBH [cm]	Density [Plant-ha ⁻¹]	Coverage [%]	Main vegetation
Oak	1167	5	SW	20	12.0	14	1000	90	<i>Lithocarpus glaber</i> <i>Schima superba</i> gardn champ <i>Hicriopteris chinensis</i> <i>Pteridium aquilinum</i>
Chinese fir	1178	6	SW	20	14.0	10.2	1000	75	<i>Cunninghamia lanceolata</i> <i>Pinus massoniana</i> <i>Lespedeza bicolor</i> <i>Aster ageratoides</i>
Maize	1165	3	SW	-	1.2	-	-	85	<i>Zea mays</i>

Field data**(1) Meteorological variable**

Hourly meteorological data, including precipitation, global radiation, air temperature, wind speed, and relative humidity, were recorded by an automatic weather station Vantage PRO2 (Davis Instruments Corp., USA) positioned at a clear-cut area 600 m from the farmland experimental field. Measurements were taken at a height of 2 m. Sensors were factory-calibrated before installation.

(2) Measurement of soil moisture content (SMC)

Soil volumetric water content (θ) was measured by frequency domain reflectometry (FDR; Diviner 2000, Australia). Before the experiment, nine PVC probes (three samples in each plot) were vertically installed in mineral soil after the removal of the O-horizon (if present). Daily readings of soil moisture content (SMC) were recorded at 20 cm depth intervals from the surface down to 80 cm from May to October in 2008 and 2009. The FDR sensors were calibrated in the field by the comparison of measured soil water gravimetric content in all replicate plots during the experimental period.

(3) Throughfall and stemflow measurement

Throughfall (TF) was collected in three plastic buckets beneath three standard trees in forest stands with an area of 314 cm², and water was gathered in measuring cylinders after rainfall. Filters were placed over the top of the containers to avoid contamination of the sample by leaves and animals [5]. Stemflow (SF) was collected through a longitudinally split PVC tube around the trunks of three separate trees at a 1.5 m height in each stand and sealed with silicone along the trunk to avoid water running beneath the tube. The tube bottom was connected to a closed bucket on the ground [5,8] After the rainfall, canopy interception capacity was calculated by precipitation (P) minus TF and SF.

(4) Vegetation properties

Vegetation characteristics, such as leaf area index (LAI), canopy height, and vertical root distributions, were surveyed for use as model input. LAI was measured with a LAI-2000 Plant Canopy Analyzer (LICOR, Lincoln, USA) once a month in the growing seasons of 2008 and 2009 with at least 10 adjacent plants on each occasion. In the three plots, 10 plants were chosen as standards, and their heights were surveyed with a measuring rod once a month during growing season. Root depth was investigated by excavating the soil profile, and this procedure was repeated once a month in growing seasons.

(5) Collection of soil samples and laboratory analyses

Volume-intact soil samples were taken through steel cylinders (100 cm³) [5] at 20 cm depth intervals to a depth of 80 cm in May 2008. Within each horizon, three replicates were taken to eliminate soil heterogeneity. The soil samples were kept cold and dark until analyzed. Soil physical characteristics were determined in the laboratory. The particle size of the soil samples was analyzed by the hydrometer method, and saturated hydraulic conductivity (mm/d) was measured by the constant hydraulic head method [8]. In addition, parameters in the Brooks-Corey equation [11] were estimated according to measured points of pF curves by a pressure membrane apparatus (1500F1, Soil Moisture Corp., USA). Soil parameter values in CoupModel were mainly derived from measurements in laboratory, but they also required calibration during simulation.

(6) Surface runoff

Runoff plots were established to measure surface runoff beside every stand. The size of each runoff plot was 5 m × 20 m. At the bottom of the runoff plots, iron runoff buckets were installed to collect runoff. The size of the runoff buckets, 80 cm in diameter and 100 cm in

试验数据**(1) 气象参数**

在距离农地样地 600m 处布置有一台 Vantage PRO 2 小型气象站 (Davis 公司, 美国), 以小时为间隔连续观测降雨、总辐射、气温、风速、相对湿度, 观测高度为 2m。气象站在出厂前已经和标准气象站观测数据进行了校正。

(2) 土壤水分 (SMC) 的测量

试验开始前, 每个样地除去腐殖质层后垂直埋设 3 根长 80 cm 的 FDR 探管, 采用 Diviner2000 FDR (澳大利亚产) 频域反射仪定位观测, 每天 1 次, 测定深度为 80cm, 土层间隔 20cm。测量时间为 2008 和 2009 年 5-10 月。FDR 传感器需根据重量含水量校正后方可使用

(3) 林冠截留与树干茎流

分别选取样林地样地内 3 株标准木, 布置简易雨量筒收集穿透降雨。雨量筒面积为 314cm², 其表层需安置滤布以防止落叶或动物的破坏而影响水量[5]。树干径流量测定采用收集槽法, 在标准木 1.5m 高处环状刻出小沟, 将聚乙烯塑料管纵向剖开后, 沿树干周围呈螺旋状固定, 用硅胶将接触处密封, 塑料管下端接容器承接树干径流[5,8]。雨后由降雨量(P)、穿透雨量(TF)及树干径流量(SF)计算出林冠截留量。

(4) 植被特征

模型需要输入的植被参数为叶面积指数、冠层高度、根系深度。叶面积指数采用 LAI-2000 (Lincoln 公司, 美国) 冠层影像分析系统, 生长季内每月测定 1 次。冠层高度采用测杆测量, 根系深度采用人工挖土壤剖面的方法测量。以上参数取样地内不低于 10 株植物进行测量。

(5) 土壤样品的收集与测定

通过 100 cm³ 体积的取样器采集土壤样品 [5], 每个样地 3 个重复, 取样深度为 80cm, 间隔 20cm, 测定时间为 2008 年 5 月。土壤样品分析前需密封保存。实验室内测定土壤物理性质, 比重计法测定土壤颗粒组成、恒定水头法测定土壤饱和导水率[8]。采用 1500F1 型压力膜仪 (Soil Moisture 公司, 美国) 测定土壤水分特征曲线, 由不同土壤含水率对应的土壤基质吸力, 拟合 Brooks-Corey 方程 [11] 中的参数。根据室内土壤物理性质的测量初步确定参数值, 并在模拟过程中进一步确定。

(6) 地表径流

在每个样地旁各布置一个径流小区 (5 m × 20 m), 小区下方安放直径为 80 cm, 高度为 100 cm 的二级

height, was designed according to the hydrological data derived from the Jiangjin meteorological station. After each runoff event, the water level in the runoff buckets was measured to calculate runoff volume [8]. Since the topography was flat, no surface runoff was found during the experimental period.

Model description

Two coupled differential equations for water and heat flow represent the core of the CoupModel. These equations are solved using an explicit numerical method. The basic assumptions behind these equations are that the law of mass and energy conservation is observed and that flows occur as a result of water potential (Darcy's Law) or temperature gradients (Fourier's Law) [3]. Soil texture and water retention curves are used as model inputs, while the Brooks–Corey equation [11] is applied to describe soil water retention, in combination with the Mualem equation [12] to estimate unsaturated hydraulic conductivity. A detailed technical description of the model was given by literature[3] and software can be found at <http://www.lwr.kth.se/Vara%20Datorprogram/CoupModel>. The important plant and soil water modules used in this study are described below.

(1) Water balance

Water balance over a period of time can be expressed as follows:

$$P = I + E_{ta} + E_s + D + \Delta S + q_{surf} \quad (1)$$

where:

P is precipitation [mm], I is interception [mm], E_{ta} is plant transpiration [mm], E_s is soil evaporation [mm], D is deep percolation [mm], ΔS is the change in soil water storage [mm], and q_{surf} is surface runoff [mm].

(2) Soil water flux

Soil water flow is the sum of matrix, vapour, and bypass flow which is assumed to obey Darcy's law as generalized for unsaturated flow by Richards (Richards, 1931) [13]:

$$q_w = -k_w \left(\frac{\partial \psi}{\partial z} - 1 \right) - D_v \frac{\partial C_v}{\partial z} + q_{bypass} \quad (2)$$

Where:

q_w is water flux, k_w is the unsaturated hydraulic conductivity, ψ is the water tension, Z is depth [m], C_v is the concentration of vapour in soil air [$\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$], D_v is the diffusion coefficient for vapour in the soil (dimensionless), and q_{bypass} is a bypass flow of water in the macro-pores [mm].

(3) Interception

Interception rate (I) is calculated by a threshold function:

$$I = \min \left(P(1 - f_{th,d}), \frac{(S_{i,max} - S_i(t-1))}{\Delta t} \right) \quad (3)$$

where: P is precipitation [mm], $f_{th,d}$ is the fraction of precipitation that reaches the soil surface directly without being affected by vegetation (dimensionless), $S_{i,max}$ is interception capacity [mm], and $S_i(t-1)$ is interception storage remaining from the previous time step [mm].

径流桶（径流桶的大小根据江津气象站气象水文资料计算而来），降雨后定时收集径流量 [8]。本实验中所 有样地地形平坦，试验期间未观测到地表径流。

模型简介

CoupModel 的核心是两个耦合的水热流偏微分方程，具有明确数值解。方程遵循质量和能量守恒定律，假定流动是由水势梯度(Darcy's Law) 和温度梯度 (Fourier's Law) 产生的，使用有限差分法求解方程 [3]。土壤质地和水分特征曲线作为模型输入项，依据 Brooks –Corey 方程 [11] 来计算，非饱和导水率采用 Mualem 公式 [12]计算。模型技术说明详见专著[3]，软件下载地址为 <http://www.lwr.kth.se/Vara%20Datorprogram/>

CoupModel 模型植物和水分模块主要控制方程如下。

(1) 水量平衡

每日的水量平衡方程可以用下式来表示：

式中：

P 为降雨量[mm]； I 为冠层截留量[mm]； E_{ta} 为植被蒸腾量 [mm]； E_s 为土壤蒸发量[mm]； D 为深层渗透量[mm]； ΔS 为土壤储水增量[mm]； q_{surf} 为地表径流量[mm]。

(2) 土壤水分过程

土壤水流通量为基质流、蒸汽流和大孔隙流的加和，土壤水分运动过程主要基于 Darcy 定律和 Richards 方程 [13]：

式中：

q_w 是水流通量 [mm]， k_w 为非饱和导水率 [$\text{mm}\cdot\text{day}^{-1}$]， ψ 为水势[kPa]， Z 为土层深度 [m]， C_v 为土壤空气中的水汽浓度 [$\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$]， D_v 为土壤的水汽扩散系数 (无量纲)， q_{bypass} 为大孔隙绕流 [mm]。

(3) 冠层截留

截留量(I)由简单的阈值函数计算：

式中， P 为降雨量[mm]， $f_{th,d}$ 为穿透降雨占总降水量的分数(无量纲)， $S_{i,max}$ 为截留容量[mm]， $S_i(t-1)$ 为前期截留剩余储水量[mm]。

(4) Soil evaporation

In CoupModel, the actual evapotranspiration can be divided into three parts: evaporation of intercepted water in the canopy, evaporation from the soil surface and transpiration from plants. Soil evaporation (E_s) is based on the Penman combination equation [14]:

$$L_v E_s = \frac{\Delta(R_{nc} - q_h) + \rho_a c_p (e_s - e_a) / r_{as}}{\Delta + \gamma(1 + r_{ss} / r_{as})} \quad (4)$$

where:

$L_v E_s$ is latent heat from the soil surface, R_{nc} is net radiation at the soil surface [$J \cdot m^{-2} \cdot day^{-1}$], q_h is heat flux to the soil [$J \cdot m^{-2} \cdot day^{-1}$], ρ_a is air density [$kg \cdot m^{-3}$], c_p is the heat capacity of air [$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$], e_a is the actual vapour pressure in the air [Pa], e_s is the vapour pressure at the soil surface [Pa], r_{as} is the aerodynamic resistance [$s \cdot m^{-1}$], r_{ss} is the surface resistance at the soil surface [$s \cdot m^{-1}$], Δ is the slope of the curve of saturated vapour pressure against temperature [$Pa \cdot ^\circ C^{-1}$], and γ is the psychrometer constant [$Pa \cdot ^\circ C^{-1}$].

(5) Actual transpiration

The potential transpiration, E_{tp} , is also calculated from Penman combination equation [14], and the water uptake is assumed to be equal to transpiration and is partitioned between the soil layers on the basis of root distribution. Actual transpiration, E_{ta} , which accounts for drought, oversaturation, and temperature effects, is calculated according to:

$$E_{ta} = E_{ta}^* + f_{umov} (E_{tp}^* - E_{ta}^*) \quad (5)$$

$$E_{ta}^* = E_{tp}^* \int_{z_r}^0 \min(f(\psi(z)), f(\pi(z)), f(T(z))) r(z) dz \quad (6)$$

$$E_{tp}^* = \max(0, E_{tp} - E_{ia} / e_{rat}) \quad (7)$$

where:

E_{ta} is actual transpiration [mm], E_{ta}^* is transpiration without considering water uptake [mm], f_{umov} is the degree of compensatory water uptake (dimensionless), E_{tp} is potential transpiration minus intercepted evaporation [mm], $f(\psi(z))$, $f(\pi(z))$ and $f(T(z))$ are functions that reduce the water uptake by roots due to unfavourable soil moisture, salt and soil temperature conditions respectively, $r(z)$ is the relative root density, E_{ia} is evaporation of intercepted water [mm], and e_{rat} is the ratio between potential evaporation rate from interception storage and potential transpiration (dimensionless).

(6) Deep percolation

In this region, the lower boundary of the simulated soil profile is unsaturated since the deep groundwater tables, and the vertical flow (D) is calculated by function:

$$D = k_{wlow} \quad (8)$$

where: D is deep percolation [mm] and k_{wlow} is hydraulic conductivity in the lowest soil layer [mm].

(7) Runoff

If the precipitation reaching the soil surface exceeds the infiltration capacity, a pool of water is formed on the soil surface. The surface runoff (q_{surf}) is calculated as:

(4) 土壤蒸发

模型中实际蒸散为 3 部分的和: 冠层截留蒸发、地表土壤蒸发和植被蒸腾。土壤蒸发(E_s)采用修正的 Penman-Monteith 公式[14]进行计算:

式中,

$L_v E_s$ 为地表潜热通量 [$J \cdot m^{-2} \cdot day^{-1}$], R_{nc} 为地表净辐射 [$J \cdot m^{-2} \cdot day^{-1}$], q_h 为土壤热通量 [$J \cdot m^{-2} \cdot day^{-1}$], ρ_a 为空气密度 [$kg \cdot m^{-3}$], c_p 为空气定压比热容 [$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$], e_a 为实际饱和水汽压 [Pa], e_s 为饱和水汽压 [Pa], r_{as} 为地表空气动力学阻力 [$s \cdot m^{-1}$], r_{ss} 为土壤表面阻力 [s/m], Δ 为饱和水汽压曲线斜率 [$Pa \cdot ^\circ C^{-1}$], γ 为干湿表常数 [$Pa \cdot ^\circ C^{-1}$].

(5) 实际蒸腾

植被潜在蒸腾 E_{tp} 也采用修正的 Penman-Monteith 公式 [14] 进行计算。假定植物根系对水分的吸收即为植被蒸腾, 实际蒸腾 E_{ta} 受到干旱、过饱和或温度等的影响, 由下式计算:

式中,

E_{ta} 为实际蒸腾量 [mm], E_{ta}^* 为不考虑补偿吸水的蒸腾量 [mm], f_{umov} 为根系吸水补偿度(无量纲), E_{tp}^* 为截留蒸发折减后的潜在蒸腾量 [mm], $f(\psi(z))$, $f(\pi(z))$ 和 $f(T(z))$ 分别为土壤水势、渗透水势和土壤温度的响应函数, $r(z)$ 为相对根系密度分布, E_{ia} 为截留蒸发量 [mm], e_{rat} 为截留蒸发与潜在蒸腾量之比(无量纲)。

(6) 深层渗透

因地下水位较低, 模型深层为非饱和下边界条件, 深层渗透量 (D) 计算公式为:

式中, D 为深层渗透量 [mm], k_{wlow} 为土壤剖面最下层土壤的非饱和导水率 [mm].

(7) 地表径流

如果降水超过入渗量, 土壤表面将产生积水, 则地表径流 q_{surf} 由下式计算:

$$q_{surf} = a_{surf} (W_{pool} - W_{pmax}) \quad (9)$$

where:

a_{surf} is an empirical coefficient (0.8, dimensionless), W_{pool} is the total amount of water in the surface pool [mm] and W_{pmax} is the maximum amount of water that can be stored on the soil surface without any surface runoff occurring [mm].

Model settings and parameters calibration

The simulation ran from May to October in 2008 and 2009. Input variables included precipitation, global radiation, air temperature, wind speed, and relative humidity, with daily outputs of soil moisture and water balance components produced.

In CoupModel, upper and lower boundary conditions were defined as flux boundaries, with the upper boundary accounting for precipitation. As a lower boundary condition, unit gradient gravitational water flow was set up, representing groundwater recharge in this study. Capillary rise and lateral runoff were disregarded. Soil physical and hydraulic properties were measured on the basis of observed values in the laboratory, and air entry tension, saturated water content, wilting point, and residual water content (parameters in the Brooks–Corey equation) were calculated by measurements of pF curves.

In this study, the farmland vegetation canopy was represented by a single leaf concept, whereas for the forest plots, two layers, namely, the tree layer and the understory, were used. Thus, the switch of multiple big leaves was chosen. The most important vegetation characteristics used in the simulations were LAI, tree height, and root distribution, which were measured in the field. Water uptake was defined as a pressure head approach, calculated on the basis of response functions for water content and soil temperature [3]. For forest lands, the start of the growing season (and the corresponding water uptake) was defined by a triggering temperature approach; growing season began when the day length exceeded 10 h and the accumulated temperature was above 9.8 °C, and ended when the day length became less than 10 h according to meteorological observations [5]. However, for farmland, growing season started in May and ended in September.

We used soil moisture (0–80 cm) and throughfall as validation variables in the simulations. Based on field measurements and relevant literature, several parameters were calibrated to achieve satisfactory agreement between the simulated and measured values. All parameter values used to adjust the CoupModel are presented in Table 2.

式中:

a_{surf} 是经验系数(0.8, 无量纲), W_{pool} 是地表积水总量 [mm], W_{pmax} 是不产生地表径流的情况下, 地表能够储存积水的最大量 [mm]。

模型设置与参数校准

模型模拟时段为 2008 和 2009 年 5–10 月。输入数据包括降雨、总辐射、气温、风速和相对湿度, 输出数据为每日的土壤水分和水量平衡各分量。

模型上下边界为流动边界, 上边界条件为大气降雨, 下边界条件为最下层土壤的单位梯度流, 代替研究中的地下水补给或交换。本研究中忽略毛细管上升水流和侧向径流。土壤物理和水力学性质在实验室实测值的基础上而来。土壤进气吸力、饱和含水量、调湿系数和残留含水量(即 Brooks–Corey 方程中的参数)由水分特征曲线测量值计算而来。

在本研究中, 农田植被层采用单层大叶模型; 而林地植被层则采用双层大叶模型, 即林冠层和林下灌草层。在植被特征模拟时, 最重要的参数包括叶面积指数, 树高和根系深度, 均由样地实测而来。根据土壤水分和温度的响应函数, 水分上升方式定义为压力水头响应[3]。对于林地, 生长季的开始时间(即根系吸水时间)定义为触发温度方式生长季始于光照时间超过 10 h 或日积温高于 9.8 °C, 结束于光照时间低于 10h [5]。但对于农地, 生长季从 5 月份开始, 9 月底结束。

使用土壤水分(0–80cm)和穿透雨量作为模型校准变量。基于野外测定和相关参考文献, 调整对模拟结果较为敏感的参数, 使得模型模拟值与实测值达到合适的精度。本次模拟中调整的参数值见表 2。

Table 2

Parameters adjusted in the simulations

Parameter	Symbol	Oak	Chinese fir	Maize	Source
Alt met station [m]	θ_{levmet}	1165	1165	1165	Measurement
Alt sim position [m]	θ_{levsin}	1167	1178	1165	Measurement
Slope E-W [$m \cdot m^{-1}$]	ρ_x	0.59	0.63	0.67	Measurement
Slope N-S [$m \cdot m^{-1}$]	ρ_y	-0.12	-0.08	-0.11	Measurement
Air temp mean [°C]	T_{amean}	19	19	19	Measurement
Max LA [$m^2 \cdot m^{-2}$]	A_1	4.5	4.0	4.0	Measurement
Canopy height [m]	H_p	12.0	14.0	1.5	Measurement

Parameter	Symbol	Oak	Chinese fir	Maize	Source
Root depth [m]	Z_{etr}	1.2	1.3	0.5	Measurement
Latitude [°]	e_{latit}	28.51	28.51	28.51	Measurement
Albedo wet [%]	a_{wet}	15	15	15	Reference [7]
Albedo dry [%]	a_{dry}	25	25	25	Reference [3]
Plant albedo [%]	a_{veg}	10	13	15	Reference [8]
Light extinction coefficient	k_m	0.5	0.5	0.5	Reference [7]
ThScaleLog \pm	x_{hf}	0.4	0.4	0.4	Reference [7]
Organic layer thickness [m]	Δz_{humus}	0.08	0.05	0	Measurement
Dvap tortuosity	d_{vap}	0.66	0.66	0.66	Reference [8]
Water capacity base [mm]	S_{imax}	2.3	2.3	0.5	Calibrated Reference [15]
Water capacity per LA [mm·m ⁻²]	i_{LAI}	0.25	0.25	0.15	Reference [6], Calibrated
Cond VPD [Pa]	g_{vpd}	450	450	200	Calibrated
Cond MAX [m·s ⁻¹]	g_{max}	0.005	0.005	0.020	Reference [16] Calibrated
Flexibility degree	f_{umov}	0.9	0.6	0.6	Reference [8]
Crit threshold dry [cm]	ψ_c	1500	1000	1000	Calibrated
Root frac exp tail	r_{frac}	0.1	0.05	0.02	Calibrated
PsiRs-1p	r_ψ	150	150	100	Calibrated
Ra increase with LA [s·m ⁻¹]	r_{alai}	60	60	50	Calibrated

Statistical analyses

To evaluate the performance of the model, the indices used in this study were R^2 , the coefficient of determination of the linear regression between simulated and measured values, the mean error of the model ME, and the root mean square error of the model RMSE [5, 7-9]. These indices were calculated according to the following equation:

$$ME = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (S_i - M_i) \quad (10)$$

$$RMSE = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (S_i - M_i)^2 \right]^{1/2} \quad (11)$$

where: S_i and M_i are the values at the i th observation and n is the number of observations.

RESULTS AND DISCUSSION

Model validation

Soil moisture is a prime environment variable related to land surface climatology, hydrology, and ecology [4]. Variations in soil moisture strongly affect surface energy, water dynamics, and vegetation productivity (actual crop yield). In addition, changes in soil moisture are also directly connected to evapotranspiration (ET) because this process is usually related to moisture in the upper 1 m to 2 m of the soil profile, at which depth moisture can easily evaporate or be extracted by plant roots [6]. In short, soil moisture is usually an important validation variable in hydro-ecological simulations.

The time series of measured and simulated soil moisture at depths of 0–20 cm, 20–40 cm, and 40–80 cm for the three plots are shown in Fig. 2. The temporal variation of soil moisture is similar for the three stands,

数据分析

采用决定系数 (Determination Coefficient, R^2)、平均误差 (Mean Error, ME)、均方根误差 (Root Mean Square Error, RMSE) [5, 7-9] 对模拟结果进行评价, 其计算公式为:

式中: S_i 为第 i 个模拟值; M_i 为第 i 个观测值; n 为样本总数

结果与讨论

模型验证结果

作为最重要的环境变量之一, 土壤水分受到地表气象、水文与生态的影响[4], 其动态变化与地表能量、径流和植被生产力紧密相关。此外, 因植物根系主要分布于 1–2m 深度的地表土壤, 土壤水分也与蒸散过程直接相关 [6]。土壤水分通常是水文生态模拟中一个重要的状态变量。

图 2 为试验期间 3 种植被类型 0–20, 20–40 和 40–80 cm 土壤水分的动态变化。由图中看出, 3 个样地土壤水

showing a distinct trend with the highest values during summer (especially from June to August). This trend is consistent with that of precipitation events. Compared with the variability of soil moisture at the 40–80 cm layer, that at the depth of 0–20 cm is significant, with direct and rapid changes as reactions to rainfall. In the entire soil profile (0 cm to 80 cm), the average soil moisture ranged as follows: oak forest (10.22%) < Chinese fir forest (10.88%) < maize farmland (12.36%).

分表现出相似的季节变化，受降雨量影响，夏季（6–8月）达到峰值。相比 40–80 cm 层，表层（0–20 cm）土壤水分对降雨的响应更为直接和迅速。整个土壤剖面上（0–80cm），土壤水分平均值大小依次为阔叶林（10.22%）< 针叶林（10.88%）< 农地（12.36%）。

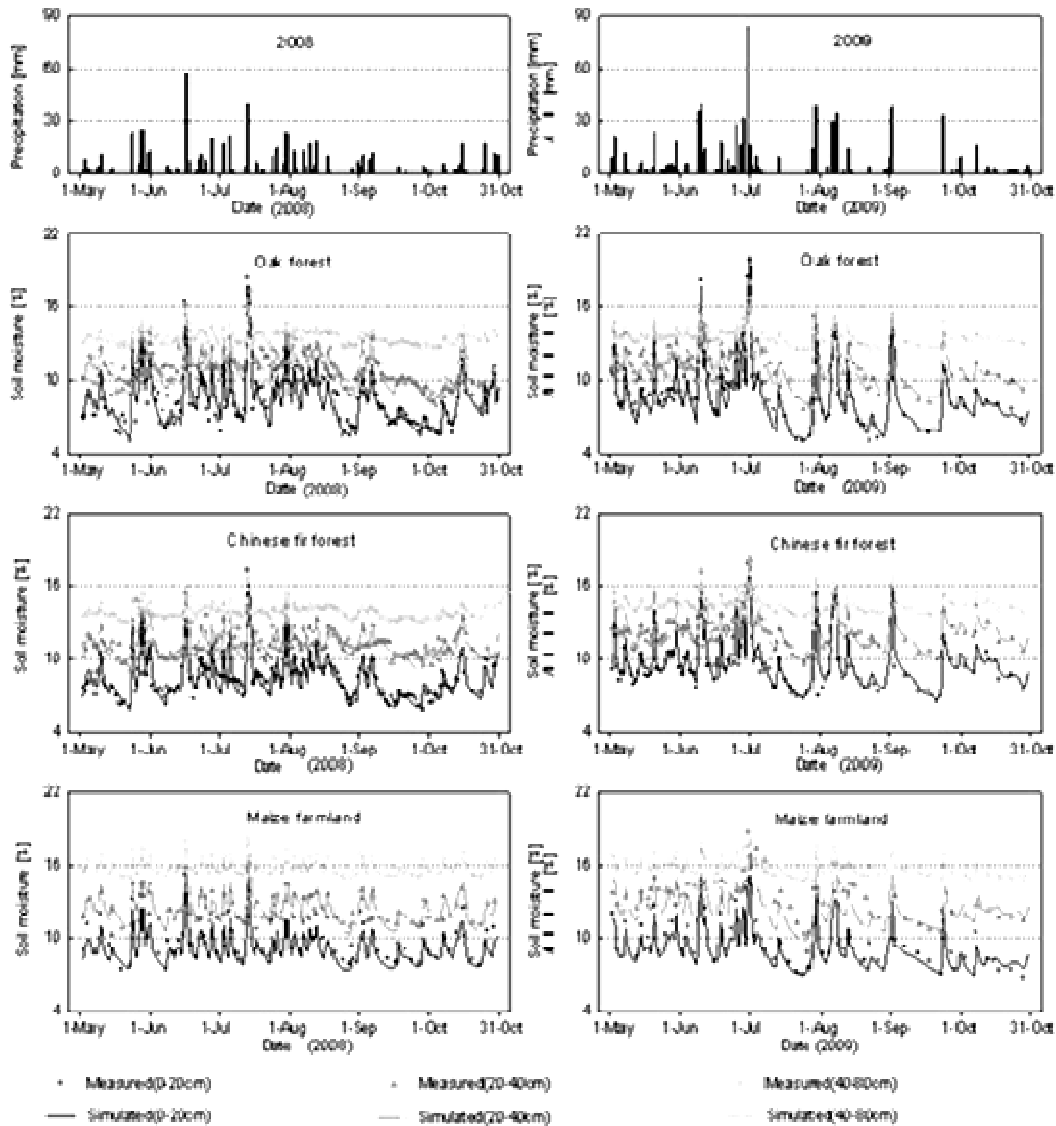


Fig. 2 - Daily simulated and observed soil moisture

As can be seen from Fig. 2, wider margin of variation between simulated and measured values mainly appeared in the following two circumstances: firstly, a few simulated values were lower than measured values after the rainfall, namely they failed to indicate extreme values. Secondly, a few simulations became higher than measured values in the dry season (e.g. late September). This was probably in relation to soil water movement equation that applied in the model, Darcy's law and Richards equation, assumed soil as homogeneous medium [4], thus they cannot exactly reflect and explain dynamic change process of water flow in the heterogeneous soil (e.g. the preferential flow).

Validation results showed the desired conformity between the simulated and measured data (Fig. 2 and Table 3). The coefficient of determination for the linear

从图 2 可以看出，模拟值与实测值偏差较大的时段主要发生于两种情况：第一，降雨过后，模拟值较实测值偏低，未能表示出某些极端值；第二，长时间未降雨情况下，模拟值较实测值则偏高（如 9 月）。这可能与模型中应用的土壤水分运动方程有关，Darcy 定律、Richards 方程都假设土壤为均质介质[4]，不能真实反映和准确解释水分在异质性土壤中的动态变化过程（例如优先流）。

由图 2 和表 3 可见，模型模拟值与实测值具有较好的一致性。整个剖面上（0–80cm），石栎林的决定系数

regression (R^2) between the observed and simulated soil moisture in the entire soil profile (0 cm to 80 cm) was 0.83–0.91 ($p < 0.001$) for oak forest but slightly lower for Chinese fir forest (0.8–0.85) and farmland (0.73–0.87). Generally, R^2 is useful for describing the difference between the simulated and observed dynamics of variables with cyclic fluctuations. In this study, R^2 is above 0.73 for all plots, indicating that CoupModel well simulates soil moisture. ME and RMSE reflect the deviation between the simulated values and measured values and thus facilitate the depiction of the irregular patterns of variables for soil moisture changes in response to infiltration events and drying processes. For the three plots, ME is -0.83%–1.79%, with RMSE of 0.46%–2.81%. We deduce that the deviation was small between the simulated and measure values, indicating that the model effectively captured the dynamic changes in soil moisture and that the simulation results were reliable. Compared with soil moisture, simulated throughfall had disappointing measurements, with R^2 of only 0.62–0.69, possibly because of the small number of samples.

(R^2) 为 0.8–0.91 ($p < 0.001$), 而杉木林和农地稍微低些, 为 0.8–0.85 和 0.73–0.87。 R^2 反映了时间动态上模拟值与实测值的线性关系, 本研究中模拟结果 R^2 均在 0.73 以上, 说明该模型对土壤水分总体模拟效果较好。ME 和 RMSE 则反映了模拟值与实测值之间的偏差, 能够较好地反映出土壤水分入渗或处于干旱状态下不规则 (非线性) 的动态变化过程。二者的范围分别为 -0.83%–1.79% 和 0.46%–2.81%, 说明模拟值与实测值偏差较小, 模型较好地捕捉到了水分的动态变化, 模拟结果是可信的。而相比土壤水分, 模型对林内穿透雨量的模拟吻合程度稍低 R^2 仅为 0.69–0.72, 模拟结果偏大, 可能与样本数量较少有关。

Table 3

Validation of simulated results

Vegetation type		Oak					Chinese fir					Maize				
Variable	Depth	R^2	ME [%]	RMSE [%]	Average [%]	n	R^2	ME [%]	RMSE [%]	Average [%]	n	R^2	ME [%]	RMSE [%]	Average [%]	n
Soil moisture	0–20	0.83	1.79%	2.81%	7.79%	320	0.8	1.52%	2.11%	8.56%	320	0.73	0.49%	0.46%	9.27%	229
	20–40	0.84	0.39%	1.41%	10.36%	320	0.85	0.83%	1.48%	11.06%	320	0.85	-0.83%	1.41%	12.11%	229
	40–80	0.91	-0.02%	1.38%	12.51%	320	0.83	0.26%	1.22%	13.03%	320	0.87	-0.12%	1.89%	15.71%	229
Throughfall	-	0.72	1.37mm	2.51mm	-	34	0.69	1.92mm	3.2mm	-	34	-	-	-	-	-

Simulated water balance components

Simulated monthly outputs of interception (I), transpiration (E_{ta}), soil evaporation (E_s), and deep percolation (D) were illustrated in Fig. 3 and Fig. 4. Similar to the seasonal variation in the soil moisture, a clear pattern can be seen in the monthly sums of the water balance components of the study plots. For the whole simulation period, evapotranspiration (ET), the sum of I , E_{ta} , and E_s , gradually increased in May and reached the highest values (118 mm to 128 mm) in June and August. Afterward, it was then reduced by cold weather with low rainfall. In this study, evapotranspiration was main output of water balance with the percentage up to 91%, and it was ranked as follows: oak forest (824 mm) > Chinese fir forest (815 cm) > farmland (790 mm).

Interception and transpiration generally showed the same temporal variation in the two forest stand and the values in oak stand were higher in most cases.

In 2008, interception increased from 34 mm in May, fluctuated between 36 mm and 51 mm through June–September, then declined and reached the minimum (19 mm) in October. For the Chinese fir stand, the maximum and minimum values of interception were 47 mm and 16 mm, which were lower than that from oak. Compared with forest stand, the farmland exhibited the lowest interception loss, accounting for 17% of the precipitation and equaled 121 mm, while it was respectively 232 mm (32%) and 209 mm (29%) for oak and Chinese fir forest. Similar to interception, transpiration from the oak stand was also biggest, equaled 203 mm and constituted 28% of precipitation in 2008. From June to August, the transpiration was at a maximum (36–57 mm per month), then it reduced to the minimum (20 mm) in October. The

水量平衡模拟

图3和图4为截留、蒸腾、土壤蒸发与深层渗透的模拟输出值。与土壤水分动态相似, 3种植被类型的水分通量也呈现出明显的季节变化。实际蒸散 (即截留、蒸腾与土壤蒸发之和), 从5月份开始缓慢增长并于6月和8月达到峰值 (118 mm 到 128 mm), 之后随着天气的变冷和降雨的减少而下降。本研究表明, 蒸散是水量平衡中主要的支出项, 比例高达91%以上, 其大小顺序为石栎林 > 杉木林 > 农地, 分别为 824 mm, 815 cm 和 790 mm。2种林地的截留和蒸腾呈现出相同的变化, 石栎林在数值上比杉木林高一些。

2008年5月份石栎林截留量为34mm, 6月到9月期间在36和51mm之间波动, 到10月份下降到最低值19mm。而杉木林稍低于石栎林, 截留量的最大值和最小值则为47mm和16mm。对比于2种林地, 农地的截留量就小很多, 仅为121mm, 占降雨量的17%, 而石栎林和杉木林则分别为232mm (32%) 和209mm (29%)。植被蒸腾量与截留相似, 3个样地中也是石栎林最大, 2008年为203mm, 占降雨的28%, 并于6到8月达到峰值 (每月36–57mm), 10月份也下降到最小值

difference was not huge between simulated transpiration in three plots, in Chinese fir forest and farmland, it was 22 mm and 43 mm lower than oak, while this value was 23 mm and 111 mm for interception (Fig. 2 and Table 4). In contrast to the seasonal fluctuations of I and E_{ta} , soil evaporation (E_s) remained relatively constant (8 mm to 32 mm every month) throughout the growing season and presented a modest rise in October. For farmland, soil evaporation was 144 mm and constituted 20% of precipitation in 2008, which was significantly higher than that of oak (11% of P) and Chinese fir (13% of P) stand.

20 mm。与截留量不同，3个样地的蒸腾量之间差距并不大，杉木林和农地的蒸腾量仅比石栎林小 22 mm 和 43 mm，而截留量之间的差距却达到了 23 mm 和 111 mm（图 2 和表 4）。与截留和蒸腾的季节变化不同，整个试验期间土壤蒸发相对恒定，波动范围为每月 8 mm 到 32 mm，并在 10 月份呈现出轻微的上升。农地 2008 年土壤蒸发为 144mm，占降雨量的 20%，显著高于石栎林和杉木林，后者分别占降雨量的 11% 和 13%。

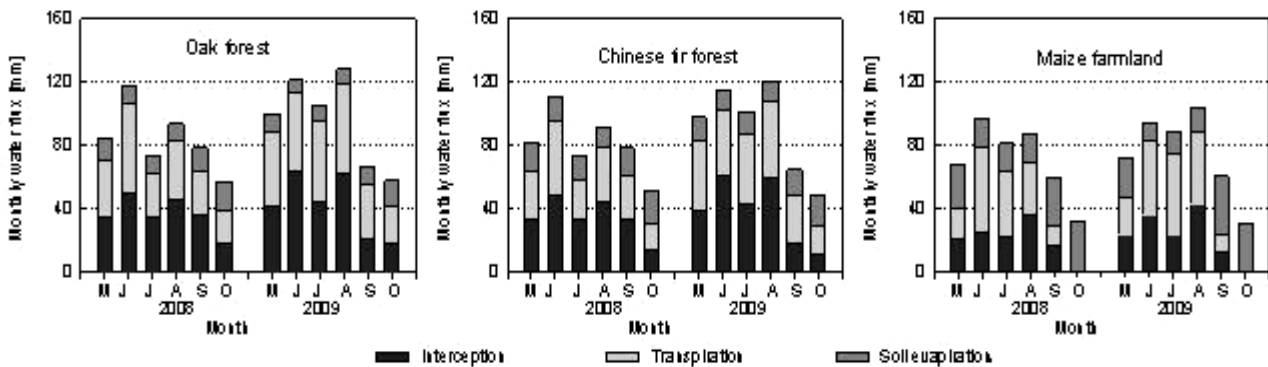


Fig. 3 - Simulated monthly water fluxes for three plots

Unlike the gentle fluctuation of evapotranspiration (ET), deep percolation (D) always abruptly changed (maximum of 200 mm per month) with rainstorm events (mainly in June 2008 and between June and August 2009). In 2009, 438 mm deep percolation /drainage formed in the farmland, more than 45% of the gross precipitation. Corresponding to farmland, the oak and Chinese fir forest plots presented lower deep percolation, accounting for only 36% and 39% of the precipitation. We can deduce that forest significantly reduced the deep percolation.

与蒸散 (ET) 的温和变化不同，受暴雨事件的影响（主要发生 2008 年 6 月、2009 年 6-8 月），深层渗透 (D) 常具有突发性，且数量变化巨大，极端值甚至达到 200 mm/月。以 2009 年为例，农地土壤深层渗透量为 438 mm，达到了同期降雨的 45%。相对应地，石栎林和杉木林地具有较小的深层渗透量，分别为 36% 和 39%，林地对渗透量的降低作用明显。

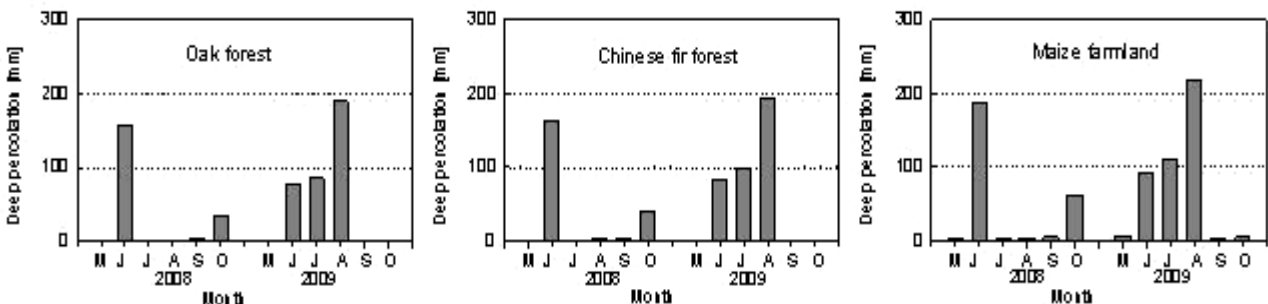


Fig. 4 - Simulated monthly deep percolation for three plots

Effect of afforestation on water balance

Table 4 showed simulated water balance among three plots from May to October in 2008 and 2009. It indicated that a shift from cropland to forest would lead to an increase in canopy interception (I) while a reduction in deep percolation (D) (or groundwater recharge). First, annual interception increased (88 mm to 114 mm, 67%–92% of P) after afforestation (Table 4). Compared with crops, trees had a large leaf area in our study sites, implying high canopy capacity for interception storage and a low amount of precipitation directly reaching the ground [6]. Moreover, forests support great biomass with long growing periods as undergrowth, and thus facilitate canopy interception [8]. Second, a 51 mm to 85 mm

造林对水量平衡的影响

表 4 为 2008 和 2009 年 5-10 月期间 3 个样地水量平衡模拟结果。结果表明，在耕地上造林后，冠层截留增加的同时深层渗透量（或地下水补给量）会减少。第一，由表 4 可见，造林后截留量会增加 88-114 mm（占降雨量的 67%-92%）。与农作物相比，树木具有较大的叶面积，即具有更大的冠层容水量，则直接到达地面的穿透降雨较少[6]。另外，森林更大的生物量和林下灌草层也

(14%–25% of P) reduction in annual deep percolation was estimated after afforestation. The probable reason was that most precipitation in forestlands was absorbed by the soil surface and rapidly diffused by evaporation or transpiration after afforestation, thereby decreasing infiltration depth and soil water content below the infiltration depth [5]. Therefore, on sites with low plant available soil water capacity and with roots that have no access to the water table, a change in land use from cropland to forest may negatively affect groundwater recharge. The simulations also indicated that tree species influenced the magnitude of water balance components in SVAT system. Compared with Chinese fir of the same age, oak had the highest interception and lowest deep percolation, that mainly because of the higher water consumption of oak.

对截留量的增加具有促进作用[8]。第二，本研究模拟得出，造林后深层渗透量比耕地减少 51–85 mm（占降雨量的 14%–25%）。其原因可能与林地内大部分降雨被地表土壤所吸收并迅速通过蒸发或蒸腾以气态形式散失，深层土壤湿度和入渗深度减小有关[5]。因此，在植物可利用的水分含量较低、且根系无法触及地下水的地区，耕地向林地的转变将不利于地下水的补给。模拟结果进一步显示了树种对水量平衡亦有影响。与同林龄杉木相比，石栎具有最大的截留量和最小的深层渗透量，主要与石栎耗水较大有关。

Table 4

Simulated water balance from May to October

Year	Plot	P [mm]	ET [mm] (% of P)	I [mm] (% of P)	E_{ta} [mm] (% of P)	E_s [mm] (% of P)	D [mm] (% of P)	ΔS [mm] (% of P)
2008	Oak	729	715 (98%)	232 (32%)	203 (28%)	82 (11%)	188 (26%)	23 (3%)
	Chinese fir	729	702 (96%)	209 (29%)	181 (25%)	98 (13%)	214 (29%)	27 (4%)
	Farmland	729	691 (95%)	121 (17%)	160 (22%)	144 (20%)	265 (36%)	38 (5%)
2009	Oak	978	933 (95%)	253 (26%)	261 (27%)	66 (7%)	353 (36%)	44 (5%)
	Chinese fir	978	928 (95%)	232 (24%)	228 (23%)	89 (9%)	379 (39%)	50 (5%)
	Farmland	978	888 (91%)	139 (14%)	179 (18%)	132 (14%)	438 (45%)	89 (9%)

CONCLUSIONS

Based on field measurements from May to October in 2008 and 2009, a physical process-based model (CoupModel) was applied to evaluating the effect of afforestation on water balance in Simian Mountain in the terminal section of the Three Gorges area (TGRA) of China. Afforestation was performed using oak and Chinese fir on former arable land of maize. The simulated values of soil moisture were fairly consistent with the measured ones, with a determination coefficient (R^2) of 0.73–0.91. This result indicated that CoupModel can successfully demonstrate the complex interactions between hydrological processes in soil–vegetation–atmosphere (SVAT) system. Evapotranspiration was the main output of water balance from May to the end of October, with a percentage of up to 91%, and it was estimated to be 824 mm, 815 mm and 790 mm for oak, Chinese fir and maize, respectively. Deep percolation (or water recharge) declined from approximately 352 mm in arable land to 271 mm in the oak stand and 297 mm in the Chinese fir stands, mainly due to differences in the interception loss. Compared with the arable land, simulated interception of different tree species was increased by 87% for oak and 70% for Chinese fir (88 mm to 114 mm). The simulations indicated that tree species also influenced the magnitude of water balance components in SVAT system, calling for further attention to the selection of regrown tree species in the planning for afforestation projects, particularly when such projects aim to keep water infiltrating to the groundwater zone.

Aknowlegement

This study was financially supported by the National Natural Science Funds of China (No. 41271300 and

结论

根据 2008 年和 2009 年 5–10 月试验资料，应用一个基于过程的物理模型（CoupModel），评价了位于长径三峡库区（TGRA）库尾的四面山地区造林对水量平衡的影响。本研究中林地样地造林树种为石栎和杉木，均由玉米农田退耕造林而来。结果表明土壤水分模拟结果与实测值具有很好的—致性，决定系数（ R^2 ）为 0.73–0.91，说明 CoupModel 可以很好地描述本地区土壤–植物–大气系统之间的水分交换过程。蒸散是 5–10 月水量平衡中主要的支出项，比例高达 91%，石栎、杉木和玉米样地总蒸散量分别为 824 mm、815 mm 和 790 mm。造林后深层渗透量（或地下水补给量）由农地 352 mm 减小到石栎林 271 mm 和杉木林 297 mm，主要是由于林冠对降雨截留量的增加。与农地相比，石栎林和杉木林冠层截留量分别增加 87% 和 70%（88–114 mm）。模拟结果进一步显示了树种对水量平衡亦有影响，在今后的退耕恢复造林过程中，特别是以提高地下水补给为目标的地区，应注意树种的选择。

致谢

本文得到国家自然科学基金项目(41271300，

30900866), the Special Fund of Forestry Industrial Research for Public Welfare of China (2012-42) and the Fundamental Research Funds for the Central Universities (TD2011-2).

REFERENCES

- [1]. Wu J G, Huang J H, Han X G, et al. (2004) – *The Three Gorges Dam: an ecological perspective*, *Frontiers in Ecology and the Environment*, vol.2, no.5, 241-248;
- [2]. Xiao W F, Lei J P. (2004) – *Spatial distribution, disturbance and restoration of forests in the Three Gorges Reservoir region*, *Resources and Environment in Yangtze Basin*, vol.13, no.2, 138-144;
- [3]. Jansson P.E and Karlberg L. (2004) – *Coupled heat and mass transfer model for soil-plant-atmosphere systems*, Stockholm, Sweden: Royal Institute of Technology, Department of Land and Water Resources Engineering;
- [4]. Ladekarl U.L., Rasmussen K.R., Christensen S., Jensen K.H., Hansen B. (2005) – *Groundwater recharge and evapotranspiration for two natural ecosystems covered with oak and heather*, *Journal of Hydrology*, vol. 300, 76-99;
- [5]. Christiansen J.R., Elberling B., Jansson P.E. (2006) – *Modeling water balance and nitrate leaching in temperate Norway spruce and beech forests located on the same soil type with the CoupModel*, *Forest Ecology and Management*, vol. 237, no. 3, 545-556;
- [6]. Schmidt-Walter P. and Lamersdorf N.P. (2012) – *Biomass production with willow and poplar short rotation coppices on sensitive areas-the impact on nitrate leaching and groundwater recharge in a drinking water catchment near Hanover, Germany*. *BioEnergy Research*, vol.5, no.3, 546-562;
- [7]. Zhang S., Lövdahl L., Grip H., Jansson P.E., Tong Y.N. (2007) – *Modeling the effects of mulching and fallow cropping on water balance in the Chinese Loess Plateau*, *Journal Soil & Tillage Research*, vol. 93, no. 2, 283-298;
- [8]. Wang L., Wei S.P., Horton R., Shao M.A. (2011) – *Effects of vegetation and slope aspect on water budget in the hill and gully region of the Loess Plateau of China*, *Catena*, vol. 87, no. 1, 90-100;
- [9]. Wu S.H, Jansson P.E, Zhang X.Y. (2011) – *Modelling temperature, moisture and surface heat balance in bare soil under seasonal frost conditions in China*, *Journal European Journal of Soil Science*, vol. 62, no. 6, 780-796;
- [10]. Zhou J., Kinzelbach W., Cheng G D., Zhang W, He X.B., Ye B.S. (2013) – *Monitoring and modeling the influence of snow pack and organic soil on a permafrost active layer, Qinghai-Tibetan Plateau of China*, *Cold Regions Science and Technology*, vol. 90-91, 38-52;
- [11]. Brooks R.H and Corey A.T. (1964) – *Hydraulic properties of the porous media*, *Hydrology paper No. 3*, Colorado State University, Fort Collins, Colorado, pp. 27;
- [12]. Mualem Y. (1976) – *A new model for predicting the hydraulic conductivity of unsaturated porous media*, *Water Resources Research*, vol. 12, 513-522;
- [13]. Richards L.A. (1931) – *Capillary conduction of liquids in porous mediums*, *Physics*, vol. 1, no. 1, 318-333;
- [14]. Monteith J.L. (1965) – *Evaporation and environment. The State and Movement of Water in Living Organisms*, *Proceedings of the 19th Symposium on Society of Experimental Biology*. Cambridge University, Cambridge: The Company of Biologists, pg. 205-234;
- [15]. Manzi A.O. and Planto S. (1994) – *Implementation of the ISBA parameter scheme for land surface processes in a GCM-an annual cycle experiment*, *Journal of Hydrology*, vol. 155, no.3-4, 37-46;

30900866), 国家林业局科技推广项目(2012-42), 中央高校基本科研业务费专项资金(TD2011-2)的资助。

参考文献

- [1]. 邱建国, 黄建辉, 韩兴国, 等. (2004) — 从生态学角度看三峡大坝. *生态与环境前沿*, 第2卷, 第5期, 241-248;
- [2]. 肖文发, 雷静品. (2004) — 三峡库区森林植被恢复与可持续经营研究. *长江流域资源与环境*, 第13卷, 第2期, 138-144;
- [3]. Jansson P E 和 Karlberg L. (2004) — 土壤-植物-大气系统水热迁移模型. 瑞典斯德哥尔摩: 皇家理工学院, 土地和水资源工程研究所.
- [4]. Ladekarl U L., Rasmussen K R, Christensen S, Jensen K H, Hansen B. (2005) — 天然柞木和石南生态系统的地下水补给与蒸散模拟. *水文学杂志*, 第300卷, 76-99;
- [5]. Christiansen J R., Elberling B, Jansson P E. (2006) 相同土壤质地条件下的温带挪威云杉和山毛榉水量平衡及硝态氮淋失的CoupModel模拟. *森林生态管理*, 第237卷, 第3期, 545-556;
- [6]. Schmidt-Walter P 和 Lamersdorf N P. (2012) — 德国汉诺市水源地区柳树白杨灌木轮作生物量对硝酸盐淋溶和地下径流交换量的影响. *生物能研究*, 第5卷, 第3期, 546-562;
- [7]. 张树兰, Lövdahl L, Grip H, Jansson P E. (2007) — 地面覆盖和休耕期耕作对中国黄土高原地区水量平衡的影响模拟研究. *土壤耕作研究*, 第93卷, 第2期, 283-298;
- [8]. 王力, 卫三平, Horton R, 邵明安. (2011) — 中国黄土高原丘陵沟壑区植被和坡向对水分平衡的影响. *土壤序列*, 第87卷, 第1期, 90-100;
- [9]. 武恩宏, Jansson P E, 张兴义. (2011) — 模拟中国季节性冻土区温度、水分和地表能量平衡. *欧洲土壤科学杂志*, 第62卷, 第6期, 780-796;
- [10]. 周剑, Kinzelbach W, 程国栋, 张伟, 何晓波, 叶柏生. (2013) — 监测和模拟积雪和有机质对中国青藏高原冻土活动层的影响. *寒冷地区科学与技术*, 第90-91卷, 38-52;
- [11]. Brooks R H 和 Corey A T. (1964) — 多孔介质水力特性. 科罗拉多柯林斯堡: 科罗拉多州立大学水文学论文集, 第3卷, 27;
- [12]. Mualem Y. (1976) 一个新的预测非饱和多孔介质水力传导度模型. *水资源研究*, 第12卷, 513-522;
- [13]. Richards L.A. (1931) - 液体在多孔介质毛细管中的传导. *物理学*, 第1卷, 第1期, 318-333;
- [14]. Monteith J L. (1965) — 蒸发与环境, 生物体中水的状态与运动. 19世纪生物学协会研讨会. 英国剑桥: 剑桥大学出版社, 205-234;
- [15]. Manzi A O 和 Planto S. (1994) — GCM大气环流模式陆地过程ISBA参数化方案的实现—一个年内循环实验. *水文学杂志*, 第155卷, 第3-4期, 37-46;

[16]. Jansson P.E., Cienciala E., Grelle A., Kellner E., Lindahl A., Lundblad M. (1999) – *Simulated evapotranspiration from the Norunda forest stand during the growing season of a dry year*, Journal Agricultural and Forest Meteorology, vol. 98-99, 621-628.

