



ODBORNÁ KNIHOVNA
MINISTERSTVA ZEMĚDĚLSTVÍ
ČESKÉ REPUBLIKY
PRAHA I. - TESNOVÁ 17

ÚSTAV ZEMĚDĚLSKÝCH A POTRAVINÁŘSKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Agricultural Engineering

ČESKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÝCH VĚD

3

VOLUME 42 (LXIX)
PRAHA 1996
CS ISSN 0044-3883

Mezinárodní vědecký časopis vydávaný z pověření České akademie zemědělských věd a s podporou Ministerstva zemědělství České republiky

An international journal published by the Czech Academy of Agricultural Sciences and with the promotion of the Ministry of Agriculture of the Czech Republic

Redakční rada – Editorial Board

Předseda – Chairman

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha, ČR)

Členové – Members

Doc. RNDr. Ing. Jiří Blahovec, DrSc. (Česká zemědělská univerzita, Praha, ČR)

Doc. Ing. Karel Brzkovský, CSc. (České vysoké učení technické, Praha, ČR)

Univ.-Prof. Dr. habil. Manfred Estler (Technische Universität München, Institut für Landtechnik, Freising, BRD)

Prof. Ing. Ján Jech, CSc. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra, SR)

Ing. Petr Jevič, CSc. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha, ČR)

Doc. Ing. Jan Mareček, CSc. (Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, Brno, ČR)

Ing. Richard Markovič, CSc. (Štátna skúšobňa poľnohospodárskych a lesných strojov, Rovinka, SR)

Ing. Zdeněk Pastorek, CSc. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha, ČR)

Doc. Ing. František Ptáček, CSc. (Státní kontrolní a zkušební ústav zemědělský, Brno, ČR)

Prof. M. N. Rifai, Ph.D. (Nova Scotia Agricultural College, Truro, Nova Scotia, Canada)

Ing. Jan Šabatka, CSc. (Zemědělská fakulta Jihočeské univerzity, České Budějovice, ČR)

Vedoucí redaktorka – Editor-in-Chief

Ing. Jovanka Václavičková

Cíl a odborná náplň: Časopis publikuje původní vědecké práce a studie typu review z oboru zemědělská technika, zemědělské technologie a zpracování zemědělských produktů. Abstrakty z časopisu jsou zahrnuty v těchto databázích: Agris, CAB Abstracts, Czech Agricultural Bibliography, WLAS.

Periodicita: Časopis vychází čtvrtletně (4x ročně), ročník 42 vychází v roce 1996.

Přijímání rukopisů: Rukopisy ve dvou vyhotoveních je třeba zaslat na adresu redakce: Ing. Jovanka Václavičková, vedoucí redaktorka, Ústav zemědělských a potravinářských informací, Slezská 7, 120 56 Praha 2, tel.: 02/25 75 41–9, fax: 02/25 70 90, e-mail: braun@uzpi.agrec.cz. Den doručení rukopisu do redakce je publikován jako datum přijetí k publikaci.

Informace o předplatném: Objednávky na předplatné jsou přijímány pouze na celý rok (leden–prosinec) a měly by být zaslány na adresu: Ústav zemědělských a potravinářských informací, vydavatelské oddělení, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Cena předplatného pro rok 1996 je 176 Kč.

Aims and scope: The journal publishes scientific papers and reviews dealing with the study agricultural engineering, agricultural technologies and processing the agricultural products. Abstracts from the journal are comprised in the databases: Agris, CAB Abstracts, Czech Agricultural Bibliography, WLAS.

Periodicity: The journal is published quarterly (4 issues per year), Volume 42 appearing in 1996.

Acceptance of manuscripts: Two copies of manuscript should be addressed to: Ing. Jovanka Václavičková, editor-in-chief, Institute of Agricultural and Food Information, Slezská 7, 120 56 Praha 2, tel.: 02/25 75 41–9, fax: 02/25 70 90, e-mail: braun@uzpi.agrec.cz. The day the manuscript reaches the editor for the first time is given upon publication as the date of reception.

Subscription information: Subscription orders can be entered only by calendar year (January–December) and should be sent to: Institute of Agricultural and Food Information, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Subscription price for 1996 is 44 USD (Europe), 46 USD (overseas).

MODELLING DEFORMATION STATE OF TRACTOR ENGINE BY HYBRID METHOD

URČENIE DEFORMÁCIÍ MOTORA TRAKTORA HYBRIDNOU METÓDOU

D. Brozman

University of Agriculture, Nitra, Slovak Republic

ABSTRACT: A hybrid method is proposed to predict engine deformation induced by assembling crankcase and cylinder head. The core of method consists in identification process based on the multi-dimensional correlation analysis. By means of this method the results of holographic interferometry and preliminary finite element analysis are compared. This comparison removes uncertainties of both the holographic interferometry and the finite element method that enable a complex strain analysis with high accuracy which is impossible to achieve by separate methods. Developed method is applied to the tractor engine UR-IV. A rate of comparison of the measurement by holographic interferometry with computer finite element model (software LUSAS 11.1 was used) is evaluated on the significance level of 0.01. The hybrid method enabled in this way the correct determination of boundary conditions and consequently the correct modelling deformation state of all engine parts by finite element analysis.

engine; tractor; finite element model; holographic interferometry

ABSTRAKT: V článku je navrhnutá hybridná metóda pre určenie deformácií technických systémov v dôsledku mechanického, alebo tepelného zaťaženia. Jadrom metódy je identifikačný proces založený na viac-rozmernej korelačnej analýze. Takýmto identifikačným postupom sú porovnávané výsledky meraní získaných laserovými meracími metódami a počítačovým modelovaním pomocou metódy konečných prvkov (MKP). Navrhnutý identifikačný postup znižuje chyby a odstraňuje principiálne nevýhody oboch metód, čo umožňuje komplexnú deformačnú analýzu s vysokou presnosťou, ktorú nie je možné dosiahnuť samostatnými metódami. Navrhnutá metóda je aplikovaná na určenie deformácií motora traktora Zetor UR-IV v dôsledku montážneho zaťaženia. Stupeň porovnania výsledkov z holografickej interferometrie a z metódy konečných prvkov (bol použitý software LUSAS v.11) je hodnotený na hladine významnosti 0.01. Hybridná metóda týmto spôsobom umožní vysoko presné určenie okrajových podmienok a následne poskytuje výsledky s presnosťou nedosiahnuteľnou klasickými metódami. Navrhnutá metóda je v súlade s odporúčaniami medzinárodnej normy ISO 9001, ktorá zahŕňa povinnosť používať MKP systémy pri výrobe a skúškach strojov a technických systémov.

motor; traktor; metóda konečných prvkov; holografická interferometria

INTRODUCTION

The development in engineering evokes the need for a complex stress or strain analysis of technical systems which are stressed by assembling or operating loads. A partial solution can be obtained by various measurement methods or by computer aided modelling. However, these different methods have some disadvantages. The measurement methods give results only from the specific parts of investigated object and the modelling methods are very sensitive to the accuracy of estimation of boundary conditions.

These problems occurred during the investigation of the tractor engine UR-IV deformations which were caused by engine assembling. The partial results were obtained by holographic interferometry measurements that were reported in several papers (Brozman,

1989; Bajla et al., 1991; Brozman, Kubík, 1992). As followed from these works the results gave information about the part of engine surface and about three of six cylinder liners. This is given by visibility of these parts from observation and illumination points. The needs for development require to determine deformation state of all engine parts. For this purpose the hybrid method was developed in the framework of the project LINDA (Laser Interferometry and Numerical Deformation Analysis).

METHOD

Each experimental analysis can be considered for hybrid method because a mathematical algorithm for evaluation is usually used. In next the hybrid method

will be called a combination of holographic interferometry and finite element method (FEM). The finite element analysis belongs to those mathematical methods which assume certain presumed boundary conditions. The estimation of correct boundary conditions is very difficult in the real conditions and an incorrect estimation can cause the deterioration of numerical results. Convenient combination of the FEM and holographic interferometry can give the significant reduction of the mentioned uncertainties because the results of both methods can be represented by lines of constant displacements and thus they can be compared. The input values (boundary conditions) of numerical solution performed by the FEM are chosen so that the results satisfied the experimental values obtained by holographic interferometry on the measurable parts of an investigated object. These boundary conditions provide acceptable results on the non-measurable parts of object.