[16]. Jansson P E, Cienciala E, Grelle A, Kellner E, Lindahl A, Lundblad M. (1999) - 模拟干旱年生长季节森林样地的蒸散发. 农业与林业气象学, 第 98-99 卷, 621-628.

RESEARCH ON DEVELOPMENT CHARACTERISTICS AND BRAND SPILLOVER EFFECTS OF AGRICULTURAL PRODUCT REGIONAL BRANDS IN CHINA

中国农产品区域品牌发展特征及品牌溢出效应研究

Ph.D. Chuantong Zhang^{1),2)}, Ph.D. Prof. Juan Lu¹⁾

¹⁾College of Economic Management, China Agricultural University / China

²⁾School of Humanities and Social Sciences, Beijing Institute of Petrochemical / China

Tel: +86 133 9190 7937; Email: ywjzct@126.com

Abstract: With the rapid increase in the standard of living and demand for high quality agricultural products in China, the development and protection of agricultural product regional brands (APRB) have begun to receive more and more attention. All developed countries have taken the protection of agricultural product brands in their origins seriously. However, Chinese agricultural brands developed very slowly, and there is little empirical research on APRBs. In this study, an econometric model was established based on data derived from an analysis of 2665 products from 30 provinces of China in order to identify the development characteristics and verify the spill-over effects of Chinese APRBs. The survey results revealed regional imbalances, interregional agglomeration, category diversification of brands, and a shorter industrial chain, with marketing limited to specific seasons, in the development of APRBs. Test results on the empirical models developed for this study show that an APRB is a preferable system design. This can gather small-scale agricultural producers and provide accurate product information to markets at a lower cost within a small region, preventing adverse selections caused by asymmetric information. The added value of agricultural products can be effectively increased by developing APRBs, benefitting of the development of Chinese agricultural product brands as well as positively promoting increases in farmers' income and the further development of the Chinese agricultural economy.

Keywords: agricultural product regional brand (APRB); development characteristics; spillover effect; China

INTRODUCTION

With the continuous development of China's agricultural regional economy, regional image association with unique location and agricultural product regional brands (APRB) are gradually being formed. It is well-known that brands always develop in specific geographic areas within a specific traditional and local situation[1]. Because of the heterogeneous nature of the geographical areas in China however, it is important to identify what the development characteristics of APRB in geographic area are, and what the spillover effects from creating an APRB are. As the Chinese economy has undergone increased development, the demand of citizens for high-end quality agricultural products has increased rapidly. Many internationally famous agricultural product brands have entered China and occupied the high-end market, but the development of Chinese agricultural brands still lags behind. This poses a challenge for agricultural markets and products in China. Previous research shows that using regional branding to develop agricultural product brands has been successful in Europe and United States. Therefore, it is urgent and important to study the formation of APRBs in China. With increasing urbanization and favorable policies concerning agricultural economy and product branding, the objective of this study is to provide theoretical support and recommendations for the further development of these policies.

摘要: 随着居民生活水平的快速提高以及对优质高端农产品需求增加, 中国农产品区域品牌的发展和保护越来越引起人们的关注。发达国家都重视对农产品实施原产地品牌保护。中国农业品牌化发展缓慢, 缺乏对农产品区域品牌的实证研究。本研究基于中国大陆30个省份2665个农产品区域品牌的截面数据, 建立计量模型, 对中国农产品区域品牌发展特征与品牌溢出效应进行了实证研究。调查结果显示: 中国农产品区域品牌发展在空间分布上存在区域间差异和区域内集聚、品牌类别发展多样化, 以及农产品区域品牌存在产业链比较短、以应季营销为主。计量模型分析结果显示: 农产品区域品牌是一个更优的制度设计, 不仅可以集聚区域内高质量的小规模农业生产者以较低的成本向市场传递清晰准确产品质量信息, 以避免市场信息不对称所导致的逆向选择; 而且发展农产品区域品牌能够有效增加农产品附加值, 促进中国农产品品牌发展, 对中国农业发展和农民收入增长均具有显著的正向促进作用。

关键词: 农产品区域品牌 (APRB); 发展特征; 溢出效应; 中国

引言

伴随着中国农业区域经济的不断发展, 逐渐形成了独特定位的区域形象联想以及逐渐形成了农产品区域品牌 (简称为“APRB”)。众所周知, 品牌总是在特定传统性和地方性的情境中形成并发展, 并依附于特定的地理区域空间[1]。由于地理区域空间是异质的, 农产品区域品牌在地理空间分布上具有何种发展特征? 农产品区域品牌发展的品牌溢出效应如何? 随着中国经济社会发展升级, 城乡居民对优质高端农产品需求增加。大量国际名牌农产品涌入中国高端市场, 而中国农业品牌化发展缓慢, 农产品卖难问题依然尖锐。欧美发达国家利用区域品牌发展农产品品牌已经被证明为一个重要且成功的方法。这些都显示出研究农产品区域品牌的迫切性和重要意义。在中国城镇化和出台许多有关农业经济和农产品品牌政策背景下, 对这两个问题的研究, 将会对农业发展和农产品品牌发展提供一个有力的理论依据和决策参考。

MATERIALS AND METHODS

Research on Agricultural Product Regional Brands

The ordinary form of APRB is “region name + the category name”. Brand names including a geographical reference can help to better spread and describe the quality characteristics of the agricultural product, such as the flavour, taste and fragrance. For example, branding mutton with the term “New Zealand Mutton” can help consumers more effectively distinguish and selectively purchase mutton from that country[2]. In a generally homogeneous competitive situation this approach can construct customer identity and recognition, and help products sell at high prices by highlighting the differences in their geographical origin [3]. The key point in regional branding is to construct the identity and recognition of such brands[4]. By relating the brand to its geographical origin and using the identity and recognition of regional origin to connote specific qualities, reputation and other characteristics[5], a product can gain a unique local identification[6] that in turn gives consumers a level of quality assurance and wins their trust [7]. For consumers to buy food products such as beef and fresh foods, geographic origin is an important factor in selection[8][9]. More and more agricultural producers have used regional brands to achieve product differentiation to increase profits, and have additionally used regional brands as a marketing tool to build customer loyalty, create product differentiation and provide legal protection [10].

Because agricultural product quality is often concealed until consumption, a kind of signal mechanism must be employed to display quality information. In this way brand and trademark act as signals that transmit agricultural product quality information to consumers. Consumers then assess product quality according to origin and brand information. APRB, as a special identity, has distinct regional characteristics[11]. Its signal display effect and recognition effect are employed to communicate the quality characteristics of particular agricultural products to consumers [12]. An APRB can promote the branding and value of agricultural products, and can gather the intra-area small high-quality agricultural producers to send product quality signals to the market at a lower cost. This helps them avoid the possibility of selection caused by information asymmetry, and is an important and powerful information source for the consumer in making their purchase decisions[13].

Above all, agricultural product regional branding has become a hot research topic in high-end agricultural product development throughout the world.

Data Sources for APRB

In this study, sample data sets for 2012 were obtained mainly from China's Agriculture Ministry, which has assembled information on the most well-known regional agricultural products for thirty provinces (except Tibet). The regional agricultural products selected for this study must have received at least one of the following authentication certifications: Geographical Indications Protection Products, Geographical Indication Proof Trademarks, and/or Agricultural Products Geographical Indications listing. Moreover, the deadline for possession of the above authentication certifications was the end of 2012. Data on a total of 2665 samples of famous regional agricultural products were obtained and divided into seven categories: Fruit, Vegetables, Tea, Grain-Oil, Animal Husbandry, Fish and Other.

材料与方法

农产品区域品牌化的相关研究

农产品区域品牌通常以“区域名+品类名”形式出现, 通过为某一农产品冠以地理名称, 能更好地传播农产品的风味、口感、香味等质量特征。通过对羊肉冠以原产国名, 能帮助消费者更有效区分并重点选购新西兰羊肉[2]。在普遍同质的竞争中, 突出产品的地理来源差异可以获得消费者认同和更高的价格[3]。区域品牌的核心就是构建区域品牌识别[4]。把品牌“联系”到它的地理起源地, 用地理来源识别表示特定质量、声誉或其它特性[5], 从而成为地方性的独特身份证明[6], 赢得目标消费者的信任, 并提供一种质量保证[7]。对购买类似牛肉和新鲜产品等食品产品的消费者而言, 地理来源将是一个重要的考虑因素[8][9]。越来越多农业生产者通过区域品牌来实现产品差异化以增加利润, 并指出区域品牌作为一个营销工具, 有助于建立消费者忠诚、实现产品差异化和创设法律保护[10]。

农产品质量特征的隐蔽性, 使得消费者很难完整了解农产品的质量信息, 必须借助某种信号机制来传递农产品质量信息。品牌、商标是一种向消费者传递农产品质量信息的标识信号。消费者会依据产品原产地和品牌信息来评估产品质量。农产品区域品牌作为一种特殊的标识, 具有鲜明区域特征[11], 利用其“信号显示效应”和“识别效应”, 向消费者传递农产品的质量特征[12]。农产品区域品牌促进实现了农产品原产地效应的品牌化和高附加值化经营, 集聚区域内小规模的优质农产品生产者以较低成本向市场发送产品质量信号, 从而消除因信息不对称而导致的逆向选择, 是消费者进行购买决策的一个重要有力的信息源[13]。

总之, 农产品区域品牌化已成为当今世界高端优质农产品发展领域的一个研究热点。

农产品区域品牌数据来源

样本数据主要来自于 2012 年农业部的 30 个省份 (直辖市、自治区) 的名优农产品统计。被统计农产品须至少获得以下认证之一: 地理标志保护产品、地理标志证明商标、农产品地理标志等, 且获得荣誉认证时间截止到 2012 年底。最终共计获得中国大陆 30 个省份区域 (西藏除外) 的 2665 个农产品数据。因研究需要, 将农产品分为水果类、蔬菜类、茶叶类、粮油 (粮食油料的简称) 类、畜牧类、渔业类和其他共七类。

Development Characteristics of APRB in China Development Imbalance

The samples of 2665 regional agricultural brands were unevenly distributed throughout East Region Provinces, Middle Region Provinces and West Region Provinces in China, and the inter-regional differences in brand-development are very obvious. The East Eleven Provinces, including Shandong, Fujian, Zhejiang, Jiangsu, Liaoning, Hebei, Tianjin, Beijing, Guangdong, Shanghai and Hainan, provided 1062 APRB samples and accounted for 39.85% of all samples. The Middle Region Provinces, including Shanxi, Hubei, Anhui, Henan, Heilongjiang, Inner Mongolia, Jilin, Hunan and Jiangxi provinces provided 718 APRB samples and accounted for 26.94% of the samples. The West Region Provinces, including Sichuan, Xinjiang, Shanxi, Gansu, Guizhou, Chongqing, Qinghai, Ningxia, Guangxi and Yunnan, provided 885 APRBs samples and accounted for 33.21% of the total samples. These results showed the imbalances of APRB development scales in Eastern Region Provinces, Middle Region Provinces and West Region Provinces. The East Region Provinces produced the most superior regional brands with Middle Region Provinces following, and the West Region Provinces had the minimum number of agricultural brands.

Aggregation Characteristic of APRB

The APRBs had obvious aggregation characteristics, especially in the provinces with rich resources and unique traditions (Table 1). There were five provinces that had more than 100 APRBs in the East Region; Liaoning, Shandong, Fujian, Zhejiang, Guangdong and Shandong province had 298 APRBs by itself. The APRBs of these five provinces accounted for 76.46% of all samples in the East Region, and 30.47% of all samples in China. The two provinces in the Middle Region with more than 100 APRBs were Henan and Hubei. The number of APRBs in these two provinces accounted for 33.29% of all samples in the Middle Region, and 8.97% of all samples in China. The two provinces in the West Region with more than 100 APRBs were Sichuan and Chongqing. There were 228 APRBs in Sichuan. The number of APRBs in these two provinces accounted for 37.74% of all samples in the West Region, and 12.53% of all samples in China.

中国农产品区域品牌的发展特征 区域发展不均衡

2665 个农产品区域品牌非常不均衡地、差异明显地广泛分布在中国的东部区域、中部区域和西部区域省份。东部区域包括山东、福建、浙江、江苏、辽宁、河北、天津、北京、广东、上海和海南等 11 个省份区域，拥有 1062 个农产品区域品牌，占比为 39.85%。中部区域包括山西、湖北、安徽、河南、黑龙江、内蒙古、吉林、湖南和江西等 9 个省份，拥有 718 个农产品区域品牌，占比为 26.94%。西部区域包括四川、新疆、陕西、甘肃、贵州、重庆、青海、宁夏、广西和云南等 10 个省份，拥有 885 个农产品区域品牌，占比为 33.21%。以上表明，农产品区域品牌在品牌发展整体规模上在东部区域、中部区域和西部区域的存在差异，东部省份发展最好，西部省份次之，中部省份最后。

地域内品牌发展集聚

农产品区域品牌发展数量在资源禀赋和人文风俗传统独特的省市地域集聚更加明显（见表 1）。东部省份品牌数量超过 100 个以上的省份有 5 个，分别是辽宁、山东、福建、浙江和广东，其中山东有 298 个品牌，5 个省份的品牌数量占东部省份品牌总数的 76.46%，占中国的 30.47%；中部省份品牌数量超过 100 个以上的省份有两个，分别是河南和湖北，2 个省份品牌数量占中部省份品牌数量的 33.29%，占中国的 8.97%；西部省份品牌数量超过 100 个以上的省份有两个，分别是四川和重庆，其中四川为 228 个品牌，2 个省份品牌数量占西部省份品牌总数的 37.74%，占中国的 12.53%。

Table 1

The aggregation characteristic of APRBs

Region	East Region					Middle Region		West Region	
Brand sum	1062					718		885	
Brand quantity > 100	Liaoning	Shandong	Fujian	ZheJiang	Guangdong	Henan	Hubei	Sichuan	Chongqing
	112	298	154	147	101	115	124	228	106
Proportion in intra-region (%)	10.55	28.06	14.50	13.84	9.51	16.02	17.27	25.76	11.98
	76.46					33.29		37.74	
Proportion in China (%)	30.47					8.97		12.53	

Category of Concentration of APRB Products

In the APRB category, Fruits made up the largest category with 704 APRBs, accounting for 26% of all APRBs. Vegetables contributed 510 APRBs (19%). Tea contributed 209 APRBs (8%). Grains-Oils contributed 373 APRBs (14%). Animal Husbandry contributed 340 APRBs (13%). Fisheries contributed 210 APRBs (8%), and the category contributed 318 APRBs (12%). The above data showed that APRBs have the following characteristics: (1) The product categories are

农产品区域品牌产品类别集中

在农产品区域品牌的七个类别中，水果类是最大的一类，有 704 个品牌，占品牌总量的 26%；依次是蔬菜类有 510 个品牌，占品牌总量的 19%；茶叶类有 209 个品牌，占品牌总量的 8%；粮油类有 373 个品牌，占品牌总量的 14%；畜牧类有 340 个，占品牌数量的 13%；渔业类有 210 个品牌，占品牌总量的 8%；其他类有 318 个品牌，占品牌总量的 12%。农产品区域品牌的种类发展具有如下特点：第一，产品类别发展呈现多样化扩大趋势。七大类中各类都有众多农产品区域品牌，而且每个类别的子类别中

diversifying and showing an expanding trend; and (2) APRBs are concentrated in several categories including fruits, vegetables and grain-oils. These three APRB categories accounted for 59% of all the APRBs.

The industry chain of APRBs was shorter and limited to seasonal marketing.

The data show that the industry chains of APRBs are shorter, since the vast majority of APRB products are primary agricultural products. Most regionally branded products were fresh, live, unprocessed or primarily processed foods, and their capacity for development and utilization was seen as being low in the APRB context. It is difficult to store and sell to distant markets and participate in international competition for fresh and live APRB products. In addition, supply is often unstable for APRB products because of seasonal limitations. Therefore, it is important to extend the industry-chain and increase the added value of APRBs to further develop the agricultural sector in China.

APRB Spillover Effect Theoretical Principles

In information economy theory, the actual quality of goods is often imperceptible, so brands should be used to express product quality characteristics to prevent adverse selection caused by information asymmetry. The system design of APRB, the “public brand”, can help small and decentralized agricultural producers to centralize the transmission of product quality information to market at a low cost, and to eliminate the adverse selection caused by information asymmetry.

Methodology

The development of the agriculture economy not only depends on cultivated area (land), total agricultural machinery power, and the input of technology and manpower, but also relies on the improvement of the conditions for agricultural production, such as farmland consolidation, water conservation facilities and climate. When agricultural land resources remain unchanged, product yields and farmer incomes will increase through improvements in agricultural infrastructure to the point where inputs of agricultural machinery reach saturation point. However, when the agricultural mechanization level can no longer be improved, further investment will have little impact on agricultural output. As the supply of agricultural products increases (without considering the influence of international agricultural product trade), the market will become glutted, which will cause a decline in the prices of agricultural products and a decrease in agricultural income. As a result, it is essential for China to improve the added value in agricultural products and promote the brand management of these products. Empirical research in many developed countries has verified that the “country of origin effect” promotes agricultural product branding and increases added value. To study the positive spillover effect of APRBs on the development of the Chinese agricultural economy, regional branding was considered to be one of the important input factors in this study. The development effectiveness indexes of the agricultural economy employed were mainly the Gross Agricultural Output Value and Farmer Per Capita Income data supplied by each province, and the other control variables included the number of agriculture workers, the level of agricultural investment, and the area available for Plantation-Breeding.

又有许多品牌。第二，农产品区域品牌的产品类别存在集中性。农产品区域品牌主要集中在水果类、蔬菜类、粮油类，三类品牌数总占比达到 59%，其中水果类占 26%，蔬菜类占比 19%，粮油类占 14%。

农产品区域品牌产业链比较短、以应季营销为主

从区域品牌的描述性统计来看，农产品区域品牌产业链比较短，因为绝大部分品牌产品都是初级农产品。中国农产品区域品牌产品多以鲜活、未加工或初级加工的农产品为主，农产品区域品牌的资源价值的开发利用能力不足。鲜活区域品牌农产品存在不易存储、不易运输和参与国际竞争不足的劣势。而且绝大多数区域品牌农产品营销存在较强季节性，供货不稳定。因此，扩展延伸农产品区域品牌产业链，增加农产品区域品牌产品附加值是未来中国农产品区域品牌发展必须被关注和亟需解决的问题。

农产品区域品牌溢出效应分析 理论基础

信息经济学认为，质量隐蔽性严重的商品需要利用品牌进行产品质量特征的集中表达，以避免由于信息不对称而导致逆向选择。借助农产品区域品牌这一“公共品牌”制度设计，使得区域内分散化的规模小的优质农产品生产者也能以较低的成本向市场集中传递产品质量信号，消除因质量信息不对称所导致的逆向选择。

研究设计

农业经济发展不仅要依靠农作物播种面积（耕地面积）、农用机械总动力、科技与人力投入，而且也离不开农田水利设施等农业生产条件的改善，以及气候环境等其他因素。但在农业土地资源一定、农用机械投入量达到饱和之前，增加和完善农业基础设施既能有效增加农业产量也能相应提高农民收入。但随着农用机械化水平等逐渐趋于饱和，继续追加投入对农业总产值的影响不会很大；而随着农产品供给量的增加（此处不考虑农产品国际贸易的影响），市场达到供过于求必然会导致农产品价格下降和农业收入减少。因此，提高农产品附加值、促进农产品品牌化已成为中国农业发展的一个必须选项。通过利用“原产地效应”促进农产品品牌化和高附加值化，已经得到众多西方发达国家的实证验证。为了考察农产品区域品牌对中国农业经济发展的正向溢出作用，将农产品区域品牌作为一种农业经济发展的投入要素。农业经济发展效益指标主要采用各省份的农业总产值和农民人均收入，其他控制变量包括农业从业人数、农业投资额和农产品种养面积。

Data Sources

As noted above, the 2665 APRB samples from 30 provinces in China (except Tibet) used in this study were all obtained from the Chinese Ministry of Agriculture. The agricultural economy development effectiveness indices included Gross Agricultural Output Value (T) and Farmer Per Capita Income (A). The T, A and agricultural investment data were obtained by multiplying the data from 2012 with the average growth rate calculated from 2008 to 2012. Plantation-Breeding Area is the sum of the average agriculture cultivated area, the average aquaculture area, and the average flower planting area between 2008 and 2012. Agriculture Investment is the total amount of agriculture investment that the Central Government directly transferred to all provinces, including investment in fixed assets, agricultural irrigation, water conservation facilities, agricultural machinery and agricultural subsidies. All these data were obtained from the Chinese Statistical Yearbook (Table 2).

数据来源

用中国农业部统计的30个省份（西藏除外）的2665个农产品品牌数据。农业经济发展效益指标采用各省农业总产值（T）和农民人均收入（A）。农业总产值、农民人均收入和农业投资额通过2008-2012年的平均增长率乘以2012年的数据得到。种养殖面积采用2008-2012年平均耕地面积数据，再加上平均水产养殖面积数据和平均花卉种植面积数据，计算所得的平均增长率乘以2012年的数据得到。农业投资是指中国中央政府直接划拨给各省份的农业投资总额，包括固定资产投资、农田水利投资、农机投资、农业补贴等，用来考察其对农业产出的影响。以上数据来源于历年《中国统计年鉴》。各变量描述性统计见表2。

Table 2

Statistical results

Variable Name	Unit	Symbol	Sample Size	Mean Value	Standard Deviation	Max.	Min.
Gross Agricultural Output Value	hundred million Yuan	T	30	2082.23	1482.91	6089.00	170.00
Farmer Per Capita Income	Yuan	A	30	5711.22	2387.20	12633.73	3042.87
Agriculture workers	ten thousand	Labor	30	2936.74	2029.75	8330.35	165.47
Agriculture investment	hundred million Yuan	Invest	30	201.58	83.82	389.53	56.46
Plantation-Breeding Area	thousand hectare	Land	30	5481.62	3675.32	14480.11	329.32
Agr-brand quantity	Individual	Agr-brand	30	88.83	57.99	298.00	18.00

RESULTS AND DISCUSSION

Research Model Construction

Two econometric models (1,2) were established. In the two models, Gross Agricultural Output Value (T) and Farmer Per Capita Income (A) are dependent variables. There are four independent variables, including Agricultural Investment (Invest), Agricultural Workers (Labor), Farming Land (Land) and APRB Quantity (Agr-brand). The following relationships were obtained:

$$\ln T = C + b_1 \ln labor + b_2 \ln invest + b_3 \ln land + b_4 \ln Agr - brand + \varepsilon \quad (1)$$

$$\ln A = C + b_1 \ln labor + b_2 \ln invest + b_3 \ln land + b_4 \ln Agr - brand + \varepsilon \quad (2)$$

Where, "C" is a constant, "b_i" is regression coefficient, "ε" is the interference and "ln" is the natural logarithm.

Regression analysis

Reviews 8.0 software was used to carry out regression analysis and estimation. A weighted least square method (WLS) was then employed to adjust the models to eliminate heteroscedasticity. Finally, the stepwise regression method was used to eliminate multicollinearity between the variables. The results of the regression analysis are shown in Tables 3 and 4.

结果与讨论

建立研究模型

根据研究需要，建立研究计量模型（1）和（2）。在模型中，被解释变量为农业总产值（简称为“T”）和农业人均收入（简称为“A”），解释变量为农业投资额（简称为“Invest”）、农业从业人数（简称为“Labor”）、种养殖面积（简称为“Land”）、品牌数量（简称为“Agr-brand”）。

其中，“C”为常数项，“b_i”为回归系数，“ε”为干扰项，“ln”为自然对数。

回归分析

本研究首先通过Eviews 8.0软件对模型及其统计数据进行分析。为了消除异方差性，采用加权最小二乘法（WLS）对模型进行合理修正。继而采用逐步回归法来消除变量间多重共线性。针对农业总产值和农业人均收入的回归分析结果分别见表3和表4。

Table 3

Regression analysis Results of Gross Agricultural Output Value

Variable	Gross Agricultural Output Value	
	1.1	1.2
C	4.3866(19.3765)***	4.3835(26.5886)***
Agriculture workers	0.0231(0.3321)	0.0372(2.3268)**
Agriculture investment	0.2402(1.7154)*	0.2286(7.6175)***
Plantation-Breeding Area	-0.4265(-3.1746)***	-0.4333(-8.0046)***
Agr-brand quantity	0.1312(1.2412)	0.3613(9.6786)***
Sample Size	30	30
R2	0.3168	0.9815
F	3.0237	361.9876
White F	2.6413(0.0328)	
Glejser F	4.1032(0.0104)	

Note: (1) ***, ** and * indicates 1%, 5% and 10% significance level respectively. (2) The values in brackets are t statistics.

注: (1) ***, **和*分别表示 1%、5%和 10%的显著性水平, (2) 括号内为t统计值。

According to the results of the regression analysis of Models 1.1 and 1.2 in Table 3, the R^2 for the former was 0.3168, indicating that the goodness-of-fit of this model is low. Therefore, measures of the quantity of APRB and agricultural workers were statistically non-significant, and the model was not precise enough.

Using weighted least squares for regression analysis in the model 1.2, the R^2 of the model 1.2 is 0.9815 (t value significantly passed the test), the goodness-of-fit of the model 1.2 is significantly higher, and all variables tested were under the 5% significance level. The estimate effect of the model 1.2 is very good.

The regression analysis results of model 1.2 gave values of 0.3613 and t was 9.6786, indicating that APRBs play a significant and positive role in promoting the development of the agricultural economy. The coefficient for the plantation-breeding area was -0.43, meaning that gross agricultural output value would increase by 0.43% for every 1% decrease in this area. This result further illustrates the point that reducing plantation-breeding area through unit efficiency improvements does not directly reduce gross agricultural output value, since the increasing input from other elements partially offsets the negative impact of reducing plantation-breeding areas. Therefore, it is important to improve the quality of cultivated land, especially to improve the added value of agricultural products, and promote the branding of regional agriculture products.

从表 3 回归分析结果的模型 1.1 和模型 1.2 可知, 模型 1.1 的 R^2 为 0.3168, 拟合优度较低, 农产品区域品牌数量和农业从业人数在统计上不显著, 模型估计效果不佳。

模型 1.2 采用加权最小二乘法进行回归, R^2 为 0.9815 (t 值都显著通过检验), 拟合优度显著提高, 所有解释变量均在 5% 显著性水平下通过检验, 模型估计效果好。

由模型 1.2 回归结果可知, 农产品区域品牌数量的回归系数为 0.3613、t 值为 9.6786, 表明农产品区域品牌对农业经济发展具有显著正向促进作用。种养面积的系数为 -0.43, 即在其他要素不变的条件下, 种养面积每减少 1%, 农业总产值增加 0.43%, 说明种养面积的减少并不直接带来农业总产出的减少, 农业种养面积的单位效益有所提高是因为其他要素的投入部分抵消了种养面积减少的负影响。因此, 提高种养面积质量, 尤其是提高农产品附加值, 推进农产品的区域品牌化成为必需选项。

Table 4

Regression analysis Results of Farmer Per Capita Income

Variable	Farmer Per Capita Income	
	2.1	2.2
C	0.9867(2.7143)**	1.0436(51.9432)***
Agriculture workers	0.0812(0.7312)	0.0132(0.6531)
Agriculture investment	0.5341(2.4213)**	0.5446(9.1021)***
Plantation-Breeding Area	0.0542(0.2500)**	0.0812(2.3352)**
Agr-brand quantity	0.3968(2.3379)**	0.3901(19.7857)***
Sample Size	30	30
R2	0.7860	0.9976
F	24.3986	3925.6351
White F	1.4275(0.2447)	
Glejser F	2.6958(0.0526)	

Note: (1) ***, ** and * indicates 1%, 5% and 10% significance level respectively. (2) The values in brackets are t statistics.

注: (1) ***, **和*分别表示 1%、5%和 10%的显著性水平, (2) 括号内为t统计值。

The regression analysis results depicted in Table 4 show that the R^2 of model 2.1 is 0.7860 and its Glejser F is 2.6958(0.0526), which indicates that there is heteroscedasticity in the model, with a low degree of fit. Model 2.2 was analyzed by the weighted least squares method, and gave an R^2 value of 0.9976. This value indicated a significantly improved degree of fit. Besides, the three contributory variables, agriculture investment, plantation-breeding area and agr-brand quantity, were significant at the 5% level.

The regression results of model 2.2 show an agr-brand quantity regression coefficient of 0.3901 and a t value of 19.7857, which indicates that APRBs play a very significant and positive role in promoting increases in the per capita income of farmers.

CONCLUSIONS

In this study, an econometric model based on selected data from 2665 samples of regional agricultural products from 30 provinces of China was established to empirically identify the development characteristics of Chinese APRBs, and verify their spillover effects. The results revealed regional imbalances, interregional agglomeration, brand category diversification and the shorter industrial chains of APRBs, as well as showing that agricultural regional brand marketing is limited to specific seasons.

Nevertheless, the study shows that APRBs have significant and positive effects on the development of regional agricultural economies, and effectively increases farmers' incomes. This means that APRB is a preferable system design for regional agriculture products. APRB is also useful for obtaining quality information from small-scale agricultural producers who produce high-quality agricultural products within a specific region, and transmit the information to the market at a low enough cost to prevent adverse selection caused by asymmetric information. Therefore, the added value of agricultural products can be increased by developing APRBs, which will further promote the development of Chinese agricultural product brands.

This research shows that every province in China should make full use of current agricultural policies to favor local, high-quality, brand-name agricultural resources. It is also recommended that small and medium-sized agricultural producers should develop APRBs vigorously to form the scale economy of regional branding. At the same time, registration and development of APRBs can promote the transformation of the development and management modes in the agricultural industry through regional branding and protection of intellectual property rights. Resource aggregation, industrialization and increasing productivity distribution in agriculture will transfer the superiority of regional resources to the superiority of regional brands and market competition, contributing to the rapid development of modern agriculture. Developing APRBs based on specific regional cultures and natural geographic resources can not only reasonably adjust and improve local industrial structures to form a better and special agricultural industry economy, but also promote Chinese regional culture and national soft power by active participation in international competition.

ACKNOWLEDGEMENT

This research was supported by China's National Social Science Fund Project (10BGL049)".

从表 4 中回归分析结果的模型 2.1 和模型 2.2 可知, 模型 2.1 的 R^2 为 0.7860, 且 Glejser 检验结果为 2.6958(0.0526), 表明回归拟合优度低且存在异方差。模型 2.2 采用加权最小二乘法进行回归分析, R^2 为 0.9976, 拟合优度明显提升, 农业投资、种养面积和品牌数量均在 5% 的显著性水平下通过检验。

模型 2.2 回归结果表明, 农产品区域品牌数量的回归系数为 0.3901、 $t=19.7857$, 表明农产品区域品牌对提高农民收入具有显著正向促进作用。

结论

本文基于中国大陆 30 个省份 2665 个农产品区域品牌的截面数据, 建立计量模型, 对中国农产品区域品牌发展特征与品牌溢出效应进行了实证研究。数据描述性分析结果显示: 中国农产品区域品牌发展区域尚不均衡, 且在区域内集聚, 品牌类别发展多样化和集中性, 农产品区域品牌产业链比较短且以应季营销为主。

计量模型分析结果显示: 农产品区域品牌是一个更好的制度设计, 不仅可以集聚区域内高质量的小规模农业生产者以较低的成本向市场传递产品质量信息, 以避免市场信息不对称所导致的逆向选择; 发展农产品区域品牌能够增加农产品附加值, 促进中国农产品品牌的发展, 对中国农业积极发展和有效提高农民收入均具有显著的正向促进作用。

研究结论表明, 中国各个省份区域当前及未来应充分利用现有政策, 引导并大力挖掘当地农业名特优农产品资源, 组织中小优质农业生产者, 大力发展农产品区域品牌, 形成农产品区域品牌规模经济。同时, 通过注册和发展农产品区域品牌, 以区域品牌、知识产权来促进农业发展方式和管理模式转变, 推动资源集聚化、产业化发展, 形成科学合理的农业生产布局, 把区域资源优势转化为农产品区域品牌优势和市场竞争优势, 从而加快现代农业发展步伐。基于特定地域文化和自然地理资源上的农产品区域品牌的发展, 不仅能合理调整地方产业结构、形成特色产业经济, 而且积极参与国际竞争, 成为一个传播展示地域文化和国家软实力的重要载体。

致谢

本研究受中国国家社会科学基金项目(10BGL049)资助。

REFERENCES

- [1]. Qian L.Y. and Zhu H. (2011) - *Local and inheritance: Yixing purple sand culture of geographical brand and change*, Journal of geographical science, vol.31, no.10, pg.1166-1171;
- [2]. Babcock B.A. and Clemens R. (2004) - *Geographical Indications and Property Rights: Protecting Value-Added Agricultural Products*, Ames: Iowa State University, Midwest Agribusiness Trade, Research and Information Center;
- [3]. Amin A. (2004) - *Regions unbound: towards a new politics of place*, Geografiska Annaler (Series B), vol. 86, no.1, pg. 33-44;
- [4]. Rainisto S.K. (2003) - *Success Factors of Place Marketing: A Study of Place Marketing Practices in Northern Europe and the United States*, Doctoral Dissertation, Helsinki University of Technology, Institute of Strategy and International Business, Finland;
- [5]. Papadopoulos N., Heslop L.A. (1993) - *Product-Country Images: Impact and Role in International Marketing*, Beijing China: International Business Press;
- [6]. Massey D. (1994) - *Space, Place and Gender*, Minneapolis: University of Minnesota Press;
- [7]. Lury C. (2004) - *Brands: the Logos of the Global Economy*, London: Routledge;
- [8]. Wolfe K. and McKissick J. (2001) - *An Evaluation of the 'Grown in Georgia' Promotion (CR-01-39)*, University of Georgia, Center for Agribusiness and Economic Development, (September);
- [9]. Hayes D.J. and Lence S.H. (2002) - *A new brand of agriculture? Farmer-owned brands and reward innovation*, Iowa Ag Review, vol. 8, no. 4, pg. 20-110;
- [10]. Jay M. Lillywhite, Candra Allison and Anita G. Rodrigue (2008) - *Regional Branding in a Global Marketplace*, New Mexico Chile Task Force Report, pg.21;
- [11]. Hu Z.M. and Wang Y.Z. (2010) - *Research on the formation and growth path of agricultural product regional brand*, Journal of Jiangxi University of Finance and Economics, no. 6, pg. 64-68;
- [12]. Li Y.L. (2010) - *Agricultural product regional brand: the connotation, characteristic and function*, Journal of Guide to Business, no. 2, pg.107-108;
- [13]. Huang J. (2008) - *Research on the establishment of agricultural product regional brand*, Master thesis of Business Management in Jiangxi University of Finance and Economics, Nanchang, China.

参考文献

- [1]. 钱丽芒,朱皓. (2011) - 地方性与传承:宜兴紫砂文化的地理品牌与变迁[J].地理科学,第31卷,第10期,1166-1171;
- [2]. Babcock B.A. & Clemens R (2004) - 地理标志和知识产权:保护农产品增值[R].艾姆斯:爱荷华州立大学,中西部农业贸易、研究和信息中心.(五月);
- [3].Amin A. (2004) - 地域解放:地方政治的一个新方向[J].地理学记事(系列B).第86卷,第1期,33-44;
- [4]. Rainisto S.K. (2003) 区域营销的成功因素:在北欧和美国的一个营销实践研究[D].赫尔辛基科技大学, 战略与国际商务学院, 博士学位论文. 芬兰;
- [5]. Papadopoulos N., Heslop L.A. (1993) - 原产国形象:对国际市场的影响和作用[M].中国北京:国际商务出版社;
- [6]. Massey D.(1994) - 空间、地方和性别[M].明尼阿波利斯:明尼苏达大学出版社;
- [7]. Lury C. (2004) - 品牌:全球经济的标志[M].伦敦:劳特利奇出版社;
- [8].Wolfe K. & McKissick J. (2001) - 对生长在格鲁吉亚促销的一个评价(CR-01-39)[R].乔治亚大学, 农业和经济发展中心.(九月);
- [9]. Hayes D.J. & Lence S.H. (2002) - 一个农业新品牌?农场自有品牌和奖励创新[M].爱荷华评论, 第8卷, 第4期, 20-110;
- [10]. Jay M. Lillywhite, Candra Allison and Anita G. Rodrigue (2008) - 区域品牌在全球市场[M]. 新墨西哥州智利工作组报告, 21;
- [11]. 胡正明, 王亚卓. (2010) - 农产品区域品牌形成与成长路径研究[J].江西财经大学学报,第6期,64-68;
- [12]. 李亚林. (2010) - 农产品区域品牌:内涵、特征和作用[J].企业导报,第2期,107-108;
- [13]. 黄洁. (2008) - 农产品区域品牌创建研究[D].江西财经大学企业管理专业硕士论文,中国南昌.

OPTIMAL INDICATORS FOR MICROTOPOGRAPHY-ORIENTED SOIL QUALITY ASSESSMENT IN SEMIARID REGIONS OF THE LOESS PLATEAU, CHINA

中国黄土高原半干旱区微地形土壤质量评价指标筛选

Ph.D. Stud. Yaojun Bo^{1,2)}, Prof. Ph.D. Qingke Zhu¹⁾, Ph.D. Stud. WeiJun Zhao¹⁾

¹⁾ College of Soil and Water Conservation, Beijing Forestry University / China; ²⁾ College of Life Sciences, Yulin University / China
Tel: +86 153 8912 0000; E-mail: byj212@126.com

Abstract: This study was aimed to identify optimal indicators for microtopography-oriented soil quality assessment. Twenty-two soil physicochemical and biological parameters were investigated at 93 sampling points in five different microtopographic units in semiarid regions of the Loess Plateau, where the principal functions of eroded agriculture soils are related to productivity and anti-erosion ability. The selection of soil quality indicators was accomplished using a combination of sensitivity analysis, principal component analysis, and stepwise regression. The indicators used for microtopography-oriented soil quality assessment were found to be moderately sensitive with no high sensitivity. Moderately sensitive soil quality indicators including the levels of sucrase activity (SA), available phosphorus (AP), total nitrogen (TN), soil organic matter (SOM), and urease (UA) are the major objectives of soil quality restoration and regulation in the study area. The 22 soil physicochemical and biological parameters indicative of soil quality were grouped into seven soil quality factors; SOM, water-holding capacity, total phosphorous (TP), total potassium (TK), soil water content, capillary porosity, and AP. Optimal indicators for microtopography-oriented soil quality assessment in the study area were identified as; SOM, TN, SA, UA, AP, TP, CaCO₃, APA, and TK. Among these, the SOM level was the key indicator for characterizing soil quality in relation to microtopography in the semiarid loess region. This study provides reference information for the conservation of agricultural soils and improvement of low-yield farmlands in semiarid regions of the Loess Plateau. This will enable better agricultural decisions by the residents and aid decision making by the government according to local conditions.

Keywords: microtopography; soil quality; assessment indicators; semiarid loess region

INTRODUCTION

The semiarid region of China's Loess Plateau comprises undulating ridges and hills with crisscrossing ravines and gullies. In this region, soil erosion is one of the primary causes of soil quality degradation[1]. In recent years, ecological restoration measures such as returning farmland to forest or grassland and enclosures for natural vegetation rehabilitation have been implemented, which to some extent have mitigated the exacerbation of water and soil loss[2]. However, the situation of soil erosion remains severe. The action of water erosion not only forms erosion gullies but also fragments slopes into microtopographically diverse landforms such as collapse, gullies, furrows, gently sloped terraces, scarps, and other units[3] (Fig. 1). Soil quality is a comprehensive reflection of soil physicochemical and biological properties, which integrally measures the ability of the soil to supply the nutrients necessary for life and produce biological materials; to accommodate, degrade, and purify pollutants and maintain ecological balance; and to impact and improve the health of plants, animals, and human beings[4]. Despite the widely recognized importance of soil quality for sustainable human development, there is

摘要: 针对黄土高原半干旱区侵蚀农业土壤最主要的功能-生产力和抗侵蚀能力,运用敏感性分析、主成分分析和逐步回归分析法,对5种微地形93个样点的22项土壤属性指标进行了筛选。结果表明:研究区各微地形土壤质量指标敏感性适中,无高度敏感指标。蔗糖酶、速效磷、全氮、有机质和脲酶为中度敏感指标,是土壤质量恢复与调控的主要目标。研究区微地形土壤的22项理化及生物属性指标可以被归纳为7个土壤质量因子,即有机质因子、持水量因子、全磷因子、钾因子、水分因子、孔隙因子和速效磷因子。黄土高原半干旱区微地形土壤质量评价指标为有机质、全氮、蔗糖酶、脲酶、速效磷、全磷、CaCO₃、碱性磷酸酶和全钾,其中,有机质是表征黄土高原半干旱区微地形土壤质量的关键指标。本研究为农业土壤保育、低产地改良及因地制宜地指导农业生产提供科学依据。

关键词: 微地形; 土壤质量; 评价指标; 黄土高原半干旱区

引言

作黄土高原半干旱区梁峁起伏、沟壑纵横,土壤侵蚀成为该区土壤质量退化的主要原因之一[1],近年来该区退耕还林还草及封禁等措施的实施缓解了水土流失的加剧,但土壤侵蚀仍然严峻[2],在水力侵蚀作用下不仅形成各种侵蚀沟,而且把坡面分割成不同碎块,形成变化多端的微地形地貌如塌陷、切沟、浅沟、缓台和陡坎[3] (图1)。土壤质量是土壤在一定生态系统内提供生命必需养分和产生生物物质的能力,容纳、降解、净化污染物和维护生态平衡的能力,影响和促进植物、动物和人类生命安全和健康的能力之综合量度,是土壤理化及生物属性的综合反映[4]。尽管土壤质量对于人类可持续发展的必要性已得到广泛认同,但是土壤学家至今未能就如何评价土壤质量达成共识[5]。土壤质量评价的目

presently a lack of consensus on how to assess soil quality[5]. Soil quality assessment aims to comprehensively analyze all aspects of soil functions in a wide scope, including the ability to maintain biological productivity, environmental quality, and plant and animal health[6]. The major goal of assessment lies in the understanding of agricultural soils for effective management and protection. Because soil quality cannot be measured directly, assessment of soil quality becomes necessary. A first step in soil quality assessment is to establish a measurable indicator system that can comprehensively reflect the quality of agricultural soils. Because of the diverse utilization patterns and regional variability of soil resources, different indicators have been used for assessing soil quality but no assessment indicators are commonly accepted [7-9]. The characterization theory and method as well as the assessment indicators for soil quality are currently the main subject of soil quality assessment research internationally and domestically[10-13]. However, few studies have been reported on soil quality indicators oriented to microtopography. Additionally, the existing soil quality assessments have largely used indicators artificially selected rather than statistically screened out from a large number of soil physicochemical and biological indicators [10, 14, 15]. The artificially selected indicators are inevitably subjective and arbitrary to some extent.

In semiarid regions of the Loess Plateau, the unique erosive environment and microtopographical diverse landscape have caused serious soil degradation and erosion. Therefore, quality restoration, conservation, and directed cultivation of agricultural soils become an important work for agricultural eco-environmental construction in semiarid loess regions. This present study has the following objectives: (1) to identify microtopography-oriented soil quality factors from 22 soil physicochemical and biological indicators of soil quality in semiarid regions of the Loess Plateau; (2) to analyze the effects of the diverse microtopography on soil quality factors; and (3) and to screen out optimal indicators for microtopography-oriented soil quality assessment in the semiarid loess region. The results will provide reference information for agricultural soil quality assessment and its variation patterns and rational sampling, and will aid agricultural soil management

MATERIAL AND METHOD

Study site

The study area comprised the Hejiagou catchments of Wuqi County, Yan'an City and the northern Shaanxi Province, China (36°33'33"–37°24'27"N and 107°38'57"–108°32'49" E). The catchments stand at 1233–1890 m above sea level and have a semiarid continental monsoon climate. The area has an average annual temperature of 7.8°C, an accumulative temperature ($\geq 10^\circ\text{C}$) of 2817.8°C, 2400 average annual sunshine hours, a frost-free period of 96–146 days and an average annual evaporation of 400–450 mm[3]. The topography is gully and hilly, and the vegetation is a transition from forest steppes to grasslands. Since 1998, the catchments have been closed to facilitate the rehabilitation of vegetation, and the primary vegetation now consists of herbaceous communities accompanied by sparse undershrubs and tree saplings, as well as arbor species on valley bed lands.

Sample collection and preparation

The number of soil sampling sites of the different microtopographies of the study area were determined depending on its topographical characters, topographical distribution and the sizes of its microtopographies as follows (Figure 1 and Table 1): 30 sampling sites in the furrows, 12 sampling sites in the gullies, 18 sampling sites in the

标是在更为广泛的范围内综合分析土壤各个方面的功能,包括保持生物生产力、环境质量以及动植物健康的能力[6],目的在于正确认识农业土壤,从而有效管理和保护农业土壤。然而,土壤质量不能够直接测定,要进行土壤质量评价,首先必须确定可测定的、全面反映农业土壤质量的评价指标体系。由于对土壤资源利用方式的多样性及所处区域的差异,土壤质量的评价指标也不一样,目前尚无公认的评价指标[7-9]。有关土壤质量表征的理论和方法、土壤质量评价指标是当前国际土壤质量研究的热点,也是我国土壤质量研究的重点[10-13]。目前国内有关微地形土壤质量指标方面的研究报道较少,多数研究者在土壤质量评价中所采用的评价指标是人为确定的,而不是从大量表征土壤理化生物属性的指标中筛选出的 [10, 14, 15],难免带有一定的主观随意性。

黄土高原半干旱区特殊的侵蚀环境造就了严重退化的侵蚀土壤,对微地形农业土壤质量恢复、保育和定向培育成为该区农业生态环境建设的重要内容。本研究的目的(1)从 22 项土壤属性中识别微地形土壤质量因子;(2)分析微地形对土壤质量因子的影响;(3)筛选出黄土高原半干旱区微地形土壤质量评价指标。以期为该区域农业土壤质量评价及其变异规律研究、科学取样及农业土壤管理等提供理论依据。

材料与方法

试验区概况

研究区位于陕西延安市吴起县合家沟流域 (N36°33'33"-37°24'27", E107°38'57"-108°32'49"), 海拔 1233-1890m, 属半干旱温带大陆性季风气候。年均温 7.8℃, $\geq 10^\circ\text{C}$ 积温 2817.8℃; 年均日照数 2400h, 无霜期 96-146d; 年均降雨 478.3mm, 蒸发量 400-450mm[3]。属典型黄土丘陵沟壑区, 植被为森林草原向草原过渡类型, 自 1998 年开始封育, 现自然恢复植被以草本群落为主, 零星分布有小灌木及乔木幼苗, 沟底现少量乔木树种。

土壤样品采集与处理

根据研究区地貌特征和微地形实际面积确定采样点数(图 1 和表 1): 浅沟 30 个、切沟 12 个、锅陷 18 个、缓

collapses, nine sampling sites on the gently sloped terraces and nine sampling sites on the scarps, making a total of 78 sampling sites. Three sites were chosen as control sampling sites in the undisturbed areas of each microtopography type, making a total of 15 control soil sampling sites. Soil sampling was conducted at 0–20 cm, 20–40 cm, and 40–60 cm. The soils sampled from the three soil layers at three neighboring sampling points were mixed and prepared as one soil sample by quartering, to a total of 93 soil samples.

A 500-g portion of each soil sample was air-dried, pulverized and sieved to 1 mm and 0.25 mm in a campus-based lab for future use.

台 9 个、陡坡 9 个，共 78 个；每类微地形原状坡对照 3 个，共 15 个。采样层次为 0-20cm、20-40cm 和 40-60cm，选取 3 个相邻样点按四分法取各层混合样，共采样 93 个。

每个土样采集约 500g 带回实验室风干、研磨、过筛 (1mm 和 0.25mm) 后备用。

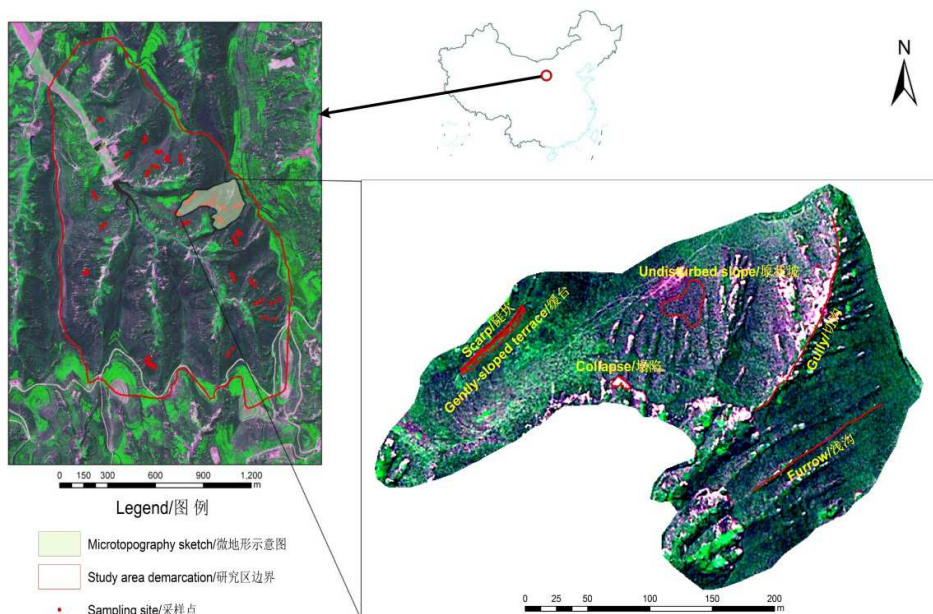


Fig. 1 - A sketch of the microtopography (QuickBird image) of the study area

Table 1

Basic status of the study plots

Sample number	Microtopography	Altitude [m]	Degree of slope [°]	Slope position	Slope aspect
30	Furrow	1358-1413	12-37	U9, M12, L9	A6, U3, SA18, SU3
12	Gully	1399-1419	23-27	U3, M9	A6, SA3, SU3
18	Collapse	1351-1383	12-20	M12, L6	A6, SA12
9	Gently-sloped terrace	1342-1365	17-27	M9	U3, SU6
9	Scarp	1396-1416	38-43	M9	A3, U3, SA3
15	Undisturbed slope	1341-1423	17-36	U3, M9, L3	A3, U3, SA6, SU3

Note: U, M, and L mean upper, middle, and lower positions, respectively; and A, U, SA, and SU mean adret, udbac, semi-adret, and semi-udbac, respectively. The numbers in the description of slope position and slope aspect are the number of samples

Soil parameter measurements

Eight soil physical parameters [16] were determined where the bulk density (BD), maximum water-holding capacity (MaxWHC), minimum water-holding capacity (MinWHC), and capillary water-holding capacity (CWHC) were measured by ring shear testing, while the soil water content (SWC) was measured by oven drying. The other soil parameters were calculated using the following formulae:

土壤质量指标测定方法

物理指标[16]8个。容重、最大持水量、最小持水量和毛管持水量用环刀法；含水量用烘干法。部分物理指标计算如下：

$$\Psi = \Psi^1 + \Psi^2 \tag{1}$$

$$\Psi^1 = c \times \rho \tag{2}$$

$$\Psi^2 = (c_{max} - c) \times \rho \tag{3}$$

where,

ψ , ψ^1 and ψ^2 are the total capillary porosity (TCP, %), capillary porosity (CP), and non-capillary porosity (NCP), respectively, c is the CWHC, ρ is the BD of the soil (g/cm^3), and c_{max} is the MaxWHC.