If we consider displacement values on the loaded object for random data, the resolution of FEM results satisfied the results from holographic interferograms can be processed by statistical methods. The considered random data create 3-D surfaces representing deformation of the part of object surface. For the comparison of both experimental and modelled 3-D surfaces a multi-dimensional identification parameter was derived in the following way.

The distribution of light intensity in the holographic interferogram is given by 2-D function $z(x, y)$, where x, y are coordinates in the evaluated object surface. Intensity values in two different points of the compared contour fields were denoted as $z_1(x, y)$ and $z_2(x', y')$. The correlation function expressing the correspondence rate of two compared random functions is defined as a mean value of the product of these functions. One of these functions has shifted the interval origin of independent variable by t (Bendat, 1971). So, we can write according to the coordinate y

$$R_{1,2}(x, x', t) = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \int_{-n/2}^{n/2} z_1(x, y) z_2(x', y+t) dy \quad (1)$$

where: x, y – dimensions of investigated area
 $t = y' - y$

Analogically for the cross-correlation function according to the coordinate x can be written as

$$R_{1,2}(k, y, y') = \lim_{m \rightarrow \infty} \frac{1}{m} \int_{-m/2}^{m/2} z_1(x, y) z_2(x+k, y') dx \quad (2)$$

where: $k = x' - x$

From the equations (1) and (2) for the two dimensional cross-correlation function follows that

$$R_{1,2}(k, t) = \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ m \rightarrow \infty}} \frac{1}{mn} \int_{-n/2}^{n/2} \int_{-m/2}^{m/2} z_1(x, y) z_2(x+k, y+t) dx dy \quad (3)$$

If the values $z_1(x, y)$ and $z_2(x, y)$ are identical or similar (correlated), the cross-correlation function $R_{1,2}(k, t)$ takes its maximum for a certain point (k, t) . More convenient is a normalized cross-correlation function expressed as

$$R_N = \frac{R_{1,2}(k, t)}{R_{1,2}(0, 0)} \quad (4)$$

where: R_N – takes maximum of 1 in the case of total correlation

On the basis of correlation coefficient definition (Dowdy, 1983) the 2-D correlation coefficient according to the analogy for two-dimensional case can be written as

$$K_R = \frac{\sum (z_{1(m,n)} - \bar{z}_{1(m,n)}) (z_{2(m,n)} - \bar{z}_{2(m,n)})}{\sqrt{[\sum (z_{1(m,n)} - \bar{z}_{1(m,n)})^2] [\sum (z_{2(m,n)} - \bar{z}_{2(m,n)})^2]}} \quad (5)$$

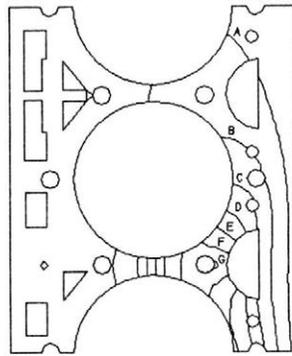
The coefficient defined by last equation takes values from interval of $\langle -1, 1 \rangle$. The coefficient value that refers to the statistically significant correspondence of the compared function is dependent on the range of m, n values and is given for several significance levels. For the hybrid method the significance level of 0.01 is chosen. For this criterion the identification parameter is proposed by simple formula

$$I_p = K_R^2$$

Several simple models were used for the verification of the proposed hybrid method. For computer modelling the LUSAS FEA software ver.11 and computer PC 486/100MHz, 16MB RAM, 1.2GB HDD were used. Holographic interferograms were taken by double-exposure method (Vest, 1979) using He-Ne laser of 100mW output.

Before full analysis of the tractor engine UR-IV the partial area of crankcase bearing surface was modelled for the testing crankcase loads resulting from some bolt torsional moments. In experiment the tie-bolt for cylinder head attachment was screwed at torsional moment of 20 Nm in one tapped hole. The holographic interferogram of this instance is shown in Fig. 1a. Isolines of constant displacements have approximately step of 0.5 micron. The finite element model of this area was created by triangular thick shell elements TTS6 (FEA Ltd., 1993) which may be used to model 3-dimensional structures whose behaviour is dependent upon both flexural and membrane effects. The result isolines of finite element analysis performing constant displacements are presented in Fig. 1b. In this model the value of the load simulating screwed bolt was initially input in accordance with analytical calculation of the resolution of bolt forces. After preliminary analysis the results were compared with the results from holographic interferogram and the load was gradually changed until the model satisfied the experiment.

After these physical and computer experiments the finite element model of whole engine crankcase was created. This model (Fig. 2) consists of 14,134 triangular and quadrilateral thick shell elements. On the base of holographic interferogram and the results from pre-



CONTOURS OF RSLT [mm]

A	0.5758E-03
B	0.1702E-02
C	0.2828E-02
D	0.3954E-02
E	0.5080E-02
F	0.6207E-02
G	0.7333E-02

1b. The same part modelled by the finite element method. Both figures show the isolines of displacements

1a. The holographic interferogram showing the part of bearing surface loaded by tie-bolt

vious experiments (Broznan, Kubík, 1992, 1994) the boundary conditions (loads and supports) were input and slidelines for the contact problem of cylinder liner seating were defined (FEA Ltd., 1993).

RESULTS AND DISCUSSION

The whole model of the engine crankcase was solved as a nonlinear contact problem. The solution took 219 hours (9 days) on the above mentioned computer and the result files are of size of 715MB. The solution of the complete crankcase structure was obtained with identification parameter value of 0.39 on significance level 0.01. The error of finite element analysis was determined as 3%. This value was ob-

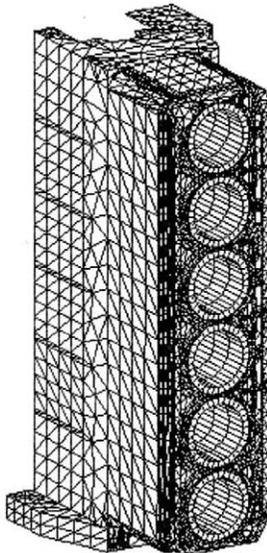
tained by means of verification examples (FEA Ltd., 1993) and by determination of conditionality number. This number has in this case the value of 1.17 and it expresses the error transfer of input values into results. Mean square error of model was 23% in which the holographic interferometry errors, the FEA errors and the identification parameter are included. The relatively high value results from the low identification parameter. An improvement of parameter was not possible by any variations of boundary conditions. This condition was caused by unpredictable behaviour of the cylinder liners during deformation of crankcase. The probable reason was a wide range of cylinder liner tolerance on fit. All modelled cylinder liners have the mean tolerance value what is not possible to expect for manufactured liners. That is why the model has 23% error or it could be expressed as the crankcase was manufactured with various values of tolerance and the model performs product with the exact mean value of allowed tolerances.

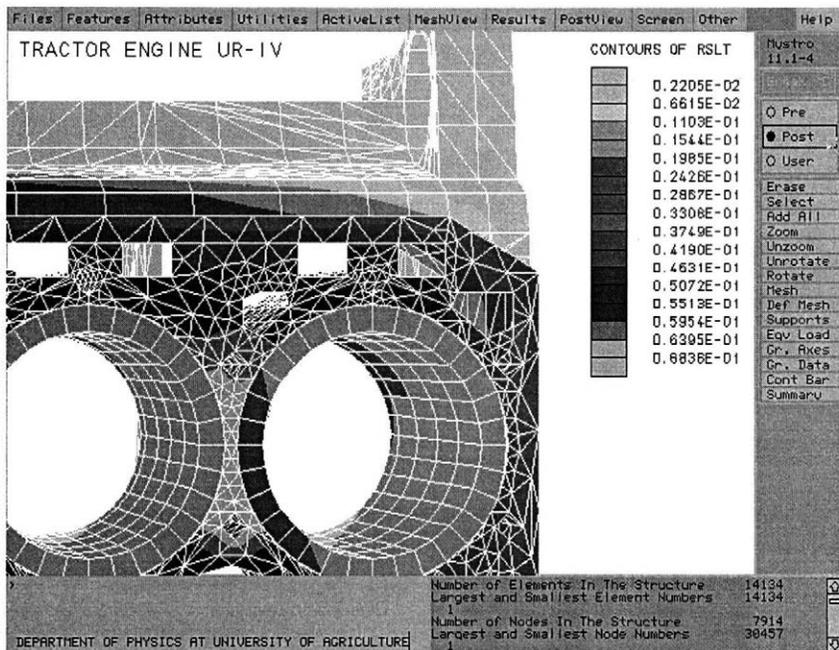
Displacement contours caused by the assembling head of cylinders are presented in Figs 3, 4. The maximal values exceed critical limit for correct function by 15%. Deformed shape of the border cylinder liner which shows maximal deformation is shown in Fig. 5.

CONCLUSION

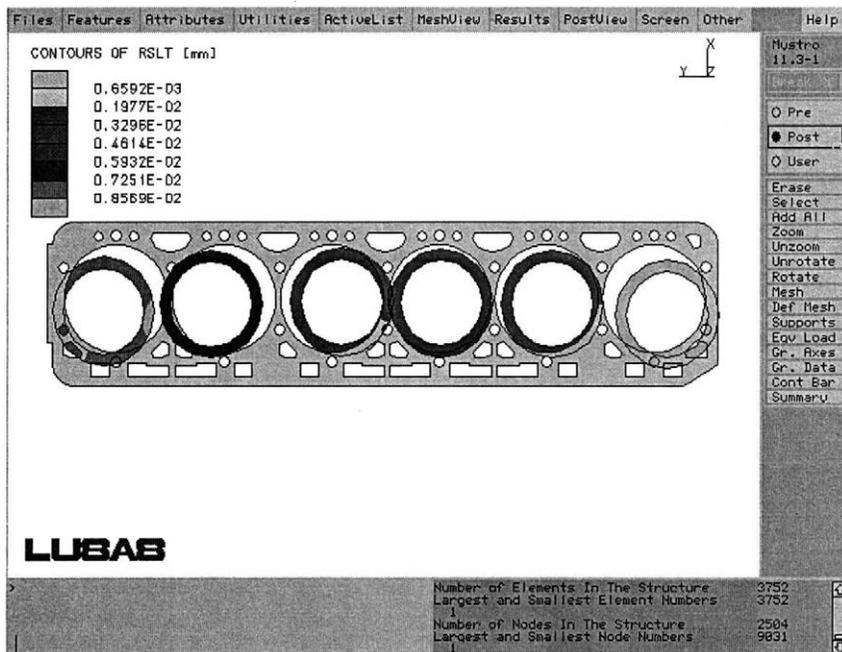
The presented hybrid method enables to obtain the information about mechanical behaviour of machines or their parts after mechanical or thermal loading. This method performs computer-aided experiment as one of CAD/CAM methods. The CAM methods, namely the finite element methods, are included in the prepared amendment of international standard ISO 9000 and EN 45001. Reliable utilization of the FEM requires hybrid procedures including the experiment. The proposed hybrid method offers one of the possible solutions of CAM application.

2. The finite element model of the tractor engine UR-IV crankcase consists of 14,134 elements and 30,457 nodes. The fine meshing of bearing surface provides the high accuracy of solution in this area

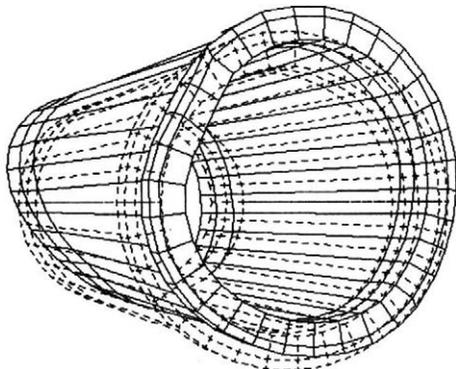




3. The zoomed part of engine loaded by tie-bolts



4. The off-set of cylinder liners caused by screwing tie-bolts



5. The deformation of cylinder liner due to cylinder head assembling

----- underformed shape
 ————— deformed shape

ACKNOWLEDGMENTS

The project LINDA under which the hybrid method was developed is partly supported by grant No. I/1066/94 of the Slovak Ministry of Education.

REFERENCES

BAJLA, J. – BROZMAN, D. – KUBÍK, L. – SRNKA, J.:
 Meranie deformácií bloku motora ťažkého radu Zetor metó-

dou holografickej interferometrie. Zeměd. Techn., 37, 1991 (4): 193–196.

BAJLA, J. – BROZMAN, D. – KUBÍK, L. – SRNKA, J.:
 Vplyv kompletizácie bloku motora na geometrický tvar vložiek valcov. Zeměd. Techn., 37, 1991 (7): 369–374.

BENDAT, S. J.: Random Data: Analysis and measurement procedures. John Wiley and Sons, Inc., New York 1971.

BROZMAN, D.: Meranie deformácií bloku motora laserovou interferometriou. Zeměd. Techn., 35, 1989 (8): 467–470.

BROZMAN, D. – KUBÍK, L.: Meranie vyosenia a deformácie vložiek valcov motora traktora Zetor UR-IV pomocou holografickej interferometrie. Zeměd. Techn., 37, 1991 (11–12): 633–640.

BROZMAN, D. – KUBÍK, L.: Strain field measurement of engine cylinder liner by holographic interferometry. In: Proc. 30th Internat. Conf. EAN '92, Prague 1992.

BROZMAN, D. – KUBÍK, L.: Determination of the stress on engine cylinder liner by hybrid method. In: proc. 32nd Conf. EAN '94, Janov nad Nisou, Czech Republic 1994.

DOWDY, S.: Statistics for research. John Wiley and Sons, Inc., New York 1983.

VEST, C.: Holographic interferometry. John Wiley and Sons, New York 1982.

FEA, Ltd.: Element library. Kingstom upon Thames 1993.

FEA, Ltd.: LUSAS user's manual. Kingstom upon Thames 1993.

FEA, Ltd.: Verification manual I, II. Kingstom upon Thames 1993.

Received on September 12, 1995

Contact Address:

RNDr. Dušan Brozman, University of Agriculture, Department of Physics, Tr. A. Hlinku 2, 949 76 Nitra, Slovak Republic.
 Tel.: +42(-)876 01, ext. 759, Fax: +42(-)87 41 70 03, E-mail: brozman@uniag.sk

ÚSTŘEDNÍ ZEMĚDĚLSKÁ A LESNICKÁ KNIHOVNA, PRAHA 2, SLEZSKÁ 7

Ústřední zemědělská a lesnická knihovna v Praze (dále jen ÚZLK), která je jednou z největších zemědělských knihoven na světě, byla založena v roce 1926. Již od počátku šlo o knihovnu veřejnou. Knihovna v současné době obsahuje více než jeden milion svazků knih, cestovních zpráv, dizertací, literatury FAO, svázaných ročníků časopisů z oblasti zemědělství, lesnictví, veterinární medicíny, ekologie a dalších oborů. Knihovna odebírá 750 titulů domácích a zahraničních časopisů. Informační prameny získané do fondu jsou v ÚZLK zpracovávány do systému katalogů – je budován jmenný katalog a předmětový katalog jako základní katalogy knihovny a dále různé speciální katalogy a kartotéky. Počátkem roku 1994 přistoupila ÚZLK k automatizovanému zpracování knihovního fondu v systému CDS/ISIS.

Pro informaci uživatelů o nových informačních pramenech ve fondech ÚZLK zpracovává a vydává knihovna následující publikace: Přehled novinek ve fondu ÚZLK, Seznam časopisů objednaných ÚZLK, Přehled rešerší a tematických bibliografií z oboru zemědělství, lesnictví a potravinářství, AGROFIRM – zpravodaj o přírůstcích firemní literatury (je distribuován na disketách), AGROVIDEO – katalog videokazet ÚZLK.

V oblasti mezinárodní výměny publikací knihovna spolupracuje s 800 partnery ze 45 zemí světa. Knihovna je členem IAALD – mezinárodní asociace zemědělských knihovníků. Od září 1991 je členem mezinárodní sítě zemědělských knihoven AGLINET a od 1. 1. 1994 je depositní knihovnou materiálů FAO pro Českou republiku.

Knihovna poskytuje svým uživatelům následující služby:

Výpůjční služby

Výpůjční služby jsou poskytovány všem uživatelům po zaplacení ročního registračního poplatku. Mimopražští uživatelé mohou využít možností meziknihovní výpůjční služby. Vzácné publikace a časopisy se však půjčují pouze prezenčně.

Reprografické služby

Knihovna zabezpečuje pro své uživatele zhotovování kopií obsahů časopisů a následné kopie vybraných článků. Na požádání jsou zhotovovány kopie na přání uživatelů. Pro pražské a mimopražské uživatele jsou zabezpečovány tzv. individuální reproslužby.

Služby z automatizovaného systému firemní literatury

Jsou poskytovány z databáze firemní literatury, která obsahuje téměř 13 000 záznamů 1 700 firem.