Ten soil chemical parameters [17] were analyzed as follows: Total nitrogen (TN) by the semi-trace Kjeldahl method; total phosphorus (TP) by NaOH ligation and molybdenum blue colorimetry; total potassium (TK) by NaOH ligation and flame photometry; available nitrogen (AN) by alkaline hydrolysis and diffusion; available phosphorous (AP) by extraction with $0.5 \text{ mol L}^{-1} \text{ NaHCO}_3$ and silica-molybdenum blue colorimetry; available potassium (AK) by extraction with NH_4OAc and flame photometry; soil organic matter (SOM) by heated potassium dichromate oxidation; pH was measured by potentiometry using a pH meter; cation exchange capacity (CEC) was determined by NaOAc flame photometry; and CaCO_3 by NaOH-neutralized titration.

Four soil biological parameters [18] were determined, as follows: the sucrase activity (SA) by 3, 5-dinitrosalicylic acid colorimetry; the alkaline phosphatase activity (APA) by disodium phenyl phosphate colorimetry; the catalase activity (CA) by permanganate titration; and the urease activity (UA) by citric acid colorimetry.

Assessment indicator selection principles

(1) Principle of pertinence

Soil quality not only depends on the major functions, type, and region of the soil, but also relies on external factors such as microtopography and soil management measures [19]. Because of different demands for soil functions, clarification of the assessment objectives is necessary (i.e., specific soil functions and problems) when selecting indicators of soil quality. In the erosive environment of microtopographically diverse semiarid loess regions, fertility quality is of greater importance to soil quality than environmental quality and health quality. This is because fertility quality directly relates to the soil water carrying capacity for vegetation and the restoration capacity of vegetation, thus having implications for eco-environmental restoration and re-construction in the semiarid loess regions. In this region, soil fertility quality is mainly constrained by water and soil loss; thus, vegetation restoration and re-construction (e.g., SOM) is an important aspect of soil quality assessment.

(2) Principle of regionality

Soil quality has regional characteristics under different environmental conditions [20]. The spatial difference in soil quality should be reflected by the assessment indicators selected, and local conditions should be taken into consideration for establishing assessment indicators with regional representativeness. In relation to microtopography, soil quality is determined by the extent of erosion, and soil quality variations are closely related to the erosion process. In the semiarid loess regions, soil quality assessment should highlight the particularity of the erosive environment and reflect the condition and variation patterns of agricultural soil quality under different conditions of microtopography and erosion intensity.

(3) Principle of sensitivity combined with stability

Soil quality indicators are required to sensitively reflect the variations in soil erosion, tillage management, and utilization patterns. However, soil quality indicators should remain relatively stable within a certain period, rather than a higher sensitivity meaning better indicators.

Statistical analysis

Descriptive statistics (coefficient of variation and relative range) and principal component analysis were

式中,

ψ 是总孔隙度(%), ψ^1 为毛管孔隙度, ψ^2 为非毛管孔隙度, c 为毛管持水量, ρ 为容重, c_{max} 为最大持水量。

化学指标 10 个[17]。速效氮: 碱解扩散法; 速效磷:

0.5mol/L NaHCO_3 浸提钼蓝比色法; 速效钾: NH_4OAc 浸

提火焰光度法; 全氮: 半微量凯氏法; 全磷: NaOH 熔融

钼蓝比色法; 全钾: NaOH 熔融火焰光度法; 有机质: 重

铬酸钾容量外加热法; CEC: NaOAc 火焰光度法;

CaCO_3 : NaOH 中和滴定法。

pH 值(2.5:1): 酸度计电位法; 生物学指标[18]4 个。蔗

糖酶: 3, 5-二硝基水杨酸比色法; 碱性磷酸酶: 磷酸苯

二钠比色法; 过氧化氢酶: 高锰酸钾滴定法; 脲酶: 柠檬

酸比色法。

评价指标选取原则

(1) 针对性原则

土壤质量不仅依赖于土壤的主要功能、类型和所处的地域,也依赖于外界因素,如微地形和土壤管理措施等[19]。由于人们对土壤功能的需求不同,在选取土壤质量表征指标时,要明确土壤质量评价目标,即针对土壤哪方面功能、何种问题而进行。就黄土高原半干旱区微地形侵蚀环境下的土壤而言,其肥力质量较之环境质量和健康质量显得更为重要。因为肥力质量直接关系到土壤植被承载力和植被恢复能力,对黄土高原半干旱区的生态环境恢复重建具有重要意义。黄土高原半干旱区土壤肥力质量主要受制于水土流失,因此植被恢复重建(如土壤有机质等)是土壤质量评价的重要方面。

(2) 区域性原则

不同环境条件下土壤质量有其区域特点[20],指标选取应反映这种空间差异,因地制宜地设立具有区域代表性的指标。微地形土壤质量取决于受侵蚀程度,其质量变化与侵蚀过程密切相关。在黄土高原半干旱区,土壤质量评价要突出其侵蚀环境的特殊性,反映不同微地形与侵蚀强度下土壤质量状况及变化规律。

(3) 敏感性与稳定性兼顾原则

土壤质量指标应能较灵敏地反映土壤侵蚀、耕作管理及利用方式的变化,但并非越灵敏越好,而是应当在一定时间内相对稳定。

统计分析方法

用 SPSS20.0 软件对试验数据进行描述性统计(计算出各

performed in SPSS 20.0 (IBM SPSS Inc., Chicago, IL, USA). Stepwise regression was performed in DPS 7.55 (Data Processing System designed by Tang). Statistical analysis was carried out using mean data of soil parameters at 0–60 cm depth.

Principal component analysis is an important method for multivariate analysis. It essentially involves optimal integration, simplification, and dimensionality reduction of high-dimensional variable systems, and objectively determines the weight of each index to avoid subjective arbitrariness. The focus of comprehensive assessment via principal component analysis is to integrate a multi-objective problem into a single index form both scientifically and objectively point of view. Because soil quality is affected by a variety of factors, principal component analysis provides a practical method for soil quality assessment. Standardization of soil quality assessment indicators is needed to eliminate their effects of inconsistency and being dimensionless on factor loading. In this study, membership functions of soil quality assessment indicators and soil functions were established, and the degree of membership for soil quality assessment indicators was calculated using a single-factor assessment model. In this way, the measured values of soil quality assessment indicators were converted to values between 0 and 1 for normalizing the dimensionless factors of the assessment indicators. Based on a matrix of correlation coefficients, principal component analysis was performed after varimax rotation. The communality of each assessment indicator was derived from the factor loading matrix, which reflects the relative contribution of the indicator to overall variability in soil quality. The weights of individual assessment indicators were converted to values between 0 and 1 by calculating the percentage of individual communality in the sum of communality.

Stepwise regression is an effective method for selection of optimal assessment indicator(s) from a regression equation containing all indicators under the conditions of both-enter-and-exit models and successive elimination of non-significant factors [21]. In the present study, regression analysis (i.e., stepwise regression) was performed with the first, second, third, and fourth principal components (PA1 to PA4, i.e., sample factors with the highest scores in principal component analysis) as the dependent variables, and original variable values of single or multiple indicators that affect each principal component as the independent variables. Stepwise regression was carried out through the *F*-test using the maximum correlation coefficient principle. The principal components selected to characterize soil quality were further analyzed through stepwise regression to choose the one with greatest variability in relation to microtopography. Additionally, the assessment indicators (i.e., soil parameters) that constitute each principal component were subjected to stepwise regression to identify the one with the highest variability in relation to microtopography. Finally, optimal soil quality assessment indicators and the key soil quality characterization indicator were identified.

RESULTS AND ANALYSES

Sensitivity of soil quality indicators

Soil properties vary with microtopography and the variation rate of soil parameters is relatively high. The assessment of soil quality is not only closely related to soil functions but also sensitive to microtopographic differences. Here CV was used as the criterion to evaluate the sensitivity of soil quality indicators. A greater CV value means that the indicator is more sensitive to the variations in microtopography. Table 2 summarizes the descriptive statistics of the 22 soil physicochemical and biological

测定指标的变异系数和相对极差)、主成分分析, 用 DPS7.55 软件进行逐步回归分析。本研究采用 0-60cm 土层均值数据。

主成分分析是一种重要的多元分析方法, 其本质是对高维变量系统进行最佳综合与简化降维, 同时客观地确定各个指标的权重, 避免主观随意性, 而综合评价的焦点是如何科学、客观地将一个多目标问题综合成一个单指标形式。考虑到土壤质量影响因子众多的特点, 采用主成分分析法是一种较为可行的评价方法。为了消除评价指标量纲的不同对因子荷载的影响, 需要将评价指标标准化, 本研究通过建立评价指标与土壤功能之间的隶属函数, 利用单因素评价模型计算出评价指标的隶属度, 将评价指标的实测值转换为介于 0-1 之间的数值, 实现指标量纲归一化。然后, 基于评价指标相关系数矩阵, 经过方差最大化旋转后进行主成分分析。由因子荷载矩阵求得土壤各评价指标的公因子方差, 其值大小表示该项指标对土壤质量总体变异的贡献, 由此求得各项指标的权重值(通过计算各个公因子方差占公因子方差总和的百分数, 将权重值转换为 0-1 的数值)。

逐步回归分析法就是在遵循“有进有出和逐次剔除不显著因子”的条件下从包含全部指标的回归方程中来挑选最优评价指标的一种有效方法[21]。本研究采用回归分析中的逐步回归分析法, 分别以主成分分析当中第 1、第 2、第 3 和第 4 主成分样本因子得分最高的为因变量, 以影响每个主成分的指标(一个或几个)原始变量值为自变量, 逐步进行 *F* 值检验, 采用调整相关系数 *R* 最大为原则, 进行逐步回归分析。通过回归分析, 对主成分分析所筛选出的表征土壤质量的主成分进一步分析, 从而选择出在不同微地形之间差异最大的主成分。同时, 对构成各主成分的土壤属性指标进行回归分析, 选择出在不同微地形之间差异最大的指标, 最终确定微地形土壤质量评价指标以及表征微地形土壤质量的关键指标。

结果与分析

土壤质量指标敏感性分析

不同微地形具有不同的土壤属性, 土壤属性指标值变化速率差异较大。土壤质量评价指标不仅与土壤功能关系密切, 而且对不同微地形类型的差异反应敏感。用变异系数作为指标敏感性判据, 变异系数越大, 该指标对微地形的差异反应越敏感。表 2 是研究区样地理化 and 生物指标描述性统计结果, 在 22 项指标中, 蔗糖酶的变异系数最大, 其次是速效磷、全氮、有机质、脲酶、非毛管孔隙度、碱性

parameters in the study area. Among these, SA had the greatest CV, followed by AP, TN, SOM, UA, NCP, APA, AN, AK, SWC, CA, TP, TK, CaCO₃, and CEC levels; pH and CP had the smallest CVs. Additionally, AP level had the largest relative range, followed by SA, TN, UA, APA, SOM, NCP, AN, AK, SWC, CA, TK, CEC, CaCO₃, MinWHC, and TP levels; pH and CP levels had the smallest relative ranges.

磷酸酶、速效氮、速效钾、含水量、过氧化氢酶、全磷、全钾、CaCO₃和CEC, pH和毛管孔隙度的变异系数最小;以速效磷的相对极差最大,其次是蔗糖酶、全氮、脲酶、碱性磷酸酶、有机质、非毛管孔隙度、速效氮、速效钾、含水量、过氧化氢酶、全磷、全钾、CEC、CaCO₃、最小持水量和全磷,以pH和毛管孔隙度的相对极差最小。

Table 2

Sensitivity analysis of soil quality indicators (sorted by coefficient of variation, CV)

Soil quality indicators	Samples	Range	Min.	Max.	Mean	Standard deviation	CV [%]	Relative range
SA	31	8.49	1.02	9.51	4.81	2.56	53.22	1.77
AP	31	5.12	0.93	6.05	2.70	1.14	42.22	1.90
TN	31	0.62	0.14	0.76	0.36	0.15	41.67	1.72
SOM	31	8.39	2.91	11.3	5.84	2.42	41.44	1.44
UA	31	13.31	2.36	15.67	8.45	3.42	40.47	1.58
NCP	31	6.9	3.50	10.40	5.74	1.76	30.66	1.20
APA	31	1.38	0.55	1.93	0.90	0.26	28.89	1.53
AN	31	34.99	16.73	51.72	31.61	8.44	26.70	1.11
AK	31	74.9	52.87	127.77	84.40	21.25	25.18	0.89
SWC	31	7.87	4.67	12.54	8.83	2.06	23.33	0.89
CA	31	0.4	0.36	0.76	0.63	0.10	15.87	0.63
TP	31	0.17	0.46	0.63	0.54	0.07	12.96	0.31
TK	31	10.29	13.49	23.78	17.56	2.20	12.53	0.59
CaCO ₃	31	58.59	139.89	198.48	164.97	19.97	12.11	0.36
CEC	31	4.42	6.48	10.9	8.74	1.05	12.01	0.51
MinWHC	31	10.71	25.97	36.68	31.93	2.13	6.67	0.34
MaxWHC	31	10.84	37.22	48.06	41.97	2.66	6.34	0.26
CWC	31	8.23	33.88	42.11	37.46	1.77	4.73	0.22
BD	31	0.22	1.15	1.37	1.26	0.05	3.97	0.17
TCP	31	8	49.73	57.73	52.81	1.86	3.52	0.15
CP	31	4.66	45.07	49.73	47.18	1.24	2.63	0.10
pH	31	0.24	8.33	8.57	8.48	0.06	0.71	0.03

To distinguish the differences in their sensitivity, the soil quality indicators were classified into four groups according to their coefficients of variation, i.e., highly sensitive, moderately sensitive, poorly sensitive, and insensitive indicators (Table 3). There are no highly sensitive indicators used for assessing soil quality in the study area; SA AP, TN, SOM, and UA levels were moderately sensitive; NCP, APA, AN, AP, SWC, CA, TP, TK, CaCO₃, and CEC levels were poorly sensitive; and minWHC, MaxWHC, CWC, BD, TCP, CP, and pH levels were insensitive indicators.

为区分各指标敏感性差异,根据变异系数大小将其划分为高度敏感、中度敏感、低度敏感和不敏感指标。从表3的土壤质量评价指标敏感性分析可知,研究区无高度敏感指标;蔗糖酶、速效磷、全氮、有机质和脲酶为中度敏感指标;非毛管孔隙度、碱性磷酸酶、速效氮、速效钾、含水量、过氧化氢酶、全磷、全钾、CaCO₃和CEC为低度敏感指标;最小持水量、最大持水量、毛管持水量、容重、总孔隙度、毛管孔隙度和pH为不敏感指标。

Table 3

Sensitivity classifications of soil quality indicators

Sensitivity	CV [%]	Soil quality indicators
Highly sensitive	≥100	None
Moderately sensitive	40-100	SA, AP, TN, SOM, UA
Poorly sensitive	10-40	NCP, APA, AN, AK, SWC, CA, TP, TK, CaCO ₃ , CEC
Insensitive	≤10	MinWHC, MaxWHC, CWC, BD, TCP, CP, pH

Microtopography-oriented soil quality factors

In this study, 22 soil physicochemistry and biological parameters were used as the initial indicators of soil quality assessment. In the principal component analysis, the principal components were selected by considering the eigenvalues (>1) and cumulative contribution (>85%). There are seven principal components with a cumulative

微地形土壤质量因子

本研究选取了包括土壤物理、化学和生物学在内的22项指标作为初始评价指标,利用主成分分析中特征值大于1和累计贡献率大于85%选取主成分。由表4可知,7个主成分累积贡献率接近86%,说明7个彼

contribution close to 86% (Table 4). These seven independent principal components thus can explain nearly 86% of the total variability in soil quality, satisfying the requirement for information extraction. PA1 (35.11%) had factor loadings >0.8 for SOM, AN, SA, pH (negative loading), and UA levels, and >0.7 for TN level; all these indicators were highly significantly correlated with SOM. Thus, PA1 was assigned to a SOM factor. PA2 (12.95%) had factor loadings >0.8 for MaxWHC and BD (negative loading), and >0.7 for CWHC and MinWHC. These indicators all related to soil WHC. Thus, PA2 was defined as a WHC factor. PA3 (12.71%) had greater factor loadings for TP (>0.8) and CaCO₃ levels (>0.7). Because TP and CaCO₃ levels are strongly correlated, PA3 was assigned to a TP factor. PA4 had relatively high factor loadings for strongly correlated TK and APA levels. Thus, PA4 was assigned to a TK factor. PA5 had relatively high factor loading for SWC and thus was defined as an SWC factor. PA6 had relatively high factor loading for CP, thus was defined as a CP factor. PA7 had a relatively high factor loading for AP level, thus was defined as an AP factor.

此独立的主成分可解释近 86% 的总体变异性，满足信息提取要求。其中，第 1 主成分 (35.11%) 与有机质、速效氮、蔗糖酶、pH (负荷载) 和脲酶的因子荷载大于 0.8，与全氮的因子荷载大于 0.7，而且这些指标均与有机质有极显著的相关性，因此可将第 1 主成分称为有机质因子。第 2 主成分 (12.95%) 与最大持水量和容重 (负荷载) 的因子荷载大于 0.8，与毛管持水量和最小持水量的因子荷载大于 0.7，这 4 个指标均是反映土壤持水量的指标，因此可以将第 2 主成分称为持水量因子。第 3 主成分 (12.71%) 与全磷 (>0.8) 和 CaCO₃ (>0.7, 负荷载) 的荷载较高，全磷和 CaCO₃ 具有较高的相关性，可将该主成分命名为全磷因子。第 4 主成分与全钾和碱性磷酸酶的荷载较高，全钾和磷酸酶具有较高的相关性，可将该主成分命名为全钾因子。第 5 主成分与土壤含水量具有较高的荷载，因此称为水分因子。第 6 主成分与毛管孔隙具有较高的荷载，因此称为孔隙因子。第 7 主成分与速效磷具有较高的荷载，因此称为速效磷因子。

Table 4

Variance rotation matrix, contribution percentages, and weights of the initial indicators used for microtopography-oriented soil quality assessment

Assessment indicator	Principal component							Communality	Weight
	1	2	3	4	5	6	7		
SOM	0.863	0.285	0.290	-0.157	0.210	-0.098	-0.083	0.896	0.047
AN	0.859	0.326	0.170	0.036	-0.068	0.000	-0.053	0.882	0.047
SA	0.844	0.218	-0.136	0.207	-0.159	0.055	-0.079	0.855	0.045
pH	-0.829	-0.035	0.045	0.069	-0.207	0.098	-0.160	0.773	0.041
UA	0.819	0.314	-0.016	0.288	-0.149	-0.125	-0.153	0.914	0.048
CP	-0.014	0.246	-0.021	-0.226	0.108	0.870	0.216	0.928	0.049
TCP	0.318	0.673	-0.232	-0.004	0.031	-0.028	0.455	0.816	0.043
SWC	-0.063	-0.166	0.031	0.006	0.921	0.130	0.048	0.900	0.048
MinWHC	-0.032	0.739	0.186	0.342	0.255	0.312	-0.296	0.949	0.050
AP	0.049	-0.121	0.238	-0.004	-0.011	-0.153	-0.858	0.834	0.044
AK	0.150	0.214	0.640	0.035	0.423	0.199	-0.274	0.773	0.041
NCP	0.326	0.522	-0.202	0.099	-0.118	-0.528	0.420	0.899	0.048
TN	0.753	0.198	0.176	-0.308	0.028	0.167	0.320	0.863	0.046
TP	0.051	-0.196	0.824	0.101	0.078	0.110	-0.090	0.756	0.040
TK	-0.119	0.130	0.176	0.845	0.080	-0.325	-0.038	0.890	0.047
BD	-0.414	-0.822	-0.062	-0.112	0.097	0.028	0.005	0.873	0.046
CEC	0.266	0.285	0.000	-0.438	0.630	-0.065	-0.033	0.745	0.039
CaCO ₃	-0.127	-0.127	-0.732	-0.010	0.340	0.376	0.098	0.834	0.044
CWC	0.319	0.778	0.066	-0.064	-0.041	0.476	0.115	0.958	0.051
APA	0.369	0.167	-0.023	0.725	-0.306	0.034	0.086	0.793	0.042
CA	0.602	0.201	0.311	0.109	0.096	0.299	0.410	0.778	0.041
MaxWHC	0.424	0.854	-0.072	0.050	-0.061	-0.026	0.256	0.986	0.052
Eigenvalue	7.72	2.85	2.80	2.07	1.33	1.12	1.01		
Variance [%]	35.11	12.95	12.71	9.39	6.03	5.08	4.61		
Cumulative [%]	35.11	48.06	60.76	70.15	76.18	81.27	85.88		

Microtopography-oriented soil quality assessment indicators

Non-significant factors were successively eliminated through stepwise regression as follows:

$$Y_{\text{SOM factor}} = -6.274 + 3.938X_1 + 0.092X_2 + 0.820X_3 + 4.158X_4 + 4.252X_5 \quad (4)$$

F = 466.269**, Df = (5, 25), and R_a = 0.994 (adjusted correlation coefficient)

微地形土壤质量评价指标

采用逐步回归分析法逐次剔除一些不显著因子，方程如下：

F=466.269** Df=(5, 25) R_a=0.994(调整相关系数)

式中：X₁-全氮，X₂-速效氮，X₃-pH，X₄-蔗糖酶，

where: $X_1 = \text{TN}$, $X_2 = \text{AN}$, $X_3 = \text{pH}$, $X_4 = \text{SA}$, and $X_5 = \text{UA}$; the partial correlation coefficients of X_1 to X_5 were 0.545 ($p = 0.0016$), 0.139 ($p = 0.4892$), 0.069 ($p = 0.7320$), 0.659 ($p = 0.0003$), and 0.665 ($p = 0.0001$), respectively. These results show that to the SOM factor, TN, SA, and UA had a greater contribution than the remaining two indicators.

$$Y_{\text{WHC factor}} = -20.501 + 0.359X_1 - 0.327X_2 + 3.960X_3 \quad (5)$$

$F = 384.241^{**}$, $Df = (3, 27)$, $R_a = 0.987$ (adjusted correlation coefficient)

where: $X_1 = \text{BD}$, $X_2 = \text{MinWHC}$, and $X_3 = \text{CWHC}$; the partial correlation coefficients of X_1 to X_3 were 0.350 ($p = 0.069$), -0.387 ($p = 0.077$), and 0.625 ($p = 0.0003$), respectively. These results demonstrate that among the WHC factors, CWHC made a greater contribution than the remaining two indicators.

X_5 —脲酶; X_1 、 X_2 、 X_3 、 X_4 和 X_5 的偏相关系数(括号中为显著性)分别为0.545 ($p=0.0016$)、0.139 ($p=0.4892$)、0.069 ($p=0.7320$)、0.659($p=0.0003$)和0.665 ($p=0.0001$)。

可见,在全氮、速效氮、pH、蔗糖酶和脲酶5个有机质因子主要指标中,全氮、蔗糖酶和脲酶的贡献较大。

$F = 384.241^{**}$ $Df=(3, 27)$ $R_a=0.987$ (调整相关系数)

式中: X_1 —容重, X_2 —最小持水量, X_3 —毛管持水量; X_1 、 X_2 和 X_3 的偏相关系数(括号中为显著性)分别为0.350 ($p=0.069$)、-0.387 ($p=0.077$)和0.625 ($p=0.0003$)。可见,在容重、最小持水量和毛管持水量3个持水量因子主要指标中,毛管持水量的贡献较大。

$$Y_{\text{TP factor}} = -0.1402 + 0.004X_1 \quad (6)$$

$F = 174.302^{**}$, $Df = (1, 29)$, $R_a = 0.923$ (adjusted correlation coefficient)

where: $X_1 = \text{CaCO}_3$, and the partial correlation coefficient of X_1 was 0.925 ($p = 0.0001$). Thus, CaCO_3 was the greatest contributor to the indicators of the TP factor.

$F=174.302^{**}$ $Df=(1, 29)$ $R_a=0.923$ (调整相关系数)

式中: X_1 — CaCO_3 , X_1 的偏相关系数(括号中为显著性)为0.925 ($p=0.0001$)。可见, CaCO_3 在全磷因子指标中贡献较大。

$$Y_{\text{TK factor}} = 9.318 + 0.189X_1 \quad (7)$$

$F = 80.601^{**}$, $Df = (1, 29)$, $R_a = 0.851$ (adjusted correlation coefficient)

where: $X_1 = \text{APA}$, and the partial correlation coefficient of X_1 was 0.856 ($p = 0.0001$). Thus, APA was the major contributor to the indicators of the TK factor.

$F=80.601^{**}$ $Df=(1, 29)$ $R_a=0.851$ (调整相关系数)

式中: X_1 —碱性磷酸酶, X_1 的偏相关系数(括号中为显著性)为0.856 ($p=0.0001$)。可见,碱性磷酸酶在全钾因子指标中贡献较大。

DISCUSSION

The variability of soil quality indicators reflects the environmental sensitivity of soil properties. Thus, coefficients of variation can be used for sensitivity classification of microtopography-oriented soil quality assessment indicators in semiarid regions of the Loess Plateau. The present results show that SA, AP, TN, SOM and UA levels are moderately sensitive indicators for soil quality assessment, which are the major objectives of soil quality restoration and regulation. Here, soil biological parameters demonstrate great potential for use as soil quality assessment indicators. Being affected by the uniform texture of the loess parent materials, soil quality assessment indicators used in this study have low or no sensitivity. Over-high sensitivity of soil quality assessment indicators is not conducive to comprehensive assessment of soil quality and development of appropriate measures for agricultural soil management. For microtopography-oriented quantitative assessment of agricultural soil quality in the loess region of northern Shaanxi, it is recommended that moderately sensitive and some poorly sensitive indicators are selected but insensitive indicators are eliminated.

According to the results of the principal component analysis and stepwise regression combined with the correlations and sensitivity grades of the soil parameters, nine optimal indicators suitable for microtopography-oriented soil quality assessment in semiarid regions of the Loess Plateau were screened out including SOM, TN, SA, UA, AP, TP, CaCO_3 , APA and TK levels. Of these, SOM is the key indicator for characterizing soil quality in diverse microtopographic units in semiarid regions of the Loess Plateau.

讨论

土壤质量指标的变异性是土壤属性对环境敏感性的反映。

可用变异系数对陕北黄土区微地形土壤质量指标的敏感性进行分级,蔗糖酶、速效磷、全氮、有机质和脲酶为土壤质量评价的中度敏感指标,是土壤质量恢复与调控的主要目标,其中土壤生物学指标反映了其作为土壤质量评价指标的巨大潜力。受黄土母质质地均一性的影响,土壤质地的表征指标属低度敏感或不敏感指标。但土壤质量评价指标并非越灵敏越好,如果过于灵敏反而不利于综合评价土壤质量和制定相应的农业土壤管理措施。在定量评价陕北黄土区微地形农业土壤质量时,可选择中度敏感指标和部分低度敏感指标,不敏感指标予以剔除。

综合以上主成分和逐步回归分析结果,结合各土壤属性指标之间的相关性和指标的敏感性分析,可以筛选出适宜黄土高原半干旱区微地形土壤质量评价指标为有机质、全氮、蔗糖酶、脲酶、速效磷、全磷、 CaCO_3 、碱性磷酸酶和全钾和9个,其中,有机质是表征黄土高原半干旱区微地形土壤质量的关键指标。

CONCLUSIONS

This study is the first to investigate microtopography-oriented soil quality assessment indicators in semiarid regions of the Loess Plateau. Results show that the levels of sucrose activity, available phosphorus, total nitrogen, soil organic matter, and urease activity were moderately sensitive indicators for microtopography-oriented soil quality assessment, which are the major objectives of soil quality restoration and regulation in the study area. Soil biological parameters are moderately to poorly sensitive indicators that have great potential for use in microtopography-oriented soil quality assessment. Therefore, potential soil functions can be fully played as long as rational measures are implemented for conservation of agricultural soils, improvement of soil structure, and promotion of soil microbial activities. For the quantitative assessment of soil quality in the study area, it is recommended that moderately sensitive indicators and some poorly sensitive indicators are selected, with insensitive indicators eliminated.

This study identifies optimal indicators (SOM, TN, SA, UA, AP, TP, CaCO₃, APA, and TK) for microtopography-oriented soil quality assessment in semiarid regions of the Loess Plateau through stepwise regression and principal component analysis combined with correlation analysis of selected soil parameters and sensitivity analysis of soil quality indicators. The work lays a solid foundation for future microtopography-oriented vegetation allocation and ecological construction and provides a reference for conservation of agricultural soils, improvement of low-yield farmlands, and guidance of agricultural production according to local conditions in semiarid loess regions.

Aknowlegement

This research was supported by the Special Fund for Forestry Scientific Research in the Public Interest (201104002-2), Agricultural Attack Project in Shaanxi Province (S2014NY2404), and the Science and Technology Planning Project of Yulin (2011SKJ10).

REFERENCES

- [1]. Pang G.W, Yao Z.H., Xie H.X. et al. (2013) – *Soil erosion dynamic changes and its impact factors in Zhifanggou watershed of the Loess Plateau, China*, Journal of Food, Agriculture & Environment, vol.11, no. 1, 822-831;
- [2]. Fang N., Shi Z., Yue B. et al. (2013) – *The Characteristics of Extreme Erosion Events in a Small Mountainous Watershed*, Plos One, vol. 8, no. 10, e76610;
- [3]. Zhu Q.K., Zhang Y., Zhao L.L. et al. (2011) – *Vegetation restoration and simulated natural forestation in the Loess Plateau, Shaanxi Northern, China*, Beijing, China: Science Press, pg. 57-60;
- [4]. Cao Z.H. (2001) – *Study on the Principles of Soil Quality Changing to Promote Sustainable Use of Soil Resources*, World Sci-tech R & D, vol.23, no. 3, 28-32;
- [5]. Sposito G. and Zabel A. (2003) – *The assessment of soil quality*, Geoderma, Vol. 114, no. 3, 143-144;
- [6]. Sun B., Zhou S.L and Zhao Q.G. (2003) – *Evaluation of spatial and temporal changes of soil quality based on geostatistical analysis in the hill region of subtropical China*, Geoderma, vol.115, no. 1, 85-99;
- [7]. Su Y.Z. and Zhao H.L. (2003) – *Effects of land use and management on soil quality of Heerqin sandy land*, Journal of Applied Ecology, vol. 14, no. 10, 1681-1686;
- [8]. Zhang Q.F., You W.H. and Song Y.C. (1999) – *Effect of plant community succession on soil chemical properties in Tiantong, Zhejiang Province*, Journal of Applied Ecology, vol. 10, no.1, 19-22;

结论

本研究率先对黄土高原半干旱区微地形土壤质量指标进行研究。蔗糖酶、速效磷、全氮、有机质和脲酶作为微地形土壤质量评价的中度敏感指标，是土壤质量恢复与调控的主要目标。土壤生物指标属于中度敏感和低度敏感指标，对微地形土壤质量评价具有巨大潜力。因此，只要进行合理保育农业土壤、改善土壤结构及促进微生物活动就能发挥其土壤潜能。在研究区定量评价土壤质量时，宜选择中度敏感指标和部分低度敏感指标，不敏感指标予以剔除。

通过主成分和逐步回归分析，结合各土壤属性指标之间的相关性和指标的敏感性分析确定黄土高原半干旱区微地形土壤质量评价指标（有机质、全氮、蔗糖酶、脲酶、速效磷、全磷、CaCO₃、碱性磷酸酶和全钾）。为微地形后续植被配置及生态建设研究打下坚实的基础，为该区域农业土壤保育、低产地改良及因地制宜地指导农业生产提供科学依据。

谢

本研究得到国家林业公益性行业科研专项（201104002-2），陕西省农业攻关计划项目（S2014NY2404），榆林市科技计划项目（2011SKJ10）的资助。

参考文献

- [1]. 鹿国伟, 姚志宏, 谢红霞, 等. (2013) - 中国黄土高原汾房沟流域土壤侵蚀动态变化及影响因素. 食品, 农业与环境, 第11卷, 第1期, 822-831;
- [2]. 方弩弩, 史志华, 岳贵江, 等. (2013) - 山区小流域严重侵蚀特点. 科学公共图书馆杂志, 第8卷, 第10期, e76610;
- [3]. 朱清科, 张岩, 赵磊磊, 等. (2011) - 陕北黄土高原植被恢复及近自然造林. 中国北京: 科学出版社, 57-60;
- [4]. 曹志洪. (2001) — 解译土壤质量演变规律, 确保土壤资源持续利用. 世界科技研究与发展, 第23卷, 第3期, 28-32;
- [5]. Sposito G. Zabel A. (2003) - 土壤质量评价. 国际土壤科学杂志, 第114卷, 第3期, 143-144;
- [6]. 孙波, 周升禄, 赵奇国. (2003) - 基于地质统计分析的中国亚热带地区土壤质量时空变化评价. 国际土壤科学杂志, 第115卷, 第1期, 85-99;
- [7]. 苏永中, 赵哈林. (2003) - 科尔沁沙地不同土地利用和管理方式对土壤质量性状的影响. 应用生态学报, 第14卷, 第10期, 1681-1686;
- [8]. 张庆贵, 曲文辉, 宋永昌. (1999) - 浙江天童植物群落演替对土壤化学性质的影响. 应用生态学报, 第10卷, 第1期, 19-22;

- [9]. Sant'Anna S.A.C., Fernandes M.F., Ivo W.M.P.M. et al. (2009) – *Evaluation of Soil Quality Indicators in Sugarcane Management in Sandy Loam Soil*, *Pedosphere*, vol. 19, no. 3, 312-322;
- [10]. Nortcliff S. (2002) – *Standardisation of soil quality attributes*, *Agriculture, Ecosystems & Environment*, Vol. 88, no. 2, 161-168;
- [11]. Wander M.M. and Bollero G.A. (1999) – *Soil quality assessment of tillage impacts in Illinois*, *Soil Science Society of America Journal*, vol. 63, no. 4, 961-971;
- [12]. Islam K.R. and Weil R.R. (2000) – *Soil quality indicator properties in mid Atlantic soils as influenced by conservation management*, *Journal of Soil and Water Conservation*, vol. 55, no. 1, 69-78;
- [13]. Xu M.X., Liu G.B. and Zhao Y.G. (2005) – *Assessment indicators of soil quality in hilly Loess Plateau*, *Journal of Applied Ecology*, vol. 16, no. 10, 1843-1848;
- [14]. Li Y.Y. and Shao M.A. (2006) – *Change of soil physical properties under long-term natural vegetation restoration in the Loess Plateau of China*, *Journal of Arid Environments*, vol. 64, no. 1, 77-96;
- [15]. Liu Z.J., Zhou W., Shen J.B. et al. (2014) – *Soil Quality Assessment of Acid Sulfate Paddy Soils with Different Productivity in Guangdong Province, China*, *Journal of Integrative Agriculture*, vol. 13, no. 1, 177-186;
- [16]. Soil Physics Research Section Of The Institute Of Soil Science (1978) – *Determination Methods of Soil Physical Properties*, Beijing, China: Science Press, pp. 78-83;
- [17]. Bao S.D. (2000) – *Soil Chemical Analysis for Agriculture*, Beijing, China: Agriculture Press, pp. 25-97;
- [18]. Xu G.H. and Zheng H.Y. (1986) – *Analysis Handbook of Soil Microbes*, Beijing, China: Agriculture Press, pp. 249-291;
- [19]. Zhang C., Xue S., Liu G. et al. (2011) – *A comparison of soil qualities of different revegetation types in the Loess Plateau, China*, *Plant Soil*, vol. 347, no.1-2, 163-178;
- [20]. Arshad M.A. and Coen G.M. (1992) – *Characterization of soil quality: Physical and chemical criteria*, *American Journal of Alternative Agriculture*, vol. 7, no. 1-2, 25-31;
- [21]. Tang Q.Y. and Feng M.G. (2002) – *DPS data processing system for practical statistics*, Beijing, China: Science Press, pg. 304-310.
- [9]. Sant'Anna S.A.C., Fernandes M.F., Ivo W.M.P.M. 等. (2009) - 砂质壤土甘蔗土壤质量指标评价. *土壤圈*, 第19卷, 第3期, 312-322;
- [10]. Nortcliff S. (2002) - 土壤质量属性标准化. *农业, 生态系统和环境*, 第88卷, 第2期, 161-168;
- [11]. Wander M M , Bollero G A. (1999) — 伊利诺斯州耕作土壤质量评价. *美国土壤科学杂志*, 第63卷, 第4期, 961-971;
- [12]. Islam K.R., Weil R.R. (2000) - 大西洋中部受保护管理土壤质量指标属性. *水土保持杂志*, 第55卷, 第1期, 69-78;
- [13]. 许明祥, 刘国彬, 赵允格. (2005) - 黄土丘陵区土壤质量评价指标研究. *应用生态学报*, 第16卷, 第10期, 1843-1848;
- [14]. 李阳阳, 邵明安. (2006) - 中国黄土高长期自然植被恢复下土壤物理性质变化. *干旱环境杂志*, 第64卷, 第1期, 77-96;
- [15]. 刘战军, 周伟, 申建波, 等. (2014) - 中国广东硫酸酸性水稻土的土壤质量评价与生产力. *中国农业科学*, 第13卷, 第1期, 177-186;
- [16]. 中国科学院南京土壤研究所土壤物理研究室编. (1978) - 土壤物理性质测定方法. 中国北京: 科学出版社, 78-83;
- [17]. 鲍士旦. (2000) - 土壤农化分析. 中国北京: 农业出版社, 25-97;
- [18]. 许光耀, 郑洪元. (1986) - 土壤微生物分析方法手册. 中国北京: 农业出版社, 249-291;
- [19]. 张超, 薛霞, 刘国斌, 等. (2011) - 中国黄土高原不同植被恢复类型土壤质量比较. *植物和土壤*, 第347卷, 第1-2期, 163-178;
- [20]. Arshad M.A., Coen G.M. (1992) - 土壤质量表征: 物理和化学标准. *美国替代农业杂志*, 第7卷, 第1-2期, 25-31;
- [21]. 唐启义, 冯明光. (2002) — 实用统计分析及其 DPS 数据处理系统. 中国北京: 科学出版社, 304-310.

RESEARCH ON POLLUTION CHARACTERISTICS OF RURAL RUNOFF

农村地表径流污染特征研究

Lect. Jie Zhang¹⁾, M. Stud. Zhenzhen Ma²⁾, Eng. Dengming Wu³⁾

¹⁾Chongqing Water Resources and Electric Engineering College/ China; ²⁾Southeast University/ China; ³⁾Wuhan Modern Urban Agriculture Planning and Design Institute/ China
Tel: +86 13076009675; Email: zhangjiecq@163.com

Abstract: This paper studied the non-point source pollution type of Meijiadu Village, Gaocheng Town, Yixing City, Taihu Basin, analyzed the process of rainfall-runoff producing- pollution producing of two main runoff pollution sources in the rural area, calculated the mean concentrations of the different rainfall events. Based on local living conditions and poultry farming methods, the runoff pollution characteristics and the influencing factors were analyzed. Besides, a biological detention pond technology suitable for treating runoff pollution under rural conditions was proposed. The results show: The event mean concentrations of these two polluted areas differed significantly; within the same rainfall, the runoff peak occurred 0.6-1.1 h later than rainfall intensity did, and the concentration was also changed along with the runoff process. However, at different rainfall intensities, the loss law of the pollutants was similar. The concentration of runoff pollution reached the peak within the first 10 min, but the water quality became stable after the stabilization of the runoff. Therefore, the concentration of runoff pollution was affected by rainfall intensity, rainfall duration, poultry scale, human activities, surrounding soil properties and many other factors.

Keywords: rural runoff; free-ranging poultry; outdoor septic tank

INTRODUCTION

Water environmental problems of Lake Taihu are mainly endangered by runoff pollution coming from agricultural production, living of residents and poultry farming, etc. [1]. The clumsy life patterns and inadequate understanding of water-use have increasingly overburdened the aquatic system. The obsolete construction of relevant environmental facilities has rapidly degraded the aquatic system in rural areas. Besides, the aquatic system in small towns is prone to eutrophication that is characterized by the increment of organisms, nitrogen and phosphorus [2]. Particularly, runoff pollution is the main factor of rural non-point source pollution [21]. Rainfall runoff pollution refers to the water environment pollution in surface and underground water, which is caused by the diffusible entrance of pollutants in the atmosphere, ground and the soil under the leaching and scouring effect of rainfall runoff. In particular, the chemical fertilizers and pesticides used in agricultural production contribute the most to such pollution [3]. Currently, the urban runoff water quality [4; 5] and rural farmland surface runoff [6] have been studied extensively, while the runoffs of typical residential villages have seldom been referred.

In this study, typical runoff pollution sources in the study area were interviewed and investigated. The runoffs of poultry farming area and outdoor septic tank were determined as two major point source (PS) pollutions of typical rural pollutions. Their pollutants entered the river along with the rainfall runoff and polluted the rural water seriously. Meanwhile, a method for synchronization detection of rainfall- runoff producing- pollution producing was employed to clarify the runoff pollution characteristics and laws. Besides, a biological and ecological treatment technology- biological detention pond technology- suitable for treating runoff pollutions under rural living conditions was proposed [7; 8].

摘要: 本文调查了太湖流域宜兴市高塍镇梅家渡的非点源污染类型, 分析了农村两大径流污染源的降雨-产流-产污过程, 计算了不同场次降雨的平均浓度, 结合当地生活状况及家禽养殖方式分析了径流污染特征及影响因素并提出了适用于农村条件处理径流污染的生物滞留池技术。结果表明: 对于这两大污染区 EMCs 差异较大; 对同一场次降雨, 径流量高峰晚于降雨强度 0.6-1.1h, 浓度也随着径流过程不断变化, 对于不同降雨强度, 径流污染规律相似, 在前 10min 内径流污染浓度最大, 径流稳定后水质趋于稳定, 径流污染浓度受降雨强度、降雨历时、家禽养殖规模、人类活动和周边土壤属性等诸多因素的影响。

关键词: 农村径流; 散养家禽; 露天化粪池

引言

太湖水环境问题日益严峻[1], 其中来自于农业生产、居民生活的及家禽养殖等的径流污染是这一现状形成的主要诱因。由于农村粗放的生活方式及用水知识薄弱, 水环境负荷日益加重, 而相应的环境设施建设滞后, 从而引发农村水环境的急剧恶化, 以有机物、氮和磷富集为特征的小城镇水环境富营养化呈蔓延趋势[2]。其中径流污染是农村非点源污染的一大因素[21]。降雨径流污染指在降雨径流的淋溶和冲刷作用下, 大气、地面和土壤中污染物扩散性的进入地表水和地下而造成的水环境污染, 农业生产活动中使用的化肥、农药是最主要的污染源[3]。目前的研究主要集中在城区内的径流水质[4-5]和农村农田地表径流研究[6], 对于典型村庄居民区径流研究较少。

本文对所研究的区域内的典型径流污染源进行了走访调查, 确定了家禽养殖区及露天化粪池区径流是典型农村污染严重两大点源污染。在降雨时随径流进入河流, 严重污染农村水环境质量。本文采用同步检测降雨-产流-产污的方式, 重点研究了径流两大污染区的径流污染特征及规律, 并提出适合农村生活条件下处理径流污染的生物生态处理技术-生物滞留池技术[7-8]。

MATERIALS AND METHODS

Area overview and study object

Meijiadu Village, Yixing City is located in the west of Gaocheng Town of the 5 square kilometers area and 580 households in total. There are about 244 scattered small-scale poultry farming households that mainly breed chickens and ducks using free-ranging raising pattern, so the poultry manure cannot be easily collected. The barns are mainly classified into open shed type, simple brick-concrete style and simple wooden assembling type. All of them do not have cushion bedding or manure collection facilities. Hence, the poultry manure pollutants flow to the river directly along with the runoff, thus becoming one of the important pollution sources in rural rivers. In addition, 80% of local farmers have septic tanks, of which 20% are open ones. The manure in open septic tanks flows into ditches and ponds along with the rainfall runoff and eventually into the rivers, thus polluting the water environmental quality seriously and damaging the living environment of villagers.

Based on the local runoff pollution characteristics, poultry farming area and open septic tank as the typical runoff pollution were selected to do the runoff pollution detection, and TN, TP, COD and $\text{NH}_4^+\text{-N}$ are the major indicators.

Sample collection and analysis

Within the catchment area of the study area, there are two sampling sites. Since the areas were not frequently cleaned, the surroundings of the open shed type henney and the septic tank were cleaned to remove the large floating debris and fodders in the early period of rainfall to minimize the effects of the outside factors. During rainfall, synchronous sampling was collected in two sampling sites. To ensure complete detection of rainfall-runoff producing-pollution producing process, the samples were collected at 0-5 min, 5-10 min, 10-15 min, 15-30 min, 30-45 min and 45-60 min respectively within 60 min from runoff formation to stabilization. Since sampling sites had high particle contents at the bottom, the surface runoff samples were obtained by a glass syringe, and then injected into 500 ml polyethylene bottles. Each sample was filled fully in the bottle without air so as not to affect the monitoring. Meanwhile, a measuring cylinder was also placed in the area during sampling, within which the runoff volume was recorded hourly. After sampling, water samples were sent back to the laboratory for analyses. Monitoring indicators included TN, TP, COD, and $\text{NH}_4^+\text{-N}$.

The fourth edition of the National Standard Sample Monitoring Method was employed for sample analyses [9]. The pollution degree was determined by comparing the concentrations of various pollutants and the ninth category of water standards in GB-3838-2002 *Quality Standard of Surface Water Environment*.

Rainfall characteristics

There were four rainfalls occurred during this study, mostly in the evening, and lasted 6-14 hours. The rainfall capacity changed significantly from 5.6 mm to 27.3 mm at the 12th hour. In the selected area, the

材料与方法

地区概况及检测对象

宜兴市梅家浜村位于高陵县镇西，总面积 5 平方公里，共 580 户。当地零散的家禽养殖户约 244 户，采用分散养殖模式，以鸡鸭为主，规模较小，家禽粪便不易集中收集，棚舍构造主要有开敞型网棚式、简易砖混结构式和简易木板搭建式三类。此三类家禽棚舍均无垫层铺垫或粪便收集设施，家禽粪便随地表径流直接入河，成为农村河流重要污染源之一。另外，当地 80% 农户设有化粪池，其中 20% 为露天化粪池。露天化粪池粪便在降雨时随着径流流入沟渠塘，最终流入河流。严重污染水环境质量且破坏了村民的生活环境。

根据当地径流污染特征，选取了较典型径流污染的家禽养殖区和露天化粪池旁进行径流污染检测，主要指标是 TN、TP、COD、 $\text{NH}_4^+\text{-N}$ 。

样品收集与分析

研究区域汇流面积覆盖两个采样点，由于区域内日常打扫次数较少，为减少影响径流特征的外界因素，在降雨前期对开敞型网棚式鸡舍周围进行清扫，以去除较大漂浮物及饲料影响；化粪池旁也进行了清扫。降雨过程中对两个采样点进行同步采样。为保证能够完整的检测降雨-产流-产污过程，在径流形成到径流稳定的 60 分钟内，按照 0-5 分钟，5-10 分钟，10-15 分钟，15-30 分钟，30-45 分钟，45-60 分钟共 6 个时段内取样。由于取样点底部颗粒物含量高，取样时使用玻璃注射器吸取表层径流样，注入到 500ml 聚乙烯瓶，每样装满不留空气，以免影响监测。采样同时在区域内放置量筒，每小时记一次量筒内径流体积。采样结束后，将水样送回实验室待分析。监测指标包括 TN、TP、COD、 $\text{NH}_4^+\text{-N}$ 。

样品分析均采用国家标准第四版样品监测方法[9]。各种污染物浓度与 GB-3838-2002 《地表水环境质量标准》中Ⅸ类水标准对比可知其污染程度。

Water Quality Testing Methods

Table 1

Water quality index	Analysis method
COD	Potassium dichromate
TP	Potassium persulfate digestion - spectrophotometry
TN	Alkaline potassium persulfate digestion - UV spectrophotometry
$\text{NH}_4^+\text{-N}$	Nessler reagent spectrophotometry

降雨特征

试验期间共四次降雨，降雨多发生在晚上，历时在 6-14 小时，降雨量变化明显，从 12 小时降雨量 5.6 毫米到 27.3 毫米。在所选的区域内，受降雨收集面积及降雨强度影响，径流形成时间滞后 40-210 分钟不等。四次降雨特征列表 2

runoff formation time was postponed by 40-210 min owing to rainfall collection area and rainfall intensity. The characteristic data of the four rainfalls are shown in Table 2.

如下。

Table 2

Characteristic data of four rainfalls

Rainfall session	Rainfall time	Runoff formation time	End time	Accumulated rainfall (unit /mm)
2013-03-01(3301)	01:30	02:10	07:05	5.6
2013-03-22(3322)	01:40	03:00	07:15	27.3
2013-03-23(3323)	16:45	20:15	23:20	8.2
2013-04-06(3406)	13:10	15:20	05:50	17.6

Calculation of quantitative index

Since the pollutant concentration changes in a rainfall, when study runoff water quality, the event mean concentration (EMCs) from rainfall runoff [10] is mostly utilized to calculate the pollution degree of a rainfall and to compare horizontally. EMCs, as the ratio of total pollutants amount to that of runoff, can be calculated as equation (1).

定量指标的计算

由于一场降雨中污染物的浓度是变化的, 在研究径流水质时, 多采用降雨平均浓度[10] (EMCs) 计算一场降雨的污染程度并能进行横向比较。EMCs 为污染物总量与径流量的比值, 可按公式 (1) 计算。

$$PEMCs = \frac{M}{V} = \frac{\int_0^T \rho(t)q(t)dt}{\int_0^T q(t)dt} = \frac{\sum_0^T \rho(t)q(t)}{\sum_0^T q(t)} \quad (1)$$

Where PEMCs is the rainfall mean concentration (mg/L), M is the total pollutants amount produced in the rainfall events (mg), V is the rainfall runoff amount (L), $\rho(t)$ is the pollutants mass concentration changed over time (mg/L), $q(t)$ is the flow changed over time (m^3/h), and t is the runoff duration (h).

式中, PEMCs 为降雨平均浓度(mg/L); M 为降雨事件中产生污染物的总量(mg); V 是降雨径流量(L); $\rho(t)$ 为随时间变化的污染物的质量浓度(mg/L); $q(t)$ 是随时间变化的流量(m^3/h); t 为径流持续时间(h)。

As shown in Table 3, the mean concentration of 3323 is higher than that of 3406, while the value of 3301 exceeds that of 3323. Therefore, EMC was related to the rainfall capacity and the number of sunny days in early period, because the accumulated fallout and stacked poultry excrement were located on the surface in the long-sunny-day areas. In the meantime, the poultry wastewater accumulated on the soil surface of rural area over time. Intense rainfall affected the organic pollutants in soil and the surface particles, leading to more severe pollution of water quality in the initial runoff period. As suggested by the COD values, the two studied regions were subject to severe organic pollution.

由表 3 知, 场次 3323 平均浓度比场次 3406 平均浓度大; 场次 3301 比场次 3323 平均浓度大。可知事件平均浓度与降雨量和前期晴天数有关。这主要是由于前期晴天数长的地区积累的散落物及堆积的家禽排泄物在区域表层, 且家禽废水在农村区域土壤表层随时间积累。降雨强度大时全冲击土壤中吸收的有机污染物和表层颗粒导致径流初期污染水质污染较高。由 COD 值可知两个调查区内有机污染负荷严重。

Table 3

Event mean concentrations (EMCs) of different sampling sites (EMCs)

Rainfall session	Rainfall time	Poultry farming area (mg/L)				Surroundings of septic tanks (mg/L)				Number of sunny days
		TN	TP	COD	NH ₄ ⁺ -N	TN	TP	COD	NH ₄ ⁺ -N	
1(3301)	2013-03-01	7.8	4.3	267	3.2	8.4	3.1	260	2.9	30
2(3322)	2013-03-22	12.5	5.4	240	4.6	11.6	4.3	271	3.2	21
3(3323)	2013-03-23	9.4	4.9	120	3.1	9.1	3.2	120	2.7	1
4(3406)	2013-04-06	10.3	5.0	220	3.2	10	3.5	255	3.1	14

RESULTS AND DISCUSSIONS

Water quality changes of rainfall

1) Rainfall - runoff changes

Heavy rainfall event on March 22, 2013 and moderate rainfall event on April 06, 2013 were selected to analyze the rainfall change trend. The runoff volume in the rainfall was calculated according to the hourly flow of rainfall into the cylinder. As presented in Figure 1 and Figure 2, the runoff lagged 0.6-1.1 hours behind rainfall. When the

结果与分析

降雨水质变化

1) 降雨量-径流量变化

选取了 2013-03-22 中到大雨降雨事件、2013-04-06 中雨事件进行降雨变化趋势特征分析。降雨期间径流量由每小时流入量筒内的体积计算径流量。由图 1 和图 2 可以看出径流量滞后降雨 0.6-1.1 小时。降雨量大于 1mm 时,

rainfall capacity exceeded 1 mm, runoff formed in the investigated area, with its volume increasing first and then decreasing. Rainfall capacity and runoff volume changed in the same way.