Referenční služby

Knihovna poskytuje referenční služby vlastních databází knižních novinek, odebíraných časopisů, rešerší a tematických bibliografií, vědeckotechnických akcí, firemní literatury, videotéky, dále z databází převzatých – Celostátní evidence zahraničních časopisů, bibliografických databází CAB a Current Contents. Cílem je podat informace nejen o informačních pramenech ve fondech ÚZLK, ale i jiné informace zajímavé zemědělskou veřejností.

Půjčování videokazet

V AGROVIDEU ÚZLK jsou k dispozici videokazety s tematikou zemědělství, ochrany životního prostředí a příbuzných oborů. Videokazety zaslá AGROVIDEO mimopražským zájemcům poštou.

Uživatelům knihovny slouží dvě studovny – všeobecná studovna a studovna časopisů. Obě studovny jsou vybaveny příručkovou literaturou. Čtenáři zde mají volný přístup k novinkám přírůstků knihovního fondu ÚZLK.

Adresa knihovny:

Ústřední zemědělská a lesnická knihovna
Slezská 7
120 56 Praha 2

Výpůjční doba:

pondělí, úterý, čtvrtek:	9.00–16.30
středa	9.00–18.00
pátek	9.00–13.00

Telefonické informace:

vedoucí:	24 25 50 74, e-mail: IHOCH@uzpi.agrec.cz
referenční služby:	24 25 79 39/linka 520
časopisy:	24 25 66 10
výpůjční služby:	24 25 79 39/linka 415
meziknihovní výpůjční služby:	24 25 79 39/linka 304
Fax:	24 25 39 38
E-mail:	ÚZLK@uzpi.agrec.cz

COMPUTATION METHOD OF LOAD-SIZE FOR THE LOGGING TRACTOR TREE-LENGTH LOG SKIDDING

METÓDA VÝPOČTU VEĽKOSTI NÁKLADU PRE LESNÝ KOLESOVÝ ŤAHAČ

M. Mikleš

Technical University, Faculty of Forestry, Zvolen, Slovak Republic

ABSTRACT: The logging tractor hauls in logs from tree stands by means of a winch using a gathering cable method. For this it has a well-dimensioned twin-drum winch and is fitted with both cable and chain sligs. With the aid of the winch the tractor prepares a number of logs forming a bundle, raises the latter to a semi-trailed (semi-suspended) position and transports it to the site envisaged for its dumping. The logs may be tied into bundles at their thin or thick ends. It is recommended to tie up low-weight logs at the thin ends, or when they are handled on a flat ground. Heavy-weight logs should always be transported by their thicker ends. By this arrangement the tractive force of the tractor will be increased by application of load to the rear axle, there is a lower resistance offered to hauling of the logs and the overall transporting performance of the machine is higher one. The author elaborated a method of assessing the different parameters from the aspect of dynamic properties of the machines moving on an uneven terrain. The calculation confirmed the dependence between the construction design of the tractors and their traction properties. The author also found out that the traction properties of the tractors were markedly affected by the static distribution of weight and angle of the traction force. The maximum tractive load of logging tractors can be calculated from the theoretical formulas which are induced by balancing the maximum tractive force with the tractive resistance of skidding logs. Although the maximum tractive force is generally limited by factors, namely, the maximum torque of the engine mounted on a tractor, adhesion of running device and stability against rollover, here two factors except for engine torque are considered as limiting factors against the maximum tractive force, because a powerful engine is generally mounted on tractors. Some difficulties connected with proper choice of technology and skidder for tree-length logs, in dependence on the terrain conditions, size of single loads and skidding distance were the main cause of undertaking by the paper attempts to elaborate mathematical model. The result of performed investigations shown, that there is possibility to elaborate the model, by means of which it could be possible to determine the optimum alternative of tree-length log skidding.

forest machine; tractors; traction properties; mechanics of motion

ABSTRAKT: Lesný ťahač približuje kmene z porastu navijakom metódou zberného lana. K tomu má dobre dimenzovaný dvojhubnový navijak a je vybavený lanovými a refazovými úväzkami. Ťahač si pomocou navijaka pripraví určitý počet kmeňov do úväzku, podvihne ho do polozávesu a dopraví na určené miesto. Kmene možno viazať do úväzkov buď za tenší alebo hrubší koniec. Za tenší koniec odporúčame viazať kmene malej hmotnosti, alebo ak pracujeme v rovinatom teréne. Kmene väčšej hmotnosti dopravujeme zásadne za hrubší koniec. Zvýši sa tým ťažná sila ťahača pritažením zadnej nápravy, je menší odpor vlečenia kmeňov a celková prepravná výkonnosť stroja je väčšia. Z toho vyplýva, že technicko-ekonomické vlastnosti a výkonnosť lesných ťahačov závisí od ťahových, kinematických veličín a hospodárnosti prevádzky. V práci je uvedená metóda výpočtu veľkosti nákladu na základe stanovenia ťažnej sily lesného kolesového ťahača. Boli odstránené zjednodušenia, ktoré sú tolerované pri tradičných výpočtových metódach. Použitie výpočtovej techniky umožňuje použiť presnejšie formulácie. Získané výsledné formulácie umožňujú stanoviť veľkosť nákladu limitovanú výkonom motora traktora, veľkosť nákladu limitovanú záberovými vlastnosťami kolies traktora, veľkosť nákladu limitovanú pozdĺžnou stabilitou traktora a dynamickou rovnováhou kolies.

lesné stroje; traktory; ťahové vlastnosti; mechanika pohybu traktora

INTRODUCTION

Technical and economic characteristics and efficiency of forest wheeled skidders are dependent on traction and velocity parameters as well as on the operating economy.

The parameters of tractors must above all correspond to ecological demands. Out of such ecological requirements related to tractor parameters. These ecological requirements regarding the proportionate distribution of weight of tractor or tractor and hauling logs

and on the motor output need to be considered during the process of projection and construction, in order to prevent any misinterpretation of these parameters.

The calculation of the load-size by determining of tractive force treated in the forest wheeled skidder is presented in this paper. Simplifications were omitted though accepted in traditional calculations. Utilization of computers enables using accurate formulations.

The obtained formulation cover up determination of the load-size limited by engine power of the skidder as well as by the tractive adhesion and longitudinal stability of the skidder.

CALCULATION OF TOWING POWER OF WHEELED TRACTOR

It is known from the condition of balance of a tractor that runs with a low speed with a uniform straight-line motion, that the sum of all moments and forces acting on that tractor has to be in balance and that is why it can be assumed that the sum of projections of all forces on the axis is equal to 0, the projections of all forces on the axis y are equal to 0 and the sum of the moments of all forces in relation to the point O_2 is equal to 0. These equations (according to Fig. 1) can be presented physically as follows:

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_{np} - F_{fp} \pm F_w + F_{nt} - F_{ft} - F_{up} = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad -R_{yp} + G_p + G_t - R_{yt} + F_z = 0 \quad (2)$$

$$\Sigma M_{O_2} = 0 \quad R_{yp}(L + e_p - e_t) + F_{fp}(r_{dt} - r_{dtp}) - G_c(L_s - e_t) \cdot \cos \alpha + F_w h + F_z(l_u + e_t) + F_{up} \cdot h_z = 0 \quad (3)$$

where: G_p - part of the tractor weight falling on the front axle (kN)
 G_t - part of the tractor weight falling on the rear axle (kN)

Because it is assumed that the load distribution on the right and left side is the same (i. e. the tractor is uniformly loaded and does not run on a lateral inclination), then the weight G_c can be presented in the following way:

$$G_c = G_p + G_t \quad (4)$$

$$F_{np} + F_{nt} = F_n \quad (\text{kN}) \quad (5)$$

where: F_{np} - tractive force of the front axle (kN)
 F_{nt} - tractive force of the back axle (kN)
 F_n - tractor driving force (kN)

With the constant engine power, definite speed, the tractive driving force is equal to:

$$F_n = \frac{3,6 \cdot P \cdot \eta}{v} \quad (\text{kN}) \quad (6)$$

where: P - engine power (kW)
 η - efficiency of the power transmission system,
 v - the smallest speed (on the first gear - $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)

It results from equation (1) (projection of all forces on the axis x), that:

$$F_{np} + F_{nt} = F_n = F_{fp} + F_{ft} + F_w + F_{up} = \frac{3,6 \cdot P \cdot \eta}{v} \quad (\text{kN}) \quad (7)$$

$$F_n = F_{fp} + F_{ft} + F_w + F_{up} = \frac{3,6 \cdot P \cdot \eta}{v} \quad (\text{kN}) \quad (8)$$

where: F_{fp} - rolling resistance of the front wheels (kN)
 F_{ft} - rolling resistance of the back wheels (kN)

The rolling resistance of the tractor that runs on the soft ground is equal to the sum of the rolling resistance of all road wheels:

$$F_{rc} = \sum_{i=1}^{n=4} F_{ri} \quad (9)$$

where: i - number of tractor wheels
 F_{ri} - rolling resistance of one wheel (kN)

As the tractor runs without lateral tilts, the rolling resistance of the front and back wheels can be presented in the following way:

$$F_{fpp} + F_{fpt} = F_{fp} \quad \text{and} \quad F_{fpp} + F_{fpt} = F_{ft} \quad (10)$$

where: F_{fpp} - rolling resistance of the front right wheel (kN)
 F_{fpt} - rolling resistance of the front left wheel (kN)
 F_{fpp} - rolling resistance of the back right wheel (kN)
 F_{fpt} - rolling resistance of the back left wheel (kN)

Tractors that carry out skidding in not easy-accessible terrain, most often are driven on both axles. Their wheels of the same overall dimensions are provided with special tyres. As there is a relationship between the dynamic radius of the driving wheel and the rolling resistance coefficient, the distance between the ground reaction and the wheel axles can be presented with the help of the following equations

$$e_p = f_p \cdot r_{dtp}, \quad e_t = f_t \cdot r_{dt} \quad (11)$$

With a small error it can be assumed that the dynamic radius of the wheels are equal, as well as the rolling resistance coefficients are equal, what results in:

$$r_{dt} = r_{dtp} \quad \text{as well as} \quad f_p = f_t = f_c$$

where: e_p - the distance between the point of application of the ground reaction and the front wheel axle (m)
 e_t - the distance between the point of application of the ground reaction and back wheel axle (m)
 r_{dtp} - dynamic radius of the front wheel (m)
 r_{dt} - dynamic radius of the back wheel (m)
 f_p - coefficient of the front wheel rolling resistance
 f_t - coefficient of the back wheel rolling resistance
 f_c - coefficient of the rolling resistance of the wheel provided with the pneumatic terrain tyre

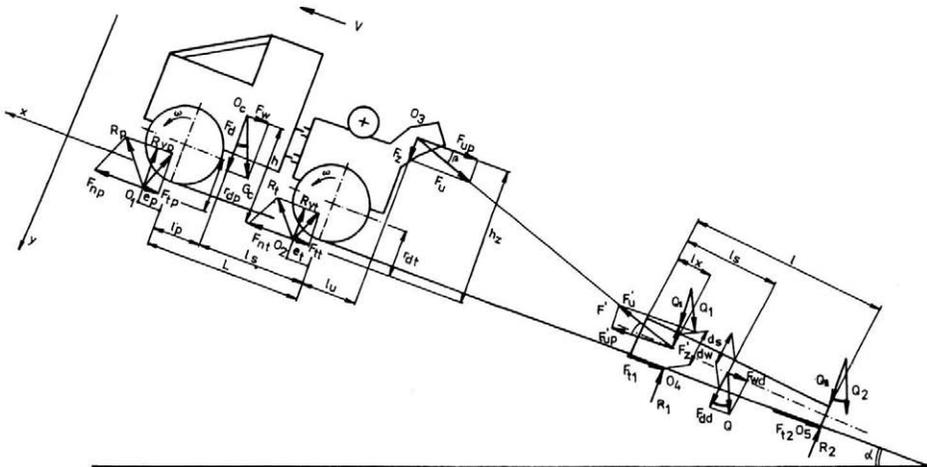
It results from the equation (2) (projection of forces on the axis y), that:

$$R_{yp} + R_{yt} = G_p + G_t + F_z \quad (\text{kN}) \quad (12)$$

where: R_{yp} - vertical component of the ground reaction of the front wheels (kN)
 R_{yt} - vertical component of the ground reaction of the back wheels (kN)
 F_z - vertical component of the tractive force of the tractor (kN)

$$F_y = F_u \cdot \sin \beta \quad (\text{kN})$$

where: β - angle under which the tractive force acts resulting from the reaction of the load in rad
 F_u - the tractive force of the tractor (kN)



1. The mechanics of forest wheeled skidders forces exerted on the tractor and tree-length log in the course of skidding operation

It is known from the dynamics of a driven elastic wheel that the product of the ground reaction and the rolling resistance coefficient is equal to the rolling resistance which results in:

$$(R_{yp} + R_{yt}) \cdot f_c = (G_c \cdot \cos \alpha + F_z) \cdot f_c \quad (\text{kN})$$

After comparing the equations:

$$F_{tc} = F_{tp} + F_{tt} = (G_c \cdot \cos \alpha + F_z) \cdot f_c \quad (\text{kN})$$

where: $G_c \cdot \cos \alpha = F_d$ – vertical component of the tractor weight (kN)

F_{up} – horizontal component of the tractive force (kN)

$$F_{up} = F_u \cdot \cos \beta \quad (\text{kN})$$

During the run of the tractor on a slope, the force required to overcome the grade resistance is as follows:

$$F_w = G_c \cdot \sin \alpha$$

where: α – grade angle in rad

what results in:

$$F_n = (G_c \cdot \cos \alpha + F_z) \cdot f_c + G_c \cdot \sin \alpha + F_u \cdot \cos \beta \quad (\text{kN})$$

after transformation:

$$F_n = G_c \cdot f_c \cdot \cos \alpha + G_c \cdot \sin \alpha + F_u \cdot \cos \beta + F_u \cdot \sin \beta \cdot f_c \quad (\text{kN})$$

Finally the formula for the tractive force of the tractor on the pin or on the horizontal roller, which leads the line of the hoisting winch is as follows:

$$F_u = \frac{3,6 \cdot P \cdot \eta}{v} \frac{G_c \cdot (f_c \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{f_c \cdot \sin \beta + \cos \beta} \quad (\text{kN}) \quad (13)$$

It results from the equation of moments (equation 3), that:

$$R_{yp} = \frac{G_c \cdot [(l_s - f_c \cdot r_d) \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha] - F_u \cdot [(l_u + f_c \cdot r_d) \cdot \sin \beta - h_z \cdot \cos \beta]}{L} \quad (\text{kN}) \quad (14)$$

where: $R_{yp} = G_p$ – the load of the tractor front axle (kN)

l_s – the distance between the back axle and the centre of gravity (m)

l_u – the distance between the point of application of the tractive force and the back axle (m)

h_y – the distance between the point of application of the tractive force and the path (m)

L – axle base (m)

The load of the tractor back axle can be presented in the following way:

$$R_{yt} = G_t = F_d + F_z - R_{yp} \quad (\text{kN})$$

after transformation

$$G_t = R_{yt} = G_c \cdot \cos \alpha + F \cdot \sin \beta - R_{yp} \quad (15)$$

where: $R_{yt} = G_t$ – load of the tractor back axle (kN)

In accordance with Fig. 1 the sum of the moments in relation to the point O_1 must be equal to 0.

$$\Sigma M_{O_1} = 0$$

$$F_d \cdot (l_p + e_p) + F_w \cdot h - R_{yt} \cdot (L - e_t + e_p) - F_n \cdot (r_{dt} - r_{dp}) + F_z \cdot (L + l_n + e_p) + F_{up} \cdot (h_z + r_{dp} - r_{dt}) = 0 \quad (16)$$

After transformation

$$G_c \cdot (l_p + e_p) \cdot \cos \alpha + G_c \cdot h \cdot \sin \alpha - R_{yt} \cdot (L - e_t + e_p) - F_n \cdot (r_{dt} - r_{dp}) + F_u \cdot (L + l_u + e_p) \sin \beta + F_u \cdot (h_z + r_{dp} - r_{dt}) \cdot \cos \beta = 0 \quad (17)$$

That is why the vertical component of the ground reaction of the back axle equal to:

$$R_{yt} = \frac{G_c \cdot [(l_p - f_c \cdot r_d) \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha] + F_u \cdot [(L + l_u - f_c \cdot r_d) \cdot \sin \beta - h_z \cdot \cos \beta]}{L} \quad (\text{kN}) \quad (18)$$