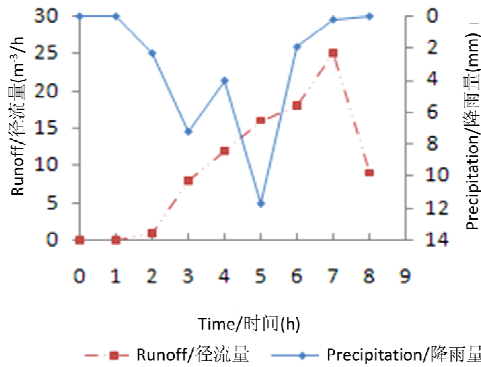


Fig. 1- Runoff duration curve on March 22, 2013

在调查区环境可形成径流，径流量先增大后减小，降雨量和径流量有着相同的规律

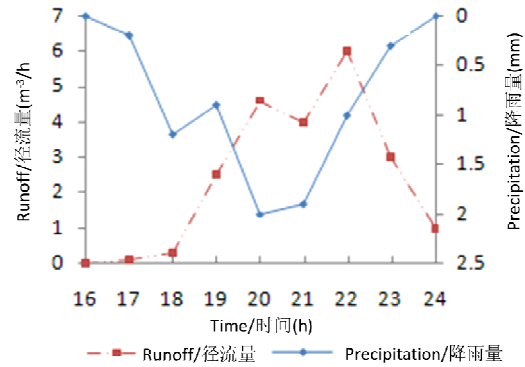


Fig. 2 - Runoff duration curve on April 6, 2013

After the formation of runoff, every runoff in poultry farming area and septic tank behind the house was sampled at different times to get 6 samples. These samples were examined in the laboratory to analyze the runoff water quality changes of TN, TP, COD, and NH_4^+-N .

2) Runoff water quality changes of septic tanks
Rural septic tanks are featured with low rate of harmless manure treatment and poor health status. The environment of most toilets is poor. Without harmless treatment, the environment is polluted directly by fecal residues that are accumulated for a long time and discharged arbitrarily. When raining, the pollutants flow into the surrounding rivers along with runoff, and pollute water quality severely [11]. Owing to the difficulty of sampling, the samples were actually collected 20 meters away from the outlet of runoff, and the test data are shown in Figure 3 - Figure 6.

在径流形成后，分时段每场径流在家禽养殖区和屋后化粪池区各取 6 个样，带回实验室分析 TN、TP、COD、 NH_4^+-N 径流水质变化。

2) 化粪池径流水质变化
农村化粪池粪便无害化处理率低，卫生状况不容乐观，大部分厕所内环境条件差，粪渣长期堆积，任意排放，未经无害化处理会直接污染环境，在降雨天时，随径流流进周边河道，水质污染严重[11]。由于采样不便，在径流出水 20 米外采样。检测数据如图 3-图 6 所示。

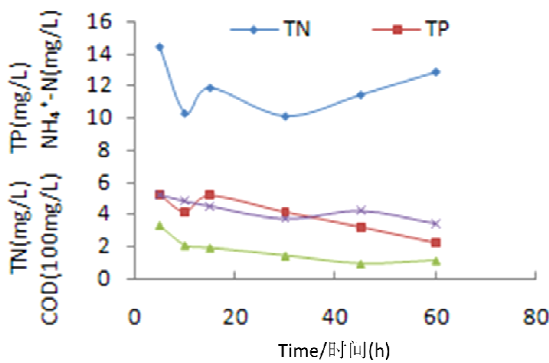


Fig. 3- Rainfall runoff water quality changes in septic tanks on March 22, 2013

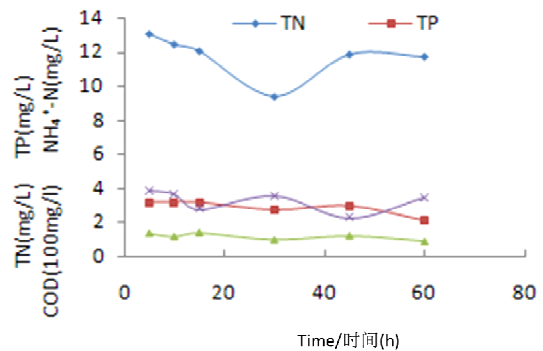


Fig. 4 - Rainfall runoff water quality changes in septic tanks on April 6, 2013

At two different rainfall intensities, each index decreased with extended time (Figure 3 and Figure 4). The water quality changed significantly during the first 20 min and then stabilized. The rainfall of 3322 changed significantly within the first 20 min, indicating that the particles were obviously impacted by the rainfall. Probably, TN concentration decreased before rising while TP concentration dropped steadily owing to the dilution of runoff. COD content decreased over time in the heavy rainfall but fluctuated throughout little rainfall.

由图 3、图 4 比较两场不同降雨强度的水质变化，可见各个分析指标随时间向整体下降。在最初的 20min 内水质变化显著，随后趋于稳定。3322 场次降雨在前 20min 内变化明显，说明降雨强度冲击颗粒作用明显。可能是径流稀释作用，TN 浓度均经过先下降后又上升的过程，TP 浓度稳步下降。COD 含量在降雨强度大时随时间向下降，降雨强度小时在降雨期向波动。

3) Runoff water quality changes in poultry farming area

The studied poultry farming area has bred 10 chickens and 4 ducks in the main form of open shed free-ranging, and ducks are placed in the pond next to the henery. The runoff flowed through the henery to the pond, so the runoff at the exit of pond was selected. The surface water was sampled due to considerable impurities at the bottom of the pond.

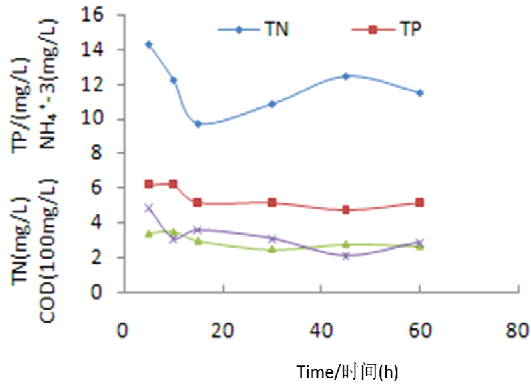


Fig. 5- Rainfall runoff water quality changes in poultry farming area on March 22, 2013

3) 家禽养殖区径流水质变化

调查的家禽养殖点内养殖鸡 10 只，鸭子 4 只，以开放型网棚式散养为主，鸭在鸡舍旁的池塘。径流经过鸡舍流入池塘，径流进在池塘出口处。由于池塘底部杂质多，取样吸取表层水样进行检测。

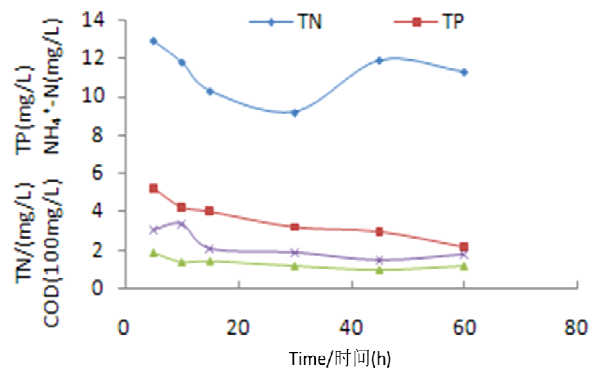


Fig. 6- Runoff water quality changes in poultry farming area on April 6, 2013

As exhibited in Figure 5 and 6, all pollution-related indices in poultry farming areas and septic tank areas decrease over rainfall time in the same way. The difference between various rainfalls affected TP more evidently. Phosphorus mostly adhered to small particles. Upon heavy rainfall, the surrounding soils were scoured and the TP contents changed. In the case of little rainfall, TP concentration in the poultry area was higher than that in the septic tank area, probably because the soils surrounding the poultry area were less firm.

TN concentrations in both detection areas changed in the same pattern of "V"-type, being consistent with the results reported by Su et al. [12]. The low ammonia proportion in the process may be attributed to the low contents of DO and oxygen as well as unobvious nitrification in wastewater. Based on the outcomes of the two rainfalls, the number of sunny days in early period and the rainfall intensity exerted significant effects on water quality, especially on TP and COD.

Effects of runoff water quality features

(1) Functional areas and rainfall intensity

The rainfall in 3322 was selected for analysis. This rainfall lasted for 12 hours with the capacity of 27.3 mm, accompanied by obvious runoff and serious particle scouring. The runoff water qualities in poultry farming area and open septic tank area were compared as the following figures.

由图 5、图 6 可见，家禽养殖区与化粪池区各污染指标变化相似。污染物变化过程均随降雨时间呈减小趋势。不同场次差别对 TP 影响较大，主要是磷多附着在小颗粒上，降雨强度大时，冲刷周围土壤引起的 TP 含量变化。家禽区在小降雨强度时 TP 浓度比化粪池区 TP 浓度高，可能是因为家禽区周围土壤踩实程度比化粪池区周围踩实程度小，颗粒冲刷效果明显。

两个检测区内的 TN 浓度均呈现“V”型变化，这与苏保林的[12]分析结果类似。过程氨氮比例低，可能是由于废水中 DO 含量低，氧含量少硝化作用不明显的原因。从两场降雨来看，前期晴天数和降雨强度对水质作用明显，尤其是 TP 和 COD。

径流水质特征影响分析

(1) 功能区、降雨强度

选用 3322 场降雨进行分析，该场雨 12 小时内降雨 27.3mm，径流明显，颗粒冲刷严重，对比家禽养殖区和露天化粪池区径流水质比较如图：

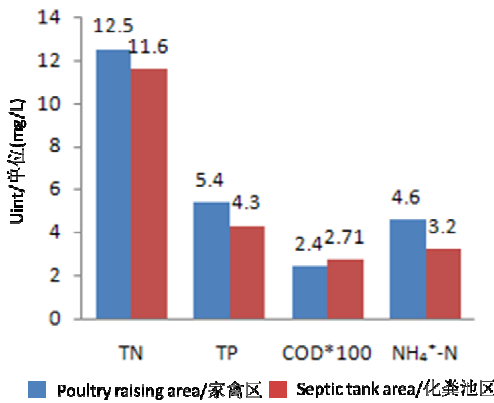


Fig. 7 - Water quality comparison of different functional areas

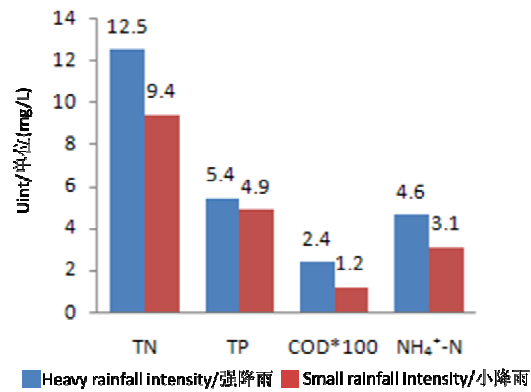


Fig. 8 - Water quality comparison of different rainfall intensities

Within the catchment area, runoff water quality in different functional areas was controlled by soil properties. Both catchment areas in poultry area and septic tank area were manure-containing rains, so the water qualities of two functional areas were similar. Figure 7 shows that TN, TP and NH₄⁺-N concentrations in poultry farming area are all higher than those in septic tank area at the same rainfall intensity, while the COD concentration is lower. The results can mainly be ascribed to the higher organic contents of human feces compared to poultry feces. Phosphorus is produced as a non-point source pollutant by a very complex process, and it is subject to the combined effects of rainfall process (rainfall type, intensity and duration) and the underlying surface factors (topography, landform, chemical and physical conditions of the soil, and agricultural time measures, etc.) [13]. The phosphorus concentration in poultry area was higher because phosphorus compounds were generally adsorbed on particulate matters. However, the loose soils around the poultry area rendered them easily to be washed out by the runoff. As shown in Figure 8, in the same functional area, all pollution indices at heavy rainfall intensity are larger than those at small rainfall intensity, suggesting the impact of rainfall scouring is greater than that of dilution. The influence of rainfall duration remains unclear.

(2) Different times

As evidenced by the detected values, the difference between the pollutant concentrations in initial runoff and later runoff was not significant. The pollution value was high within the first 10 min, but total nitrogen increased slightly in the late period. Overall, each index only decreased a little over time. The highest concentrations all appeared before the runoff peaks.

不同功能区地表径流水质差别由汇水面积内土壤性质决定，家禽区和化粪池汇水面积内均是粪便类雨水，因此两功能区水质差别不大。由图 7，同一降雨强度下家禽养殖区的 TN、TP、NH₄⁺-N 浓度均比化粪池区浓度大，COD 浓度小于化粪池区，主要是由于人类粪便比家禽有机含量高。磷元素作为非点源污染物，其产生的过程十分复杂，它受降雨过程（降雨类型、强度和持续时间）和下垫面因素（地形、地貌、土壤的化学和物理状况及农业时间措施等）的综合影响[13]。家禽区磷浓度高，是由于磷化合物一般都是吸附在颗粒物上，而家禽区周围土壤疏松，易被径流冲刷出。由图 8 知，对于同一功能区，强降雨强度下各污染指标均高于小降雨强度下的指标。说明降雨冲刷造成的影响比稀释作用大。降雨历时造成的影响还有待观测。

(2) 不同时段

由检测值可以看出，初期径流和后端径流中污染物的浓度差别不显著，前 10min 内污染值高，但总氮在后期又有所回升。整体各指标随时间变化较小，呈小幅下降趋势。浓度最高时刻均出现在径流峰值之前。

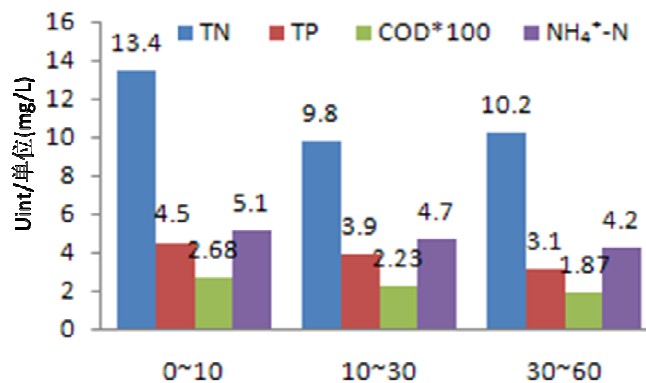


Fig. 9 - Water quality comparison of different times

Rural runoff treatment technology

The traditional rural rainwater drain method of overflowing anywhere has many drawbacks. Rainwater runoff management measure has been widely studied to meet multiple benefits of environment, ecology and economy, which is one of the problems that rural runoff encounters.

Rural surface source pollution has been well treated by constructed wetlands [14-15], with the removal rates of $\text{NH}_4^+\text{-N}$, TN and TP being higher than 80%. Slope buffer zone can also improve the river water quality in stagnant runoff pollution effectively [16]. Rainwater storage tanks, shallow trench and ponds of vegetation [17], and multiple BMPs ecological processing have been widely used to handle runoff pollution in rural areas, of which biological detention pond is a novel, eligible runoff treatment technology. It has been successfully applied to treat runoff pollutants [18-20]. According to rural land conditions and soil properties, runoff pollution can be feasibly treated by biological and ecological approach. Especially, combined ecological processing technology has been proposed for runoff pollution disposal in poultry farming sites and areas next to the improved septic tank. This technology costs a little for running, but it can significantly improve water quality by partial reuse of treated water and by supplementing the residual into the groundwater.

CONCLUSIONS

(1) At different rainfall intensities, runoff formations were delayed by 40-210 min. Runoff formed in the survey area when precipitation exceeded 1 mm;

(2) The runoff and precipitation changed similarly: both increased first and then decreased;

(3) Water qualities in poultry farming site and septic tank area both changed in the TN's "V"-type pattern, with low ammonia proportions. TP and COD fluctuated less after the stabilization of runoff. At the same rainfall intensity, TP concentration in poultry area was higher than that in septic tank area;

(4) The pollution value was highest within the first 10 min before runoff formation and the water quality concentration decreased after stabilization. Both of their values were lower than the initial ones.

REFERENCES

- [1]. Qin Boqiang, Wu Qingnong, Gao Junfeng (2002) - *Water Resources and Water Environment in Taihu Region*, Journal of Natural Resources, vol. 17, no. 2, pg. 221-228;
- [2]. Chen Zhenlou, Xu Shiyuan, Xu Qixin, et al. (2001) - *Laws and Regulation Countermeasures of Surface Water Pollution in Yangtze River Delta*, Resources and Environment in the Yangtze Basin, vol. 10, no. 4, pg. 352-359;
- [3]. Zhu Song, Fang Peinan, Lan Xuechun (2009) - *Research Review on Runoff Pollution*, Chinese Agricultural Science Bulletin, vol. 25, no. 12, pg. 240-245;
- [4]. Hao Liling, Zhang Jinzhong, Wang Xiaoke (2012) - *Research on Rainfall Runoff Pollution of Different Underlying Surfaces in Chongqing Urban Residential Area and its Control*, Chongqing: Southwest University Environmental Engineering Faculty;
- [5]. Li Chunlin, Hu Yuanman, Liu Miao, et al. (2013) - *Progress on Urban Non-Point Source Pollution Research*, Chinese Journal of Ecology, vol. 32, no. 3, pg. 492-500;
- [6]. Yang Cuiling, Zu Yanqun, Li Yuan (2013) - *Research on Farm Runoff Pollution Reduction through Intercropping by Different Ratios of Vegetable and Corn*, Journal of Agro-Environment Science, vol.32, no.2, pg.378-384;

农村径流处理技术

传统的农村雨水排水方式是随地漫流,这种方式存在诸多弊端。探求如何满足环境、生态、经济等多重效益的雨水径流管理措施,是农村径流面临的问题之一。

人工湿地处理农村面源污染取得了很好的效果 [14-15],对 $\text{NH}_4^+\text{-N}$ 、TN、TP 的去除率均在 80% 以上。坡度缓冲带在滞缓径流污染中也有效改善了河道水质[16]。雨水调蓄池、植被浅沟、塘等[17]多种 BMPs 生态处理技术已广泛应用于处理农村径流污染,其中生物滞留池技术作为新兴的径流处理技术逐渐被应用于径流污染物[18-20]取得很好的效果。对于农村用地条件及土壤性质,采用生物生态方式处理径流污染是可行的。建议在家禽养殖点及改善的化粪池旁可采取组合生态处理技术处理径流污染,运行费用小且能明显改善水质,处理水部分回用,其余补充地下水。

结论

(1) 对于不同降雨强度,径流形成时间延后 40-210min。降雨量大于 1mm 时在调查区内可形成径流;

(2) 径流量和降雨量变化规律相似,均先增大后减小;

(3) 家禽养殖点和化粪池区水质变化规律相同, TN 均出现 "V" 型变化, 氨氮浓度比例低。TP 和 COD 变化趋势相同, 径流稳定后波动较小。家禽区 TP 浓度在相同雨强时比化粪池区浓度高;

(4) 在径流形成前 10min 内污染值最高, 稳定后水质浓度下降, 均低于初始值。

参考文献

- [1]. 秦伯强, 吴庆农, 高俊峰. (2002) - 太湖地区的水资源与水环境. 自然资源学报, 第 17 卷, 第 2 期, 221-228;
- [2]. 陈振楼, 徐世远, 徐启新, 等. (2001) - 长江三角洲地表水环境污染规律及调控对策. 长江流域资源与环境, 第 10 卷, 第 4 期, 352-359;
- [3]. 朱松, 方沛南, 蓝雪春. (2009) - 降雨径流污染研究综述. 中国农学通报, 第 25 卷, 第 12 期, 240-245;
- [4]. 郝丽岭, 张进忠, 王敏科 (2012) - 重庆城市居民区不同下垫面降雨径流污染及其控制研究. 重庆:西南大学环境工程学院;
- [5]. 李春林, 胡运满, 刘森, 等. (2013) - 城市非点源污染研究进展. 生态学杂志, 第 32 卷, 第 3 期, 492-500;
- [6]. 杨翠玲, 祖艳群, 李元. (2013) - 不同配比的蔬菜与玉米间套作削减农田径流污染的研究. 农业环境科学学报, 第 32 期, 第 2 期, 378-384;

- [7]. Department of Civil and Environmental Engineering, University of Auckland, Private Bag 92019 et al. (2012) - *Stormwater BMP treatment performance variability for sediment and heavy metals*, Separation and Purification Technology, vol. 84, pg. 95-103;
- [8]. Blecken G.T., Zinger Y., Deletic A. et al. (2010) - *Laboratory study on storm water biofiltration: Nutrient and sediment removal in cold temperatures*, Journal of Hydrology, vol. 394, pg. 507-514;
- [9]. T Environmental Protection Administration (2002) - *Water and Wastewater Monitoring Analysis Method*. Beijing: China Environmental Science Press;
- [10]. Luo Zhuanxi, Zhu Bo, Wang Tao, et al. (2008) - *Rainfall Runoff Pollution Characteristics of Rural Towns in Purple Soil Hilly Area*, Acta Scientiae Circumstantiae, vol. 28, no. 9, pg. 1823-1831;
- [11]. Zhang Jianghua, Wu Huanyu, Luo Dawei, et al. (2013) - *Toilet Health Survey for Dujiangyan Rural Household*, Environmental and Occupational Medicine, vol. 30, no. 2, pg. 131-133;
- [12]. Su Baolin, Li Hui, Zhang Lei, et al. (2011) - *Analysis of Grapes Runoff Pollution Laws in Taige Canal Basin*. Journal of Ecology and Rural Environment, vol. 27, no. 6, pg.32-36;
- [13]. Wu Bei, Wang Hui, Huang Wei, et al. (2007) - *Runoff Pollution Characteristics of Different Functional Areas in Suzhou City*, Water Resources Protection, vol. 23, no. 2, pg. 57-63;
- [14]. Yu Zhimin, Yuan Xiaoyan, Shi Weiming (2010) - *Constructed Wetland Treatment Technology for Point Source Polluted Water*, Chinese Agricultural Science Bulletin, vol. 26, no. 3, pg. 264-268;
- [15]. Lu Shaoyong, Zhang Pengyi, Yu Gang, et al. (2007) - *Progress of Agricultural Runoff Treatment in Constructed Wetland*, Acta Ecologica Sinica, vol.27, no. 6, pg. 2627-2635;
- [16]. Qian Jin, Wang Chao, Wang Peifang, et al. (2009) - *Progress of Purification Mechanism and Appropriate Width in Buffer Zone of Lakeside Band*, Advances in Water Science, vol. 2, no. 1, pg. 139-143;
- [17]. Che Wu, Liu Yan, Li Junqi. (2003) - *Rainwater Quality and Pollution Control of Domestic and Abroad Cities*, Water & Wastewater Engineering, vol. 29, no. 10, pg. 38-41;
- [18]. Sebastien Le Coustumer, Tim D. Fletcher et al. (2009) - *Hydraulic performance of biofilter systems for stormwater management: Influences of design and operation*, Journal of Hydrology, vol. 376, pg. 16-32;
- [19]. Kleinheinz G.T., Zehms T., Koenig K. (2008) - *Evaluation of Stormwater Biofilter Media for Escherichia coli Removal in a Laboratory Micocosm*. Air, Soil and Water Research, vol. 1, pg. 3-12;
- [20]. Henderson C., Greenway M., Phillips I. (2007) - *Removal of dissolved nitrogen, phosphorus and carbon from stormwater by biofiltration mesocosms*, Water Science and Technology, vol. 55, no. 4, pg. 183-191;
- [21]. Mookappa Naik C.K., Kousar H. (2012) - *Evaluation of water quality of Padavagodu tank, sagar taluk, Karnataka, India*, Nature Environment and Pollution Technology, vol. 11, no. 3, pg. 481-484.
- [7]. 土木与环境工程部分, 奥克兰大学, 专用袋 92019 .等. (2012) - 沉积物和重金属之雨水 BMP 处理性能可变性. 分离纯化技术, 第 84 期, 95-103;
- [8]. Blecken G.T., Zinger Y., Deletic A. (2010) - 雨水生物过滤实验研究: 低温下去除营养物质和沉积物. 水文学杂志, 第 394 卷, 507-514;
- [9]. 国家环境保护总局. (2002) - 水和废水监测分析方法. 北京: 中国环境科学出版社;
- [10]. 罗专溪, 朱波, 汪涛. (2008) - 紫色土丘陵区农村集镇降雨径流污染特征. 环境科学学报, 第 28 卷, 第 9 期, 1823-1831;
- [11]. 张江华, 吴寰宇, 罗大为, 等. (2013) - 都江堰市农村户厕卫生状况调查. 环境与职业医学, 第 30 卷, 第 2 期, pp. 131-133;
- [12]. 苏保林, 李卉, 张磊, 等. (2011) - 太□运河流域葡萄径流污染规律分析. 生态与农村环境学报, 第 27 卷, 第 6 期, 32-36;
- [13]. 吴蓓, 汪□, 黄玮, 等. (2007) - 苏州城区不同功能区地表径流污染特征. 水资源保护, 第 23 卷, 第 2 期, 57-63;
- [14]. 余志敏, 袁晓燕, 施卫明. (2010) - 面源污染水治理的人工湿地治理技术. 中国农学通报, 第 26 卷, 第 3 期, 264-268;
- [15]. 卢少勇, 张彭义, 余刚, 等. (2007) - 人工湿地处理农业径流的研究进展. 生态学报, 第 27 卷, 第 6 期, 2627-2635;
- [16]. 钱进, 王超, 王沛芳, 等. (2009) - 河湖滨岸缓冲带净污机理及适宜宽度研究进展. 水科学进展, 第 2 卷, 第 1 期, 139-143;
- [17]. 车伍, 刘燕, 李俊奇. (2003) - 国内外城市雨水水质及污染控制. 给水排水, 第 29 卷, 第 10 期, 38-41;
- [18]. Sebastien Le Coustumer, Tim D. Fletcher et al. (2009) - 雨水管理之生物滤器系统水力性能: 设计和操作的影响. 水文学杂志, 第 376 卷, 16-32;
- [19]. Kleinheinz G.T., Zehms T., Koenig K. (2008) - 实验室雨水过滤器媒介去除大肠杆菌的评估. 空气、土壤和水的研究, 第 1 卷, 3-12;
- [20]. Henderson C., Greenway M., Phillips I. (2007) - 通过生物膜过滤系统去除雨水溶解氮、磷和碳. 水质科学与技术, 第 55 卷, 第 4 期, 183-191;
- [21]. Mookappa Naik C.K., Kousar H. (2012) - 印度卡纳塔克邦萨加尔乡帕达瓦古度水库水质评价. 自然环境和污染技术, 第 11 卷, 第 3 期, 481-484.

INFLUENCE OF BLENDING CONDITIONS ON MORPHOLOGY AND RESISTANCE AT IMPACT OF TERNARY BIOPOLYMERS BLENDS OF PLA/PBAT/PA

INFLUENȚA REGIMULUI DE AMESTECARE ASUPRA MORFOLOGIEI ȘI REZISTENȚEI LA IMPACT A BIOPOLIMERILOR TERNARI AMESTECURI DE PLA/PBAT/PA

Ph.D. Stud. Eng. Fodorean G.¹⁾, Ph.D. Eng. Cioica N.²⁾, Ph.D. Stud. Eng. Nagy M.²⁾,
 Assoc. Prof. Ph.D. Eng. Atanasov At.³⁾, Ph.D. Eng. Covaliu C.⁴⁾

¹⁾Technical University of Cluj Napoca / Romania; ²⁾INMA Bucharest / Romania; ³⁾University of Rousse / Bulgaria;

⁴⁾P.U. Bucharest / Romania

E-mail: Gabriel.Fodorean@auto.utcluj.ro

Abstract: Bioplastics (defined either as bio-based or biodegradable), automotive industry and agriculture are closely connected. On one side, renewable resources from agriculture are basic feedstock for bioplastics manufacturing. On the other side, products made from bioplastic materials have many applications in agriculture, in packaging for food industry, in construction and in automotive industry. If bioplastics are biodegradable, the life cycle can be closed by degrading them in industrial or home composters. The purpose of the work was to explore the relationship between the composition of a ternary bioplastic blends and its mechanical properties. Three polymers were used, PLA, PBAT and PA. PLA (polylactide) is a bio-based polymer produced by Nature Works, designed for injection moulding applications. PBAT (ecoflex F BX 7011) is an oil-based, biodegradable polymer designed for film extrusion and extrusion coating, produced by BASF. PA (platamid HX 2656) is a bio-based polymer produced by ARKEMA, designed to be used in textile industry, for adhesives and coatings. Relationship between blend composition, morphology and impact strength will be given.

Keywords: bio polymers, ternary blend, blending conditions, morphology, resistance at impact

INTRODUCTION

Biopolymers represent an area where biodegradability would be a tremendous asset to a variety of casings elements, insulation and packaging products. Starch, it's a key component of these renewable raw materials and is becoming an increasingly important input to activities outside the food industry due to the variety of ways in which it can be modified to find applications in industry.

Biopolymer blending is a convenient and attractive route for obtaining new biopolymer materials with great properties, adapted to different applications. Making a parallel between the developments of a new biopolymer, making blends of currently available biopolymers offers significant savings in time and cost, and the blend properties may be tuned by changing the composition [4, 7]. Therefore, achieving compatibilization of immiscible polymer blends it was a long-standing academic and technological challenge.

In the last period, despite of the very large number of studies on the compatibilization of binary biopolymer blends, some studies have considered ternary or multi-component biopolymer blends [8,10].

MATERIAL AND METHOD

The material used in this experiment was PLA polymer 3051D (polylactide) produced by Nature Works [2], PBAT (ecoflex F BX 7011) produced by BASF [1] and PA (platamid) produced by ARKEMA. The characteristics of PLA 3051D, supplied by Nature Works are shown in table 1.

PLA (polylactide) polymer 3051D is designed for injection moulding applications where the requirements are clarity

Rezumat: Bioplasticele (definite fie ca și bio-ecologice sau biodegradabile), industria auto și agricultura sunt strâns legate. Pe de o parte, resursele regenerabile din agricultură sunt materia primă de bază pentru fabricarea maselor plastice biodegradabile. Pe de altă parte, produsele fabricate din materiale bioplastice au multe aplicații în agricultură, în domeniul ambalajelor pentru industria alimentară, în construcții și în industria auto. Dacă bioplasticele sunt biodegradabile, ciclul de viață poate fi închis prin degradarea lor în compost industrial sau casnic. Scopul lucrării a fost de a explora relația dintre compoziția unor amestecuri de bioplastic ternar și proprietățile lor mecanice. Au fost folosiți trei polimeri, PLA, PBAT și PA. PLA (polilactidă) este un polimer pe bază bio produs de „Nature Works”, destinat aplicațiilor de turnare prin injecție. PBAT (ecoFLEX F BX 7011) este un polimer biodegradabil pe bază de ulei conceput pentru extrudarea foliilor și acoperiri prin extrudare, produs de BASF. PA (platamid HX 2656) este un polimer de origine biogenă, produs de ARKEMA, conceput pentru a fi utilizat industria textilă, de adezivi și pentru acoperiri. Va fi stabilită relația dintre compoziție amestecului, morfologie și rezistența la impact.

Cuvinte cheie: bio-polimer, amestec ternar, condiții de amestecare, morfologie, rezistența la impact

INTRODUCERE

Biopolimerii reprezintă un domeniu în care biodegradabilitatea ar fi un atu extraordinar pentru o varietate de elemente de învelitori, izolanții și produse de ambalare. Amidonul, este o componenta cheie a acestor materii prime regenerabile și devine un input de o importanță crescândă în activități din afara industriei alimentare datorită varietății modurilor în care poate fi modificat pentru a-i găsi aplicații în industrie.

Amestecul de biopolimeri este o cale atractivă și convenabilă pentru obținerea de noi materiale biopolimerice cu proprietăți bune, adaptate la diferite aplicații. Facând o paralelă între evoluția unui nou biopolimer, realizarea amestecurilor de biopolimerilor disponibili în prezent, oferă economii semnificative de timp și costuri, și proprietățile amestecului poate fi reglate prin schimbarea compoziției [1, 2]. Prin urmare, realizarea compatibilizării amestecurilor de polimeri nemiscibil a fost o provocare academică și tehnologică de lungă durată.

În ultima perioadă, în ciuda unui număr foarte mare de studii privind compatibilizarea amestecurilor de biopolimeri binare, unele studii au luat în considerare amestecuri de biopolimeri ternare sau multi-component [4, 5].

MATERIAL ȘI METODĂ

Materialele folosite în acest experiment au fost polimerii: PLA 3051D (polilactidă), produs de „Nature Works” [2], PBAT (ecoFLEX F BX 7011), produs de BASF [1] și PA (platamid) produse de Arkema. În tabelul 1 sunt prezentate caracteristicile PLA 3051D, furnizat de „Nature Works”.

Polimerul PLA (polilactidă) 3051D este destinat pentru aplicații de turnare prin injecție, caz în care cerințele sunt claritate cu

with heat deflection temperatures lower than 55°C.

The variety of products made with PLA continues to grow rapidly. Applications include cutlery, cups, plates, saucers and outdoor parts.

The characteristics of PBAT (ecoflex F BX 7011) used, supplied by BASF are shown in table 2.

temperaturi a deflectorului de căldură mai mici de 55° C.

Varietate de produse realizate din PLA continuă să crească rapid. Aplicațiile includ tacâmuri, pahare, farfurii, farfurioare și piese pentru activități în aer liber.

Caracteristicile PBAT (ecoFLEX F BX 7011) utilizat, furnizat de BASF sunt prezentate în tabelul 2.

Table 1 / Tabel 1

PLA 3051D material proprieties / Proprietățile materialului PLA 3051D

Property/ Proprietate	Value / Valoare	Test Method / metoda testare
Density/ Densitate (g/cc)	1.25	ASTM D792
Melting Index/ Index topire g/10min (210°C/2.15Kg)	10 to 25	ASTM D1238
Melting Point/ Punct de topire, °C	200°C	DSC
Relative Viscosity/ Viscositate relativa (Pa·s)	3.0-3.5	
Tensile Strength/ Rezistența la rupere, (MPa)	48	ASTM D638
Elongation/ Intindere %	2.5	ASTM D638
Notched Impact/ Reziliența, (J/m)	0.16	ASTM D256

Table 2 / Tabel 2

PBAT (ecoflex F BX 7011) material proprieties / Proprietățile materialului PBAT(ecoflex FBX7011)

Property/ Proprietate	Value / Valoare	Test Method / metoda testare
Density/ Densitate (g/cc)	1.25 to 1.27	ASTM D792
Melting Index/ Index topire, g/10min (190°C/2.16Kg)	2.7 to 4.9	ASTM D1238
Melting Point/ Punct de topire, °C	110 to 120	DSC
Tensile Strength/ Rezistența la rupere, (MPa)	34	ASTM D638
Elongation/ Intindere %	700	ISO 527
Water Permeation Rate / Rata permeabilitate la apa, g/(m ² *d)	140	DIN 53122

Ecoflex F BX 7011 comes closer than any other biodegradable plastic to the processing properties of a classic polymer. A flexible plastic designed for film extrusion and extrusion coating. Blown film extrusion is a particular area where PBAT shows well-balanced processing properties and the resin can be used in extrusion coating applications.

The density of PA PLATAMID HX 2656 is 1.1 (g/cc), having a melting point around 115-120 °C.

A laboratory internal mixer type Haake Rheomix R600 (Fig. 1) with mixing chamber volume of 50 cm³ was used to conduct the extrusions. Like we can see in the figure 1, this extruder has two counter-rotates rotors and allows to impose a tangential kneading type at a shear rate given. This device can also measure the temperature of the material and the engine torque exerted by the fluid on the rotor blades.

Ecoflex F BX 7011 se apropie mai mult decât orice alt material plastic biodegradabil de proprietățile de prelucrare ale unui polimer clasic. Un material plastic flexibil conceput pentru extrudarea foliilor și acoperire prin extrudare. Extrudarea foliilor prin suflare este o zonă particulară unde PBAT prezintă proprietăți de prelucrare echilibrate și rășina poate fi folosită în aplicații de acoperire prin extrudare.

Densitatea PA PLATAMID HX 2656 este de 1,1 (g / cc), și are punctul de topire în jurul valorii de 115-120 ° C.

Pentru a realiza extruzarea s-a folosit un amestecator intern de laborator de tip Haake Rheomix R600 (Fig. 1), cu volumul camerei de amestecare de 50 cm³. Așa cum se poate observa în fig.1, acest extruder are două rotoare contra-rotative și permite impunerea unei malaxări tangențiale la o viteză de forfecare dată. Acest aparat poate de asemenea măsura și temperatura materialului și cuplul motor exercitat de fluid pe paletele rotorului.

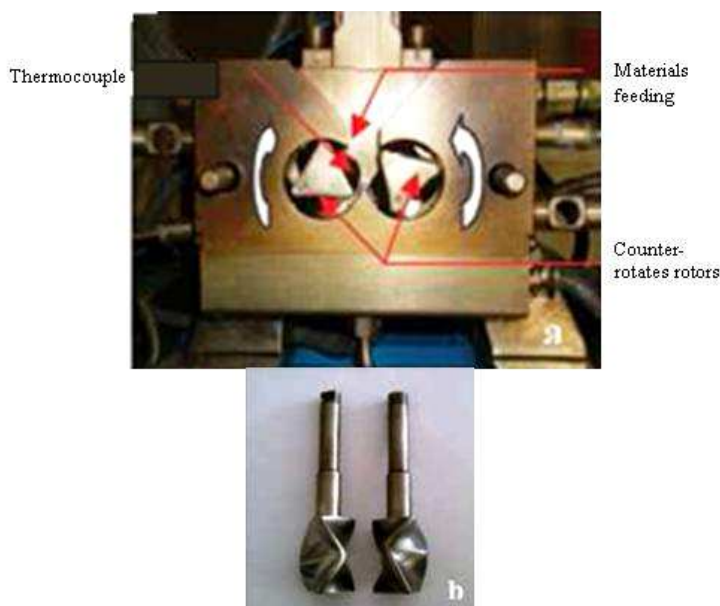


Fig. 1 - Internal mixer Haake Rheomix 600: (a) mixing chamber, (b) Contra-rotates rotors, profiles / Amestecator intern Haake Rheomix 600: (a) camera de amestecare, (b) rotoare contra-rotative, profile

The chamber of extruder was fed at 80 % from full capacity. The experiments characteristics are:

- *Experiment 1* - 60 % PLA / 20 % PBAT / 20 % PA – temperature 180 °C, mixing time 12 min., rotation speed 30 rot/min.;
- *Experiment 2* - 60 % PLA / 20 % PBAT / 20 % PA – temperature 180 °C, mixing time 12 min., rotation speed 50 rot/min.;
- *Experiment 3* - 60 % PLA / 20 % PBAT / 20 % PA – temperature 180 °C, mixing time 12 min., rotation speed 80 rot/min.;
- *Experiment 4* - 60 % PLA / 20 % PBAT / 20 % PA – temperature 180 °C, mixing time 12 min., rotation speed 100 rot/min.;
- *Experiment 5* - 60 % PLA / 20 % PBAT / 20 % PA – temperature 170 °C, mixing time 12 min., rotation speed 80 rot/min.;
- *Experiment 6* - 60 % PLA / 20 % PBAT / 20 % PA – temperature 190 °C, mixing time 12 min., rotation speed 80 rot/min.;
- *Experiment 7* - 60 % PLA / 20 % PBAT / 20 % PA – temperature 180 °C, mixing time 20 min., rotation speed 80 rot/min.;
- *Experiment 8* - 60 % PLA / 20 % PBAT / 20 % PA – temperature 180 °C, mixing time 8 min., rotation speed 80 rot/min.

Before blending all feeding material was dried in the oven at 80 °C, minimum 4 hours. All blends was mixed 12 min. at 180 °C having a rotors speed of 80 rpm. After blending, the material was collected in one use bags, crushed in small pieces and formed in bars by compression moulding. The compression moulding process (Figure 2) was made at 180 °C for all bars.

From each blend were formed 3÷4 bars. After that, each bar was tested separately at resistance at impact. The dimensions of the bars were 80 x 10 x 3 mm. The depth under the notch of the specimen is 8 mm.

Camera extruderului a fost alimentata la 80% din capacitatea totala. Caracteristicile experimentelor sunt:

- *Experimentul 1* - 60% PLA / 20% PBAT / 20% PA - temperatura 180 ° C, timp de amestecare 12 min, viteza de rotație 30 rot / min.;
- *Experimentul 2* - 60% PLA / 20% PBAT / 20% PA - temperatura 180 ° C, timp de amestecare 12 min, viteza de rotație 50 rot / min.;
- *Experimentul 3* - 60% PLA / 20% PBAT / 20% PA - temperatura 180 ° C, timp de amestecare 12 min, viteza de rotație 80 rot / min.;
- *Experimentul 4* -60% APL / 20% PBAT / 20% PA - temperatura de 180 ° C, timp de amestecare 12 min, viteza de rotație de 100 rot / min.;
- *Experimentul 5* -60% PLA / 20% PBAT / 20% PA - temperatura 170 ° C, timp de amestecare 12 min, viteza de rotație 80 rot / min.;
- *Experimentul 6* -60% APL / 20% PBAT / 20% PA - temperatura de 190 ° C, timp de amestecare 12 min, viteza de rotatie de 80 rot / min.;
- *Experimentul 7* -60% PLA / 20% PBAT / 20% PA - temperatura 180 ° C, timp de amestecare 20 min, viteza de rotație 80 rot / min.;
- *Experimentul 8* -60% PLA / 20% PBAT / 20% PA -. Temperatura 180 ° C, timp de amestecare 8 min, viteza de rotație 80 rot / min.

Înainte de amestecarea toate materialele de alimentare s-au uscat în cuptor la 80 ° C, minim 4 ore. Toate amestecurile s-au amestecat 12 min. la 180 ° C cu o viteză a rotoarelor de 80 rpm. După amestecare, materialul a fost colectat în saci, zdrobit în bucăți mici și modelat în bare prin formare prin comprimare. Procesul de formare prin comprimare (figura 2), a fost efectuată la 180 ° C pentru toate barele.

Din fiecare amestec s-au realizat 3-4 epruvete. După aceasta fiecare bară a fost testată separat, la rezistență la impact. Dimensiunile barelor au fost de 80 x 10 x 3 mm. Adancimea desub crestatură a epruvetelor este de 8 mm.



Fig. 2 - Compression moulding machine used to form the test bars /
Masina de formare prin comprimare utilizata la realizarea barelor de testare

RESULTS

The determined parameter from resistance at impact tests is impact strength according to ISO, expressed in kJ/m^2 . Impact strength (noted R_e) is calculated by dividing impact energy, in J, by the area under the notch. The machine used for determination of impact strength is CESAT 9050 Impact Pendulum (Figure 3). This machine is designed for determining the resilience of thermoplastic materials to impact.

REZULTATE

Parametrul determinat pentru testele de rezistența la impact este rezistența la impact în conformitate cu ISO, exprimată în kJ/m^2 . Rezistența la impact (notată R_e) se calculează prin împărțirea energiei de impact, în J, la suprafața de sub crestatură. Mașina folosită pentru determinarea rezistenței la impact este CESAT 9050 Pendulum impact (figura 3). Acest aparat este destinat determinării capacității de rezistență a materialelor termoplastice la impact.

Tests according to internationally recognized standards belonging to Charpy, Izod, Pipe and tensile impact methods, ranging in energy from 0.5 - 50J.

Testele de rezistență la impact sunt în conformitate cu standardele recunoscute la nivel internațional aparținând lui Charpy, Izod, Pipe, metodele de testare la impact, având un interval de variație între 0,5-50 J.



Fig 3. Resistance at impact testing machine CEAST9050 / Echipament pentru testarea rezistenței la impact CEAST9050

A graphical interpretation of experimental data is presented in Figure 4, Figure 5, Figure 6.

O interpretare grafică a datelor experimentale este prezentată în figurile 4, 5 și 6.

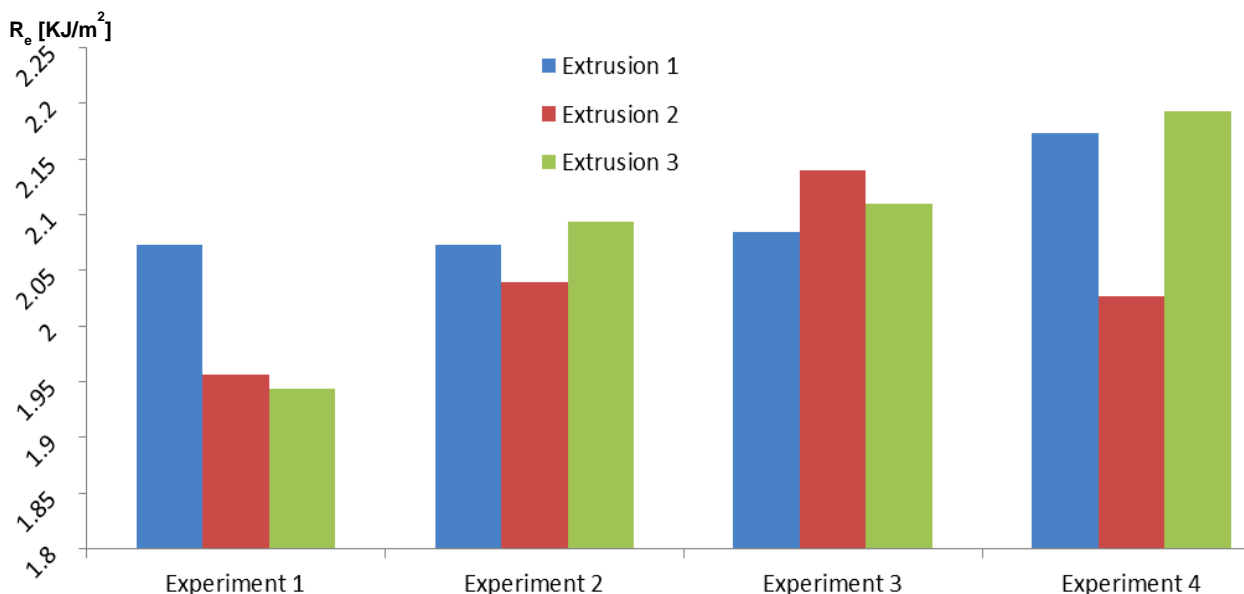


Fig. 4 - Influence of rotation speed to the impact strength for studied blends / Influența vitezei de rotație asupra rezistenței la impact pentru amestecurile studiate

From graphic representation from Figure 4 we can observe that an increasing of rotation speed (up to 100 rpm) during the blending is benefic for obtaining a higher resistance at impact properties.

From graphic representation from Figure 5 we can observe that the optimal temperature during the mixing is at 180 °C.

If we decrease the temperature value (170 °C, Experiment 5) during the mixing we obtain smaller values for resistance at impact.

If we use a higher temperature (190°C, Experiment 6) during the mixing we can observe a decreasing of resistance at impact values.

Din reprezentarea grafică din figura 4 se poate observa că o creștere a vitezei de rotație (de până la 100 rpm) în timpul amestecării este benefică pentru a obține proprietăți de rezistență la impact mai mare.

Din reprezentarea grafică din figura 5 se observă că temperatura optimă în timpul amestecării este de la 180° C.

Dacă reducem valoarea temperaturii (170°C, Experiment 5) în timpul amestecării se obțin valori mai mici pentru rezistența la impact.

Dacă folosim o temperatură mai mare (190°C, Experiment 6) în timpul amestecării se poate observa o scădere a valorii rezistenței la impact.

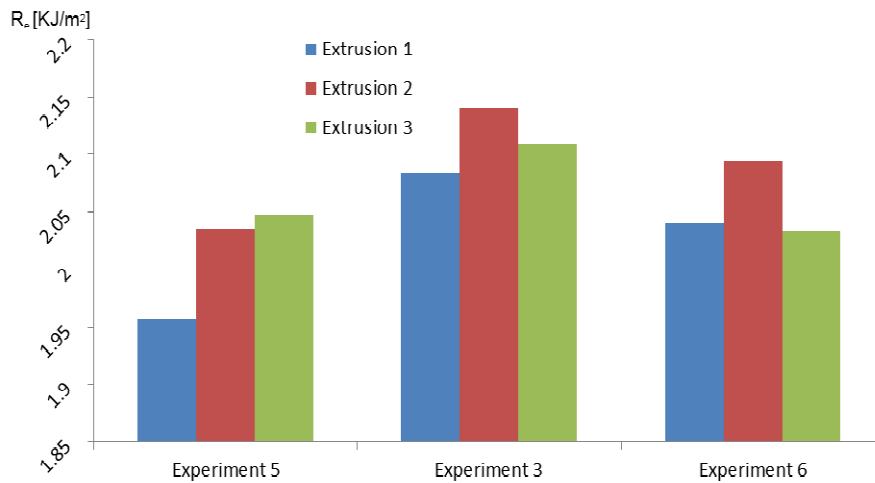


Fig. 5 - Influence of process temperature to the impact strength for studied blends / Influenta temperaturii procesului asupra rezistentei la impact a amestecurilor studiate

From graphic representation presented in Figure 6 we can observe that the optimal mixing time (using internal mixer Haake Rheomix 600) is at 12 min. If we use a smaller mixing time (8 min., Experiment 8), the results for resistance at impact test are decreasing. Same situation if we use a bigger mixing time (20 min., Experiment 7).

In parallel it was made a morphology study of the mixed blends. The obtained morphology is presented in the Figure 7.

Din reprezentarea grafică prezentată în figura 6 se poate observa că timpul de amestecare optim (folosind mixerul intern Haake Rheomix 600) este de 12 min. Dacă folosim un timp mai mic de amestecare (8 min., Experiment 8), rezultatele pentru rezistența la testul de impact sunt în scădere. Apare aceeași situație dacă folosim un timp de amestecare mai mare (20 min., Experiment 7).

În paralel, s-a fost făcut un studiu morfologia amestecuri mixte. Morfologia obținut este prezentată în figura 7.

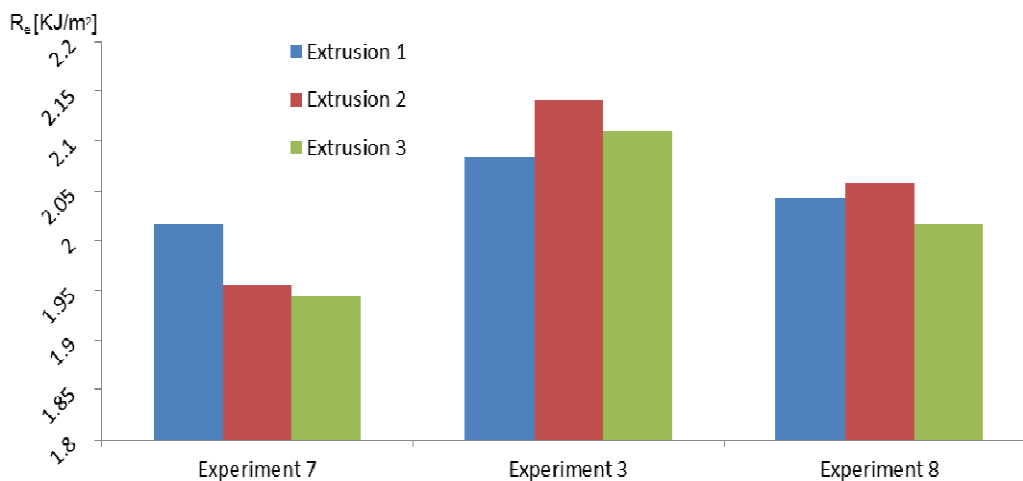


Fig.6 - Influence of extrusion time to the impact strength for studied blends/ Influenta timpului de extrudare asupra rezistentei la impact a amestecurilor studiate

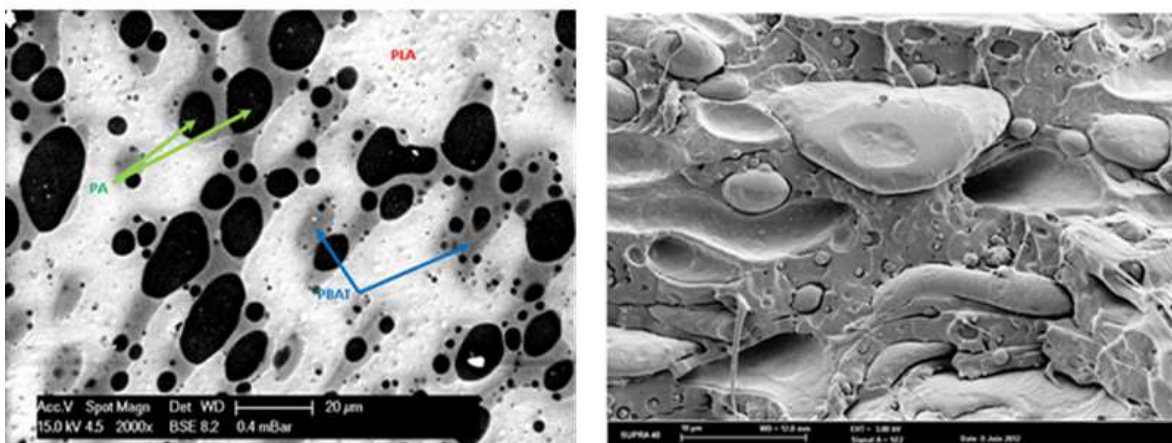


Fig. 7 - Photos with obtained morphology for 60% PLA / 20% PBAT / 20% PA (Experiment 3) / Fotografii cu morfologia obtinuta pentru 60% PLA / 20% PBAT / 20% PA

The samples for microscope observations were prepared through cryo fracture by cooling in liquid azote, after that deposit a thin layer of platinum on the studied surface.

For microscope observation it was used ESEM laboratory equipment ZEISS SUPRA 40 with GEMINI column. Another used electronic microscope it was Philips XL30.

After all these experimental studies, we can say that the best volume ratio for obtaining the best resistance at impact, between PLA/PBAT/PA ternary blends is 60/20/20. The best resistance at impact is obtained in case of Experiment 4 with 100 rpm, 180 °C during 12 min.

CONCLUSIONS

By combining three biopolymers, we can obtain a biopolymer blend with new properties. By changing the matrix volume ratio in the blend, we can obtain different materials with different mechanical properties, adapted to each application. In the present study, we used three biodegradable polymers.

If the goal is to design a material with good mechanical properties, an option is to use PLA as the matrix and PBAT and PA as the inclusion. This leads to good impact properties. To use, for example, this polymer blend to make foil would require to increase the volume ratio of the PBAT in the blend.

In general, to increase mechanical properties will require adding compatible agents or a third component, or both.

Acknowledgement

This research was supported by a grant from Q-DOC project of Technical University of Cluj-Napoca, Romania.

REFERENCES

- [1]. Besson F., Budtova T. (2012) - *Cellulose ester-polyolefine binary blend: Morphological, rheological and mechanical properties*, European Polymer Journal, Vol. 48 pp. 981-989;
- [2]. Della Valle G., Vergnes B. and Lourdin D. (2007) - *Viscous properties of thermoplastic starches from different botanical origin*. International Polymer Processing, Vol. 22, p. 471-479.
- [3]. Kosaka P. M., Kawano Y., Fantini M., Petri D. (2006) - *Structure and properties of maleated linear low-density polyethylene and cellulose acetate butyrate blends*, Macromolecular Materials and Engineering, vol. 291, pp. 9-531;
- [4]. Paul D.R., Bucknell C.B. (2000) - *Polymer blends: formulation & performance*, New York: Wiley;
- [5]. Rosa D., Guedes C., Bardi M. (2007) - *Evaluation of thermal, mechanical and morphological properties of PCL/CA and PCL/CA/PE-g-GMA blends*, Polymer Testing 2007. Vol. 26, pp.15 – 209;
- [6]. Roy S. B. et al. (2011) - *Polypropylene and Potato Starch Biocomposites: Physicomechanical and Thermal Properties*. Journal of Applied Polymer Science, vol. 120, pp. 3078-3086;
- [7]. Sperling L.H. (2005) - *Introduction to physical polymer science*, 4th ed. New York: Wiley;
- [8]. Yu L., Dean K. and Li L. (2006) - *Polymer blends and composites from renewable resources*, Progress in Polymer Science, Vol. 31, pp. 576-602;
- [9]. https://kyna.andersmanager.fi/data/doc/qp/3051d.certificato.pla_qpidoabuni.pdf, Jun 2012;
- [10]. www.plasticsportal.com/products/dspdf.php?type=iso¶m=Ecoflex+F+BX+7011.

Probele pentru observații microscopice au fost preparate prin metoda cryo fracture (răcire în azot lichid la -180 °C și fracturarea unei bucăți de material), după care s-a depus un strat subțire de platină pe suprafața studiată.

Pentru observarea microscop a fost folosit echipament de laborator ESEM ZEISS SUPRA 40 cu coloana GEMINI. Un alt microscop electronic folosit a fost Philips XL30.

După toate aceste studii experimentale putem spune că cel mai bun raport de volum pentru a obține cea mai bună rezistență la impact, între amestecurile ternare PLA/PBAT/PA este 60/20/20. Cea mai bună rezistență la impact s-a obținut în cazul Experimentului 4 având setată o turație de 100 rpm, o temperatură de 180 °C, timpul 12 min.

CONCLUZII

Prin combinarea a trei biopolimeri, putem obține un amestec biopolimerimERIC cu proprietăți noi. Prin schimbarea matricei raportului volumelor în amestec, se pot obține diferite materiale cu proprietăți mecanice diferite, adaptate pentru fiecare aplicație. În studiul de față, am folosit trei polimeri biodegradabili.

Dacă scopul este de a obține un material cu proprietăți mecanice bune, o opțiune este să se folosească PLA ca matrice și PBAT, PA ca și incluziuni. Acest lucru conduce la obținerea unor proprietăți de rezistență la impact bune. Dacă scopul este de a utiliza, acest amestec de polimeri pentru a face folie, este necesară creșterea raportului volumetric al PBAT în amestec.

În general, pentru a crește proprietățile mecanice va fi necesară adăugarea unor agenți de compatibilizare sau a unui al treilea component, sau ambele.

Aknowlegement

Aceste cercetari au fost sustinute de un grant de proiect Q-DOC al Universitatii Tehnice din Cluj-Napoca, Romania.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Besson F., Budtova T. (2012) – *Amestec binar de ester-de celuloza Proprietati morfologice, reologice si mecanice*, European Polymer Journal, vol. 48 pag. 981–989;
- [2]. Della Valle G., Vergnes B. și Lourdin D. (2007) – *Proprietatile vasculoase ale amidonului termoplastic de diferite origini botanice*, International Polymer Processing, Vol. 22, pag. 471-479;
- [3]. Kosaka P.M., Kawano Y., Fantini M., Petri D. (2006) - *Structura si proprietatile polietilenei de densitate mica si a amestecurilor de burirat acetat de celuloza*, Macromolecular Materials and Engineering, 2006. Vol. 291, pag. 9-531;
- [4]. Paul D.R., Bucknell C.B. (2000) – *Formularia & performanta amestecurilor de polimeri*, New York: Wiley;
- [5]. Rosa D., Guedes C., Bardi M. (2007) – *Evaluarea proprietatilor termice, mecanice si morfologice ale amestecurilor de PCL/CA si PCL/CA/PE-g-GMA*, Polymer Testing, vol. 26, pag.15 – 209;
- [6]. Roy S.B. et al. (2011) – *Proprietatile termice si fizico-mecanice ale biocompozitelor de amidon de cartofi si polipropilena*, Journal of Applied Polymer Science, Vol. 120, pag. 3078-3086;
- [7]. Sperling L.H. (2005) – *Introducere in stiinta polimerilor fizici*, editia 4. New York: Wiley;
- [8]. Yu L., Dean K. and Li L. (2006) – *Amestecuri de polimeri si compusi din resurse regenerabile*, Progress in Polymer Science, vol. 31, pag. 576-602;
- [9]. https://kyna.andersmanager.fi/data/doc/qp/3051d.certificato.pla_qpidoabuni.pdf, Jun 2012;
- [10]. www.plasticsportal.com/products/dspdf.php?type=iso¶m=Ecoflex+F+BX+7011.

INTEGRATED TECHNOLOGY FOR OBTAINING AGRIPELLETS

/

TEHNOLOGIE INTEGRATĂ DE OBȚINERE A AGRIPLETELOR

PhD. Stud. Eng. Voicea I.¹⁾, PhD. Stud. Eng. Danciu A.¹⁾, Ress.Assist. Dr. Selvi K.Ç.²⁾, PhD. Eng. Vlăduț V.¹⁾,
Prof. PhD. Eng. Voicu Gh.³⁾, Prof. PhD. Eng. Paraschiv G.³⁾, Tech. Grigore I.¹⁾

¹⁾INMA Bucharest / Romania; ²⁾Ondokuz Mayıs University / Turkey; ³⁾P.U. Bucharest / Romania
Tel: 0752161780, E-mail:voicea_iulian@yahoo.com

Abstract: In the paper is presented the technology of obtaining pellets and agripellets used by INMA Bucharest, aiming to determine the combustion characteristics of products obtained by technology of creating pellets and agripellets from agricultural and forestry solid biomass and identify the best recipes. Therefore, a number of 13 samples for analyses, as different mixtures (recipes), and biomass sampling have been submitted to laboratory analyses specific to solid fuels, in order to establish the main characteristics, which should allow the best recipes in terms of combustion degree.

Keywords: biomass, agripellets, technology, energy, calorific power, mixture recipes

INTRODUCTION

Biomass represents the whole vegetal agricultural production which can be converted in different forms of energy. The agricultural production comprises the principal production and the secondary production.

Main agricultural vegetal production is converted to bioalimentary energy and secondary agricultural vegetal production represents the principal source of biomass to be transformed in thermal energy [4].

According to European Union regulations, biomass represents the biodegradable share of products and wastes from agriculture, forestry and related industries, as well as biodegradable fraction from municipal and industrial wastes.

Main chemical composition of biomass is:

- lignin (C₄₀H₄₄O₆) = 15 – 30 %;
- cellulose (C₆H₁₀O₅) = 40 – 45 %;
- hemicellulose = 20-35 %.

Variation limits of the main three components are determined by respective species. Cellulose long polymers are used by plants for creating fibers, which offer the plant solidity, and lignin acts as a binder for cellulose fibers [2]. In order to manufacture the pellets the lignin content has to be as high as possible. For a high calorific power it is necessary that ratios O/C and H/C be as small as possible [1].

The main agricultural secondary products to be transformed in thermal energy as agripellets are [10], [11]:

- straw and straw cereals chaff (wheat, rye, barley, two-row barley, rice and oat);
- corn stalks and kernels;
- sunflower and rape stalks;
- soy, green peas and beans stems;
- tendrils of vine ;
- fruit trees branches.

Production and distribution flow to consumer, for producing and using pellets or briquettes (future ecological renewable fuel), presented in figure 1 start from vegetal biomass as raw material and comprises 9 phases up to fuel distribution and utilization by final consumer. [8].

For preparing materials involved in technological flux of manufacturing pellets and briquettes, the material used is only as wood chips or agricultural biomass chopped, all types of mobile or stationary choppers with disc or drum, as well as hammer mills appropriate to grind humid matter being studied. At the

Rezumat: În lucrare se prezintă tehnologia de obținere a peletelor și agripeletelor din cadrul INMA București unde s-a urmărit determinarea caracteristicilor combustibilității produselor obținute prin tehnologia de fabricare a peleților și agripeletelor din biomasa solidă agricolă și forestieră, în vederea identificării celor mai bune rețete. Astfel au fost prelevate un număr de 13 probe pentru analize, în diferite amestecuri (rețete), iar eșantioanele de probe din biomasa au fost supuse analizelor de laborator specifice combustibililor solizi în vederea stabilirii principalelor caracteristici, care să permită alegerea celor mai bune rețete din punct de vedere al combustibilității.

Cuvinte cheie: biomasa, agripelete, tehnologie, energie, putere calorică, rețete de amestec

INTRODUCERE

Biomasa exprimă totalitatea producției agricole vegetale care poate fi convertită în diferite forme de energie. Producția agricolă este formată din producția principală și din producția secundară.

Producția agricolă vegetală principală este transformată în energie bioalimentară iar producția agricolă vegetală secundară constituie principala sursă de biomasa care poate fi transformată de regulă în energie termică [4].

Conform legislației Uniunii Europene, biomasa reprezintă fracția biodegradabilă a produselor și deșeurilor din agricultură, domeniul forestier și industriile conexe acestora, precum și fracția biodegradabilă din deșeurile municipale și cele industriale.

Compoziția chimică principală a biomasei este:

- lignină (C₄₀H₄₄O₆) = 15 – 30 %;
- celuloză (C₆H₁₀O₅) = 40 – 45 %;
- hemi-celuloză = 20-35 %.

Limitele de variație a celor trei componente principale sunt determinate de specie. Polimerii celulozei lungi sunt folosiți de către plante pentru a construi fibrele care conferă plantei soliditate iar lignina acționează ca un liant ce ține fibrele de celuloză legate [2]. Pentru fabricarea peleților conținutul de lignină trebuie să fie cât mai mare. Pentru o putere calorică ridicată este necesar ca rapoartele O/C și H/C să fie cât mai mici [1].

Principalele produse agricole secundare care pot fi transformate în energie termică sub formă de agripelete sunt [10], [11]:

- paie și pleava de cereale păioase (grâu, secară, orz, orzoaică, orez și ovăz);
- tulpinile și ciocălăi de porumb;
- tulpinile de floarea soarelui și de rapiță;
- vrejii de soia, mazăre și fasole;
- corzile de viță de vie;
- crengile de pomi fructiferi.

Fluxul de fabricație și distribuție la consumator, pentru producția și utilizarea de peleți sau brichete (combustibil ecologic regenerabil al viitorului), prezentat în figura 1 pornește de la biomasa vegetală ca materie primă și parcurge 9 faze până la distribuirea și utilizarea acestor combustibili de către consumatorul final, [8].

Pentru pregătirea materialelor în fluxul tehnologic de fabricație a peleților sau a brichetelor se utilizează materialul numai sub formă de rumeguș sau tocătură de biomasa agricolă, studiindu-se toate tipurile de tocători cu disc sau cu tambur, mobile sau staționare, precum și morile cu ciocane specifice pentru măcinarea materialelor umede, în vederea obținerii granulației necesare pentru utilizarea materialelor în fluxul de fabricație. De asemenea au fost studiate și

same time, rotative sieves and sorters designed not only to sort but also to remove wastes tree bark, wood and non-wood pieces present in forestry or agricultural biomass, have been studied for obtaining a clean matter chopped without impurities [5].

sitele rotative și sortatoarele dimensionale care pe lângă sortarea dimensională, au și funcția de îndepărtare a deșeurilor, cojilor de copac, bucăților din materiale lemnoase și nelemnoase existente în biomasa forestieră sau agricolă în vederea obținerii unei tocături curate și fără impurități [5].

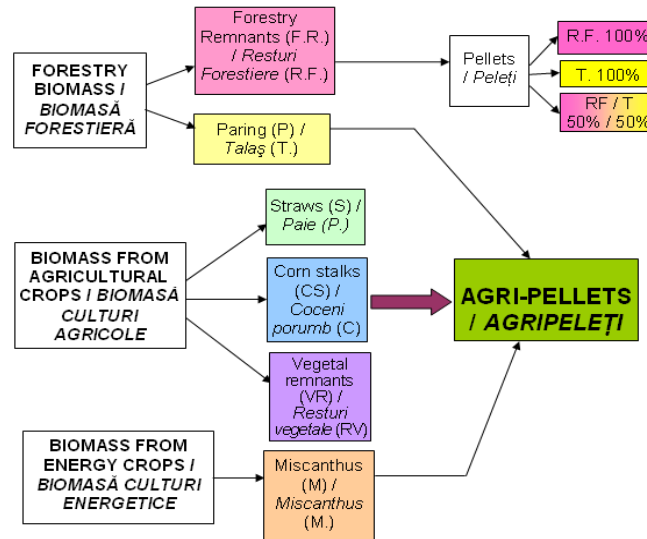


Fig. 1 –Technological flow for producing and distributing pellets / Fluxul tehnologic de fabricație și distribuție a peletilor -

MATERIAL AND METHOD

For achieving pellets and agripellets, a technological line designed and performed within INMA Bucharest has been used. It comprises :

- pelleting equipment;
- dimesion sorter;
- belt conveyor;
- tilted conveyor with belt and dryer;
- hopper.

By means of pelleting equipment with rotating matrix, pellets/agripellets can be achieved from agricultural and forestry solid biomass, their length being able to be adjusted within 10-30mm by means of adjustable knives.

Pelleting equipment (fig. 2) takes the material from dimensional sorter and produces pellets of 6-8 mm diameter, depending on their composition.

Dimensional sorter (fig. 3), is used to sort wood granulous materials and vegetal wastes by two dimensional fractions and to remove the wastes (trees bark, wood and non-wood pieces).

MATERIAL ȘI METODĂ

Pentru realizarea peletelor și agripeletelor s-a utilizat o linie tehnologică proiectată și realizată în cadrul INMA Bucuresti, compusă din:

- echipament de peletizare;
- sortator dimensional;
- transportor cu bandă;
- transportor înclinat cu bandă și uscător;
- buncăr.

Cu ajutorul echipamentului de peletizare cu matriță rotitoare, se pot realiza peleți / agripeleți din biomasă solidă agricolă și forestieră a căror lungime se poate regla în limitele 10 ÷ 30 mm cu ajutorul unor cuțițe reglabile.

Echipamentul de peletizare (fig. 2) preia materialul de la sortatorul dimensional și realizează peleți cu diametrul de 6-8 mm, funcție de amestec

Sortatorul dimensional (fig. 3), este utilizat la sortarea materialelor granuloase lemnoase și de resturi vegetale pe două fracții de dimensiuni și îndepărtarea deșeurilor (cojilor de copac, bucăților din materiale lemnoase și nelemnoase).

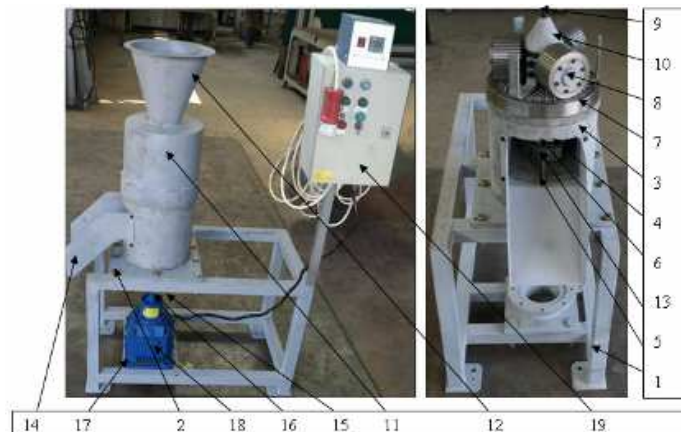


Fig. 2 – Pelleting equipment/ Echipamentul de peletizare - EP-0

1 - frame / cadru; 2 –support plate / placă suport; 3 - case / carcasă; 4 - shaft / arbore; 5 – evacuating rotor / rotor evacuare; 6 - cutting rotor / rotor tăiere; 7 - mould / matriță; 8 - pressing assembly / ansamblu presare; 9 - special screw / șurub special; 10 - leading cone / con dirijare; 11 - electrical installation / instalație electrică; 12 – protection case / carcasă protecție; 13 – lubricating system / sistem de gresare; 14 - evacuating spout / jgheab evacuare; 15 - dog clutch / cuplaj dințat; 16 – gearmotor axle / ax motoreductor; 17 - gearmotor support / suport motoreductor; 18 - gearmotor / motoreductor; 19 – electric installation / instalație electrică

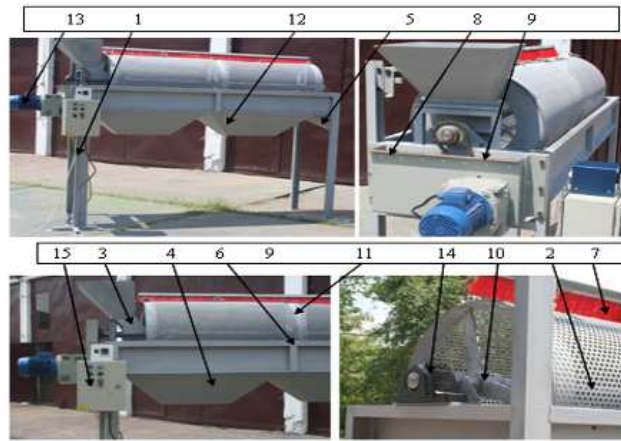


Fig. 3 – Dimensional sorting equipment / *Sortator dimensional SD 2630*

1 - frame / *cadru*; 2 - circular sieve/*sită circulară*; 3 - feeder hopper / *pâlnie alimentare*; 4 –evacuating funnel / *pâlnie de evacuare*; 5 - refusal funnel / *pâlnia de evacuare refuzuri*; 6 –separating wall/*perete despărțitor*; 7 – cleaning system / *sistem de curățat*; 8 – support plate / *placa suport*; 9 - strainer / *întinzător*; 10 - wheel / *roată I*; 11 - wheel / *roată II*; 12 –evacuating funnel / *pâlnia de evacuare*; 13 –gearmotor assembly / *ansamblu motoreductor*; 14 – sorting axle sleeve / *manșon ax sortator*; 15 – electric installation / *instalație electrică*

Belt conveyer TB 240 (fig. 4) is an equipment designed to transport of agricultural and forestry biomass chopped and sorted by size (or other similar materials in terms of size, density, specific weight and close friction coefficient), in buffer hoppers (for briquetage or pelleting operation) as well as, directly into feeding hopper of pelleting press or briquettes press.

Technological equipment designed to transport biomass chopped to other technological equipment of technological flow of manufacturing pellets/agripellets and assure biomass drying is represented by *tilted conveyor with belt and dryer – TIBU* (fig. 5).

Integrated technology of obtaining pellets and agripellets is shown in figure 6.

Transportorul cu bandă TB 240 (fig. 4) este un utilaj destinat transportului biomasei agricole și forestiere tocată și sortată dimensional (sau a altor materiale asemănătoare ca mărime, densitate, greutate specifică și coeficient de frecare apropiat), în buncăre tampon (pentru operația de brichetare sau pentru operația de peletizare) precum și direct în pâlnia de alimentare a presei de peletizare sau a celei de brichetare.

Echipamentul tehnologic conceput să realizeze transportarea biomasei tocate către alte echipamente tehnologice din cadrul fluxului tehnologic de fabricare a peleților / agripeleților și să asigure uscarea acestora după necesitate, este reprezentat de *transportorul înclinat cu bandă și uscător – TIBU* (fig. 5).

Tehnologia integrată de obținere a pelelelor și agripelelelor este prezentată în figura 6.



Fig. 4 – Belt conveyer TB-240 / *Transportor cu bandă TB - 240*

1 - Transporting assembly / *ansamblu transportor*; 2 – frame assembly / *ansamblu cadru*; 3 – feeding hopper / *buncăru de alimentare*; 4 - control panel / *panou de comandă*; 5 - frame/ *cadru*; 6, 7 – driving pulley / *role de antrenare*; 8, 9 - bearings / *lagăre*; 10 – magnetic separator / *separator magnetic*; 11 – transport belt / *bandă transportoare*; 12 - gearmotor / *motoreductor*; 13 - handles / *manținele*; 14 - belt supporting assembly / *ansamblu susținere bandă*; 15 – hooking element / *elementul de prindere*; 16 – special screw / *șurub special*; 17 - antirotation plate / *placa antirotire*

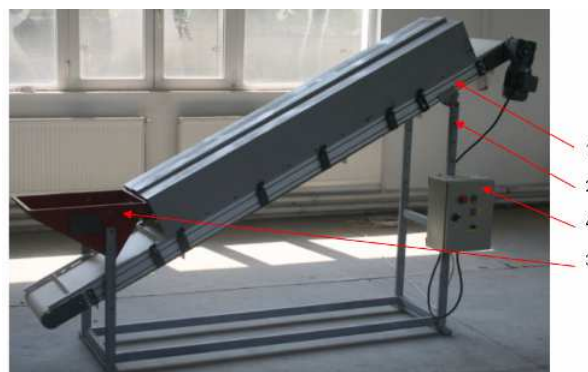


Fig.5 - Tilted conveyor with belt and dryer TIBU-0 / *Transportor înclinat cu bandă și uscător TIBU- 0*

1 - Transport assembly TIBU / *ansamblu transportor TIBU*; 2 – frame assembly / *ansamblu cadru*; 3 – hopper assembly / *ansamblu buncăr*; 4 - control panel / *panou de comandă*



Fig. 6 – Integrated technological line of obtaining pellets and agripellets / *Linie tehnologică integrată de obținere pelete și agripellete*

In general, a classical/alternative solid fuel, including biomass is made of:

- organic mass;
- anorganic mass;
- water/humidity (Wt).

Water/humidity (Wt) and anorganic (mineral) mass represent the non-fuel ballast formed by ashes and worsen the energetic quality.

Organic mass (C, H, N, S, O) represents the most important part of a solid fuel, as it has the features and characteristics necessary for being used for energetic valorisation, constituting also the combustion mass.

Chemical characteristics of solid fuels obtained from biomass are the following:

- C content– important characteristic which influences the caloric power must be as high as possible;
- O content– important characteristic which influences the caloric power must be as low as possible;
- H content– important characteristic which influences the caloric power must be as high as possible
- N content– influences NO_x (toxic)emissions and corrosion.

Limit humidity of biomass for combustion should not surpass 60% out of mass.

Total humidity, W_t , is formed of:

- *Absorbing humidity* - W_s^i , free or superficial (of surface) from large capillars, which has a normal vapour pressure and is easily removable by simple storing by air;
- *Hygroscopic humidity* - W_h^i , represents water physically bound from pores internal structure, which has smaller vapours pressure than normal one and is released only by drying at over 100°C (respectively 105°C), [6].

Caloric power can be calculated according to chemical composition.

Calculation formulae for caloric power, [9]:

1) depending on lignin content, where, (LC) - content of lignin reported to dry state without ashes:

$$Q = 88,9 (LC) + 16821,8 \text{ [kJ/kg]} \quad (1)$$

2) depending on fix carbon content, Cf (%) where:

$$Q = 196 Cf + 14119 \text{ [kJ/kg]} \quad (2)$$

3) depending on carbon, hydrogen, oxygen and nitrogen content:

$$Q = 33500 C + 14300 H - 15400 O - 14500 N \text{ [kJ/kg]} \quad (3)$$

For performing the determinations, was used an equipment "ELEMENTAL ANALYZER Flash EA 1112" which allows to simultaneously determine C, H, S, N, from

În general, un combustibil solid clasic/alternativ, inclusiv biomasa, este format din:

- masa organică;
- masa anorganică;
- apa/ umiditatea (Wt).

Apa/umiditatea (Wt) și masa anorganică (minerală) reprezintă balastul necombustibil care formează cenușa și care înrăutățește calitatea energetică.

Masa organică (C, H, N, S, O) reprezintă partea cea mai importantă a unui combustibil solid, deoarece este răspunzătoare de proprietățile și caracteristicile ce o recomandă pentru a fi utilizată în scopul valorificării energetice constituind și masa combustibilă.

Caracteristicile chimice ale combustibililor solizi obținuți din biomasă sunt următoarele:

- conținutul de C – caracteristică importantă care influențează puterea calorică, trebuie să fie cât mai mare;
- conținutul de O – caracteristică importantă care influențează puterea calorică, trebuie să fie cât mai mic;
- conținutul de H – caracteristică importantă care influențează puterea calorică, trebuie să fie cât mai mare;
- conținutul de N – influențează emisiile de NO_x (toxice) și coroziunea.

Umiditatea limită a biomasei pentru susținerea arderii nu trebuie să depășească 60% din masă.

Umiditatea totală, W_t , este constituită din:

- *umiditatea de îmbibație* - W_s^i , liberă sau superficială (de suprafață) din capilarele largi, care are presiunea de vapori normală și se îndepartează destul de ușor prin simpla depozitare în aer;
- *umiditatea higroscopică* - W_h^i , reprezintă apa legată fizic din structura internă a porilor, are presiunea de vapori mai mică decât presiunea normală și este cedată numai prin uscare la temperatura de peste 100°C (respectiv 105°C), [6].

Puterea calorică poate fi calculată în funcție de compoziția chimică.

Formule de calcul pentru puterea calorică, [9]:

1) în funcție de conținutul de lignină în care, (LC) - conținutul de lignină raportat la starea uscată și lipsită de cenușă:

2) în funcție de conținutul de carbon fix, Cf (%) unde::

3) în funcție de conținutul de carbon, hidrogen, oxigen și azot:

solid and liquid tests by sample instantaneously dynamic combustion, followed by reduction, captation and separation of chromatographic gas and detection by means of thermal conductivity detector (TCD). Analyzer and its characteristics are shown in figure 7.



Fig. 7 – Elemental analyzer / Analizor elemental ThermoFinnigan Flash EA 1112

probe solide și lichide prin combustia dinamică instantanee a probei, urmată de reducerea, captarea, separarea gaz chromatografică și detecția cu ajutorul detectorului de conductivitate termică (TCD). Analizorul și caracteristicile acestuia sunt prezentate în figura 7.



RESULTS

In order to determine the combustibility characteristics of products obtained from manufacturing technology pellets and agripellets from agricultural and forestry solid biomass, were taken for analysis a number of 13 samples in various mixtures / compositions (recipes):

- sample 1: 67% Forestry remnants + 33% Wood chips;
- sample 2: 80% Miscanthus + 20% Wood chips;
- sample 3: $\frac{1}{3}$ Forestry remnants + $\frac{1}{3}$ Stalks + $\frac{1}{3}$ Wood chips;
- sample 4: $\frac{1}{3}$ Forestry remnants + $\frac{1}{3}$ Miscanthus + $\frac{1}{3}$ Wood chips;
- sample 5: $\frac{1}{3}$ Forestry remnants + $\frac{1}{3}$ Straw + $\frac{1}{3}$ Wood chips;
- sample 6: 100% Stalks;
- sample 7: 100% Straw;
- sample 8: 100% Miscanthus;
- sample 9: 100% Fir wood chips;
- sample 10: 100% Forestry remnants;
- sample 11: $\frac{1}{4}$ Miscanthus + $\frac{1}{2}$ Forestry remnants + $\frac{1}{4}$ Wood chips;
- sample 12: 50% Forestry remnants + 50% fir;
- sample 13: $\frac{1}{3}$ Miscanthus + $\frac{1}{3}$ Forestry remnants + $\frac{1}{3}$ Wood chips.

Samples (biomass) were subjected to laboratory analysis for specific solid fuels biomass to establish the main characteristics:

- ✓ through *technical analysis* to determine humidity (W_t^i , W_h^i , W_i^i), and ash (A^i)
- ✓ through *elemental analysis* was determined the percentage content of Cⁱ, Hⁱ, Sⁱ, Nⁱ using an *elemental analyzer FLASH EA 1112 Thermo Fisher Scientific (Model 1112)*. Oxygen content determination (O) at initial state is calculated using the following relationship:

$$O^i = 100 - (W_t^i + A^i + C^i + H^i + S^i + N^i) [\%] \quad (4)$$

- ✓ determining superior calorific power (O_s^i) was achieved by using a calorimetric system consisting of Parr Model 6200 calorimeter with bomb model 1108;
- ✓ inferior calorific power (Q_i^i) is obtained by calculation reported to the total humidity (W_t^i) and hydrogen content of the sample subjected to determination, according to the formula:

$$Q_{inf}^i = Q_{sup}^i - \gamma(8,94H^i + W_t^i) [\text{kcal/kg; KJ/kg}] \quad (5)$$

where:

- $\gamma = 5,86$, to express analysis results [kcal/kg];
- $\gamma = 24,62$, to express analysis results [KJ/kg];
- 8,94 - water quantity [g], corresponding to 1 g hydrogen.

Analysis methods used in analytical tests performed for followed indicators (Romanian standards and ISO methods) are shown in Table 1.

REZULTATE

În scopul determinării caracteristicilor combustibilității produselor obținute prin tehnologia de fabricare a peleiților și agripetilor din biomasa solidă agricolă și forestieră, au fost prelevate pentru analize un număr de 13 probe în diferite amestecuri/compoziții (rețete):

- proba 1: 67% Resturi forestiere + 33% Talaș;
- proba 2: 80% Miscanthus + 20% Talaș;
- proba 3: $\frac{1}{3}$ Resturi forestiere + $\frac{1}{3}$ Coceni + $\frac{1}{3}$ Talaș;
- proba 4: $\frac{1}{3}$ Resturi forestiere + $\frac{1}{3}$ Miscanthus + $\frac{1}{3}$ Talaș;
- proba 5: $\frac{1}{3}$ Resturi forestiere + $\frac{1}{3}$ Paie + $\frac{1}{3}$ Talaș;
- proba 6: 100% Coceni;
- proba 7: 100% Paie;
- proba 8: 100% Miscanthus;
- proba 9: 100% Talaș brad;
- proba 10: 100% Resturi forestiere;
- proba 11: $\frac{1}{4}$ Miscanthus + $\frac{1}{2}$ Resturi forestiere + $\frac{1}{4}$ Talaș;
- proba 12: 50% Resturi forestiere + 50% Talaș
- proba 13: $\frac{1}{3}$ Miscanthus + $\frac{1}{3}$ Resturi forestiere + $\frac{1}{3}$ Talaș.

Eșantioanele de probe (biomasă) au fost supuse analizelor de laborator specifice combustibililor solizi în vederea stabilirii principalelor caracteristici:

- ✓ prin *analiza tehnică* s-a determinat umiditatea (W_t^i , W_h^i , W_i^i), și cenușa (A^i)
- ✓ prin *analiza elementară* s-a determinat conținutul procentual de Cⁱ, Hⁱ, Sⁱ, Nⁱ cu ajutorul unui *analizor elemental FLASH EA 1112 Thermo Fisher Scientific (Model 1112)*. Determinarea conținutului de oxigen (O) la starea inițială se face prin calcul utilizând următoarea relație:

- ✓ determinarea puterii calorifice superioare (O_s^i) s-a realizat prin utilizarea unui sistem calorimetric format din calorimetru Parr Model 6200 cu bomba model 1108;
- ✓ puterea calorifică inferioară (Q_i^i) se obține prin calcul funcție de umiditatea totală (W_t^i) și conținutul de hidrogen din proba supusă determinării, conform formulei:

unde:

- $\gamma = 5,86$, la exprimarea rezultatelor analizei [kcal/kg];
- $\gamma = 24,62$, la exprimarea rezultatelor analizei [KJ/kg];
- 8,94 - cantitatea de apă [g], corespunzătoare la 1 g hidrogen.

Metodele de analiza utilizate în încercările analitice efectuate pentru indicatorii urmăriți (standarde române și metode ISO) sunt prezentate în tabelul 1.

Table 1 / Tabelul 1

Analysis methods / Metode de analiza [3].

Den. No. / Nr. crt.	Name / Denumire	Testing method/Standard/ Metoda de încercare /Standard
Technical analysis / Analiza tehnică		
1.	Absorbing humidity / Umiditate de imbibație	SR 5264:1995
2.	Hygrosopic humidity / Umiditate higroscopică	SR 5264:1995
3.	Total humidity / Umiditate totală	SR 5264:1995
4.	Ashes (optionally) / Cenușa (opțional)	SR ISO 1171:1994
Elementary analysis / Analiza elementară		
5.	Carbon / Carbon	ASTM D 5373-08
6.	Hydrogen / Hidrogen	ASTM D 5373-08
7.	Nitrogen / Azot	ASTM D 5373-08
8.	Sulfur / Sulf	ISO 351:1996
Determining superior and inferior calorific power / Determinarea puterii calorifice superioare și inferioare		
9.	Superior calorific power / Putere calorifică superioară	ISO 1928:2009
10.	Inferior calorific power (calculation) / Putere calorifică inferioară (calcul)	ISO 1928:2009
11.	Processing results (recalculation in different states of analysis: initial) / Prelucrarea rezultatelor (recalcularea rezultatelor la diferite stări de analiză: inițial)	ISO 1170:2008 STAS 398/82

Analytical test results for samples subjected to analysis and recalculated in accordance with standard STAS 398/82 at initial state of the fuel biomass are shown in Table 2 and figures 8, 9, 10 and 11.

Rezultatele încercărilor analitice pentru probele supuse analizelor și recalulate în conformitate cu standardul STAS 398/82 la starea inițială a combustibilului de biomasă sunt prezentate în tabelul 2 și figurile 8, 9, 10 și 11.

Table 2 / Tabelul 2

Analytical results for analyzed samples / Rezultatele analitice pentru probele analizate

Sample no./Nr. proba	W_i^i	W_h^i	W_t^i	A^i	S_t^i	C^i	H^i	N^i	O_{dif}^i	O_s^i	Q_i^i
	%	%	%	%	%	%	%	%	%	kcal/kg	kcal/kg
1.	4.55	16.24	20.79	2.33	0.039	42.60	5.54	0.42	28.29	4152	3740
2.	6.25	10.79	17.04	1.32	0.049	42.70	5.56	0.57	32.76	4164	3773
3.	0.00	11.64	11.64	2.98	0.043	43.88	5.74	0.58	35.14	4395	4026
4.	0.00	11.77	11.77	2.37	0.043	44.66	5.72	0.26	35.18	4292	3923
5.	0.00	10.72	10.72	5.14	0.042	42.69	5.56	0.43	35.42	4381	4027
6.	0.00	10.38	10.38	5.76	0.041	40.67	5.67	1.49	35.99	4057	3699
7.	0.00	9.57	9.57	7.78	0.050	40.20	5.41	0.75	36.24	4164	3825
8.	0.00	11.17	11.17	6.89	0.044	41.79	5.49	0.58	34.04	4004	3651
9.	0.00	6.60	6.60	1.61	0.039	46.11	6.39	1.10	38.15	4354	3981
10.	1.95	4.14	6.09	2.53	0.047	45.81	5.81	0.76	38.95	4163	3823
11.	0.00	7.19	7.19	3.90	0.045	44.66	5.69	0.61	37.91	4210	3870
12.	0.00	5.08	5.08	2.26	0.059	46.44	5.84	0.40	39.92	4278	3942
13.	0.00	5.26	5.26	3.47	0.043	45.94	5.81	0.38	39.10	4309	3974

Inferior calorific power for samples 1÷8

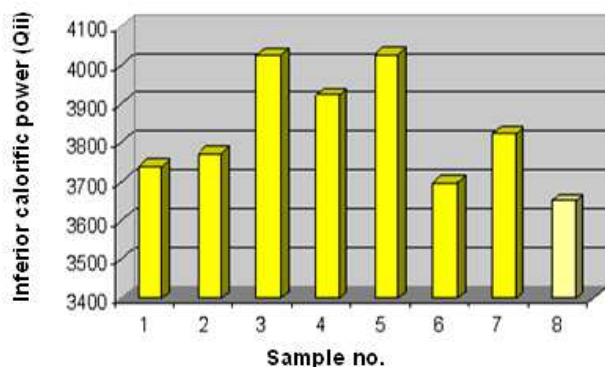


Fig. 8 - Graphical representation of inferior calorific power value for samples 1÷8 / Reprezentarea grafică a valorilor puterii calorifice inferioare pentru probele 1÷8

Total humidity for samples 1÷8

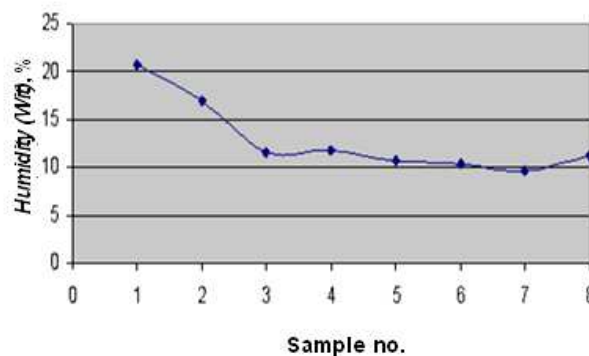


Fig. 9 - Graphical representation of total humidity value for samples 1÷8 / Reprezentarea grafică a valorilor umidității totale pentru probele 1÷8

Inferior calorific power for samples 9÷13

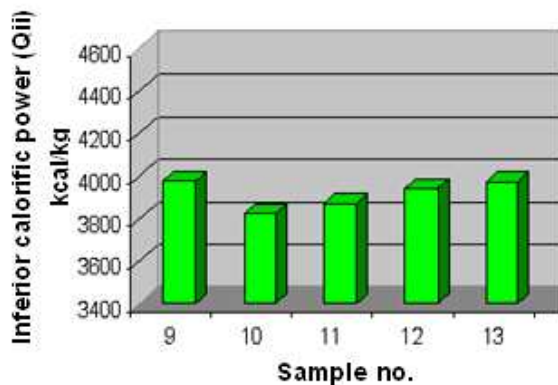


Fig. 10 - Graphical representation of inferior calorific power value for samples 9÷13 / *Reprezentarea grafică a valorilor puterii calorifice inferioare pentru probele 9÷13*

Total humidity for samples 9÷13

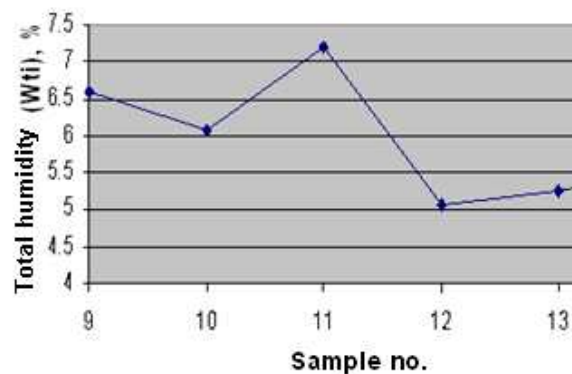


Fig. 11 - Graphical representation of total humidity value for samples 9÷13 / *Reprezentarea grafică a valorilor umidității totale pentru probele 9÷13*

CONCLUSIONS

Following the laboratory tests it has been found that:

- For agricultural and forestry biomass samples: 1÷8:
 - absorbing humidity content (superficial) is very low (for samples 3÷8 is zero);
 - total moisture of the analyzed samples is mainly due to hygroscopic humidity;
 - ash content is reduced ranging from 1 ÷ 7%;
 - sulfur content is very low (< 0.1%);
 - carbon is situated at values of about 40÷44%;
 - inferior calorific power is between: 3,600÷4,000 kcal/kg and is inversely proportional with total humidity content (W_t) for the analyzed samples; as the total humidity is lower, the inferior calorific power is bigger ;
 - determinations on inferior calorific power revealed values of about 4,000 kcal/kg for samples 3, 4 and 5 consisting of basis mixture (forestry remnants and wood chips) at which were added various types of vegetable biomass (straw, stalks and miscanthus);
 - from the point of view of superior calorific power it has shown that the values obtained for the analyzed agricultural ground biomass variants (4,004÷4,395 kcal/kg) are bigger than those given in the literature data (ex.: vegetable waste - Table 3: $Q_s = 3,009.5$ kcal/kg).
- For agricultural and forestry biomass samples: 9÷13:
 - It has noted that the carbon content is maintained at a value of about 45%;
 - inferior calorific power is situated at a value of about 3.900 kcal/kg, respectively 16.33 MJ/kg;
 - from the point of view of superior calorific power it has found that the values obtained for the variants of analyzed pellets (4.163÷4.354 kcal/kg) are comparable to those presented in the literature data (example: sawdust pellets - Tabel 3: $Q_s = 4.084.3$ kcal/kg).

Acknowledgement

This work was supported by CNCSIS –UEFISCDI, project number **PN 09 – 15 01 09**.

REFERENCES

- [1]. Danciu A. et all (2008) - Technology for capitalization of agricultural and forestry solid biomass to obtain clean energy and reduce emissions of greenhouse gases,

CONCLUZII

Din rezultatele analizelor de laborator se observă că:

- Pentru *probele de biomasa agricolă și forestieră*: 1÷8:
 - conținutul de umiditate de îmbibație (superficială) este foarte redus (pentru probele 3÷8 este zero);
 - umiditatea totală a probelor analizate se datorează în principal umidității higroscopice;
 - conținutul de cenușă este redus fiind cuprins între 1÷7%;
 - conținutul de sulf este foarte mic (< 0,1%);
 - carbonul se situează la valori de cca. 40÷44%;
 - puterea calorifică inferioară este cuprinsă între: 3.600÷4.000 kcal/kg și variază invers proporțional cu conținutul de umiditate totală (W_t) din proba analizată; cu cât umiditatea totală este mai mică, puterea calorifică inferioară este mai mare;
 - determinarile privind puterea calorifică inferioară au relevat valori de cca. 4.000 kcal/kg pentru probele 3, 4 și 5 constituite din amestec de baza (resturi forestiere și talas) la care s-au adăugat diverse sortimente de biomasă vegetală (paie, coceni și miscanthus);
 - din punct de vedere al puterii calorifice superioare se constată că valorile obținute pentru variantele biomasă agricolă marunțită analizate (4.004÷4.395 kcal/kg) sunt mai mari decât cele prezentate în datele de literatură (ex.: deșeuri vegetale - Tabelul 3: $Q_s = 3.009,5$ kcal/kg).
- Pentru *probele de biomasă agricolă și forestieră*: 9÷13:
 - se remarcă un conținut de carbon care se menține la o valoare de cca 45%;
 - puterile calorifice inferioare se situează la o valoare de cca. 3.900 kcal/kg, respectiv 16,33 MJ/kg;
 - din punct de vedere al puterii calorifice superioare se constată că valorile obținute pentru variantele de peleți analizate (4.163÷4.354 kcal/kg) sunt comparabile cu cele prezentate în datele de literatură (exemplu: peleții de rumeguș - Tabelul 3: $Q_s = 4.084.3$ kcal/kg).

Aknowlegement

Lucrarea este finanțată de către CNCSIS –UEFISCDI, numărul proiectului **PN 09 – 15 01 09**.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Danciu A. și alții (2008) - *Tehnologie pentru valorificarea biomasei solide agricole și forestiere în vederea obținerii de energie curată și a reducerii emisiilor de gaze cu efect de seră*, Raport de cercetare, contract 21-008;

Research Report, contract 21-008;

[2]. Demirbas A. (2001) - *Biomass resource facilities and biomass conversion processing for fuels and chemicals*, Energy Conversion and Management, vol. 42, pag. 1357–78;

[3]. EUROPEAN COMMISSION - EUR 21350 (2005) – *BIOMASS - Green energy for Europe*, Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities, <http://publications.eu.int>;

[4]. Gilbert P., Ryu C., Sharifi V., Swithenbank J. (2009) - *Effect of process parameters on pelleting of herbaceous crops*, Fuel, vol. 88, pag. 1491–1497;

[5]. Ion V.I., Ion D.I. (2006) - *Energy from Biomass, Theoretical considerations*, Energy, no. 7(38), pag. 14-30;

[6]. Shivanand P. and Sprockel O.L. (1992) - *Compaction Behavior of Cellulose Polymers*, Powder Technology, vol. 69, pag. 177–184;

[7]. Tillman D.A (2000) - *Biomass cofiring: the technology, the experience, the combustion consequences*, Biomass and bioenergy, Vol. 19, Issue 6, pag. 365–384;

[8]. Tumuluru J.S., Wright C.T., Kevin K.L. and Hess J.R. (2011) - *A Review On Biomass Densification Technologies To Develop Uniform Feedstock Commodities For Bioenergy Application*, BioFPR (Under review), The INL is a U.S. Department of Energy National Laboratory operated by Battelle Energy Allianc, INL/EXT-10-18420;

[9]. Van Loo S. and Koppejan J. (2002) - *Handbook of Biomass Combustion and Co-firing*, Twente University Press;

[10]. WEC (1994) - *Biomass Energy, New Renewable Energy Resources - A Guide to the Future*, London, UK: World Energy Council;

[11]. [http://En.wikipedia.org/wiki/Historical Perspectives of Energy Consumption](http://En.wikipedia.org/wiki/Historical_Perspectives_of_Energy_Consumption).

[2]. Demirbas A. (2001) - *Facilități de resurse de biomasă și de conversie a biomasei de procesare pentru combustibili și produse chimice*, Managementul și Conversia energiei, vol. 42, pag. 1357–78;

[3]. EUROPEAN COMMISSION - EUR 21350 (2005) – *BIOMASS - Green energy for Europe*, Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities, <http://publications.eu.int>;

[4]. Gilbert P, Ryu C, Sharifi V, Swithenbank J. (2009) - *Efectul asupra parametrilor de proces -granulare a culturilor erbacee*, Combustibil, vol. 88, pag. 1491–1497;

[5]. Ion V.I., Ion D.I. (2006) - *Energie din Biomasă, Considerații teoretice*, Energie, nr. 7(38), pag. 14-30;

[6]. Shivanand P. și Sprockel O.L. (1992) – *Comportarea la compactare a polimerilor celulozici*, Tehnologia pulberii, vol. 69, pag. 177–184;

[7]. Tillman D.A (2000) – *Coarderea biomasei: tehnologia, experienta, consecințele arderii*, Biomasă și bioenergia, vol. 19, Numărul 6, pag. 365–384;

[8]. Tumuluru J.S., Wright C.T., Kevin K.L. și Hess J.R. (2011) - *O analiză privind tehnologiile de densificare a biomasei în vederea dezvoltării unei aprovizionări uniforme cu produsele de bază pentru aplicațiile bioenergiei*, BioFPR (În curs de examinare), INL - Departament al Laboratorului Național de Energie operat de Battelle Energy Allianc, INL/EXT-10-18420;

[9]. Van Loo S și Koppejan J. (2002) - *Manualul combustiei biomasei și de co-ardere*, Universitatea de Presă Twente;

[10]. WEC (1994) - *Energie din biomasă, Noi surse de energie regenerabile - Un ghid pentru viitor*, Londra, UK: Consiliul Mondial al Energiei;

[11]. [http://En.wikipedia.org/wiki/Historical Perspectives of Energy Consumption](http://En.wikipedia.org/wiki/Historical_Perspectives_of_Energy_Consumption).

CONSIDERATIONS ABOUT DESIGNING OF AN AIR COOLED CYLINDER HEAD FOR A DIRECT INJECTION SMALL DIESEL ENGINE

CONSIDERAȚII DESPRE PROIECTAREA UNEI CHIULASE RĂCITE CU AER PENTRU UN MIC MOTOR DIESEL CU INECȚIE DIRECTĂ

Ph. D. Eng. Mărdărescu V.Gh., Prof. Ph.D. Eng. Ispas N., Prof. Ph.D. Eng. Năstăsioiu, M.
„Transilvania” University of Brasov, Automotive and Transportation Department / Romania
Tel: 0268-413000; E-mail: vladymardarescu@unitbv.ro

Abstract: When designing a cylinder head for two families of stationary Diesel air cooled, engines, with direct injection, we have to consider the BMEP, which is limited to these engines to values of 3.8-5.2 bar. To optimize gases exchange process and obtain a desired swirl number, different solutions are studied: geometry galleries, speed location of valves and gas fields concentrations developed in the combustion process for each proposed solution. The paper presents the optimal solution found in the functional analysis made for a program FLUENT single cylinder engine and one engine family bi-cylinder, looking at for each case of cooling air flow. Another aspect to be taken into account when designing the cylinder heads is to determine the thermal regimes of the cylinder head, piston, cylinder, valves and nozzle, in order to define the development of heat per work engine cycle. From our experience in designing and testing stationary air cooled engines and developing of injectors and new combustion chambers, a combustion code, written in C++, simulates the heat release rate per cycle, also serving to define data used to determine required heat transfer. The objectives of this paper are to define optimum construction solutions for a cylinder head for air-cooled Diesel engine with direct injection, having the stroke of 65 and 82 mm bore.

Keywords: cylinder head, analysis, heat release, direct injection, nozzle

INTRODUCTION

The cylinder head is designed for direct injection Diesel engines, which include mono and poly-cylinder engines, we proposed the solution with inlet and outlet channels placed on the same side of the cylinder head. For this reason, the injector should be placed between the rocker arms, which brings the advantage of shortening the injection pipe. Also, this solution provides a large surface design of the cooling air reception, and the thermal regime of the injector is much better controlled than in other types of air-cooled cylinder heads [1, 2, 3, 5, 6], because the injector is not in contact with a wall of the hot channel. In Table 1 are presented the main features of the engine cylinder head designed.

For the 5.5 bar BMEP value, we got in our combustion code simulations the evolution of pressure, temperature and apparent heat release, as shown in figure 1. In the figure 2 we showed, in the same conditions, the evolution of apparent heat release and cumulative heat release.