CALCULATION OF THE FORCE REQUIRED TO THE DISPLACEMENT OF A TREE-LENGTH LOG WITH THE CONSTANT STRAIGHT-LINE MOTION

The load composed of logs, characterized by Q – weight, l – length, d_s – diameter measured in the gravity centre, d_x – diameter measured in the attachment point of the hauling line (in the distance l_x from the end), in the order to be in balance, i. e. resting or being in the constant straight-line motion, has to meet the following requirements:

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_{t1} + F_{t2} + F_{wd} + F'_{up} = 0 \quad (19)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F'_{z} - R_1 + Q_1 + Q_{11} - R_2 = 0 \quad (20)$$

$$\Sigma M_{O_4} = 0 \quad F'_{up} \cdot \frac{d_x}{2} + F_{wd} \cdot \frac{d_s}{2} + Q_{11} (l - l_x) - R_2 (l - l_x) = 0 \quad (21)$$

Regarding the tree-length log tapper the coefficient (k) of the nonuniform distribution of the tree-length log weight:

$$k = \frac{Q_1}{Q}$$

which after transformation results in:

$$Q_1 = k \cdot Q \text{ as well as } Q_2 = (1-k) \cdot Q \quad (\text{kN})$$

One can assume with a slight error, that the force displacing the tree-length log, is applied to its end, then $l_x = 0$. It results from the equation of moments [equation (21)] that:

$$R_w \cdot l = Q_{11} \cdot l + F_{wd} \cdot \frac{d_s}{2} - F'_{up} \cdot \frac{d_x}{2} \quad (\text{N.m}) \quad (22)$$

where: $\frac{Q_1}{\cos \alpha} = Q_1$ – weight of the log (in the point of line attachment) applying load on the skidded log end (kN)

$\frac{Q_{11}}{\cos \alpha} = Q_2$ – weight of the log applying the end (kN)

F_{wd} – force required to overcome the grade resistance of the log, characterized by Q in kN ($F_{wd} = Q \cdot \sin \alpha$) (kN)

l – log length (m)

d_s – log diameter in gravity centre (m)

d – log diameter in the point of the hauling line fastening (m)

It can be assumed with the slight error that $d_s = d_x = d$

Then:

$$R_2 = (1 - k) \cdot Q \cdot \cos \alpha + Q \cdot \frac{d}{2l} \cdot \sin \alpha - F'_{u} \cdot \frac{d}{2l} \cdot \cos \beta \quad (\text{kN}) \quad (23)$$

It results from the projection of forces on the y-axis, that:

$$R_1 = Q_1 + Q_{11} - R_2 - F'_z \quad (\text{kN})$$

after putting in data:

$$R_1 = Q \cdot (k \cdot \cos \alpha - \frac{d}{2l} \cdot \sin \alpha) + F'_u \cdot (\frac{d}{2l} \cdot \cos \beta - \sin \beta) \quad (\text{kN}) \quad (24)$$

The friction force (F_{f1} and F_{f2}) is directly proportional to the pressure forces:

$$F_{f1} = R_1 \cdot f_p \quad (\text{kN}) \quad \text{and} \quad F_{f2} = R_2 \cdot f_k \quad (\text{kN}) \quad (25)$$

where: f_p - coefficient of the friction resistance of the tree-length log front part
 f_k - coefficient of the friction resistance of the tree-length log back part

It results from the projection of forces on the x-axis [the equation (4)], that:

$$F_{f1} + F_{f2} = F'_{up} - F_{wd} \quad (\text{kN}) \quad (26)$$

after putting in data it assumes the form:

$$Q \cdot (\cos \alpha - \frac{d}{2l} \sin \alpha) \cdot f_p + F'_u \cdot (\frac{d}{2l} \cdot \cos \beta - \sin \beta) \cdot f_p + Q \cdot (1 - k) \cdot \cos \alpha \cdot f_k + Q \cdot \frac{d}{2l} \cdot f_k \sin \alpha + F'_u \cdot \frac{d}{2l} \cdot f_k \cdot \cos \beta = F'_u \cdot \cos \beta - Q \cdot \sin \alpha \quad (\text{kN}) \quad (27)$$

After putting it in order, the formula for the force required to displace the tree-length log characterized by the weight Q with the constant straight-line motion:

$$F'_u = Q \cdot \frac{[k \cdot f_p + (1 - k) \cdot f_k] \cdot \cos \alpha + [\frac{d}{2l} \cdot (f_k - f_p) + 1] \cdot \sin \alpha}{[\frac{d}{2l} \cdot (f_k - f_p) + 1] \cdot \cos \beta + f_p \cdot \sin \beta} \quad (\text{kN}) \quad (28)$$

LOAD SIZE LIMITED BY THE TRACTOR POWER

Size of a single load can be calculated by the comparison of the tractor tractive force - F_u with the force F_u - necessary for tree-length log transportation.

The size of the single load the case of the skidding

$$Q = \frac{\frac{3,6 \cdot P \cdot \eta}{v} - G_c \cdot (f_c \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{[k \cdot f_p + (1 + k) \cdot f_k] \cdot \cos \alpha + [\frac{d}{2l} \cdot (f_k - f_p) + 1]} \cdot \frac{[\frac{d}{2l} \cdot (f_k - f_p) + 1] \cdot \cos \beta + f_p \cdot \sin \beta}{f_c \cdot \sin \beta + \cos \beta} \quad (\text{kN}) \quad (29)$$

In the use of the half-suspended skidding f_p does not exist and formula assumes the following form:

$$Q = \frac{\frac{3,6 \cdot P \cdot \eta}{v} - G_c \cdot (f_c \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{(1 - k) \cdot f_k \cdot \cos \alpha + (\frac{d}{2l} \cdot f_k + 1) \cdot \sin \alpha} \quad (\text{kN}) \quad (30)$$

LOAD SIZE LIMITED BY THE TRACTIVE ADHESION

The complete tractive force of a tractor calculated on the base of the engine power, can be only then utilized when it is smaller or at the most equal to the adhesive force. By the latter one understands the procedure of the multiplication of the wheel load including the wheel weight, vertical to the ground and the coefficient of adhesion:

$$H = G_n \cdot \mu \quad (\text{kN}) \quad (31)$$

where: G_n - load of the drive wheel (kN)
 μ - coefficient of the tractive adhesion

The biggest tractive force, which can be relayed onto the ground should meet the condition:

$$F_n \leq H = G_n \cdot \mu \quad (\text{kN}) \quad (32)$$

where: $G_n = R_{yp} + R_{ys} = F_d + F_z = G_c \cdot \cos \alpha + F_u \cdot \sin \beta$ (kN)
 $F_n = F_{fc} + F_w + F_{up} = (G_c \cdot \cos \alpha + F_u \cdot \sin \beta) \cdot f_c + G_c \cdot \sin \alpha + F_u \cdot \cos \beta$ (kN)

Putting in data from the above-mentioned equations one obtains:

$$(G_c \cdot \cos \alpha + F_u \cdot \sin \beta) \mu \geq (G_c \cos \alpha + F_u \sin \beta) + G_c \sin \alpha + F_u \cos \beta \quad (\text{kN}) \quad (33)$$

After the transformation the formula for the maximum tractor tractive force, with retaining of adhesion, assumes the form:

$$F_u = G_c \cdot \frac{(\mu - f_c) \cdot \cos \alpha - \sin \alpha}{(f_c - \mu) \cdot \sin \beta + \cos \beta} \quad (\text{kN}) \quad (34)$$

Comparing the tractive force calculated from the condition for the tractive adhesion with the force necessary to tree length log skidding one obtained the formula for the load size, conditioned by the tractor tractive force in case of the skidding:

$$Q = G_c \cdot \frac{(\mu - f_c) \cdot \cos \alpha - \sin \alpha}{[k \cdot f_p + (1 - k) \cdot f_k] \cdot \cos \alpha + \left[\frac{d}{2l} \cdot (f_k - f_p) + 1\right] \cdot \sin \alpha} \cdot \frac{\left[\frac{d}{2l} \cdot (f_k - f_p) + 1\right] \cdot \cos \beta + f_p \cdot \sin \beta}{(f_c - \mu) \cdot \sin \beta + \cos \beta} \quad (\text{kN}) \quad (35)$$

In case of the half-suspended skidding the formula assumes the form:

$$Q = G_c \cdot \frac{(\mu - f_c) \cdot \cos \alpha - \sin \alpha}{(1 - k) \cdot f_k \cdot \cos \alpha + \left(\frac{d}{2l} \cdot f_k + 1\right) \cdot \sin \alpha} \cdot \frac{1}{f_c - \mu} \quad (\text{kN}) \quad (36)$$

SINGLE LOAD SIZE LIMITED BY THE TRACTOR LONGITUDINAL STABILITY

When the tractor runs up a rise, it can lose the longitudinal stability. The considerable influence on the longitudinal stability of a tractor running up a rise is exerted by the tractor tractive force.

In order to meet the condition of the tractor longitudinal stability, the wheel ground resistance of the front and back axles must be always positive, i.e.:

$$R_{yp} \geq 0 \text{ and } R_{yn} \geq 0 \quad (37)$$

It is known from the carried out experiments, that it is not enough to retain the tractor longitudinal stability in order to use its driving advantage, but it is also necessary to obtain the minimum pressure of the tractor front axle onto the ground (Mikleš, 1990). The pressure of the front axle onto the ground should be equal to 2 to 3 kN. Comparing these values to the path reaction of the tractor front wheels, one obtains: $2-3 \text{ kN} \leq R_{yp}$.

In the case of the tractor half-suspended skidding, that formula assumes the form:

$$Q = \frac{G_c \cdot [(l_s - f_c \cdot r_d) \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha] - 2L}{(1 - k) \cdot f_k \cdot \cos \alpha + \left(\frac{d}{2l} \cdot f_k + 1\right) \cdot \sin \alpha \cdot (l_u + f_c \cdot r_d)} \quad (\text{kN}) \quad (38)$$

CONCLUSIONS

The presented formulas can be applied to calculate the size of the single load for the skidding in any terrain conditions. The formulas in this paper have been tested and used during laboratory work on efficiency of forest wheeled skidders of different types designed for tree-length log skidding-LKT-ZTS, Timberjack, Tree Farmer, Timberjack, Caterpillar, Ranger, John Deere.

REFERENCES

- GREČENKO, A.: Vlastnosti terénnych vozidel. Praha, VŠZ 1994. 118 s.
- MIKLEŠ, M.: Analýza technických parametrov lesných ťahačov. Vedecké a pedagogické aktuality, VŠLD Zvolen, 1990 (5): 67 s.
- MIKLEŠ, M.: Ťahové vlastnosti a kinematika otáčania špeciálneho lesného kolesového traktora v lesnom teréne. Lesníctví, 31, 1985 (1): 73-86.
- SEMETKO, J. a kol.: Mobilné energetické prostriedky 3. Bratislava, Príroda 1986. 453 s.
- SHISHIUCHI, M.: A fundamental study of analysis of logging tractor performance. Bulletin of the Iwate University Forests, Marioka, 11, 1980: 1-141.

Received on February 9, 1995

Contact Address:

Doc. Ing. Milan Mikleš, CSc., Technical University, Faculty of Forestry, Masarykova 24, 960 53 Zvolen, Slovak Republic, Tel.: 0855/635, Fax: 0855/226 54

SNÍMANIE A MONITOROVANIE SPOTREBY PALIVA

FUEL CONSUMPTION MEASURING AND MONITORING

I. Janoško

Univerzity of Agricultural, Nitra, Slovak Republic

ABSTRACT: The contribution describes instrument for fuel measuring consumption of diesel engines utilizing gear flow meter Küppers ZHM-02 (20 000 impulse for liter). Instrument measures total and immediate consumption of fuel in extent of 6–39 dm³·h⁻¹ with precision of 1% per second decimal digit. One part of instrument is monitor with mechanical and electronic memory. Instrument enables to measure fuel consumption in laboratory and external conditions.

diesel engine; fuel consumption measuring; accumulator damper; monitoring

ABSTRAKT: V príspevku je popísané zariadenie na meranie spotreby paliva naftových motorov využívajúce zubový prietokomer Küppers ZHM-02 (20 000 impulzov na liter). Zariadenie meria celkovú a okamžitú spotrebu paliva v rozsahu 6 až 39 dm³·h⁻¹ s presnosťou do 1 %. Súčasťou meracieho zariadenia je monitor s mechanickou a elektronickou vymazateľnou pamäťou. Meracie zariadenie umožňuje merať spotrebu paliva v laboratórnych a v poľných podmienkach (napájanie 12 V/2 A) s možnosťou pripojenia na PC.

naftový motor; meranie spotreby paliva; hydraulický tlmič; monitor

ÚVOD

Experimentálne merania sú náročné na snímačové a výpočtovú techniku. Na presnosti merania sa rozhodujúcou mierou podieľa snímač, kvalitné hardwarové a softwarové spracovanie signálu. Meranie niektorých fyzikálnych veličín je náročné na snímačové a vyhodnocovacie techniku. Medzi veličiny, ktoré vyžadujú zvýšenú pozornosť, patrí meranie prietoku a spotreby paliva pri naftových motoroch.

TEORETICKÝ ROZBOR

Meranie spotreby paliva spaľovacích motorov vzhľadom na špecifickosť celého procesu naráža na niektoré obtiažnosti obzvlášť pri meraní spotreby naftových motorov, ktorých palivová sústava je charakterizovaná častými zmenami tlakových vln v závislosti od pracovnej frekvencie vstrekovacích jednotiek, prípadne od dopravného čerpadla. Tlakové vlny majú negatívny vplyv na presnosť merania. V laboratórnych podmienkach sa najčastejšie používa hmotnostná metóda merania, prípadne objemová – diskontuálna, ktorá je však viac-menej použiteľná na statické merania. Pri požiadavke merania spotreby v exteriéroch, pri meraniach vyžadujúcich veľa hodnôt okamžitej spotreby (napr. pri ťahových skúškach) sa používajú snímače prietoku pracujúce objemovou metódou najčastejšie na princípe merania prietoku konštantnými zdvihovými objemami malorozmerných piestikov hydromotora alebo meracej turbíny,

ky, ktoré majú čo najmenej zatažovať merané kvapaliny.

Ideálny hydromotor (Petranský, 1989; Semetko, 1985) môžeme charakterizovať otáčkami n_r , geometrickým objemom na jednu otáčku V_o , množstvom kvapaliny privádzanej za časovú jednotku Q_s . Výstupné otáčky možno vyjadriť ako:

$$n_r = \frac{Q_s}{V_o} \quad (\text{s}^{-1}) \quad (1)$$

Pri riešení skutočného hydromotora sa vychádza z obr. 1, kde platí:

$$Q_{sm} = Q_s - Q_{str} = Q_s - \frac{\Delta p}{R_s} \quad (\text{s}^{-1}) \quad (2)$$

alebo:

$$Q_{sm} = Q_s - Z_s \cdot \Delta p \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) \quad (3)$$

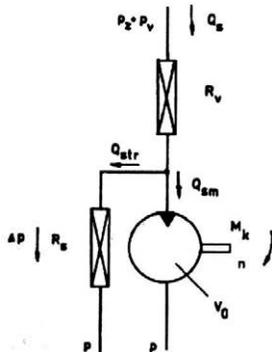
Otáčky motora možno potom pomocou zdovovej priepustnosti Z_s vyjadriť ako:

$$n = \frac{Q_s - Z_s \cdot \Delta p}{V_o} \quad (\text{s}^{-1}) \quad (4)$$

Teoretický krútiaci moment M_{kt} na hriadelí určíme zo vzťahu:

$$M_{kt} = \frac{V_o \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (5)$$

Skutočný moment na hriadelí hydromotora M_k je teda podmienený zdovovým odporom Δp pri geometrickom objeme V_o a mechanickou účinnosťou η_m :



1. Principiálna schéma výpočtu hydromotora – Basic scheme of the hydraulic motor

$$M_k = \frac{V_0 \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_m \quad (\text{N.m}) \quad (6)$$

Tlakový spád na zdvodom odpore Δp možno určiť zo vzťahu:

$$\Delta p = p_z + p_v - p \quad (\text{Pa}) \quad (7)$$

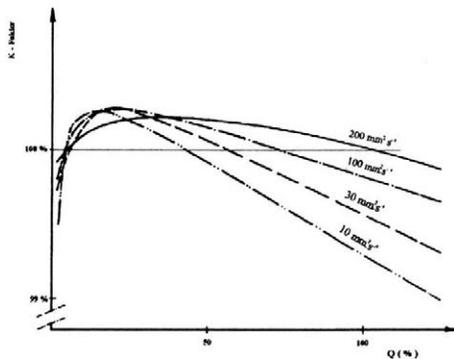
kde pre hydromotor, z ktorého nie je odoberaný výkon na hriadeľ, platí, že $p_z = 0$ a tlakový spád Δp je potrebný iba na prekonanie vnútorných odporov.