Rezumat: Când se proiectează o chiulasă pentru două familii de motoare Diesel, răcite cu aer, cu inecție directă, trebuie luată în considerare problema presiunii medii efective, care este limitată la aceste motoare la valori de 3,8 – 5,2 bar. Pentru optimizarea proceselor de schimb de gaze și obținerea numărului de vârtej dorit au fost studiate soluții diferite pentru: geometria galeriilor, vitezele de ridicare ale supapelor și câmpurile concentrațiilor de gaze dezvoltate în procesul de ardere pentru fiecare soluție propusă. Lucrarea prezintă soluția optimă găsită prin analize funcționale, realizate în FLUENT, pentru motorul monocilindric și pentru o familie de motoare cu doi cilindrii, verificând în fiecare caz curgerea aerului pentru răcire. Un alt aspect de care trebuie să se țină cont când se proiectează chiulasele este legat de determinarea regimurilor termice ale chiulaselor, pistonului, cilindrului, supapelor și pulverizatorului, pentru a defini dezvoltarea căldurii pe ciclul de lucru al motorului. O rutină pentru modelarea procesului de ardere, scrisă în C++, a fost folosită pentru a simula viteza de degajare a căldurii pe ciclu, servind de asemenea pentru a defini datele necesare evaluării transferului termic, pornind de la experiența noastră în proiectarea și încercările motoarelor răcite cu aer și în dezvoltarea de injectoare și noi camere de ardere. Obiectivele acestei lucrări sunt definirea soluțiilor constructive optime pentru chiulasa unui motor răcit cu aer, cu inecție directă, având cursa de 65 mm și alezajul de 82 mm.

Cuvinte cheie: chiulasă, analiză, degajarea de căldură, inecție directă, pulverizator

INTRODUCERE

Chiulasa este proiectată pentru motoare Diesel cu inecție directă, care include motoare mono și policilindrice, noi propunem o soluție cu canalele de admisie și evacuare plasate pe aceeași față a chiulasei. Din acest motiv, injectorul trebuie plasat între culbutori, ceea ce aduce avantajul scurtării conductei de inecție. De asemenea, această soluție asigură o suprafață mare pentru răcirea cu aer și regimul termic al injectorului este mult mai bine controlat decât la alte tipuri de chiulase răcite cu aer [1, 2, 3, 5, 6], pentru că injectorul nu este în contact cu peretele canalului fierbinte. În Tabelul 1 sunt prezentate caracteristicile principale ale chiulasei proiectate.

Pentru o valoare dorită de 5.5 bar a presiunii medii efective, în figura 1 sunt prezentate, folosind rutina proprie de ardere, evoluțiile presiunii, temperaturii și degajării aparente de căldură. În figura 2 sunt arătate, în aceleași condiții, evoluțiile degajării aparente de căldură și degajării de căldură cumulate.

Table1 / Tabelul 1

Engine specification / Caracteristicile motorului	
Bore / Alezaj [mm]	82
Stroke / Cursa [mm]	65
Compression ratio / Raport de comprimare	19,2
Displacement volume / Cilindree [cm ³]	343
Engine speed / Turație [min ⁻¹]	3000
BMEP / Presiune medie efectivă [bar]	5,5

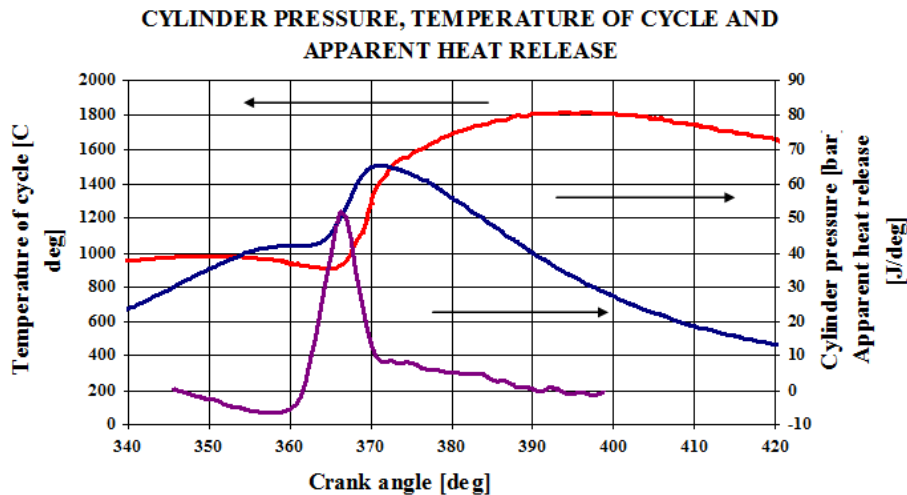


Fig. 1 – Cylinder evolutions of pressure, temperature and aparent heat relase simulated for a BMEP of 5.5 bar / Evoluțiile presiunii, temperaturii și degajării aparente de căldură simulate pentru o valoare a presiunii medii efective de 5.5 bar

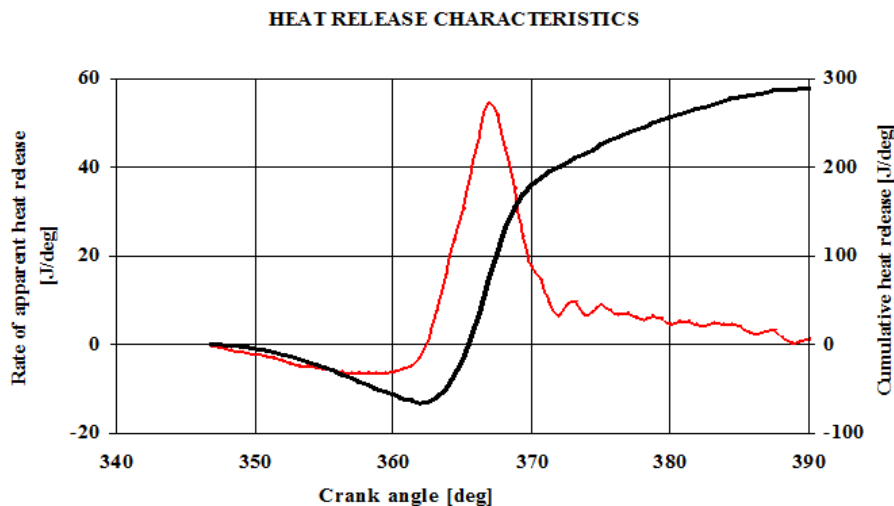


Fig. 2 –Evolutions of aparent heat relase and cumulative heat release / Evoluțiile degajării aparente de căldură și degajării de căldură cumulate

MATHERIAL AND METHOD

MATERIALE ȘI METODĂ

The momentary above piston cylinder volume is given by equation (2) where B is bore and V_c is combustion chamber volume:

To characterize the evolution of volume in cylinder available we established the movement of the piston from top dead center (TDC), as can be seen in equation (1):

Where:
S(α) – distance crossed of piston TDC;
r – cranck radius;

$$l'_b = \frac{l_b}{r}$$

l_b - conecting rod length;
α – cranck angle.

Volumul instantaneu de deasupra pistonului este dat de ecuația (2) în care B este alezajul iar V_c este volumul camerei de ardere:

Pentru a caracteriza evoluția volumului din cilindru disponibil am stabilit ecuația de mișcare a pistonului pornind din punctul mort superior (PMS), așa cum se poate vedea în ecuația (1):

Unde:
S(α) – distanța parcursă de piston pornind din PMS;
r – raza manivelei;

$$l'_b = \frac{l_b}{r}$$

l_b - lungimea bielei;
α – unghiul de rotație al arborelui cotit.

$$V_{cyl}(\alpha) = \frac{\pi B^2}{4} S(\alpha) + V_c \tag{2}$$

In figure 3 is showed the momentary above piston cylinder volume evolution.

În figura 3 este prezentată evoluția volumului instantaneu de deasupra capului pistonului.

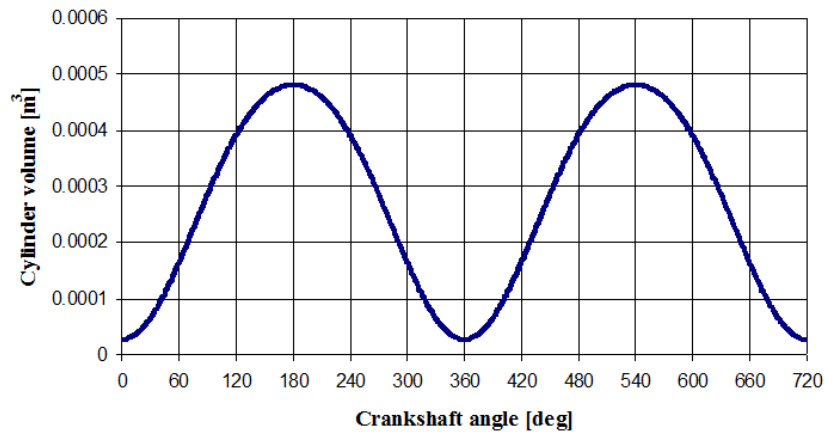


Fig. 3 – Evolution of the cylinder momentary volume above piston / Evoluția volumului instantaneu de deasupra pistonului

In order to determine the gases temperature in the compression stage we used equation (3), where:

μ_g - residual gas fraction;

γ - adiabatic exponent of real gas = $\frac{c_p}{c_v}$;

p_e - exhaust absolute pressure;

p_i - intake absolute pressure;

T_i - intake absolute temperature.

În scopul determinării temperaturii gazelor în timpul comprimării am utilizat ecuația (3) unde:

μ_g - coeficientul gazelor reziduale;

γ - exponentul adiabatic al gazului real = $\frac{c_p}{c_v}$;

p_e - presiunea absolută în evacuare;

p_i - presiunea absolută în canalul de admisie;

T_i - temperatura absolută în canalul de admisie.

$$T(\alpha) = \frac{1 - \mu_g}{1 - \frac{1}{\gamma \epsilon} \left[\frac{p_e}{p_i} + (\gamma - 1) \right]} \cdot T_i \quad (3)$$

Instantaneous gas temperature in combustion phase is estimated by formulae (4):

Temperatura instantaneei în timpul fazei de ardere este estimată cu relația (4):

$$T(\alpha) = \frac{p(\alpha) \cdot V(\alpha)}{\frac{8315}{M} (m_{air} + m_{fuel} + m_{res})} \quad (4)$$

To validate the heat transfer coefficient of the combustion chamber we applied Woschni correlation (4)[4], where:

B – cylinder bore;

P – average gases pressure;

T – gases temperature;

W - average of gases velocity.

The average heat coefficient is shown in figure 4.

To analyze the gas flow channels and the determination of temperature and thermal stress we used the cylinder head designing in CATIA V5, as shown in figure 5.

Pentru a valida coeficientul de transfer termic al camerei de ardere aplicăm corelația Woschni (4)[4], unde:

B – alezajul cilindrului;

P – presiunea medie a gazelor;

T – temperatură gazelor;

W - viteza medie a gazelor.

Variația valorii medii a coeficientului de transfer termic este arătată în figura 4.

Pentru a analiza curgerea prin canale și a determina temperatura și solicitarea termică am utilizat chiulasa proiectată în CATIA V5, așa cum este arătată în figura 5.

RESULTS

Analysis of flow through inlet

To analyze the flow we generated in CATIA V5 the inlet channel, located trough cylinder head, with a length equal of 1.75 out of its diameter, just like at the test bench used to determinate the average swirl number. Flow simulation program was done in FLUENT and initial flow conditions are: for input P = 101325 [Pa], T = 293 K, for output P = 98873.3375 Pa, T = 293 K. The results after generating tetrahedral mesh of 1mm side and 563008 elements, can be seen in fig.6. Air intake occurs at the bottom of the cylinder to the depression of 0.025 MPa.

REZULTATE

Analiza curgerii prin canalul de admisie

Pentru analiza curgerii am generat în CATIA V5 canalul de admisie, plasat în interiorul chiulasei, cu o lungime egală cu 1,75 din diametrul său, chiar la fel ca la standul de încercare folosit pentru determinarea valorii medii a cifrei de vârtej. Simularea curgerii a fost făcută în FLUENT și condițiile inițiale au fost: pentru intrare P = 101325 [Pa], T = 293 K, pentru ieșire P = 98873.3375 Pa, T = 293 K. Rezultatele, după generarea rețelei tetraedrice cu latura de 1 mm și 563008 elemente, se pot vedea în figura 6. Admisia aerului la partea de jos a cilindrului are loc la o depresiune de 0,025 MPa.

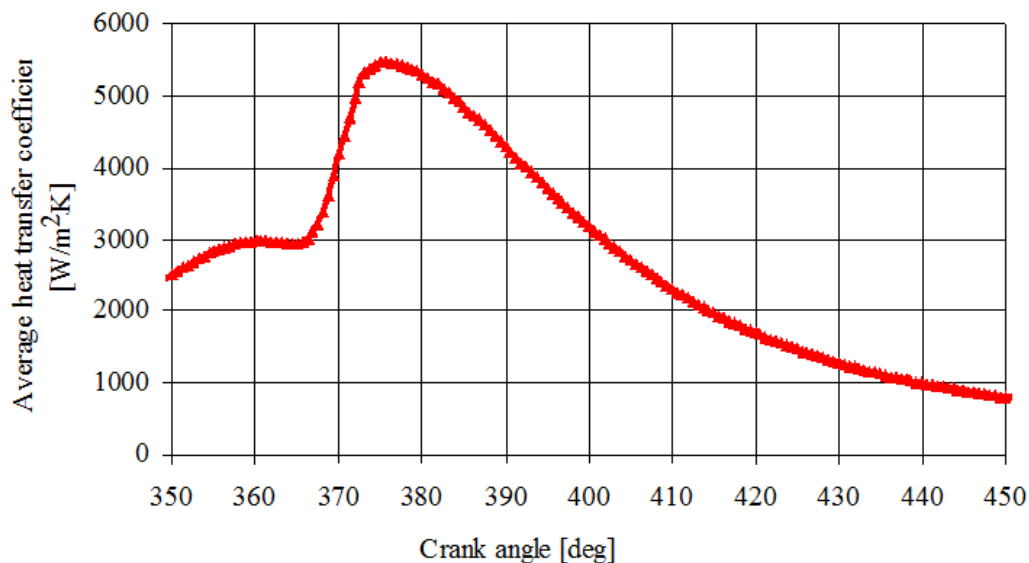


Fig. 4 - The average heat coefficient / Coeficientul mediu de transfer termic

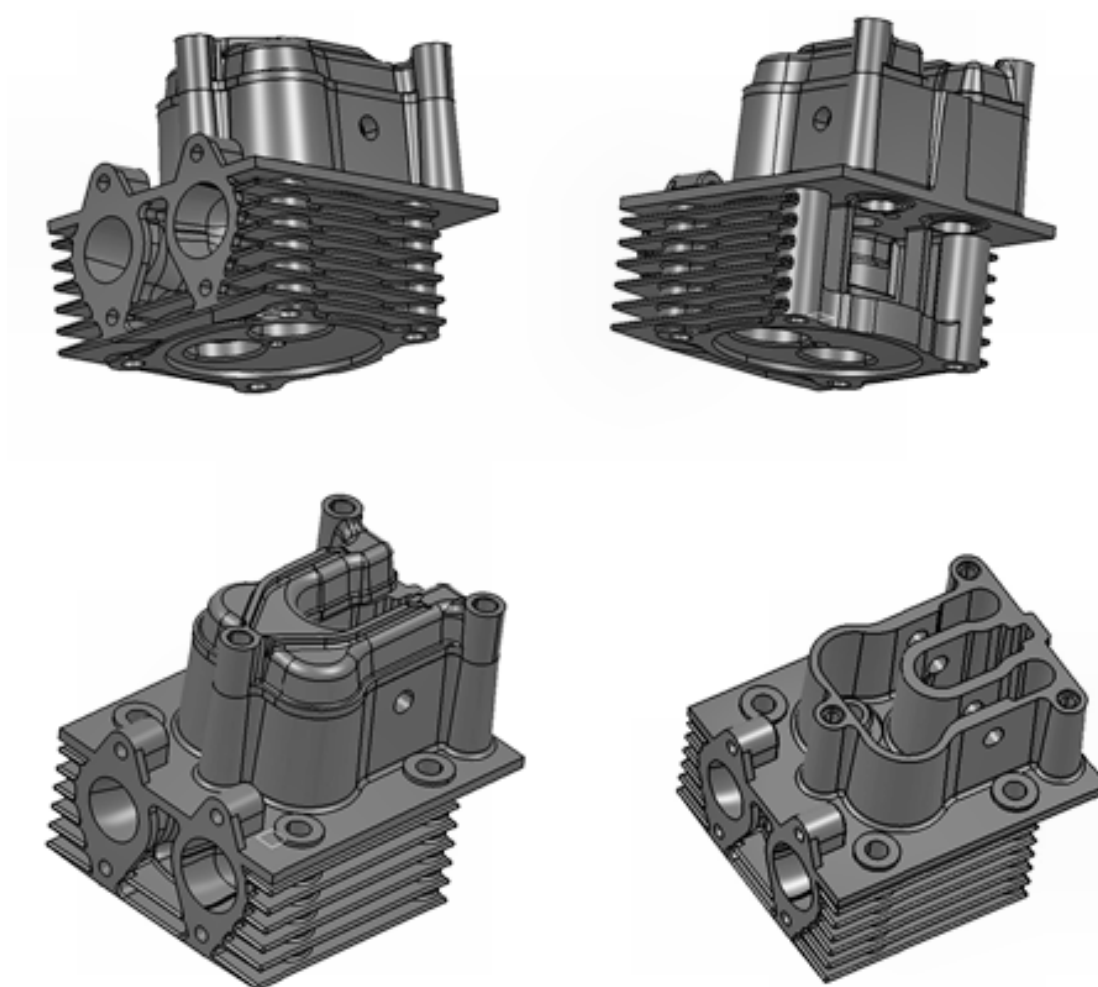


Fig. 5 - Cylinder head designing in CATIA V5 / Chiulasa proiectată în CATIA V5

The duct was placed above the cylinder just like in the cylinder head geometry. Inlet valve could be moved like in table 2, where: H_v – lift of valve, D_v – diameter of the intake channel. $D_v=28$ mm.

Canalul a fost plasat deasupra cilindrului chiar în geometria definită a chiulasei. Mișcarea supapei de admisie este corespunzătoare mărimilor din tabelul 2, unde: H_v – ridicarea supapei, D_v – diametrul canalului de admisie, $D_v=28$ mm.

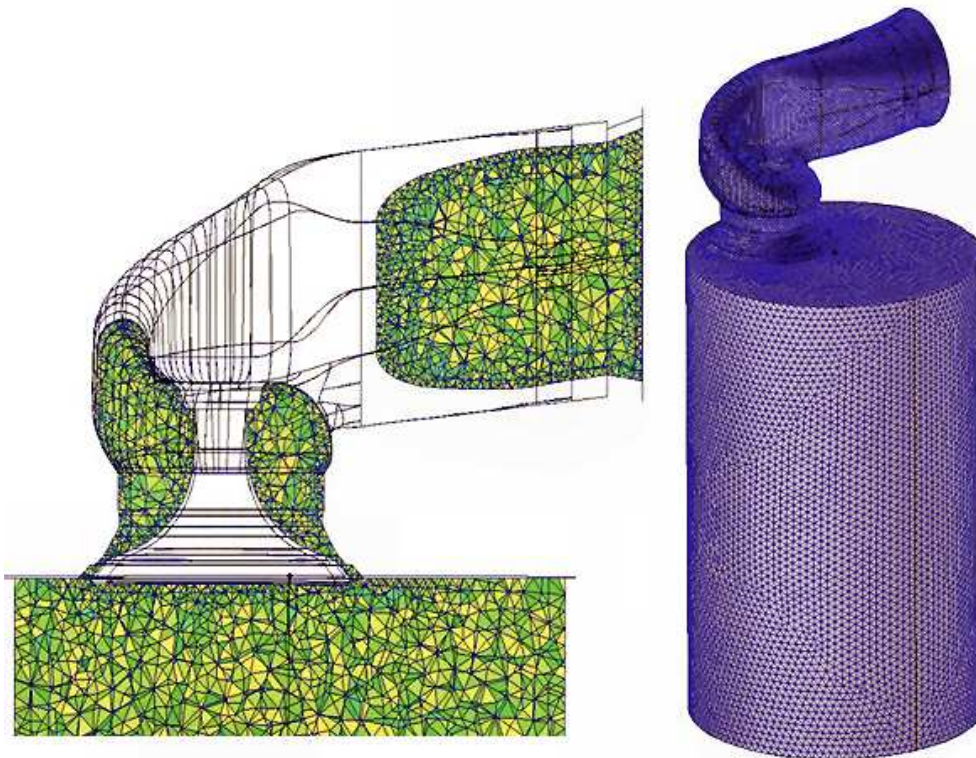


Fig. 6 – Finite element mesh for inlet geometry generated for FLUENT analysis / Rețeaua de elemente finite a geometriei canalului pentru analiza în FLUENT

Inlet valve characteristics / Caracteristici ale supapei de admisie

Table 2 / Tabelul 2

No.	H_v/D_v	H_v [mm]
1	0	0
2	0.04	1.12
3	0.08	2.24
4	0.12	3.36
5	0.16	4.48
6	0.2	5.6
7	0.24	6.72
8	0.28	7.84

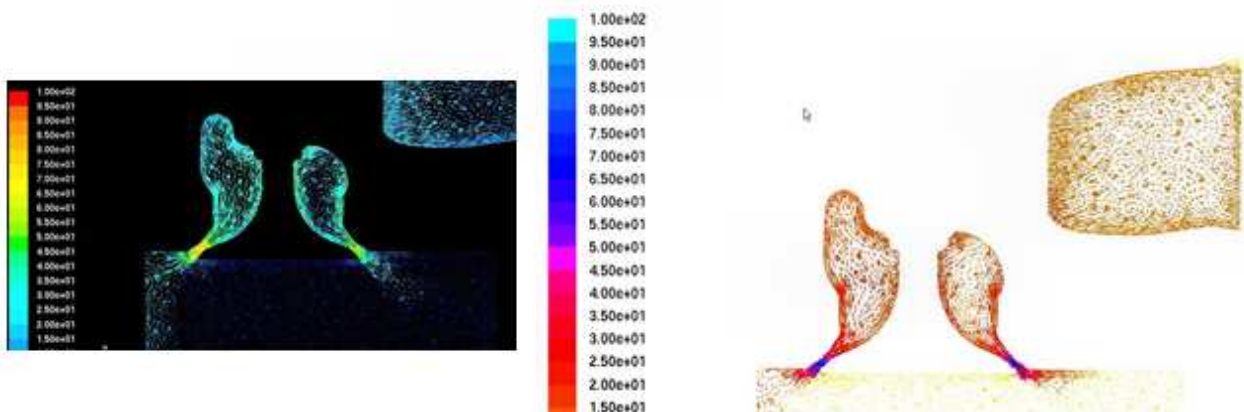


Fig. 7 – Flow simulation for $H_v=1,12$ mm / Simularea curgerii pentru $H_v=1,12$ mm

In the figure 7 is shown the flow for $H_v=1.12$ mm and in the figure 8 is shown the flow for $H_v=4.48$ mm. In figure 9 we can see the pressure field for described flow conditions.

În figura 7 este arătată curgerea pentru $H_v=1,12$ mm și în figura 8 pentru $H_v=4.48$ mm. În figura se poate vedea câmpul de presiuni în condițiile de curgere descrise.

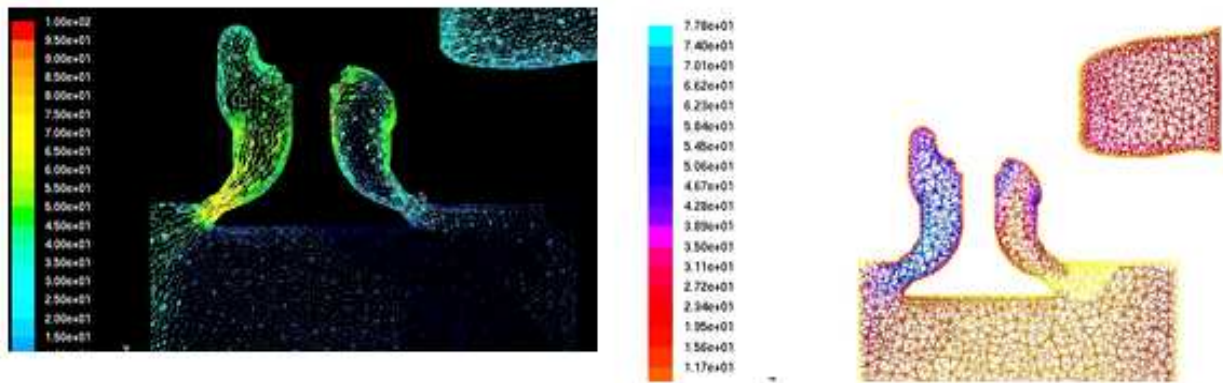


Fig. 8 – Flow simulation for $H_v=4.48$ mm / Simularea curgerii pentru $H_v= 4,48$ mm

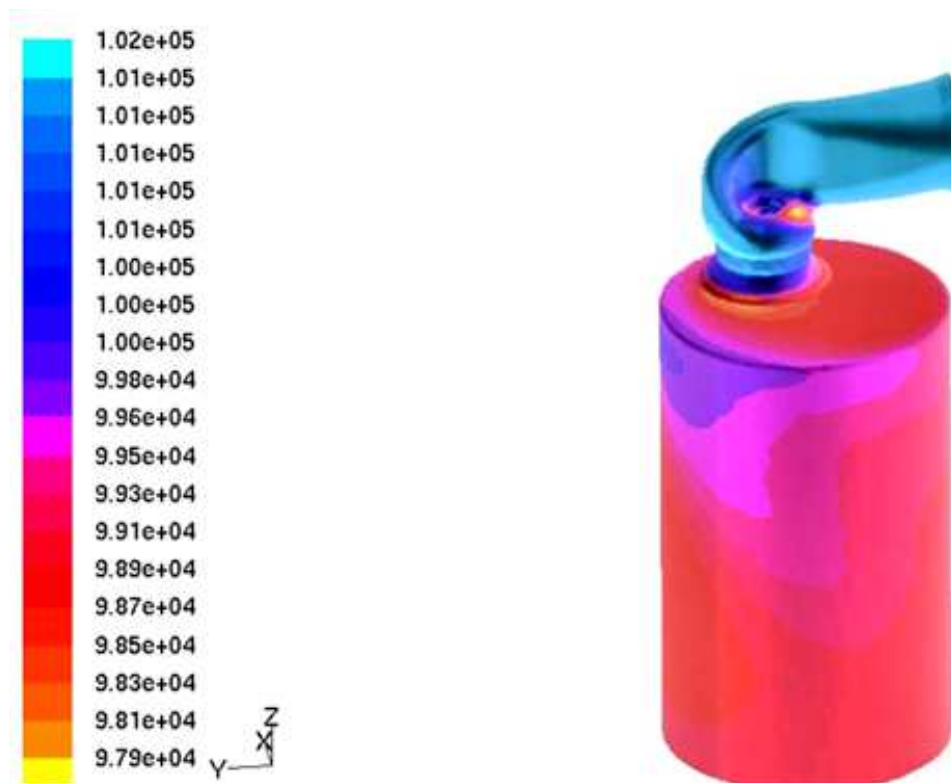


Fig. 9 – Pressure field in the described flow condition / Câmpul de presiune în condițiile de curgere descrise

Stress analysis generated by thermo-mechanical fields

The stress type is used by means of thermal analysis DC3D10 coding. This is a typical thermal analysis. They are tetrahedral elements with 2 up to 10 nodes. Thermal analysis was run with the idea of obtaining the temperature field defined by structure analysis. The thermal field was loaded over static analysis. For static analysis we used two-order tetrahedral elements with 10 nodes. Coding element in ABAQUS is C3D10. The analysis of static stress field was obtained on the structure analyzed.

Number of elements in the analysis: 262 509

Number of nodes in the analysis: 451 281.

Based on heat transfer coefficient we obtained the plot temperature and stress distribution, which can be seen in figure 10.

Plot stress and temperature distribution for inlet can be seen in figure 11, and for exhaust duct is presented in figure 12.

Analiza solicitărilor generate de câmpurile termo-mecanice

Tipurile respective de solicitări sunt folosite utilizând rutine de tipul DC3D10. Este o analiză termică specifică. Sunt elemente tetraedrale cu 2 până la 10 noduri. Analiza termică a fost rulată în ideea de a obține câmpul de temperatură definit din condiții structurale. Câmpul de temperatură a fost încărcat în condițiile unei analize statice. Pentru analiza statică am utilizat tetraedre de ordinul 2 cu 10 noduri. Codare elementelor în ABAQUS este DC3D10. Analiza solicitării statice a fost obținută pe structura analizată.

Numărul de elemente din analiză a fost de 262509

Numărul de noduri a fost 451281

Pe baza coeficientului de transfer termic am obținut distribuția de temperatură și a solicitărilor care se poate vedea în figura 10.

Distribuția de temperatură pentru canalul de admisie poate fi observată în figura 10 iar pentru canalul de evacuare este prezentată în figura 12.

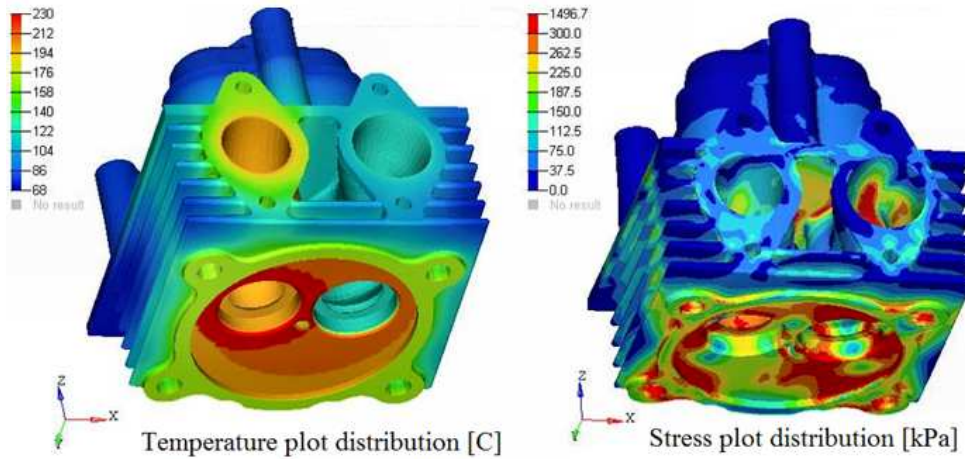


Fig. 10 The plot temperature and stress distribution / *Reprezentarea distribuției de temperatură și a solicitărilor*

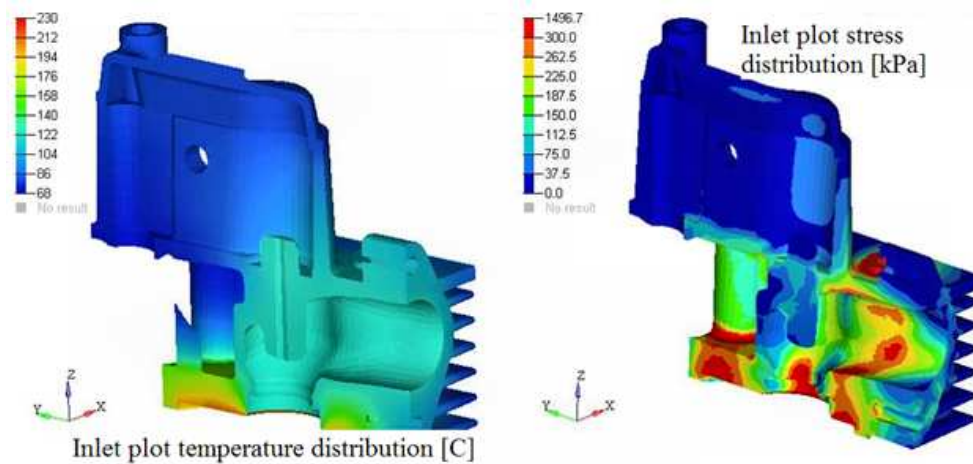


Fig. 11 Inlet temperature and stress distribution / *Distribuția temperaturilor și a solicitărilor în canalul de admisie*

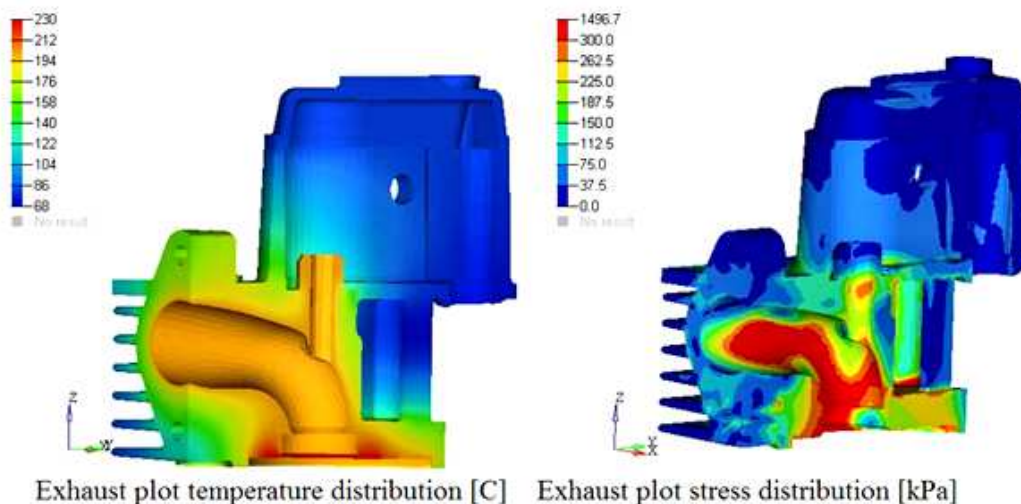


Fig. 12 Exhaust temperature and stress distribution / *Distribuția temperaturilor și a solicitărilor în canalul de evacuare*

CONCLUSIONS

1. Results presented in this work could be used as a preliminary step in a development of two families of Diesel engines, just in terms of the main parameters of the cylinder head and engine performances.
2. Our goal was to create a team to develop this project, about which specific issues such as fuel injection, combustion chamber, types of stress, have not been published up to now.
3. Designated cylinder head can be an alternative for the

CONCLUZII

1. Rezultatele prezentate în această lucrare vor putea fi utilizate ca un pas preliminar în dezvoltarea a două familii de motoare Diesel, în ceea ce privește parametrii principali ai chilasei și performanțele motorului.
2. Obiectivul nostru a fost acela de a crea o echipă pentru dezvoltarea acestui proiect despre care nu au fost publicate până acum informații specifice despre injecția de combustibil, camera de ardere, solicitări particulare.
3. Chiulasa proiectată poate fi o alternativă pentru

development of two families of direct injection Diesel stationary engines air cooled.

dezvoltarea a două familii de motoare Diesel cu injecție direct, staționare, răcite cu aer.

REFERENCES

- [1]. Leipertz A. (2005) - *Spray and atomization*, Clean I.C. Engines and Fuels, Louvain-la-Neuve, 07.04.2005;
- [2]. Martyr A.J. (2007) - *Engine testing*, Elsevier, ISBN-13: 978-0-7506-8439-2, pag.295-296;
- [3]. Mendes A. and de Azevedo Cardoso A. (2007) - *Structural analysis of the aluminium cylinder head for a high-speed diesel engine*, SAE paper 2007-01-2562;
- [4]. Stiesch G. and Merker G.P. (1999) - *A Phenomenological Model for Accurate and Time Efficient Prediction of Heat Release and Exhaust Emissions in Direct - Injection Diesel Engines*, SAE paper 1999-01-1535, 199;
- [5]. Whitehouse N.D. and Way R.J.B. (1971) - *Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate*, SAE paper 710134;
- [6]. Yu Shi. (2011) *Computational optimization of internal combustion engines*, Springer, ISBN 978-0-85729-618-4, pag. 114-115

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Leipertz A. (2005) – *Pulverizare și atomizare*, Clean I.C. Engines and Fuels, Louvain-la-Neuve, 07.04.2005;
- [2]. Martyr A.J. (2007) - *Încercarea motoarelor*, Elsevier, ISBN-13: 978-0-7506-8439-2, pag.295-296;
- [3]. Mendes A. și Azevedo Cardoso A. (2007) – *Analiza structurală a chiulasei din aluminiu pentru un motor diesel de viteză mare*, lucrari SAE 2007-01-2562
- [4]. Stiesch G. și Merker, G.P. (1999) - *Un Model fenomenologic pentru predicția eficientă și precisă a timpului de eliberare a căldurii și emisii de ardere pentru motoarele Diesel cu injecție directă*, lucrari SAE 1999-01-1535, 199
- [5]. Whitehouse N.D. și Way R.J.B. (1971) – *Metoda simplă de calculare a procentelor de eliberare a căldurii la motoarele Diesel pe baza gradului de injecție cu combustibil*, lucrari SAE 710134;
- [6]. Yu Shi. (2011) - *Optimizarea computațională a motoarelor cu ardere internă*, Springer, ISBN 978-0-85729-618-4, pag. 114-115

BIO-BUTANOL – ALTERNATIVE FUEL FOR DIESEL ENGINE

/

BIO-BUTANOLUL – COMBUSTIBIL ALTERNATIV PENTRU MOTORUL DIESEL

Ph.D. Stud. Eng. Dobre Al., Prof. Ph.D. Eng. Pană C., Ph.D. Stud. Eng. Nuțu N. C., Prof. Ph.D. Eng. Negurescu N,
Lect. Ph.D. Eng. Cernat Al., Ph.D. Stud. Eng. Bondoc I.D.

„Politehnica” University of Bucharest / Romania
Tel: 0761 910 596; E-mail: alexandru.c.dobre@gmail.com

Abstract: The main goals of bio-alcohols use in Diesel engine are the reduction of pollution, greenhouse gas emissions and the replacement of the fossil fuels. The production of the bio-alcohols from plants based on sugar (cane and beet) and starch (cereals, sorghum and maize) will increase their prices, which will affect the living standard of the population, because these are the most commonly used. If bio-alcohol were obtained from waste cellulosic or synthetic waste, its use would represent an alternative solution of fuel for Diesel engine. From the primary alcohols used (bio-methanol, bio-butanol, bio-ethanol) the bio-butanol has the main advantage that it is most appropriate from the point of view of the properties of the Diesel fuel. This paper presents the results of experimental research carried on a Diesel engine with direct injection fuelled with Diesel-bio-butanol mixtures.

Keywords: alternative fuel, bio-alcohols, bio-butanol, Diesel engine, emissions.

INTRODUCTION

Given that the standard of living of the population increases continuously more and more rapidly due to advancement of technology an increase in global energy consumption has been produced. Basically, if the standard of living of the population increases also the consumption of natural resources such as fossil fuels will increase. To meet the growing needs of the population, oil and gas resources will be exhausted.

More rational use of such fossil fuels and alternative fuels are viable solutions for reducing the oil consumption. From alternative fuels, bio-alcohols represent viable solutions, because those can be obtained from biomass. Unlike Diesel fuel, bio-alcohol has a greater support, being a form of renewable energy, that can be produced from biomass; the energy being generated by a natural resource (sunlight), which is unlimited.

Research centres from universities and big companies are involved in serious theoretical and experimental research on bio-alcohol use as fuel for compression ignition engine, being investigated different methods of fuelling. From primary alcohols, bio-butanol has the advantage that shows properties close to those of Diesel fuel compared to others alcohols.

Bio-butanol properties comparative to Diesel fuel

Bio-butanol (tert-butyl alcohol) is made up of three methyl groups and one group of oxidril (C_4H_9OH).

Because of its higher self-ignition resistance, the biobutanol (low cetane number, table 1) can't be used in Diesel engine as single fuel without supplementary measures (the additive use or engine design changes). In order to use bio-butanol in compression ignition engine, this must be enriched with accelerators of organic nitrates type for reducing of the auto-ignition delay, or it can be use in addition with Diesel fuel, solutions that do not involve significant design changes to

Rezumat: Utilizarea bio-alcoolilor drept combustibil pentru motoarele Diesel are ca scop reducerea poluării, reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră și înlocuirea combustibililor fosili. Producerea bio-alcoolilor din plante pe bază de zahăr (trestia și sfecla) și pe bază de amidon (cerealele, sorgul și porumbul) va conduce la creșterea prețului acestora, care va afecta nivelul de trai al populației, deoarece acestea sunt cele mai des utilizate. Dacă bio-alcoolul s-ar obține din deșeuri celulozice sau sintetic, utilizarea lui ar reprezenta o soluție alternativă de combustibil pentru motorul Diesel. Dintre alcoolii utilizați (bio-metanolul, bio-butanolul, bio-etanolul) bio-butanolul are principalul avantaj că se apropie cel mai bine din punct de vedere al proprietăților de motorină. ucrarea prezintă rezultate ale cercetării experimentale efectuate pe un motor Diesel cu injecție directă de alimentat cu amestecuri motorină-bio-butanol.

Cuvinte cheie: combustibil alternativ, bio-alcoolii, bio-butanol, motor Diesel, emisii.

INTRODUCERE

Dat fiind faptul că standardul de viață al populației crește în mod continuu din cauza avansării tot mai rapide a tehnicii s-a produs o intensificare a consumului energetic la nivel global. Practic, dacă standardul de viață al populației crește și consumul resurselor naturale va crește alături de combustibilii de natură fosilă. Pentru a satisface nevoile tot mai accentuate ale populației, resursele de petrol și gaze naturale se vor epuiza.

Utilizarea mai rațională a combustibililor fosili și utilizarea combustibililor alternativi reprezintă soluții viabile pentru a reduce consumul de petrol. Dintre combustibilii alternativi, bio-alcoolii sunt o soluție viabilă, deoarece aceștia se pot obține din biomasă. Spre deosebire de motorină, bio-alcoolul are o susținere mai mare, el fiind o formă de energie regenerabilă, care poate fi produsă din biomasă; energia fiind generată de o resursă naturală (lumina soarelui), care este inepuizabilă.

Centre de cercetare din universități și mari companii, sunt implicate în serioase cercetări teoretice și experimentale privind utilizarea bio-alcoolului drept combustibil pentru motorul Diesel, fiind investigate diferite metode de alimentare. Dintre alcoolii primari, bio-butanolul are avantajul că prezintă proprietăți mai apropiate de cele ale motorinei comparativ cu ceilalți alcooli.

Proprietățile bio-butanolului comparativ cu motorina

Bio-butanolul (terț-butil alcoolul) este format din trei grupări de metil și o grupare oxidril (C_4H_9OH).

Bio-butanolul având întârziere mare la autoaprindere (cifră cetanică mică, tabelul1) face ca acesta să nu poată fi utilizat drept combustibil unic pentru motorul Diesel fără a se lua măsuri suplimentare, aditivare sau modificări constructive ale motorului. Pentru ca bio-butanolul să poată fi utilizat la motorul cu aprindere prin comprimare trebuie fie aditivat cu acceleratori de tipul nitraților organici pentru a reduce întârzierea la autoaprindere, fie utilizat în amestec cu motorina, soluții ce nu implică

the engine.

The main properties of bio-butanol as compared to the Diesel fuel are shown in table 1.

modificări constructive semnificative ale motorului.

Principalele proprietăți ale bio-butanolului comparativ cu motorina sunt redată în tabelul 1.

Table 1 / Tabelul 1

The properties of bio-butanol comparing to Diesel fuel, [3], [12] /
Proprietățile bio-butanolului în comparație cu cele ale motorinei, [3], [12]

Nr. crt.	Parameter / Parametrul	Unit of measure / Unitatea de măsură	Bio-butanol / Bio-butanol	Diesel fuel / Motorină
1	Chemical formula / Formula chimică	[-]	C ₄ H ₉ OH	≈ C ₁₆ H ₃₄
2	Boiling temperature (1,013 bar) / Temperatura de fierbere (1,013 bar)	[°C]	82.8	180 ... 360
3	Auto-ignition temperature / Temperatura de autoaprindere	[°C]	340	≈ 250
4	Flame temperature / Temperatura flăcării	[°C]	2220	2054
5	Evaporation heat / Căldura de vaporizare	[kJ/kg]	595	251 ... 314
6	Low calorific power / Puterea calorifică inferioară	[kJ/kg]	32560	41855
7	Cetane number / Cifra cetanică	[-]	<18	45 ... 55
8	Dynamic viscosity at 20 °C (1,013 bar) / Vâscozitatea dinamică la 20 °C (1,013 bar)	[mPa·s]	2.95	1.6 ... 6.8
9	Gravimetric composition / Compoziția gravimetrică	C	64.86	≈ 86
		H	13.5	≈ 12
		O	21.64	2
10	Fuel air ratio / Raportul aer combustibil	[kg air/kg comb.]	11.1	14.5
11	Flash temperature / Temperatura de inflamabilitate	[°C]	34	50 ... 140
12	Density at 20 °C / Densitatea la 20 °C	[kg/m ³]	810	820 ... 860
13	Specific heat at 20 °C (1,013 bar) / Căldura specifică la 20 °C (1,013 bar)	[kJ/kg·K]	2.3	1.9

An addition of 25% accelerator in alcohol leads to an auto-ignition delay similar to that of Diesel fuel, [3]. Difficult auto-ignition to use bio-butanol is accentuated by decreasing temperature trend due to the heat of higher vaporization higher of alcohols than Diesel fuel (heat of vaporization of bio-butanol being about 2 times higher than the vaporization of Diesel fuel produces an intense cooling effect).

Higher bio-butanol auto-ignition temperature involves measures to raise the temperature in the cylinder such as increasing the compression ratio.

From primary alcohols, the bio-butanol has the most similar viscosity to that of the Diesel fuel and the higher miscibility, which recommends it as a good alternative fuel. However, the bio-butanol's viscosity is lower than Diesel fuel (this can dilute the oil) producing some of its adverse effects in the lubrication.

Adding bio-butanol in Diesel fuel decreases the mixture viscosity, which influences on angle of jet dispersion in terms of increasing, reduction of droplet diameter and decreasing of jet penetration. Another aspect is the influence of fluidity to low temperature, which can be improved by the addition of bio-butanol.

Also the use of bio-butanol as a fuel must be taken into account that for the same amount of energy stored in the fuel tank for bio-butanol will have a larger volume and weight compared to Diesel fuel due to lower calorific value of bio-butanol comparative to Diesel fuel.

From the special technical literature some results on the use of bio-butanol in Diesel engine using different methods are known.

In the paper [9] are presented some results of the experimental research on an engine with a single four-stroke cylinder of type Lister 1-9, at different loads using the blends method (10% iso-butanol, 20% iso-butanol,

Un adaos de 25% accelerator în alcool conduce la o întârziere la autoaprindere asemănătoare cu cea a motorinei, [3]. Autoaprinderea dificilă la utilizarea bio-butanolului este accentuată și de tendința micșorării temperaturii, datorită căldurii de vaporizare mai mari la alcoolii decât la motorină (căldura de vaporizare a bio-butanolului fiind de circa 2 ori mai mare decât a motorinei, produce la vaporizare un efect intens de răcire).

Temperatura de autoaprindere mai ridicată a bio-butanolului implică măsuri care să ridice nivelul temperaturii în cilindru cum ar fi creșterea raportului de comprimare.

Dintre alcoolii primari, bio-butanolul are vâscozitatea cea mai apropiată de cea a motorinei precum și miscibilitatea cea mai ridicată, recomandându-l drept combustibil alternativ. Vâscozitatea bio-butanolului este mai mică decât a motorinei (ea poate dilua uleiul) producând unele efecte defavorabile lubrifierii.

Adăugarea bio-butanolului în motorină are ca efect reducerea vâscozității influențând, în sensul creșterii, unghiul de dispersie al jetului, reducerea diametrului picăturii și scăderea penetrației. Fluiditatea la temperaturi scăzute se va îmbunătăți prin adăugarea bio-butanolului.

La utilizarea bio-butanolului drept combustibil trebuie luat în calcul că pentru aceeași cantitate de energie stocată, rezervorul de combustibil pentru bio-butanol va avea un volum și o masă mai mare comparativ cu cel de motorină datorită puterii calorifice inferioare mai scăzute a bio-butanolului în raport cu motorina.

Din literatura de specialitate sunt cunoscute unele rezultate privind utilizarea bio-butanolului la motorul Diesel prin diferite metode.

În lucrarea [9] sunt prezentate unele rezultate ale cercetărilor experimentale efectuate pe un motor cu un singur cilindru în patru timpi, tip Lister 1-9 la diferite sarcini utilizând metoda amestecurilor (10%, 20%, 30% și

30% iso-butanol, 40% iso-butanol). The experimental results showed: reducing of the exhaust gas temperature, of the effective power and of the thermal efficiency in the use of biobutanol-oil blends in various proportions comparative to only Diesel fuel engine operation. Also the air-fuel ratio has declined and the specific fuel consumption actually increased to the use of iso-butanol. Due to the influence on the engine energetic parameter, the author limits the rate of biobutanol in the blends to 30%, finding a deterioration of analysed parameters at higher percentages, for example 40%.

Experimental researches on combustion behaviour of biobutanol are presented in paper [15] using as fuelling method the blends method (8% biobutanol and 16% percentage by volume). Experimental tests were performed on a six-cylinder turbocharged engine with direct injection. The engine was subjected to the tests at three different loads while maintaining constant speed (1200 rev/min to 1500 rev/min). The results showed that to the use of bio-butanol in blends with Diesel fuel, the fuel injection pressure diagrams are slightly delayed, and the auto-ignition delay increased. Also, a decrease of the maximum cycle pressure and of the in-cylinder gases temperature during the rapid combustion phase was obtained.

The research presented in the paper [14] investigates the mechanisms of formation of nitrogen monoxide, smoke and combustion noise produced during the warm start method using blends method. The results obtained at the use of blends: 30% bio-Diesel and Diesel fuel with 25% n-butanol are comparatively presented. The use of Diesel fuel in blends with n-butanol leads to a significantly reduction of exhaust gases opacity, but to a notably increase of NO emission.

In paper [17] the influence of bio-butanol mixed with Diesel fuel and bio-Diesel is analysed. The results showed that the addition of 20% n-butanol in a mixture of Diesel fuel and 20% bio-Diesel resulted in a slight increase in specific fuel consumption and thermal efficiency compared to Diesel fuel. The CO and HC emissions decreased, while NO_x emissions remained almost unchanged at low engine loads and for high engine loads the NO_x emission decreased. Also, the smoke opacity was reduced.

MATERIAL AND METHODS

The experimental researches were performed on a Diesel engine K9K type - 1.5 dCi (maximum power 52 kW and maximum power engine speed 3900 rot/min) mounted on a test bed.

The stand for testing is equipped with Schenck E90 dyno for torque measurement, flowmeters for measurement of the air and fuel consumption, thermometers, for measurement of the supply air temperature, cooling liquid, exhaust gas, cooling system oil, manometer for pressure boost measurement, oil pressure lubrication system. For analyzing the exhaust gas was used an analyzer type AVL Dicom and an opacimeter type AVL Dicom 4000. In the engine's cylinder was mounted a piezoelectric pressure transducer type AVL for monitoring the pressure. Also the stand includes a data acquisition system type AVL.

Experimental investigations have been carried out using a blend of 10% Diesel and 20% bio-butanol. Experimental investigations have been carried out in the load modes of 100% and 85% at the speed of 2000 rev/min. At the use of bio-butanol, the fuel cycle dose increased (bio-butanol-Diesel blend) in order to restore standard engine power. The injection timing was optimized in terms of NO_x emissions and to limit the maximum in-cylinder pressure maintaining the standard engine power.

40% izo-butanol). Rezultatele experimentale au arătat: reducerea temperaturii de evacuare a gazelor, scăderea puterii efective și reducerea randamentului termic la utilizarea amestecurilor bio-butanol-motorină în diferite proporții față de funcționarea motorului doar cu motorina. De asemenea și coeficientul de exces de aer s-a diminuat [9], iar consumul specific de combustibil efectiv a crescut la utilizarea izo-butanolului. Autorul limitează procentul de bio-butanol la 30%, constatând înrăutățirea parametrilor energetici ai motorului analizați la procente mai mari, ca de exemplu 40%.

Cercetări experimentale privind arderea bio-butanolului sunt redată în lucrarea [15] utilizând metoda amestecurilor (butanol 8% și 16% volumetric). Încercările experimentale au fost efectuate pe un motor supraalimentat cu șase cilindri și injecție directă. Motorul a fost supus testelor la trei sarcini diferite menținând turația constantă (1200 și 1500 rot/min). Diagramele de presiune de injecție de combustibil sunt ușor întârziate, iar întârzierea la autoaprindere a crescut la utilizarea bio-butanolului în amestec cu motorina. De asemenea s-a constatat reducerea presiunii maxime pe ciclu și a temperaturii gazelor din cilindru în faza arderii rapide.

Cercetările prezentate și în lucrarea [14] investighează mecanismele de formare a monoxidului de azot, fumului și zgomotului de ardere produs în timpul pornirii la cald utilizând metoda amestecurilor (motorină cu 30% bio-Diesel și motorină cu 25% n-butanol). La utilizarea n-butanolului în amestec cu motorina s-a redus semnificativ opacitatea gazelor de evacuare, dar a crescut în mod notabil, emisia de NO.

În lucrarea [17] este analizată influența bio-butanolului în amestec cu motorină și bio-Diesel. Adăugarea de 20% n-butanol în amestecul de motorină și 20% bio-Diesel a determinat o ușoară creștere a consumului specific de combustibil și a randamentului termic comparativ cu motorina. Emisiile de CO și HC a scăzut, iar emisia de NO_x a rămas aproape neschimbată la sarcini mici ale motorului, iar la sarcini mari emisia de NO_x a scăzut. De asemenea reducându-se și opacitatea fumului.

MATERIAL ȘI METODE

Cercetările experimentale s-au efectuat pe motorul Diesel tip K9K – 1.5 dci (puterea maximă 52 kW la turația de 3900 rot/min) montat pe un stand de încercări.

Standul de încercări este dotat cu frână Schenck E90 pentru măsurarea momentului motor, debitmetre pentru măsurarea consumurilor de aer și combustibil, termometre, pentru măsurarea temperaturilor aerului de alimentare, lichidului de răcire, gazelor de evacuare, uleiurilor din sistemul de răcire, manometre pentru măsurarea presiunii de supraalimentare, presiunea uleiului din sistemul de ungere. Pentru analiza gazelor de evacuare s-a utilizat analizorul de gaze și opacimetrul AVL Dicom 4000. În cilindrul motorului a fost montat un traductor piezoelectric de presiune AVL pentru monitorizarea presiunii. De asemenea standul conține și un sistem de achiziție de date AVL.

S-au efectuat măsurători, utilizând un amestec de motorină cu 10% respectiv 20% bio-butanol. Investigațiile experimentale s-au efectuat la regimurile de sarcină 100% și 85% la turația de 2000 rot/min. La utilizarea bio-butanolului, s-a mărit doza de combustibil (amestec bio-butanol-motorină) pentru refacerea puterii motorului standard. Avansul la injecție a fost optimizat din punct de vedere al emisiilor de NO_x și al limitării presiunii maxime din cilindru menținând puterea motorului standard.

RESULTS

The figures 3...12 present the results of the experimental investigations carried out.

Energy aspects

Figure 3 shows the pressure variation versus the crankshaft angle at the standard injection timing for engine operation at Diesel fuelling and optimized for Diesel fuel, 10% and 20% bio-butanol fuelling at full load, and in the figure 4 the variation of cycle maximum pressure versus the volume percentage of Diesel fuel replacement (x_c) at 100% ($\chi = 1$) load and 85% ($\chi = 0.85$) are shown. We find that the maximum pressure from the cycle decreased about 10% when is using 20% bio-butanol than Diesel fuel at full load with the optimized injection timing. This is due to bio-butanol, which has a cooling effect more intensely than Diesel fuel. Maximum pressure for 10% bio-butanol doesn't change compared to Diesel fuel, because the cooling effect of the bio-butanol is compensated from the better burning speed of the bio-butanol than Diesel fuel (fig. 3).

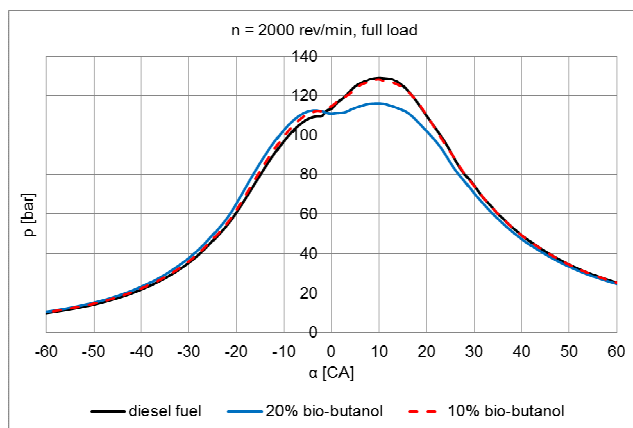


Fig. 3 – The indicate diagram / *Diagrama indicate*

For the standard injection timing, the maximum pressure has small variations with the percentage of bio-butanol at 100% load because of the combustion improvement (fig. 4). By optimizing of the injection timing for the limitation of the emission of NO_x level, the maximum pressure is reduced at the increase of the bio-butanol percentage at 100% load and for 85% load the maximum pressure is maintained constant.

Figure 5 shows the maximum rate pressure rise versus bio-butanol percentage in blends with Diesel at different loads and speed of 2000 rev/min. The maximum rate pressure rise increases at the use of bio-butanol mixed with Diesel fuel than Diesel fuel, because the auto-ignition delay increases both for the full load and for the 85% load (fig. 5).

At the increase of the proportion of bio-butanol, increases the duration of injection because of a much lower calorific power value and lower density of bio-butanol comparative to Diesel fuel and decreases the combustion time duration due to the better bio-butanol's combustion properties (fig. 6). We notice that 20% bio-butanol mixed with Diesel fuel significantly influences the auto-ignition delay (increases compared with Diesel fuel), due to bio-butanol's lower cetane number, which moves the combustion toward the detente being necessary the modification of the injection timing for optimizing the performance. The variation of the apparent heat release rate is kept approximately at the same level (fig. 6), but

REZULTATE

În figurile 3...12 sunt prezentate rezultate ale investigațiilor experimentale efectuate.

Aspecte energetice

În figura 3 se prezintă variația presiunii în funcție de unghiul arborelui cotit pentru avansul la injecție standard la funcționarea motorului alimentat cu motorină și optimizat la funcționarea motorului alimentat cu motorină, 10% și 20% bio-butanol la sarcină totală, iar în figura 4 se prezintă variația presiunii maxime pe ciclu în funcție de procentul de substituție volumetric a motorinei (x_c) la sarcinile 100% ($\chi = 1$) și 85% ($\chi = 0,85$). Găsim că presiunea maximă pe ciclu scade cu circa 10% față de motorină, când este utilizat 20% bio-butanol la sarcină totală cu avans la injecție optimizat. Acest lucru se datorează bio-butanolului, care are un efect de răcire mai intens decât motorina. Presiunea maximă pentru 10% bio-butanol nu se modifică comparativ cu motorina, deoarece efectul de răcire al bio-butanolului este compensat de viteza de ardere mai bună a acestuia comparativ cu motorina (fig. 3).

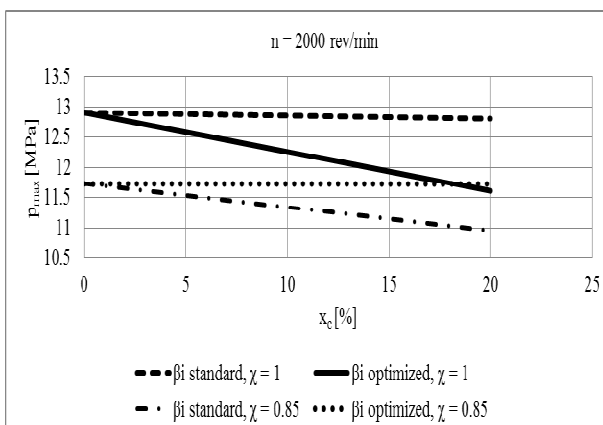


Fig. 4 – Maximum pressure variation versus volumetric diesel fuel substitute ratio for different loads / *Variația presiunii maxime în funcție de procentul de substituție volumetric a motorinei pentru diferite sarcini*

Pentru avansul la injecție standard, presiunea maximă are variații reduse cu procentul de bio-butanol la sarcina de 100% datorită îmbunătățirii arderii (fig. 4). Prin optimizarea avansului la injecție pentru limitarea nivelului emisiei de NO_x , presiunea maximă se reduce cu creșterea procentului de bio-butanol la sarcină totală, iar la sarcina de 85% presiunea maximă se menține constantă.

În figura 5 este prezentată viteza maximă de creștere a presiunii cu procentul de bio-butanol din amestec la diferite sarcini și turația de 2000 de rot/min. Viteza maximă de creștere a presiunii la utilizarea bio-butanolului în amestec cu motorina crește față de motorină, deoarece se mărește întârzierea la autoaprindere atât pentru sarcina totală cât și pentru sarcina de 85% (fig. 5).

Totodată, la creșterea procentului de bio-butanol crește durata injecției datorită puterii calorifice inferioare și a densității mai mici a bio-butanolului comparativ cu motorina și scade durata în timp a arderii datorită proprietăților de ardere mai bune ale acestuia (fig. 6). Observăm că 20% bio-butanol în amestec cu motorina influențează semnificativ întârzierea la autoaprindere (crește comparativ cu motorina), datorită cifrei cetanice mai scăzute a bio-butanolului, ceea ce deplasează arderea în destindere fiind necesară modificarea avansului la injecție pentru optimizarea performanțelor. Viteza maximă de degajare a căldurii se menține aproximativ la aceeași valoare, (fig. 6), dar la utilizarea

when using bio-butanol, the combustion time being more reduced explains the increase of the maximum pressure and the rate of increment of pressure .

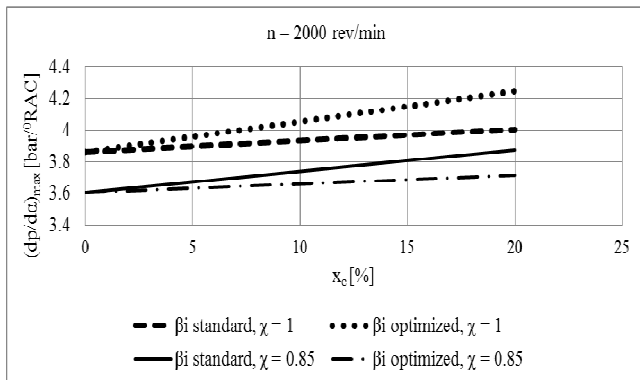


Fig. 5 - The Maximum pressure rate versus volumetric diesel fuel substitute ratio for different loads / *Viteza maximă de creștere a presiunii în funcție de procentul de substituție volumetric a motorinei pentru diferite sarcini*

Regarding the cyclic variability (formula 1), coefficient of variation in maximum pressure at full load is 0.92% for the Diesel fuel (standard injection timing) and 0.69%, for 20% bio-butanol (optimized injection timing), while for the 85% load is 0.56 for Diesel fuel (standard injection timing) and 0.61% for 20% of bio-butanol (optimized injection timing), indicating a high stability of the combustion process.

$$COV = \frac{s}{\bar{x}} \times 100 \quad (1)$$

where: *COV* represents the cyclic variability coefficient of the maximum pressure; σ – mean square deviation for max. pressure; \bar{x} – average for maximum pressure.

bio-butanolului, durata arderii fiind mai redusă explică creșterea presiunii maxime și viteza de creștere a presiunii.

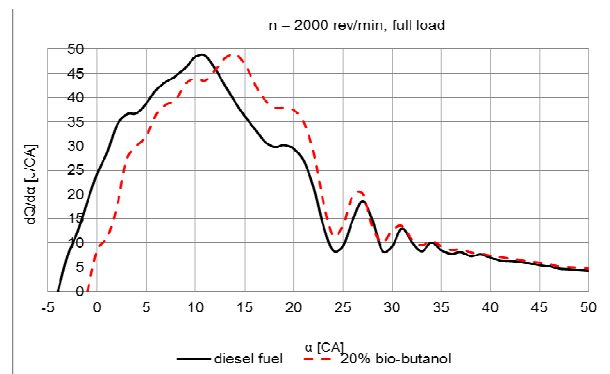


Fig. 6 - The variation of the apparent heat release rate versus the crankshaft angle / *Variația vitezei aparente de degajare a căldurii în funcție de poziția arborelui cotit*

În ceea ce privește variabilitatea ciclică (formula 1), coeficientul de variație a presiunii maxime la sarcină totală este 0,92% pentru motorină (avans la injecție standard) și 0,69%, pentru 20% bio-butanol (avans la injecție optimizat), în timp ce pentru 85% sarcină este 0,56 pentru motorină (avans la injecție standard) și 0,61% pentru 20% bio-butanol (avans la injecție optimizat), indicând o stabilitate mare a procesului arderii.

unde: *COV* reprezintă coeficientul de variabilitate ciclică a presiunii maxime; σ – abaterea medie pătratică a presiunii maxime; \bar{x} – media aritmetică a presiunii maxime.

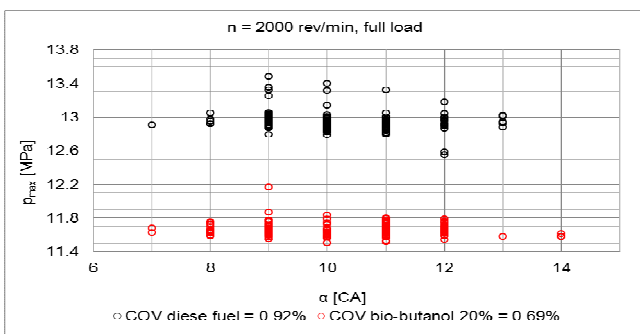


Fig. 7 - Maximum pressure in cylinder versus angle crankshaft / *Presiunea maximă din cilindru în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit al motorului*

In figure 7 is presented maximum pressure in cylinder versus angle crankshaft for 150 cycles at the fuelling only with Diesel fuel or with 20% bio-butanol in mixture.

For 20% bio-butanol in mixture, the cyclic dispersion is lower than the functioning with Diesel fuel. The angle of maximum pressure for 20% bio-butanol has a value between 9÷12 CA after TDC (Fig. 7).

Figure 8 presents the variation of the specific energetic consumption compared with the volumetric percentage of bio-butanol in the blend with Diesel fuel. Generally, the brake specific energetic consumption is reduced by the increasing of the bio-butanol percentage, due to improvement of the combustion (bio-butanol

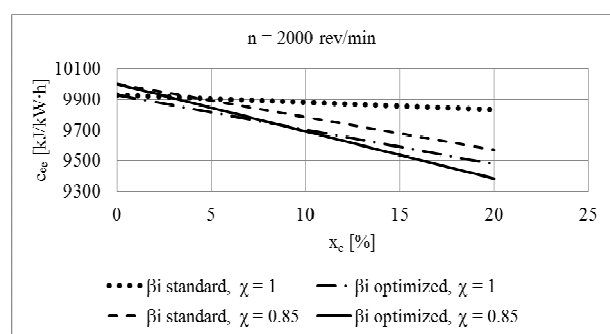


Fig. 8 - Specific energetic consumption versus volumetric diesel fuel substitute ratio for different loads / *Consumul specific energetic efectiv în funcție de procentul de substituție volumetric a motorinei pentru diferite sarcini*

În figura 7 este prezentată presiunea maximă din cilindru în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit pentru 150 de cicluri la alimentarea doar cu motorină sau 20% bio-butanol în amestec.

La amestecul cu 20% bio-butanol, dispersia ciclică este mai redusă decât la funcționarea cu motorină. Unghiul de presiune maximă pentru 20% bio-butanol are valoarea între 9÷12 °RAC după PMI (fig. 7).

În figura 8 este prezentată variația consumului specific energetic efectiv în raport cu procentul volumetric de bio-butanol din amestec. Se constată, în general, reducerea consumului specific energetic cu creșterea procentului de bio-butanol datorită îmbunătățirii arderii (viteză de ardere

higher burning rate and a higher content of oxygen in bio-butanol molecule). For the optimized injection timing, reducing the specific energetic consumption is more pronounced: at 20% bio-butanol, the reduction is about 5% at full load and about 6% at 85% load.

Pollution aspects

At 85% load to the optimized timing injection NO_x emission level doesn't change compared to the standard one. Also, at the same load, the emission of NO_x level decreases against the full load regime, because of the decrease of the temperature from cylinder (fig. 9).

Figure 9 shows the variation of NO_x emissions level by the percentage of bio-butanol for the investigated regimes. It was found a reduction of NO_x emissions level assured by optimization of the injection timing, which was reduced comparatively to the standard injection timing.

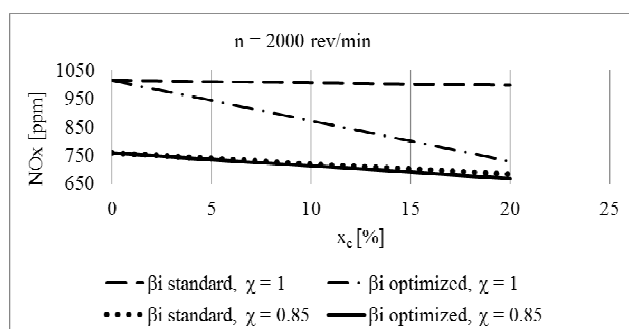


Fig. 9 - The NO_x emission versus volumetric diesel fuel substitute ratio for different loads / *Emisia de NO_x în funcție de procentul de substituție volumetric a motorinei la diferite sarcini ale motorului*

Regarding the emission of HC, it increases with the percentage of biobutanol possible because of the flame extinction at wall and in air-bio-butanol homogeneous mixture, which becomes relatively leaner (fig. 10).

The exhaust gas opacity variation with the bio-butanol's percentage at the investigated regimes is represented in fig. 11. Generally the exhaust gas opacity decreases with the bio-butanol percentage increasing. At 85% load, the influence is reduced both for the standard injection timing and for the optimized injection timing, while for the 100% load at optimized injection timing there is a slightly increase than the standard injection timing at the bio-butanol's percentage increase, which can be due to a reduction of air excess coefficient.

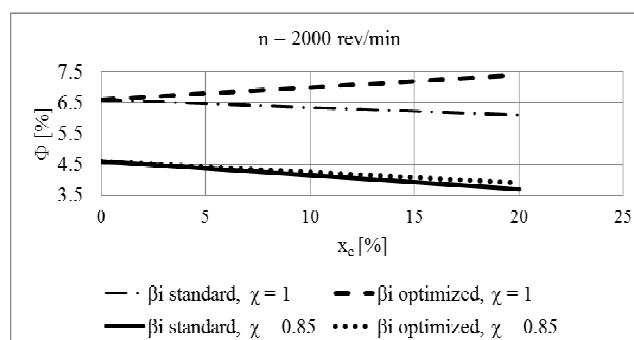


Fig. 11 - The fume emission represented by opacity versus volumetric diesel fuel substitute ratio for different loads / *Opacitatea în funcție de procentul de substituție volumetric a motorinei la diferite sarcini ale motorului*

It is found that CO_2 emission level decreased at the biobutanol use comparing to Diesel fuel for an injection timing optimized at full load, possibly due to higher oxygen content of bio-butanol molecule (the combustion has improved due to the higher burning rate of the bio-

mai bună și un conținut mai mare de oxigen în molecula de bio-butanol). Pentru avansul la injecție optimizat, reducerea consumului specific energetic este mai pronunțată: 20% bio-butanol, reducerea este de circa 5% la sarcină totală și de circa 6% la sarcina de 85%.

Aspecte de poluare

La sarcina de 85% la avansul optimizat emisia de NO_x nu se modifică față de cel standard. De asemenea, la sarcina de 85% emisia de NO_x scade față de regimul de sarcină totală, deoarece scade temperatura din cilindru (fig. 9).

În figura 9 este prezentată variația emisiei de NO_x cu procentul de bio-butanol la regimurile investigate. Se constată o reducere a emisiei de NO_x prin optimizarea avansului la injecție care a fost redus față de avansul la injecție standard.

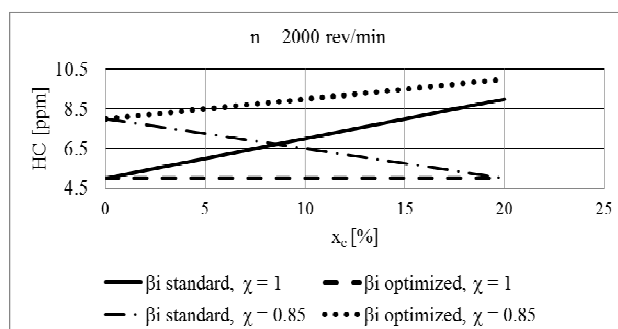


Fig. 10 - The HC emission versus volumetric diesel fuel substitute ratio for different loads / *Emisia de HC în funcție de procentul de substituție volumetric a motorinei la diferite sarcini ale motorului*

În ceea ce privește emisia de HC, aceasta crește cu procentul de bio-butanol, posibil din cauza stingerii flăcării la perete și în amestecul omogen aer-bio-butanol, care devine relativ sărac (fig. 10).

În figura 11 este reprezentată variația opacității fumului din gazele de evacuare cu procentul de bio-butanol la regimurile investigate. În general opacitatea gazelor de evacuare scade cu creșterea procentului de bio-butanol. La sarcina de 85% influența este redusă atât pentru avansul standard cât și pentru cel optimizat, iar pentru sarcina de 100% la avansul optimizat se constată o ușoară creștere față de avansul standard la creșterea procentului de bio-butanol, fapt ce se poate datora scăderii coeficientului de exces de aer.

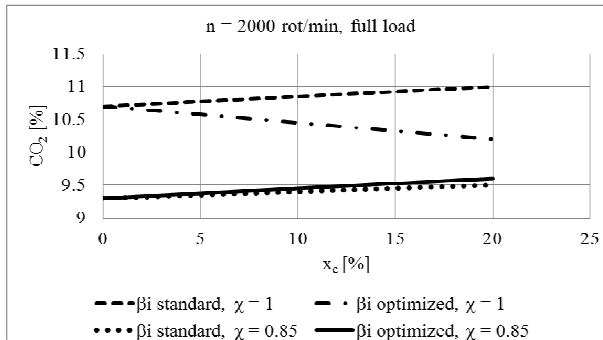


Fig. 12 - The CO_2 emission versus volumetric diesel fuel substitute ratio for different loads sarcini ale motorului / *Emisia de CO_2 în funcție de procentul de substituție volumetric a motorinei la diferite sarcini ale motorului*

Se constată că emisia de CO_2 a scăzut la utilizarea bio-butanolului comparativ cu motorina pentru un avans la injecție optimizat la sarcină totală, posibil datorită conținutului mai ridicat de oxigen din molecula de bio-butanol (arderea s-a îmbunătățit datorită vitezei de

butanol). At a load of 85% at an optimized timing injection, CO₂ emission level doesn't change from standard injection timing (fig. 12).

CONCLUSIONS

Bio-butanol represents a viable alternative solution for its use as fuel for Diesel engine in order to reduce pollution and increase engine's economicity.

Experimental tests performed on a Diesel engine with direct injection revealed the influence of bio-butanol's percentage from the mixture with Diesel fuel on the combustion, fuel consumption and pollution emissions. Compared with the results of standard engine at the operation of the engine with Diesel fuel mixture and 20% bio-butanol, the following conclusions can be presented:

- specific energetic consumption of the engine was reduced by about 5%;
- maximum pressure from the cylinder decreases with the increase of the bio-butanol's percentage from the mixture, while the maximum rate pressure rise registers a slightly increase;
- gas opacity easy increases with biobutanol content in mixture with the Diesel fuel at the full load but slightly decreases at 85% load;
- NO_x emission was significantly reduced by about 25% for example at full load at the operation with optimized injection timing;
- CO₂ emission was reduced by about 10% for full load;
- CO emission was below measurable limit for both Diesel and bio-butanol using.

The fuelling of the Diesel engine with Diesel fuel-bio-butanol blends represents a relatively easy method to apply without requiring major changes in the construction of the engine. Researches are required to establish the adjusting optimum parameters in order to obtain the best energetic performance and reduced pollution with maintaining or increasing power performance.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to thank to AVL List GmbH company Graz, Austria, for possibility to use the research equipment.

REFERENCES

- [1]. Ananda Srinivasan, Saravanan C.G. (2010) - *Study of combustion characteristics of an SI engine fuelled with ethanol and oxygenated fuel additives*, Journal of Sustainable Energy & Environment, 85- 91;
- [2]. Anuj Pal, Sahil Gupta (2013) - *Performance and emission characteristics of iso-butanol-Diesel blend in water cooled CI engine employing EGR with EGR Intercooler*, SAE Technical Paper 2013-24-0151, : 10.4271/2013-24-0151;
- [3]. Apostolescu N., Sfințeanu D. (1989) - *The automotive with unconventional fuels*, Technical Publishing House, ISBN 973-31-0049-8, Bucharest;
- [4]. Aramă C., Grünwald B. (1966) - *Internal combustion engines - processes and characteristics*, Technical Publishing House, Bucharest;
- [5]. Grünwald B. (1980) - *Theory, calculation and construction of engines for motors vehicles*, Didactic and Pedagogic Publishing House, Bucharest.
- [6]. Haifeng Liu, Shanju Li et all (2013) - *Effects of n-butanol, 2-butanol, and methyl octynoate addition to Diesel fuel on combustion and emissions over a wide range of exhaust gas recirculation (EGR) rates*, Applied Energy Volume 112, December 2013, Pages 246–256;
- [7]. Heywood J.B. (1988) - *Internal combustion engine-fundamentals*, ISBN 0-07-028637-X, New York;

ardere mai mare a bio-butanolului). La sarcina de 85% la un avans optimizat emisia de CO₂ nu se modifică față de avansul standard (fig. 12).

CONCLUZII

Bio-butanolul reprezintă o soluție alternativă viabilă pentru utilizarea sa drept combustibil la motorul Diesel cu scopul reducerii poluării și creșterii economicității motorului.

Încercările experimentale efectuate pe un motor Diesel cu injecție directă au pus în evidență influența procentului de bio-butanol din amestec cu motorina asupra economicității și emisiilor poluante. Comparativ cu rezultatele motorului standard la funcționarea motorului cu amestec motorină și 20% bio-butanol s-au obținut următoarele:

- consumul specific energetic al motorului s-a redus cu circa 5%;
- presiunea maximă din cilindru scade cu creșterea procentului de bio-butanol din amestec, iar viteza maximă de creștere a presiunii înregistrează o ușoară creștere;
- opacitatea gazelor crește cu conținutul de bio-butanol în amestec cu motorina la sarcină totală, dar scade ușor la sarcina de 85%;
- emisia de NO_x s-a redus semnificativ, de exemplu cu circa 25% la sarcina totală la funcționarea cu avansul la injecție optimizat din acest punct de vedere;
- emisia de CO₂ a scăzut cu circa 10% la $\chi = 1$;
- emisia de CO s-a situat sub limita măsurabilă atât pentru motorină cât și pentru bio-butanolul.

Alimentarea motorului Diesel cu amestec de motorină-bio-butanol reprezintă o metodă relativ ușor de aplicat fără să necesite modificări majore ale construcției motorului. Se impun cercetări pentru a stabili parametrii optimi de reglare pentru a se obține cele mai bune performanțe de economicitate și poluare cu menținerea sau creșterea performanțelor energetice.

MULȚUMIRI

Autorii doresc sa mulțumească companiei AVL List GmbH Graz, Austria, pentru posibilitatea utilizării echipamentului de cercetare.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Ananda Srinivasan, Saravanan C.G. (2010) - *Studiul arderii unui m.a.s. alimentat cu etanol și combustibili oxigenați aditiviți*, Jurnalul de Energie Durabilă & Mediu, 85- 91;
- [2]. Anuj Pal, Sahil Gupta (2013) - *Caracteristicile de performanță și emisii ale amestecului izo-butanol-motorină ale unui m.a.c. răcit cu apă lucrând cu EGR și cu răcitor intermediar*, Lucrare Tehnică SAE 2013-24-0151, doi: 10.4271/2013-24-0151;
- [3]. Apostolescu N., Sfințeanu D. (1989) - *Automobilul cu combustibili neconvenționali*, Editura Tehnică, ISBN 973-31-0049-8, București;
- [4]. Aramă C., Grünwald B. (1966) - *Motoare cu ardere internă – procese și caracteristici*, Editura Tehnică, București;
- [5]. Grünwald B. (1980) - *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*, Editura Didactică și Pedagogică, București;
- [6]. Haifeng Liu, Shanju Li și alții (2013) - *Efecte ale adaosului de n-butanol, 2-butanol și methyl octynoate la motorină asupra arderii și emisiilor pentru diferite procente EGR*, Energie Aplicată, Volumul 112, Decembrie 2013, Pag. 246–256;
- [7]. Heywood J.B. (1988) - *Motor cu ardere internă fundamente*, ISBN 0-07-028637-X, New York;

[8]. Miers S.A., Carlson R.W., McConnell S.S., Ng H.K., Wallner T., Esper J.L. (2008) - *Drive cycle analysis of butanol/Diesel blends in a light-duty vehicle*, SAE Paper no. 2008-01-2381;

[9]. Mohammad Ibrahim Al-Hasan, Muntaser Al-Momany (2008) - *The effect of iso-butanol-Diesel blends on engine performance*, Transport, Volume 23, Issue 4, pg. 306-310;

[10]. Mustafa Canakci, Cenk Sayin et al (2009) - *Effect of injection pressure on the combustion, performance, and emission characteristics of a Diesel engine fuelled with methanol-blended Diesel fuel*, Energy Fuels, 23 (6), pg 2908–2920;

[11]. Paolo Sementa, Bianca Maria Vaglieco and Francesco Catapano, "Influence of the injection pressure on the combustion performance and emissions of small GDI engine fuelled with bio-ethanol", SAE Paper Number: 2011-37-0007;

[12]. Popa M.G., Negurescu N., Pană C., "Diesel Engines - Processes", vol. II, Publishing House MatrixRom, ISBN 973-685-621-6, Bucharest, 2003;

[13]. Rakhi N. Mehta, Mousumi Chakraborty et al (2010) - *Evaluation of fuel properties of butanol-bio-Diesel-Diesel blends and their impact on engine performance and emissions*, Industrial & Engineering Chemistry Research, 49(16), pg 7660–7665;

[14]. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M et al (2010) - *Study of turbocharged Diesel engine operation, pollutant emissions and combustion noise radiation during starting with bio-Diesel or n-bio-butanol Diesel fuel blends*, Applied Energy, Volume 88, Issue 11, November, Pages 3905–3916;

[15]. Rakopoulos D.C., Papagiannakis R.G. et al (2011) - *Combustion heat release analysis of ethanol or n-butanol Diesel fuel blends in heavy-duty DI Diesel engine*, Fuel Vol. 90, Issue 5, May, Pg. 1855–1867;

[16]. Sathiyagnanam T., Sivaprakasam A.P. et al (2005) - *Investigation on emission characteristics of a Diesel engine using oxygenated fuel additive*, IE(I) Journal MC, Vol. 86;

[17]. Şehmus Altun, Cengiz Öner et al (2011) - *Effect of n-butanol blending with a blend of Diesel and bio-Diesel on performance and exhaust emissions of a Diesel engine*, Industrial & Engineering Chemistry Research, 50(15), pg. 9425–9430;

[18]. Zheng Chen, Jingping Liu, Zhenkuo Wu, Chiafon Lee (2013) - *Effects of port fuel injection (PFI) of n-bio-butanol and EGR on combustion and emissions of a direct injection Diesel engine*, Energy Conversion and Management, Volume 76, December, Pg. 725–731;

[19]. Valentino G., Corcione F.E. et al (2012) - *Experimental study on performance and emissions of a high speed Diesel engine fuelled with n-butanol Diesel blends under premixed low temperature combustion*, Fuel 92(1), February, pg. 295-307;

[20]. Venkateswarlu K., Murthy B.S.R et al (2012) - *An experimental investigation on performance, combustion and emission characteristics of Diesel-bio-Diesel blends with iso-butanol as an additive*, SAE Technical Paper number: 2012-28-0011, DOI: 10.4271/2012-28-0011;

[21]. ***<http://www.sciencephoto.com/media>.

[8]. Miers S.A., Carlson R.W., McConnell S.S., Ng H.K., Wallner T., Esper J.L. (2008) - *Analiza ciclurilor motoarelor pentru vehicule ușoare alimentate cu amestecuri butanol-motorină*, lucrare Tehnică SAE nr. 2008-01-2381;

[9]. Mohammad Ibrahim Al-Hasan, Muntaser Al-Momany, (2008) - *Efectul amestecului izo-butanol-motorină asupra performanțelor motorului*, Transport, vol. 23, Apariția 4, pag. 306-310;

[10]. Mustafa Canakci, Cenk Sayin și alții (2009) - *Efectul presiunii de injecție asupra arderii, performanțelor și emisiilor unui m.a.c. alimentat cu amestec metanol-motorină*, Combustibili Energie, 23 (6), pag. 2908–2920;

[11]. Paolo Sementa, Bianca Maria Vaglieco și Francesco Catapano (2011) - *Influența presiunii de injecție asupra performanțelor arderii și emisiilor unui m.a.s. cu ID alimentat cu bio-etanol*, Lucrearea SAE Număr: 2011-37-0007;

[12]. Popa M.G., Negurescu N., Pană C. (2003) - *Motoare Diesel - Procese*, vol. II, Editura MatrixRom, ISBN 973-685-621-6, București;

[13]. Rakhi N. Mehta, Mousumi Chakraborty și alții (2010) - *Evaluarea proprietăților amestecurilor de butanol-bioDiesel-motorină și impactul lor asupra performanțelor și emisiilor unui m.a.c.*, Cercetarea în Ingineria Chimică și Industrială, 49(16), pag. 7660–7665;

[14]. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M și alții (2011) - *Studiul funcționării unui motor turbosupraalimentat asupra emisiilor poluante, radiației zgomotului de ardere în timpul pornirii unui m.a.c. la utilizarea amestecurilor n-butanol-motorină*, Energie Aplicată, Volum 88, Apariția 11, Noiembrie, Pag. 3905–3916;

[15]. Rakopoulos D.C., Papagiannakis R.G. și alții (2011) - *Analiza căldurii de degajare a etanolului sau n-butanolului amestecat cu motorina pentru un m.a.c. cu ID pentru vehicule grele*, Combustibil, Vol. 90, Apariția 5, Mai, Pag. 1855–1867;

[16]. Sathiyagnanam T., Sivaprakasam A.P. și alții (2005) - *Investigarea emisiei unui motor Diesel utilizând combustibili oxigenați aditivi*, IE(I) Jurnalul MC, Vol. 86;

[17]. Şehmus Altun, Cengiz Öner și alții (2011) - *Efectul n-butanolului amestecat cu bioDiesel-motorină asupra performanțelor și emisiilor unui m.a.c.*, Cercetarea în Ingineria Chimică și Industrială, 50(15), pag. 9425–9430;

[18]. Zheng Chen, Jingping Liu, Zhenkuo Wu, Chiafon Lee (2013) - *Efectele injecției în poarta supapei a n-butanolului și ale EGR asupra arderii și emisiilor unui motor Diesel cu ID*, Managementul și Conversia Energiei, Vol. 76, Decembrie, pag. 725–731;

[19]. Valentino G., Corcione F.E. și alții (2012) - *Studiul performanțelor și emisiilor unui m.a.c. rapid alimentat cu amestecuri de motorină și n-butanol în condițiile arderii la temperaturi joase a amestecurilor preformate*, Combustibil, 92(1), Februarie, pag. 295-307;

[20]. Venkateswarlu K., Murthy B.S.R și alții (2012) - *Studiul caracteristicilor de performanță, emisiilor unui amestec de motorină-bio-Diesel aditivat cu izo-butanol*, Lucrearea tehnică SAE nr. 2012-28-0011, DOI: 10.4271/2012-28-0011;

[21]. ***<http://www.sciencephoto.com/media>.

REARCHES REGARDING THE USE OF LPG AT A DIESEL ENGINE

/

CERCETARI PRIVIND UTILIZAREA GPL LA MOTORUL CU APRINDERE PRIN COMPRIARE

Ph.D. Stud. Eng. Nutu N.C., Prof. Ph.D. Eng. Pana C., Ph.D. Stud. Eng. Dobre A.,
 Prof. Ph.D. Eng. Negurescu N., Lecturer Ph. D. Eng. Cernat A.

“Politehnica” University of Bucharest / Romania
 Tel: 0766911910; E-mail: cristi_cmt@yahoo.com

Abstract: The need of fresh air breathing, especially in congested places and fuel price increasing led to new solutions for Diesel engine fuelling. The alternative fuels are a very good choice regarding pollutant emissions and price decreasing. This paper objective is to highlight comparative aspects between results obtained in the case of fuelling a Diesel engine with Diesel fuel and, respectively Diesel fuel and LPG, in order to be also used at agricultural tractors, either experimentally on test bed, or by thermodynamic processes modeling. The computer software used in this work is AVL Boost, a friendly and powerful environment, built by AVL Austria. The created model simulates a dual mode fuelling of a Diesel engine with Diesel fuel and LPG.

Keywords: Diesel, combustion, heat release law, pollutants, injection rate

INTRODUCTION

The reduced LPG price and its good behavior regarding pollutant emission made this fuel to be very attractive for study, either experimentally or by computer modeling.

The development of engines in the last period requires interest for what is happening inside the cylinder and especially for the phenomena with the greatest complexity, the combustion. Many researchers applied engine cycle computing models, this models being calibrated with experimental methods. The engine processes computing started in 1950 with simple thermodynamic models [13], afterward appearing multi zone models in 1970 [13]. By using computer modeling precious time can be saved, test bed measurements requiring long time for equipment calibration and preparing and money, because the engine is turned off and the fuel is saved. By modeling can be investigated phenomena like: dual fuelling system influence, injection timing influence, engine speed influence, fuel cycle dose influence, supercharging pressure influence over pollutant emission and engine energetic performance etc. In the case of using LPG, as an alternative fuel which replaces a part of Diesel fuel, like in this work, can be showed its substitute ratio influence. A dual fuel system was studied by J. Barata in the paper [4], the author being interested about pollutant emissions in the case of propane fuelling. Important results were obtained, especially for the nitric oxides emissions level, which was lesser than standard engine emission for all the studied regimes and for unburned hydrocarbons reducing the EGR quantity increasing was necessary. Due to EGR increased quantity, the combustion become faster, because of the presence of radicals [3]. Another very important aspect for a Diesel engine is the combustion noise. This noise was studied first by Ricardo in 1931 [12], and a very tight connection between the combustion noise and the rate of pressure rise was discovered [12]. This fast rate of pressure rise creates a sound wave

Rezumat: Nevoia de a respira un aer mai curat, mai ales în zonele aglomerate, precum și creșterea prețului combustibilului a condus la găsirea de noi soluții pentru alimentarea motorului Diesel. Combustibilii alternativi sunt o foarte bună alegere în ceea ce privește emisiile poluante și prețul. Obiectivul acestei lucrări este evidențierea unor aspecte comparative între rezultatele obținute în cazul alimentării motorului Diesel cu motorină, respectiv motorina și GPL, în vederea utilizării și la tractoarele agricole, atât experimental pe standul de încercări, cât și prin modelare. Software-ul utilizat în această lucrare este AVL Boost, un mediu prietenos și foarte performant, realizat de firma AVL Austria. Modelul creat simulează un motor Diesel alimentat în mod dual cu motorină și GPL.

Cuvinte cheie: motorină, ardere, lege de degajare a căldurii, poluanți, lege de injecție

INTRODUCERE

Prețul redus al GPL-ului și nivelul redus al emisiilor poluante fac acest combustibil foarte atractiv pentru studiu, atât experimental, cât și prin simulare.

Dezvoltarea motoarelor din ultima perioadă necesită un interes deosebit asupra a ceea ce se întâmplă în interiorul cilindrului și mai ales asupra a celui mai complex fenomen, și anume arderea. Mulți cercetători au aplicat modele de calcul ale ciclului motor, aceste modele fiind calibrate prin metode experimentale. Modelarea computerizată a proceselor a început în anul 1950 cu modele termodinamice simple [13], apărând după aceea modele multizonale în 1970 [13]. Utilizând simularea computerizată se poate economisi atât timp prețios, măsurătorile pe stand necesitând un timp îndelungat pentru calibrarea și pregătirea echipamentelor, precum și bani, nemaifiind necesară funcționarea motorului. Prin modelare se pot investiga fenomene ca: influența sistemului dual de alimentare, a dozei de combustibil pe ciclu, a presiunii de supraalimentare asupra emisiilor poluante și performanțelor energetice ale motorului etc. În cazul utilizării GPL-ului ca și combustibil alternativ care înlocuiește o parte din motorină, așa cum se analizează în această lucrare, se poate evidenția efectul gradului de substituție al motorinei cu GPL. Un sistem dual de alimentare a fost studiat de J. Barata în lucrarea [4], autorul fiind interesat de nivelul emisiilor poluante în cazul alimentării cu propan. Au fost obținute rezultate importante, în special pentru emisia de oxizi de azot, care a fost mai redusă decât cea a motorului standard pentru toate regimurile studiate, iar pentru reducerea emisiei de hidrocarburi nearse a fost necesară marirea gradului de recirculare a gazelor arse. Odată cu creșterea cantității de EGR, arderea a devenit mai rapidă datorită prezenței radicalilor [10]. Un alt important aspect în funcționarea motorului Diesel îl reprezintă zgomotul de ardere. Acesta a fost studiat prima dată de Ricardo în 1931 [12], el descoperind o stransă legătură între zgomotul de ardere

which propagates in the engine mass and produces vibrations. The combustion noise can be increased or decreased by many facts: the use of a Diesel fuel – water emulsion [6, 15]; steam injected in intake plenum in the case of dual fuel system operation [16, 17]; fuelling with gaseous fuels like: LPG, methane or other gases [18, 17]. In the work [14], the author realized a quasi dimensional model, combined with a kinetic mechanism, to study the combustion process for an engine fuelled in dual system, at part load, with EGR quantity and Diesel fuel pilot increasing. The work achieved result like proper combustion positioning near TDC, EGR quantity optimization for unburned hydrocarbons reducing at the same level with the standard engine. The injection rate modifying was studied by A. Voicu in [20], using a quasi dimensional model written by AVL from AVL Boost software. Was investigated the influences of modifying the injection rate from a standard one to a fractioned one, with Diesel fuel pilot, over energetic and pollutant performances, for a tractor Diesel engine fuelled in dual system. The study led to the brake thermal efficiency increasing and pollutant emission optimization according with the engine manufacturer limits [19]. In [5], the authors studied the influence of injection timing for a tractor engine fuelled with Diesel fuel and hydrogen enriched gas. The software used was AVL Boost 2009. After injection timing optimization, the following results were obtained: a slight increase of the brake thermal efficiency, a slight increase of the cylinder maximum pressure, a significant reducing for the carbon monoxide emission but an increase of the nitric oxides emission [5]. Abd Alla et al. [1, 2] developed a model used for combustion computing in a Diesel engine with indirect injection and fuelled with a dual system. The model predicted the engine energetic performance and studies the effect of the gaseous fuel mixing kinetic mechanisms and the role of the Diesel fuel pilot injection. Also, the EGR influences were investigated. For the combustion study in this case of dual fuel system, a double Vibe function was used. Karim et al [8, 9], investigated the EGR influence analytic, by modeling self ignition in air-propane, air-methane mixtures. The results led to the fact that the EGR benefits could be deteriorated by the dilution effect.

The paper shows the effects of using LPG at a Diesel engine either experimental or by modeling.

MATERIAL AND METHOS

Theoretical and experimental investigations

Both theoretical and experimental analysis were made on a K9K 792 dCi Diesel engine, at the 85% load regimen and 2000 rpm, fuelled with LPG using Diesel-Gas method with different substitute ratios of the Diesel fuel. In the engine cylinder is burnt an air-LPG homogeneous mixture ignited by Diesel fuel pilot prior injected. The engine parameters are presented in table 1 and LPG properties in Table 2.

și viteza de creștere a presiunii [12]. Creșterea rapidă a presiunii crează o undă de șoc care se propagă în întreaga masă a motorului și produce vibrații. Zgomotul de ardere poate fi modificat în sensul creșterii sau descreșterii prin mai multe procedee: utilizarea unei emulsii apă-motorină [6, 15], injectia de abur în colectorul de admisie în cazul utilizării unui sistem dual de alimentare [16, 17], alimentarea cu combustibili gazeși cum ar fi: GPL, metan sau alte gaze [18, 17]. În lucrarea [14], autorul a realizat un model cvasidimensional, combinat cu un mecanism cinetic, în scopul studierii procesului de ardere pentru un motor Diesel alimentat în mod dual, la sarcini parțiale și cu creșterea cantității EGR. Lucrarea a avut rezultate ca: poziționarea arderii lângă PMI, optimizarea cantității EGR pentru reducerea emisiei de hidrocarburi nearse până la nivelul motorului standard alimentat cu motorină. Modificarea legii de injectie a fost studiată de A. Voicu în [19], folosind un model cvasidimensional al firmei AVL. Au fost investigate influențele modificării legii de injectie de la cea standard la una cu pilot de motorină, asupra performanțelor energetice și de poluare ale unui motor de tractor alimentat în sistem dual. Studiul a dus la creșterea randamentului efectiv și optimizarea emisiilor poluante în limitele impuse de fabricant [20]. În [5], autorii au studiat influența avansului la injectie pentru un motor de tractor alimentat cu motorină și gaz bogat în hidrogen. Programul utilizat a fost AVL Boost 2009. După optimizarea avansului au fost obținute următoarele rezultate: o ușoară creștere a randamentului efectiv, o creștere ușoară a presiunii din cilindru, o reducere semnificativă a emisiei de monoxid de carbon, dar o creștere a emisiei de oxizi de azot [5]. Abd Alla et al. [1, 2], au dezvoltat un model de calcul al arderii pentru un motor Diesel cu injectie indirectă și alimentat cu un sistem dual. Modelul a prezis performanțele energetice și studiază efectele mecanismelor cinetice de amestecare ale combustibilului gazos și rolul injectiei pilot de motorină. De asemenea, influențele EGR au fost investigate. Pentru studiul arderii în acest caz al sistemului dual de alimentare a fost utilizată o lege dubla Vibe. Karim și alții [8, 9] au investigat influența EGR prin modelarea analitică a autoaprinderii unor amestecuri de aer-propan, aer-metan. Rezultatele au condus la faptul că efectele benefice ale EGR pot fi diminuate de efectul de dilutie.

Lucrarea prezintă unele efecte ale utilizării GPL la motorul Diesel atât experimental cât și teoretic.

MATERIAL ȘI METODĂ

Investigații teoretice și experimentale

Atât analiza teoretică, cât și cea experimentală a fost efectuată pe un motor Diesel K9K 792 dCi, la regimul de 85% sarcină și 2000 rpm, alimentat cu GPL prin procedeul Diesel-Gas și cu diferite grade de substituție ale motorinei. În cilindru este ars un amestec omogen de aer-GPL aprins de pilotul de motorină. Parametrii motorului sunt prezentați în tabelul 1, iar proprietățile GPL în tabelul 2.

Table 1 / Tabelul 1

Bore / Alezaj	76 mm
Stroke / Cursă	80.5 mm
Compression ratio / Raport de comprimare	18.3
Total displacement / Cilindree totală	1.5 l
Connecting rod length / Lungimea bielei	134 mm
Maximum power @ speed / Putere maximă @ turație	52 kW @ 3900 rpm
Maxim torque @ speed / Moment maxim @ turație	156Nm @ 2000rpm

Table 2 / Tabelul 2

LPG properties, comparing to Diesel fuel [7]

Properties / Proprietăți	Diesel fuel / Motorină	Propane / Propan	Butane / Butan
Density / Densitate [kg/m ³]	800-840	503	
Vaporization heat / Caldură de vaporizare [kJ/kg]	465	420	
Self ignition temperature / Temperatura de autoaprindere [°C]	225	481	544
Inflammability limits / Limite de inflamabilitate [%]	0.6-5.5	2.1-9.5	
A/F ratio / Raport aer/ Combustibil [kg/kg]	15	15.71	15.49
Flame temperature / Temperatura flăcării [°C]	2054	1990	
Caloric heating value / Putere calorică inferioară [MJ/m ³]	3,6x10 ⁴	2,3x10 ⁴	
Caloric heating value / Putere calorică inferioară [MJ/kg]	42.5	46.34	45.55
Cetane number / Cifra cetanică [CC]	40-55	-2	
Boiling point / Punct de fierbere [°C]	71-193	-42.1	-11.7

IN CYLINDER PROCESSES MODELING

All the engine cylinders are identical; therefore the mathematical model was made only for one cylinder. The software used was AVL Boost, the model being presented in figure 1. The injector presented in figure is used for LPG gaseous injection.

MODELAREA PROCESELOR DIN CILINDRUL MOTORULUI

Toti cilindrii motorului sunt identici, asadar modelul matematic a fost realizat doar pentru un cilindru. Software-ul utilizat a fost AVL Boost, modelul fiind prezentat in figura 1. Injectorul prezentat in figura este utilizat pentru injectia de GPL in stare gazoasa.

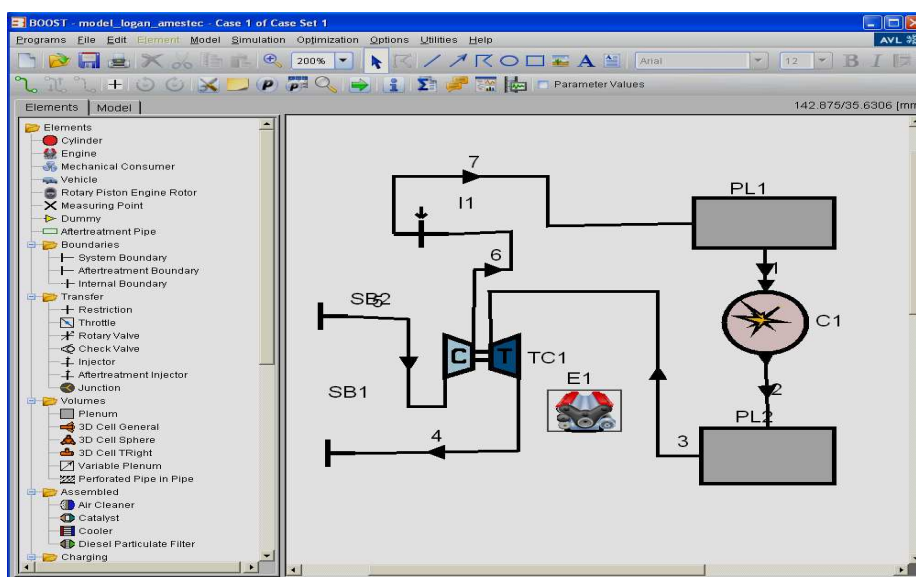


Fig. 1 - The model created in AVL Boost / Modelul creat in AVL Boost

General parameters of the engine are presented in figure 2 and those belonging to the equivalent element of the cylinder are presented in figure 3.

Parametrii generali ai motorului sunt prezentați în figura 2, iar cei ai elementului echivalent al cilindrului în figura 3.

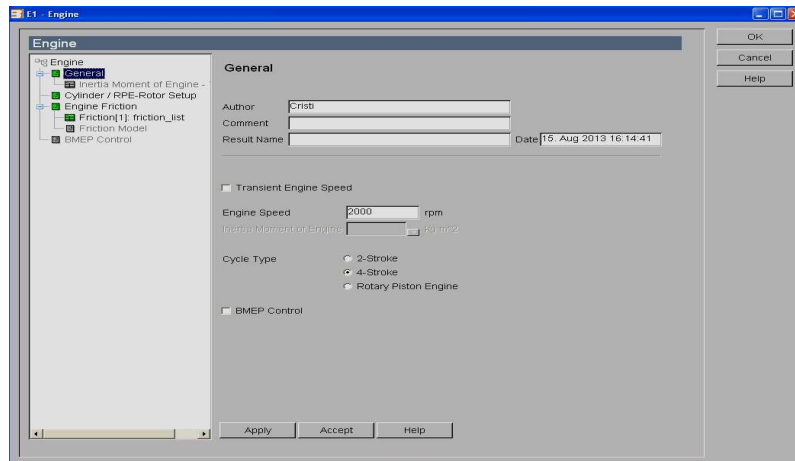


Fig. 2 - The general parameters of the engine / Parametrii generale ai motorului.

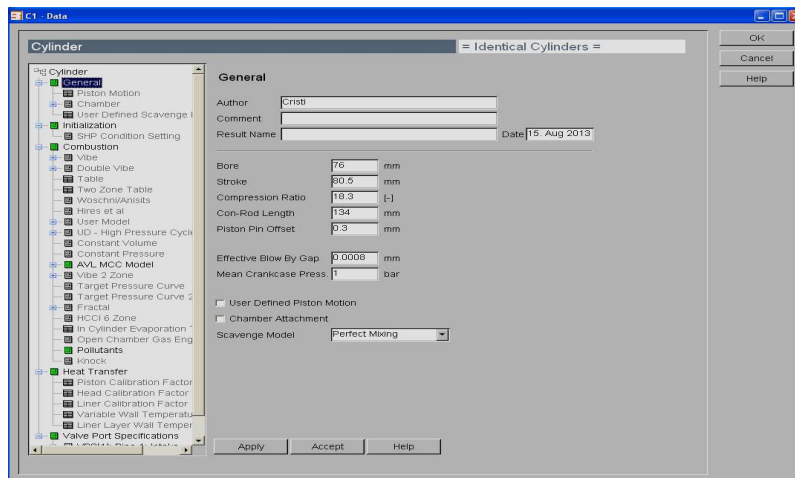


Fig. 3 - The cylinder equivalent element parameters / Parametrii elementului echivalent al cilindrului

The combustion model chosen is one developed by AVL, named AVL MCC (Mixture Controlled Combustion) [3]. One of the model hypotheses: due to developments in recent years, the ignition delay is shorter than it was in old period, and the time between injection and auto-ignition became very close [3]. So the heat release is considered to be controlled by the fuel quantity available and the turbulent kinetic energy density [3]:

Modelul de ardere ales este unul dezvoltat de AVL, numit AVL MCC (ardere controlată prin fenomenul de amestecare) [3]. Una din ipotezele modelului: datorită dezvoltării motoarelor, întârzierea la autoaprindere are o durată mai mică decât avea în trecut, și deci durată de timp dintre injecție și autoaprindere a devenit foarte mică [3]. Deci degajarea de căldură se considera a fi controlată de cantitatea de combustibil disponibilă și de densitatea de energie cinetică turbulentă [3].

$$\frac{dQ}{d\varphi} = C_{\text{mod}} f_1(M_f, Q) * f_2(k, V) \quad [3] \quad (1)$$

$$f_1(M_f, Q) = M_f - \frac{Q}{LCV} \quad [3] \quad (2)$$

$$f_2(k, V) = \exp\left(C_{\text{rate}} \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}}\right) \quad [3] \quad (3)$$

Where:

C_{mod} - model constant [kJ/kg/deg CRA];
 C_{rate} - constant of mixing rate [s];
 k - local density of turbulent kinetic energy [m^2/s^2];
 M_f - injected fuel mass [kg];
 LCV - the lower heating value [kJ/kg];
 Q - cumulative heat release [kJ];
 V - instantaneous cylinder volume [m^3];
 φ - crank angle [deg CRA].

Unde:

C_{mod} - constanta modelului [kJ/kg/deg RAC];
 C_{rate} - constanta ratei de amestecare [s];
 k - densitatea locala a energiei cinetice turbulente [m^2/s^2];
 M_f - masa de combustibil injectată [kg];
 LCV - puterea calorifică inferioară [kJ/kg];
 Q - căldura degajată [kJ];
 V - volumul instantaneu al cilindrului [m^3];
 φ - unghi rotație arbore cotit [deg RAC].

Since the effects of squish and swirl over the kinetic energy are relative small, only the kinetic energy from the fuel spray is taken into account [3]. The amount of kinetic energy introduced into the cylinder charge is determined by the injection rate using the following relation:

$$\frac{dE_{kin,f}}{d\varphi} = 18 \rho_F * \left(\frac{n}{\mu A}\right)^2 * \dot{V}^3 \quad [3] \quad (4)$$

Where:

μA - effective nozzle hole area [m²];

ρ_F - fuel density [kg/m³];

\dot{V}_F - injection rate [m³/s];

n - engine speed [rpm].

For the calculation of the instantaneous level of kinetic energy the dissipation should be taken into account also [3]. The dissipation is considered proportional to the kinetic energy.

$$\frac{dE_{kin,F,diss}}{d\varphi} = \frac{dE_{kin,F}}{d\varphi} - \frac{C_{Diss}}{6n} E_{kin,F,diss} \quad [3] \quad (5)$$

With oxidation, the kinetic energy of the jet is transferred to the combustion gas [3]. So only the kinetic energy of the unburned fuel can be utilized for mixture preparation [3]. The local turbulent kinetic energy density, k, is given by:

$$k = C_{urb} \frac{E_{kin,F,Diss}}{M_F (1 + \lambda_{Diff} m_{stoich})} \quad [3] \quad (6)$$

The constant C_{turb} considers the efficiency of the transformation from kinetic energy to turbulent energy [3].

C_{turb} - constant for turbulence generation [-];

$E_{kin,F}$ - jet kinetic energy [J];

$E_{kin,F,Diss}$ - jet kinetic energy considering dissipation [J];

m_{stoich} - stoichiometric mass of fresh charge [kg/kg]

λ_{Diff} - air excess ratio for diffusion burning [-]

The combustion model is defined in figure 4, and injection model in figure 5. The rate of injection was modified according to the studied regime.

Cum efectele fenomenelor de squish și swirl asupra energiei cinetice sunt relativ mici, doar energia cinetică a jetului de combustibil este luată în considerare [3]. Cantitatea de energie cinetică este determinată din legea de injecție, utilizând următoarea relație de calcul:

Unde:

μA - aria efectivă a orificiului pulverizatorului [m²];

ρ_F - densitatea combustibilului [kg/m³];

\dot{V}_F - debitul volumic de combustibil [m³/s];

n - turația motorului [rpm].

Pentru calculul nivelului instantaneu al energiei cinetice, disipatia trebuie deasemenea luata in considerare [3]. Disipatia se considera a fi proportionala cu energia cinetica.

Odată cu oxidarea jetului, energia sa cinetică este transferată gazelor de ardere [3]. Deci doar energia cinetică a combustibilului nears poate fi utilizată pentru pregătirea amestecului [3]. Densitatea locală de energie cinetică turbulentă, k, este dată de:

Constanta C_{turb} consideră eficiența transformării energiei cinetice în energie turbulentă [3].

C_{turb} - constanta pentru generarea turbulenței [-];

$E_{kin,F}$ - energia cinetică a jetului [J]

$E_{kin,F,Diss}$ - energia cinetică a jetului considerând disipația [J];

m_{stoich} - masa încărcăturii proaspete la dozaj stoichiometric [kg/kg];

λ_{Diff} - coeficientul de exces de aer pentru arderea difuzivă [-];

Legea de ardere este definită în figura 4, iar legea de injecție în figura 5. Legea de injecție a fost modificată în funcție de fiecare regim.

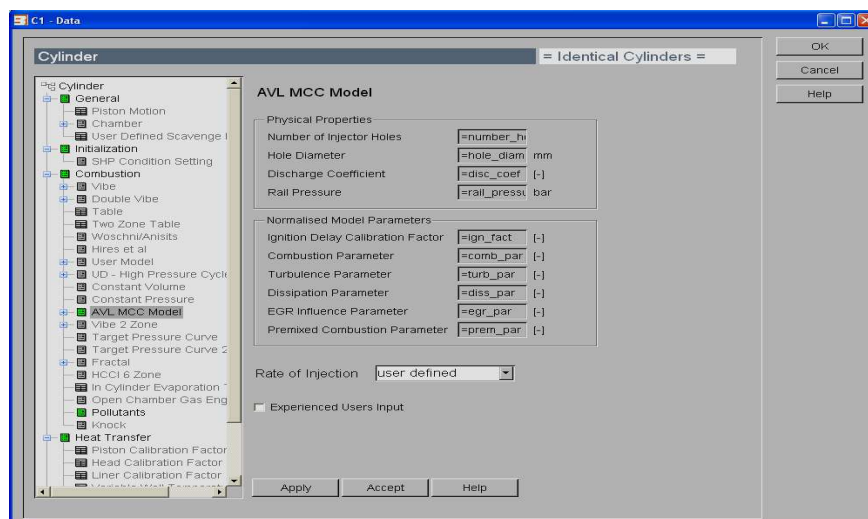


Fig. 4 - The combustion model parameters / Parametrii legii de ardere

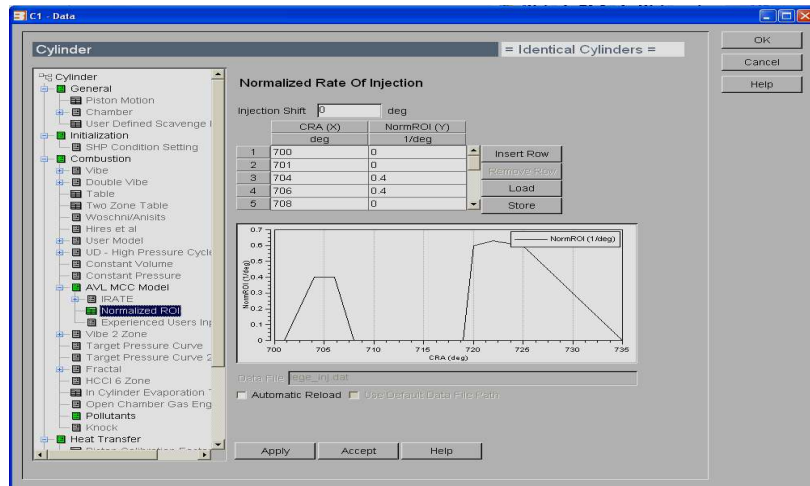


Fig. 5 - Normalised rate of injection / Legea normalizată de injecție

The mathematical model takes also into account the wall heat transfer. The heat transfer for high pressure cycle is evaluated by Woschni equation [3].

Modelul matematic ia de asemenea în considerare și transferul de căldură la pereți. Transferul de căldură la pereți pentru ciclul de înaltă presiune este evaluat de relația lui Woschni [3]:

$$\alpha_w = 130D^{-0.2} p_c^{0.8} T_c^{-0.53} [C_1 c_m + C_2 \frac{V_D T_{c1}}{P_{c1} V_{c1}} (p_c - p_{c,0})]^{0.8} \quad [3] \quad (7)$$

$C_1 = 2.28 + 0.308 * c_u / c_m$
 $C_2 = 0.00324$ for direct injected engines;
 $C_2 = 0.00622$ for indirect injected engines;
 D -cylinder bore;
 c_m -mean piston speed;
 c_u -circumferential velocity;
 V_D - displacement per cylinder;
 $P_{c,0}$ - cylinder pressure of the motored engine [bar];
 $T_{c,1}$ - temperature in the cylinder at intake valve closing (IVC);
 $P_{c,1}$ - pressure in the cylinder at intake valve closing IVC [bar];
 For the gas exchange processes, the heat transfer is evaluated by the following relation:

$C_1 = 2.28 + 0.308 * c_u / c_m$
 $C_2 = 0.00324$ pentru motoare cu injecție directă;
 $C_2 = 0.00622$ pentru motoare cu injecție indirectă;
 D -diametrul cilindrului;
 c_m -viteza medie a pistonului;
 c_u -viteza tangențială;
 V_D - cilindrarea unitară;
 $P_{c,0}$ - presiunea din cilindru în ciclu antrenat [bar];
 $T_{c,1}$ - temperatura din cilindru la închiderea supapei de admisie;
 $P_{c,1}$ - presiunea din cilindru la închiderea supapei de admisie ISA [bar].
 Pentru procesele de schimb de gaze transferul de căldură este evaluat de următoarea relație:

$$\alpha_w = 130D^{-0.2} p_c^{0.8} T_c^{-0.53} [C_3 c_m]^{0.8} \quad [3] \quad (8)$$

$$C_3 = 6.18 + 0.417 * c_u / c_m$$

Figure 6 presents the heat transfer input parameters.

Figura 6 prezintă parametrii de intrare ai transferului de căldură.

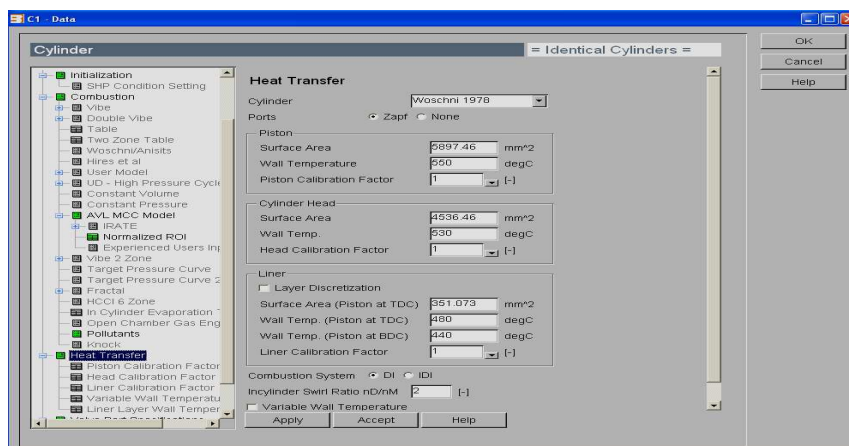


Fig. 6 - The heat trasfer input parameters / Parametrii de intrare ai transferului de căldură.

Experimental investigations

Experimental investigations were made on the engine mentioned above, equipped with a LPG fuelling system, at load 85% and 2000 rpm. The test bed equipment usetoSchenck E90 eddy current engine dynamometer, load actuator, AVL acquisition system, AVL piezoelectric pressure transducer, AVL DiCom 4000 gas analyzer and opacimeter, Optimass fuel mass flow meters, Khrone volumetric air flow meter, thermocouples and thermoresistences for temperature measuring, gas leak detector. Prior to measurements, equipments were calibrated.

The engine parameters are presented in the table 1 and the test bed diagram in figure 7.

REZULTATE

Investigații experimentale

Investigațiile experimentale au fost făcute pe motorul menționat mai sus, echipat cu un sistem de alimentare cu GPL, la regimul de sarcină 85% și 2000 rpm. Echipamentele standului de incercari sunt: frână cu curenti turbionari Schenck E90, actuator de sarcină, sistem de achiziție de date AVL, traductor piezoelectric de presiune AVL, analizor de gaze și opacimetru AVL Dicom 4000, debitmetre masice de combustibil Optimass, Debitmetru volumic de aer Khrone, termocupluri și termorezistente pentru măsurarea temperaturii, detector de scurgeri de gaz. Înainte de măsurători toate aparatele au fost calibrate.

Parametrii motorului sunt prezentați în tabelul 1, iar schema standului în figura 7.

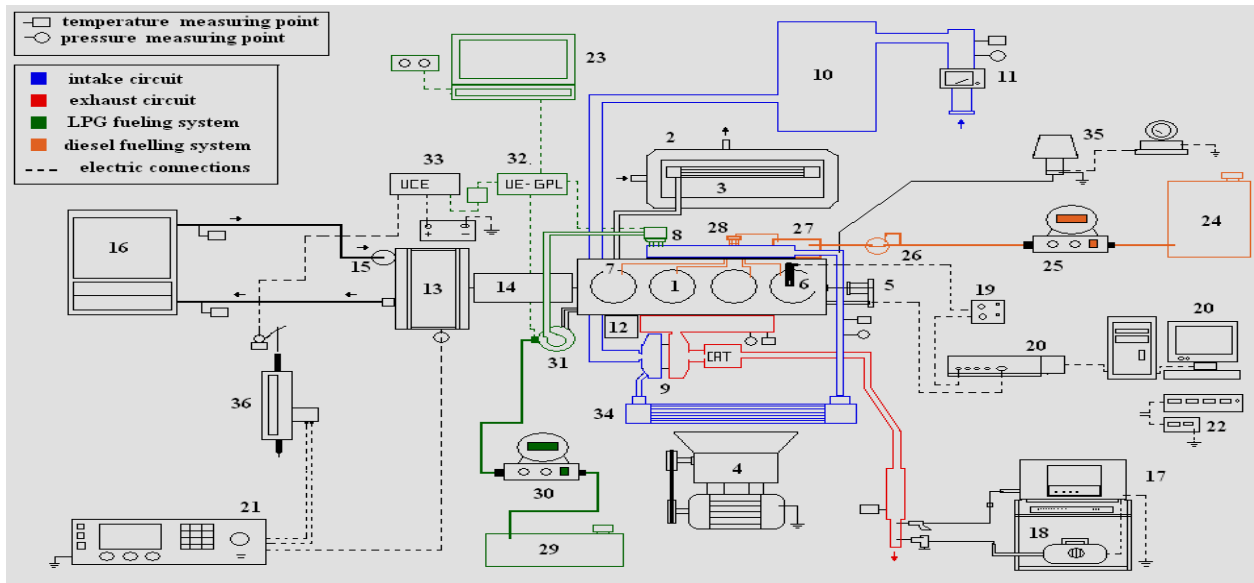


Fig. 7 - Test bed diagram / Schema standului

1 – 1.5 dci Diesel engine; 2 – engine cooling system; 3 – engine water cooler; 4 – intercooler fan; 5 – engine angular encoder; 6 – AVL piezoelectric pressure transducer; 7 – Diesel fuel injector; 8 – LPG injector; 9 – Turbocharger; 10 – intake air drum; 11 – intake air flow meter; 12 – exhaust gas recirculation; 13 – Schenck E90 dyno; 14 – dyno-engine coupling; 15 – Schenck E 90 dyno cooling water pump; 16 – dyno cooling system; 17 – AVL Dicom 4000 gas analyzer; 18 – AVL Dicom 4000 Opacimeter; 19 – AVL charge amplifier; 20 – PC + AVL data acquisition system; 21 – Schenck E 90 dyno controller; 22 – temperatures displays: a) – exhaust gas; b) – intake air; c) – engine oil; d) – engine cooling liquid; e) – engine oil pressure; 23 – Diesel fuel and LPG injection control Laptop; 24 – Diesel fuel tank; 25 – Diesel fuel mass flow meter; 26 – fuel filters; 27 – high pressure pump for common Rail; 28 – Common Rail; 29 – LPG tank; 30 – LPG mass flow meter; 31 – LPG vaporizer; 32 – LPG ECU; 33 – Diesel engine ECU; 34 – intercooler; 35- supercharge pressure measuring system; 36- throttle actuator.

1 – motor Diesel 1.5 dci; 2 – sistem de răcire motor; 3 – radiator motor; 4 – ventilatorul răcitorului intermediar; 5 – traductor de unghi; 6 – traductor piezoelectric de presiune AVL; 7 – injector de motorină; 8 – injector de GPL; 9 – Turbocompresor; 10 – vas de liniștire; 11 – debitmetru de aer; 12 – EGR; 13 – frână Schenck E90; 14 – cuplajul frânei; 15 – pompă de racire frână Schenck E 90; 16 – sistem de racire frână; 17 – AVL Dicom 4000 analizor de gaze; 18 – AVL Dicom 4000 Opacimetru; 19 – amplificator de sarcină AVL; 20 – PC + AVL- sistem de achiziție de date; 21 – controler Schenck E 90; 22 – afișaje de temperatură: a) – gaze de evacuare; b) aer admisie; c) – ulei motor; d) – lichid de răcire; e) – presiune ulei; 23 – Laptop control injecție motorină și GPL; 24 – rezervor motorină; 25 – debitmetru masic motorină; 26 filtre de combustibil; 27 – pompă înaltă presiune common rail; 28 – rampă comună; 29 – rezervor GPL; 30 – debitmetru masic GPL; 31 – Vaporizator GPL; 32 – LPG ECU; 33 – ECU motor; 34 – intercooler; 35- sistem măsurare presiune supraalimentare; 36- actuator sarcină.

Working procedure

For each energetic substitute ratio of the Diesel fuel with LPG investigated, the Diesel fuel cycle dose is reduced and LPG cycle dose is increased to keep the standard engine power, either for test bed or computer modeling. Energetic substitute ratio x_c is evaluated by relation 9:

Procedura de lucru

Pentru fiecare grad de substituție al motorinei cu GPL investigat, doza de motorină este redusă, iar doza de GPL mărită pentru a menține puterea motorului la nivelul celei standard, atât în cazul măsurătorilor pe standul de incercari, cât și în cazul modelării matematice. Gradul de substituție energetic a motorinei cu GPL x_c este evaluat de relația 9:

$$x_c = \frac{m_{LPG} H_{i_{LPG}}}{m_{LPG} H_{i_{LPG}} + m_{diesel fuel} H_{i_{diesel fuel}}} \quad [11] \quad (9)$$

Where:

m_{LPG} - LPG cyclic dose measured with fuel mass flow meter;

$m_{diesel\ fuel}$ -Diesel fuel cyclic dose measured with fuel mass flow meter.

H_i - the calorific heating value.

RESULTS

First was determined the reference fuelling the engine only with Diesel fuel, than Diesel fuel was partially substituted with LPG. The engine power was conserved. Figures below presents LPG influences over cylinder pressure, temperature and pollutant emissions.

In figure 8 is presented measured and calculated cylinder pressure, for the reference case.

Unde:

m_{LPG} - doza de GPL măsurată cu debitmetrul masic;

$m_{diesel\ fuel}$ -doza de motorină măsurată cu debitmetrul masic;

H_i - puterea calorifică inferioară.

REZULTATE

Mai întâi a fost determinată referința alimentând motorul numai cu motorină, apoi motorina a fost substituită parțial cu GPL. Puterea motorului a fost conservată. Figurile de mai jos prezintă influența GPL-ului asupra presiunii din interiorul cilindrului, temperaturii, emisiilor poluante și consumului de combustibil.

În figura 8 este prezentată evoluția presiunii din cilindru, atât măsurat, cât și prin calcul, pentru cazul de referință.

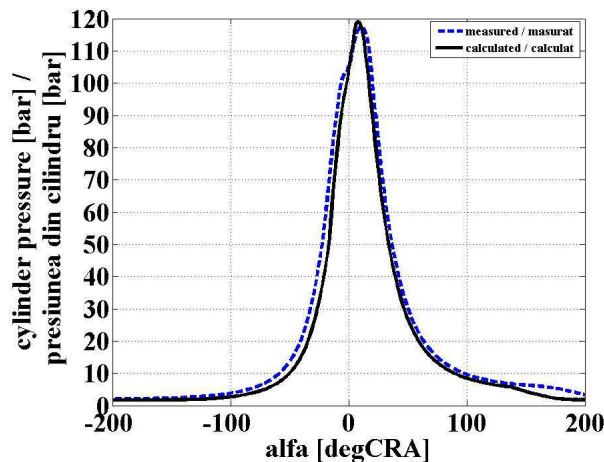


Fig. 8 - Measured and calculated cylinder pressure for the reference case / Presiunea masurata si calculata pentru cazul de referinta.

According to the working procedure, LPG was introduced in intake collector using Diesel-Gas method. Three energetic substitute ratios were studied: $x_c=2.46$, 6.76 and 28.39. For a proper combustion positioning near TDC, the injection timing was modified. Figure 9 presents the cylinder pressure trace either for measurement or modeling for the first substitute ratio studied $x_c=2.46$. The maximum pressure is maintaining almost the same like in the case of Diesel fuel.

În concordanță cu procedura de lucru, GPL-ul a fost introdus în colectorul de admisie folosind metoda Diesel-Gas. Trei grade de substituție au fost studiate: $x_c=2.46$, 6.76 și 28.39. Pentru o poziționare corectă a arderii față de PMI, avansul la injecția pilotului a fost modificat. Figura 9 prezintă evoluția presiunii pentru gradul de substituție $x_c=2.46$, atât în cazul măsurătorilor, cât și al modelării. Presiunea maximă se menține aproape la același nivel ca în cazul alimentării cu motorină.

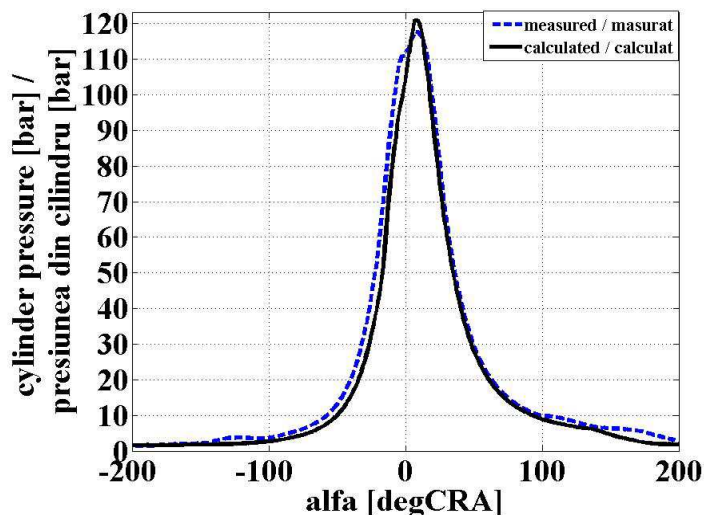


Fig. 9 - Measured and calculated cylinder pressure for $x_c=2.46$ / Presiunea din cilindru masurată și calculată pentru $x_c=2.46$.

The increase of the LPG quantity led to a higher maximum pressure because of increases of the heat released. This can be observed in figures 10 and 11.

Creșterea cantității de GPL a dus la creșterea presiunii maxime datorită creșterii cantității de căldură degajate în timpul fazei arderii rapide. Acest aspect poate fi evidențiat în figurile 10 și 11.

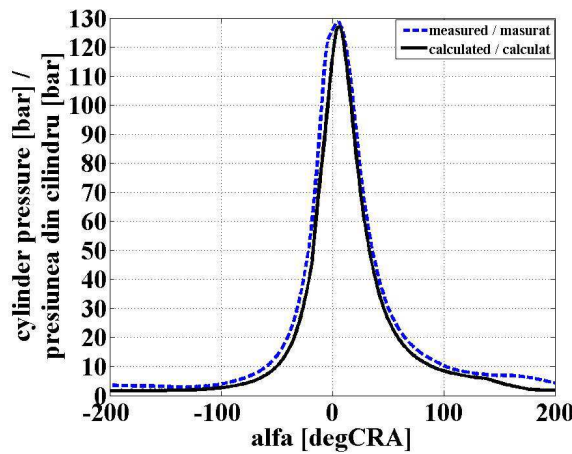


Fig. 10 - Measured and calculated cylinder pressure for $x_c=6.76$ / Presiunea din cilindru măsurată și calculată pentru $x_c=6.76$.

Even if the maximum pressure increases, it doesn't affect the engine durability.

Creșterea moderată a presiunii nu afectează durabilitatea motorului.

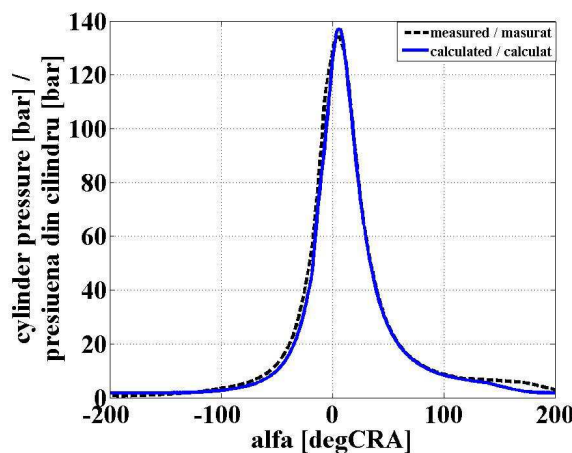


Fig. 11 - Measured and calculated cylinder pressure for $x_c=28.39$ / Presiunea din cilindru măsurată și calculată pentru $x_c=28.39$.

Regarding the maximum computed cylinder temperature, it increases from $T=1985$ K (obtained for Diesel fuel) to $T=2057$ K (obtained for the maximum substitute ratio investigated). The cylinder temperature trace for all the studied cases is presented in figure 12.

În ceea ce privește temperatura calculată maximă, aceasta crește de la $T=1985$ K (obținută pentru motorină) la $T=2057$ K (obținută pentru gradul maxim de substituție investigat). Evoluția temperaturii din cilindru este prezentată în figura 12.

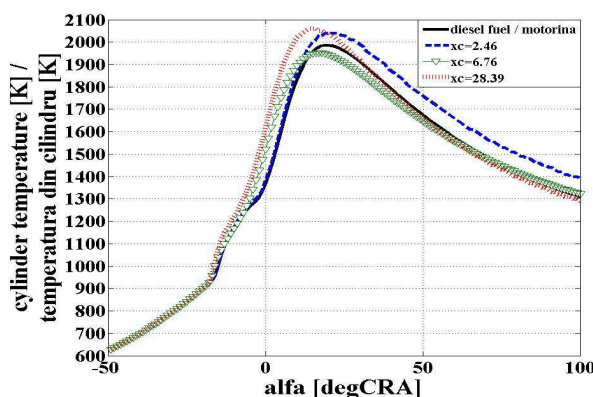


Fig. 12 - The computed cylinder temperature for all the studied cases / Temperatura calculată pentru toate cazurile studiate

Regarding pollutants, two emissions were investigated: nitric oxides emission and smoke emission, represented by soot. For computed model, the emissions are modeled in the following way: for the nitric oxides emission calculation, the extended Zeldovich mechanism is employed [3] and for the soot emission is taken into account the hypothesis that the concentration of soot in the exhaust gases is determined by formation and oxidation laws [3]. The following equations describe soot formation and oxidation laws:

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{fg} p^{0.5} \exp\left(\frac{-E_{sf}}{RT}\right) \quad [3] \quad (9)$$

$$\frac{dm_{sc}}{dt} = A_c m_c \frac{p_{O_2}}{p} p^{1.8} \exp\left(\frac{-E_{sc}}{RT}\right) \quad [3] \quad (10)$$

Where:

m_s - soot mass
 m_{fg} - gaseous fuel mass
 m_{sf} - soot mass formed
 m_{sc} - soot mass oxidized
 E_{sf} - activation energy formation
 E_{sc} - activation energy oxidation

Unde:

m_s - masa funinginii
 m_{fg} - masa combustibilului gazos
 m_{sf} - masa de funingine formată
 m_{sc} - masa de funingine oxidată
 E_{sf} - energia de activare pentru formare
 E_{sc} - energia de activare pentru oxidare

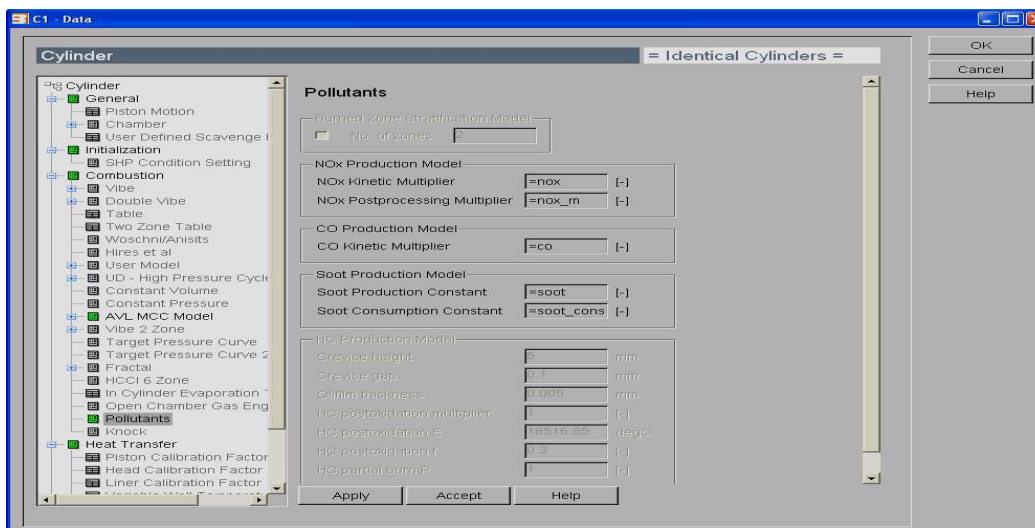


Fig. 13 - The AVL Boost pollutants model / Modelul de calcul al poluanților în AVL Boost

The NO_x emission is lower than in the case of Diesel fuel for all the substitute ratios used, either for measuring or modeling. This is possible because in the case of using LPG, the excess air ratio becomes lower. In table 3 are presented the nitric oxides emissions levels for all cases, measured and computed with AVL Boost.

Emisia de NO_x este mai mică decât în cazul alimentării cu motorină pentru toate gradele de substituție investigate. Acest lucru este posibil deoarece în cazul utilizării GPL coeficientul de exces de aer scade. În tabelul 3 este prezentat nivelul emisiei de oxizi de azot pentru toate cazurile investigate, atât pentru măsurători, cât și pentru modelare în AVL Boost.

Table 3 / Tabelul 3

The nitric oxides emission / Emisia de oxizi de azot

Case / Caz	measured / măsurat NO _x [ppm]	Computed / Calculat NO _x [ppm]	Relative error / Eroare relativă [%]
Diesel fuel / Motorină	758	782	-3.07
$x_c=2.46$	562	581	-3.27
$x_c=6.76$	443	431	2.78
$x_c=28.39$	491	486	1.03

The smoke emission, in the case of LPG fuelling is maintaining at the same level like in the case of Diesel fuel for substitute ratios until 6.76. For substitute ratio $x_c=28.39$ the smoke emission increases suddenly because the mixture become rich, LPG being injected in intake manifold and replacing partially the intake air. The smoke emission is presented in table 4, relative to the case of standard engine fuelling.

Emisia de fum, în cazul alimentării cu GPL se menține la același nivel cu emisia motorului alimentat cu motorină până la grade de substituție mai mici decât 6.76. Pentru gradul de substituție $x_c=28.39$ emisia de fum crește brusc deoarece amestecul devine foarte bogat, GPL- ul fiind injectat în colectorul de admisie și înlocuind parțial aerul de admisie. Emisia de fum este prezentată în figura 4, relativ față de cazul motorului standard.

Table 4 / Tabelul 4

The smoke emission / Emisia de fum

Case / Caz	Relative measured smoke <i>Emisia de fum relativă măsurată</i> [-]	Relative computed smoke <i>Emisia relativă calculată de fum</i> [-]	Relative error <i>Eroarea relativă</i> [%]
Diesel fuel / Motorină	1	1	
$x_c=2.46$	1.043	1.12	-7.33
$x_c=6.76$	0.863	0.963	-11.58
$x_c=28.39$	8.93	6.75	24.45

Regarding the combustion noise, evaluated by the maximum rate of pressure rise, the results are presented in figure 14.

În ceea ce privește zgomotul de ardere, evaluat de viteza maximă de creștere a presiunii, rezultatele sunt prezentate în figura 14.

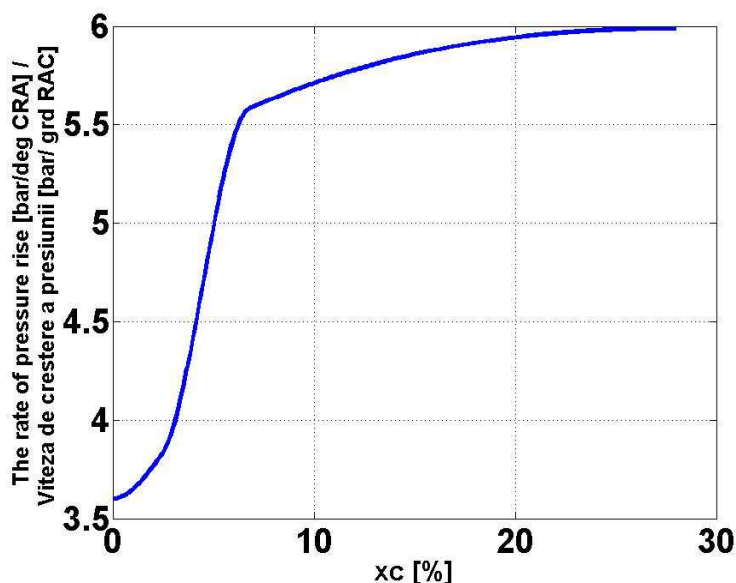


Fig. 14 - The measured maximum rate of pressure rise versus the substitute ratio / Viteza maximă măsurată de creștere a presiunii versus gradul de substituție.

The rate of pressure rise increases its value for all the investigated substitute ratios. This is explained by higher flame speed in air-LPG homogeneous mixture, flame which appears in pilot Diesel fuel jet envelope.

For the computed model the results are little different. The computed maximum rate of pressure rise is presented in figure 15.

Viteza de creștere a presiunii crește pentru toate gradele de substituție investigate. Acest lucru este explicat de o viteză mai mare a flăcării în amestecul omogen de aer-GPL, flacără ce apare în anvelopa jetului pilotului de motorină.

Pentru modelul calculat rezultatele sunt puțin diferite față de cele experimentale. Evoluția vitezei maxime de creștere a presiunii calculate este prezentată în figura 15.

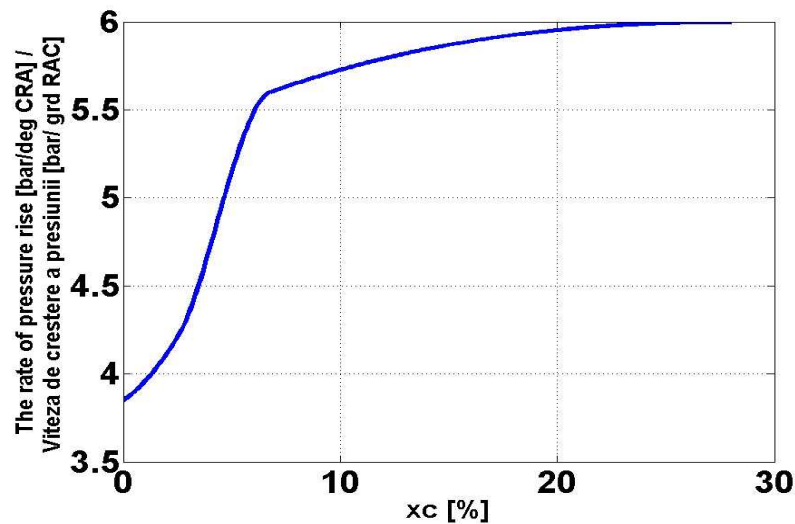


Fig. 15 - The computed maximum rate of pressure rise versus the substitute ratio / *Viteza maximă de creștere a presiunii calculată.*

The brake specific energetic consumption, in the case of LPG fuelling was maintained approximately constant for all the investigated substitute ratios. The measured energetic break fuel consumption is presented in figure 16.

Consumul specific energetic în cazul alimentării cu GPL s-a menținut aproximativ constant pentru toate gradele de substituție analizate. Consumul specific energetic măsurat este prezentat în figura 16.

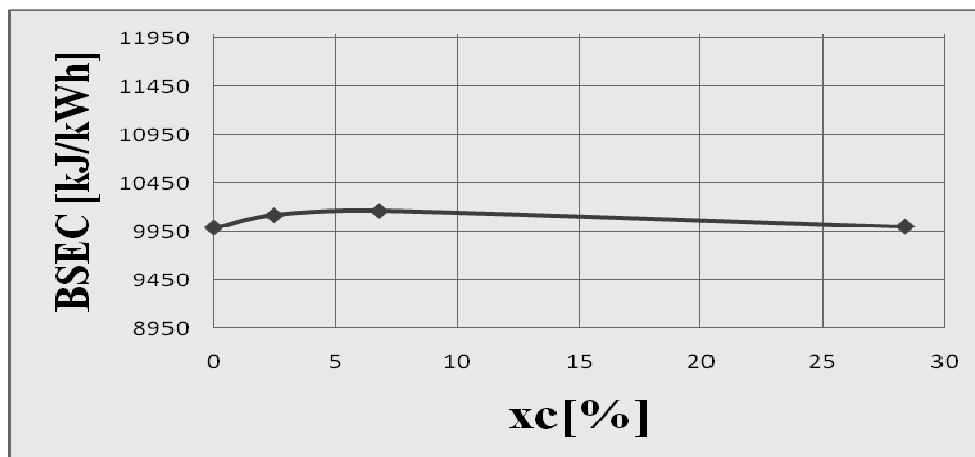


Fig. 16 - The measured brake energetic consumption versus the substitute ratio / *Consumul specific energetic măsurat versus gradul de substituție*

CONCLUSIONS

1. Nitrous oxides emissions level decreases for all the investigated substitute ratios.
2. The smoke emission is maintained approximately at the same level like in the case of using pure Diesel fuel for substitute ratios up to 6.76% and increases for greater substitute ratios, because of cylinder air filling worsening.
3. The software can predict very well engine performance and emissions after calibration.
4. Fuelling with LPG will not affect the engine reliability.
5. The maximum rate of pressure rise increases for all the investigated substitute ratios, because of higher flame speeds in air-LPG homogeneous mixtures.
6. The break specific fuel consumption maintained approximately constant for all the investigated substitute ratios.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank AVL List GmbH Graz, Austria, for providing the possibility to use AVL Boost software.

CONCLUZII

1. Nivelul emisiei de oxizi de azot scade pentru toate gradele de substituție investigate.
2. Emisia de fum se menține aproximativ la același nivel ca în cazul alimentării cu motorină, pentru grade de substituție până la 6.76% și crește pentru grade de substituție mai mari deoarece umplerea cilindrului se înrăutățește.
3. Programul de calcul poate prezice foarte bine performanțele motorului după calibrare.
4. Alimentarea cu GPL nu afectează fiabilitatea motorului.
5. Viteza maximă de creștere a presiunii crește pentru toate gradele de substituție investigate, din cauza vitezei mai mari a flăcării în amestecul omogen de aer-GPL.
6. Consumul specific energetic se menține aproximativ la același nivel pentru toate gradele de substituție investigate.

MULTUMIRI

Autorii doresc să mulțumească firmei AVL List GmbH Graz, Austria, pentru oferirea posibilității de a utiliza programul AVL Boost.

REFERENCES

- [1]. Alla A., Soliman G. H., Badr H.A., Abd Rabbo M.F. (2001) - *Combustion Quasi-Two Zone Predictive Model for Dual Fuel Engines*, *Int. J. Energy Conversion and Management*, Vol. 42, 1477-1498;
- [2]. Alla A., Soliman G.H., Badr H.A., AbdRabbo M.F. (2000) - *A Computational Investigation of the Effect of Exhaust Gas Recirculation on the Performance of a Dual Fuel Engine*, SAE Paper, No. 2000-01-2040;
- [3]. AVL Boost UsersGuide.pdf;
- [4]. Barata J. (1995) - *Performance And Emissions Of A Dual Fueled Diesel Engine*, SAE International, Paper 952364;
- [5]. Birtas A., Chiriac R. (2011) - *A Study Of Injection Timing For A Diesel Engine Operating With Gasoil And HRG Gas*, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 73, Iss. 4, ISSN 1454-2358;
- [6]. Ghannam M.T., Selim M.Y.E. (2009) - *Stability Behavior of Water-in-Diesel Fuel Emulsion*, *Petroleum Science and Technology Journal*, 27:396–411;
- [7]. Kajitani S., Chen C.L., Oguma M., Alam M., Rhee K.T. (1998) - *Direct Injection Diesel Engine Operated with Propane-DME Blended Fuel*-SAE Technical Paper Series 982536;
- [8]. Karim G.A., Liu Z. (1994) - *An Analytical Examination of the Preignition Processes within Homogeneous Mixtures of a Gaseous Fuel and Air in a Motored Engine*, SAE Paper, No. 942039;
- [9]. Karim G.A., Wong Y.K. (1996) - *An Analytical Examination of the Effects of Exhaust Gas Recirculation on the Compression Ignition Process of Engines Fuelled with Gaseous Fuels*, SAE Paper, No. 961936;
- [10]. Pirouzpanah V., Sarai R.K. (2003) - *Reduction of emissions in an automotive direct injection Diesel engine dual fuelled with natural gas by using variable exhaust gas recirculation*, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 217, no. 8, pp.719-725, August 1;
- [11]. Popa M.G., Negurescu N., Pana C., *Diesel Engines*, Matrix ROM, Bucharest 2003.
- [12]. Priede T. (1980) - *In Search of Origin of Engine Noise- An Historical Review 1980* SAE 800534, 2039-2069;
- [13]. Samad J., Shram K., Sina S., Ramin B. (2009) - *Modeling the effect of spray/wall impingement on combustion process and emission of DI Diesel engine*, *Thermal Science*: Vol. 13, No. 3, pg. 23-34;
- [14]. Saray R. K. (2009) - *Enhancement of combustion process in dual fuel engines at part loads by using suitable techniques*, *IJE Transactions B: Applications* Vol. 22, No. 1, April 2009 – 77;
- [15]. Selim M.Y E., Ghannam M. (2010) - *A Combustion Study of Stabilized Water-in-Diesel Fuel Emulsion*, *Energy Sources Journal*, Part A, Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 32: 1-19;
- [16]. Selim M. Y. E. (2003) - *Effect of Exhaust Gas Recirculation on Some Combustion Characteristics of Dual Fuel Engine*, *Energy Conversion and Management*, An International Journal, Volume 44, Issue 5, March, Pages 709-723;
- [17]. Selim M.Y.E. (2003) - *A Study of Some Combustion Characteristics of Dual Fuel Engine Using EGR*, SAE Paper 2003-01-0766, Transactions of SAE, Journal of Engines;
- [18]. Selim M.Y.E. (2005) - *Effects of Engine Parameters and Gaseous Fuel Type on the Cyclic Variability of Dual*

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Alla A., Soliman G.H., Badr H.A., Abd Rabbo M.F. (2001) - *Un Model Cvasidimensional Predictiv Pentru Motoare Alimentate In Sistem Dual*, *Jurnalul Internațional Management și Conversia Energiei*, Vol. 42, 1477-1498;
- [2]. Alla A., Soliman G.H., Badr H.A., AbdRabbo M.F. (2000) - *Investigații Teoretice Asupra efectului Recirculării Gazelor Arse Asupra Performanțelor Unui Motor Alimentat În Sistem Dual*, *Lucrearea SAE*, Nr. 2000-01-2040;
- [3]. AVL Boost UsersGuide.pdf;
- [4]. Barata J. (1995) - *Performanțele Și Emisiile Unui Motor Diesel Alimentat Dual*, *Internațional SAE*, lucrarea 952364;
- [5]. Birtas A., Chiriac R. (2011) - *Studiu cu privire la avansul la injecție al unui motor alimentat cu motorină și HRG Gas*, U.P.B. Buletinul Științific, Seria D, Vol. 73, Iss. 4, ISSN 1454-2358;
- [6]. Ghannam M.T., Selim M.Y.E. (2009)- *Comportamentul stabil al emulsiei apă-motorină*, *Jurnalul Tehnologia și Știința Petrolului*, 27:396–411;
- [7]. Kajitani S., Chen C.L., Oguma M., Alam M., Rhee K.T. (1998) - *Motor diesel cu injecție directă alimentat cu amestec propan-DME*, *Lucrearea tehnică SAE Seria 982536*;
- [8]. Karim, G.A., Liu, Z. (1994) - *O examinare analitică a procesului de preaprindere în amestecuri omogene de combustibil gazos-aer într-un motor antrenat*, *Lucrearea SAE*, Nr. 942039;
- [9]. Karim G.A., Wong Y.K. (1996) - *O examinare analitică a efectului egr asupra procesului de aprindere în motoare alimentate cu combustibili gazoși*, *Lucrearea SAE*, Nr. 961936;
- [10]. Pirouzpanah V., Sarai R.K. (2003) - *Reducerea emisiilor unui motor de automobil cu injecție directă alimentat dual și folosind recirculare variabilă de gaze de evacuare*, *Lucrările Institutului de Inginerie Mecanică, Partea D: Jurnalul Ingineria Automobilelor*, vol. 217, nr. 8, pag. 719-725, August 1;
- [11]. Popa M.G., Negurescu N., Pana C. (2003) - *Motoare Diesel*, Matrix ROM, Bucuresti;
- [12]. Priede T. (1980) - *Căutând originea zgomotului motorului*, *Un reviu istoric*, SAE 800534, 2039-2069;
- [13]. Samad J., Shram K., Sina S., Ramin B. (2009) - *Modelarea efectului de formare a filmului de combustibil pe perete și efectele asupra arderii și emisiilor unui motor diesel cu injecție directă*, *Știința Termică*: Vol. 13, Nr. 3, pag. 23-34;
- [14]. Saray R. K. (2009) - *Intensificarea arderii în motoare alimentate dual la sarcini parțiale utilizând tehnici corespunzătoare*, *Tranzacții IJE, B: Aplicații*, vol. 22, Nr. 1, Aprilie – 77;
- [15]. Selim M.Y.E., Ghannam M. (2010) - *Un studiu de ardere al emulsiei apa-motorina*, *Jurnalul Surse de Energie*, Partea A, Recoversia, Utilizarea și Efectele de Mediu, 32: 1-19;
- [16]. Selim M. Y. E. (2003) - *Efectul EGR asupra caracteristicilor de ardere ale unui motor alimentat dual*, *Managementul și Conversia Energiei*, *Jurnalul Internațional*, Volum 44, Apariția 5, Martie, Pag. 709-723;
- [17]. Selim M.Y.E. (2003) - *Un studiu al unor caracteristici de ardere ale unui motor alimentat dual ce folosește recircularea gazelor arse*, *Lucrearea SAE 2003-01-0766*, *Tranzacțiile SAE, Jurnalul de Motoare*;
- [18]. Selim M.Y.E. (2005) - *Efectul parametrilor motorului și a tipului combustibilului gazos asupra variabilității ciclice în cazul motoarelor alimentate dual*, *Combustibili*, *Jurnalul*

Fuel Engines, Fuel, International Journal, 84, 961-971;
[19]. Voicu A., Chiriac R. (2012) - *A Numerical Simulation Of The Influence Of Injection Characteristics On Performance And Emissions Of A tractor Diesel Engine*, U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 74, Iss. 3, ISSN 1454-2358.

Internațional, 84, 961-971;
[19]. Voicu A., Chiriac R. (2012) - *O simulare numerică a influenței caracteristicilor de injecție asupra performanțelor și emisiilor unui motor diesel de tractor*, U.P.B. Buletinul Științific, Seria D, Vol. 74, Iss. 3, 2012 ISSN 1454-2358.

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 cm; right: 2 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 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

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 leza 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. Deciziile vor fi luate cât mai rapid posibil și revista va returna comentariile evaluărilor 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 autorii trimit spre publicare lucrări ce conțin date, informații, capitole, etc., din alte lucrări publicate anterior și nu se fac referiri la acestea în text, răspunderea aparține acestora.

1. ARTICOLE OBIȘNUITE

- Toate capitolele manuscrisului trebuie să fie scrise *single-spaced*, A4, sus și jos: 2 cm; stânga: 2 cm; dreapta: 2 cm, font: **Arial**, mărime 9 pt, cu excepția titlului care se scrie cu 11 pt. și figurile explicite, care se scriu cu 8 pt.
- Textul lucrării va fi scris în două coloane egale de 8,3 cm, 0,4 cm spațiul 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. Acesta 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 corespunzător 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, stadiul experimentelor, date semnificative, și evidențiați descoperirile majore și concluziile. Rezumatul trebuie să cuprindă între 100 și 300 cuvinte. Propozițiile complete, verbele active, și persoana a III-a trebuie folosite (rezumatul să fie scris la timpul trecut). Se va utiliza nomenclatura standard iar abrevierile trebuie evitate. Nu se vor utiliza citări de lucrări în

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 (/).

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 -

"rezumat" (font: 9 pt., titlu - *bold italic*; textul rezumatului - *italic*).

Cuvinte cheie: ca urmare a rezumatului, între 3 și 10 cuvinte cheie trebuie listate, aceste oferind referințe de indexare (font: 9 pt., **bold italic** – titlul 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 trebuie folosite. Autorii trebuie să folosească prezentarea Solidus (mg/ml). Abrevierile standard (ca ATP sau ADN) nu trebuie 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 colegii din diferite domenii științifice.

MATERIALE ȘI METODE: trebuie să fie suficient de complete pentru a permite experimentelor să fie reproduse. 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 constatările 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 interpreteze constatările 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 centrat, 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 (/).

Figurile trebuie scrise 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).

...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., Vocea 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, Stahl W, Biriş S, Vlăduţ V, Imbrea F, Petroman C (2009) - *Cosmos program 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]. Vlăduţ V (2009) - *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, Iasi - Romania.

Book Chapter:

[1]. Vlăduţ 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, Iasi - Romania.

Folosiiți 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), centrat. Lăsați un spațiu între figură și textul figurii, mărimea: 3 pt.; numărul figurii va fi scris cu bold, 8 pct., centrat, 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).

REFERINȚELE: 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 responsabili 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., Vocea 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, Stahl W, Biriş S, Vlăduţ V, Imbrea F, Petroman C (2009) - *Cosmos program 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]. Vlăduţ V (2009) - *Studiul procesului de treier în aparatul cu flux axial*, Editura "Terra Nostra", ISBN 973-1888-26-8, Iași - România.

Capitol din carte

[1]. Vlăduţ 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 - România.

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.

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 Blvd., sect. 1, Bucharest, ROMANIA

Tel: +4021.269.32.60; Fax: +4021.269.32.73

<http://www.inma.ro/inmateh-agricultural%20engineering>

<http://www.inmateh.eu>