Na prietokomery pracujúce na princípe malorozmerných piestikov, resp. na princípe odmerných ozubených hydromotorov, má veľký vplyv presnosť opracovania jednotlivých odmerných elementov, s čím úzko súvisí veľkosť vnútorných odporov, ako aj presnosť merania, resp. veľkosť hydraulických strát.

Ďalším problémom, s ktorým sa zaoberajú takmer všetci výrobcovia spotrebomerov pre vznetové motory, sú tlakovérazy (obr. 9 a 10 – krivka 1) v palivovej sústave. Uplatňujú sa rôzne individuálne riešenia, predovšetkým zapojenia snímačov do sacej vetvy dopravného čerpadla, ošetrovanie vstupu a výstupu meracieho člena pomocou jednosmerných a tlakových ventilov, príp. tlmičov rôznych konštrukcií v kombinácii s mechanickým blokovaním spätného otáčania meracieho člena (napr. Adast Adamov), vyrovnávaním tlakových zmien a prietoku pomocou servopohonu (napr. Pierburg PLU 116H) alebo elektronickým filtrom zabezpečujúcim odčítanie spätných impulzov. To je však iba časť problémov. Na presnosť merania má vplyv aj viskozita meraného média, premenlivý K -faktor (obr. 2) a rozlíšiteľnosť vyhodnocovacieho zariadenia. Väčšina výrobcov tieto činitele zaratáva na vrub nepresnosti meracieho prístroja.

MATERIÁL A METÓDA

Zariadenie na kontinuálne meranie spotreby paliva tvoria dva základné celky:



2. Závislosť K -faktora na prietoku pre rôzne viskózne kvapaliny – Dependence K -factor on flow for different viscous fluids

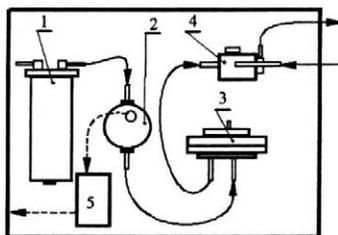
- mechanická časť,
- vyhodnocovacia – elektronická časť.

Mechanickú časť tvorí: palivový filter, merací snímač prietoku, tlmíčov tlakových rázov, blok spätných ventilov.

Elektronickú časť tvorí: zosilňovač a tvarovač impulzov, prevodník F/U a monitor spotreby (obr. 3).

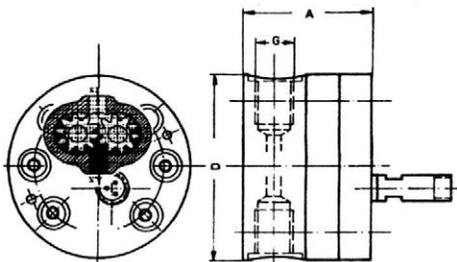
Pre aplikáciu meracieho zariadenia paliva bol použitý prietokomer ZHM-02 od firmy Küppers, pracujúci na princípe zubových meracích elementov (obr. 4) v rozsahu 0,04 až 2 dm³.min⁻¹. Prietokomer ZHM-02 je odporúčaný na snímanie prietoku pre kvapaliny s kinematickou viskozitou nad 10 mm².s⁻¹. Pre presné meranie požaduje výrobca zabezpečiť tieto požiadavky:

- na vstupe zabezpečiť čistotu kvapaliny na úrovni 40.10⁻⁶ m,
- zabezpečiť odplynenie meranej kvapaliny,
- prípadné silné vibrácie eliminovať flexibilnými hadicami,

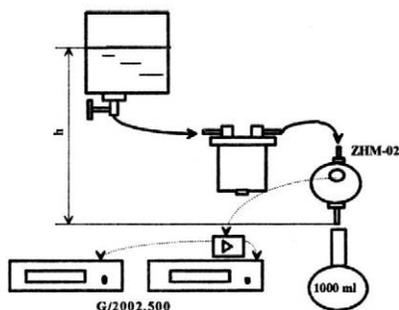


3. Bloková schéma merača paliva – The block scheme of the fuel-flow meter

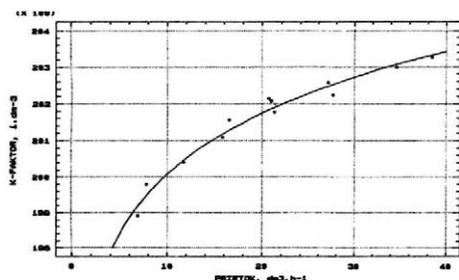
- 1 = palivový filter – fuel filter
- 2 = prietokomer Küppers – flow meter Küppers
- 3 = tlmíčov – damper
- 4 = spätný ventil – return valve
- 5 = zosilňovač, tvarovač impulzov, prevodník F/U – amplifier, electrical circuitry



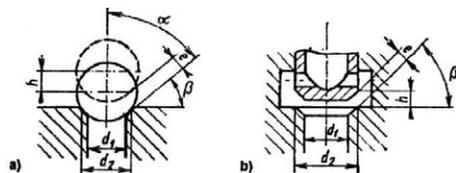
4. Prietokomer Küppers ZHM-02 – Flow meter Küppers ZHM-02



5. Bloková schéma stanovenia K-faktora – Block scheme of the designate K-factor



6. Závislosť priebehu K-faktora na prietoku – Dependence of K-factor by a flow



7. Schéma k výpočtu spätných ventilov – Scheme for calculation of return valves

– neinštalovať prietokomer a elektrickú časť v blízkosti silných zdrojov s rušivým napätím a magnetickým poľom,

– používať iba tienené vodiče s dĺžkou max. 5 m.

Prietokomer je zhotovený z nemagnetického materiálu (okrem ozubených elementov) s kvalitnou povrchovou úpravou. Pohyb jedného z ozubených kolies sníma indukčný snímač. Pre návrh vyhodnocovacieho monitora bolo potrebné zistiť priebeh K-faktora v závislosti od prietoku pre naftu v podmienkach ustáleného prietoku bez rušivých vplyvov na vstupe a výstupe prietokomera (obr. 5), kde sa zmena prietoku realizovala zmenou hydrostatickej výšky hladiny zásobníka paliva s naftou NM 4 výrobcu Slovnaft, a. s., pri teplote kvapaliny $t_p = 20,2$ až $21,1$ °C. Pretečené palivo sa zachytávalo do presnej odmernej banky s objemom $1\ 000\ \text{cm}^3$. Zaznamenaný bol čas prietoku a počet impulzov na stanovené množstvo prostredníctvom prostého čítača RFT G-2002.500 (obr. 6).

Vychádzajúc zo základných požiadaviek výrobcu prietokomera, zvolil som naftový palivový filter typu DVL (výrobca Autobrzdý Jablonec nad Nisou), ktorého čistiacia schopnosť je udávaná pod $10 \cdot 10^{-6}$ m. Čistič paliva je konštruovaný s jednodielnou čistiacou vložkou a s nízkym hydraulickým odporom.

Blok spätných ventilov zabezpečuje návrat paliva z prepadovej vetvy späť do už odmeraného okruhu paliva. Systém spätných ventilov je riešený jedným ventilom s guľkovým sedlom, ktorý je umiestnený na vstupe celého bloku, a druhým spätným ventilom s kužeľovým sedlom, ktorý je umiestnený na výstupe vratnej vetvy paliva. Celý blok ventilov bol prevzatý zo staršieho typu prietokomera Adast. Vzhľadom na to, že prietokomer ZHM-02 umožňuje vyššie prietoky, bolo potrebné overiť niektoré parametre spätných ventilov. Konštrukčné parametre možno stanoviť v súlade s tým, čo uviedol Prokeš (1973). Pri výpočte možno vychádzať z obr. 7. Pre guľkový ventil možno stanoviť rozmer d_1 podľa vzťahu:

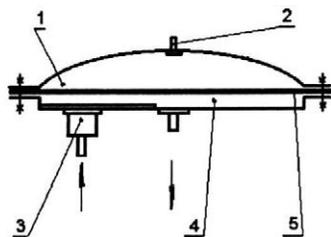
$$d_1 = \frac{2 \cdot \frac{Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_z}{\rho}}} - \pi \cdot h^2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \sin \beta}{2 \cdot \pi \cdot h \cdot \sin \alpha} \quad (\text{m}) \quad (8)$$

kde: Q – prietok kvapaliny
 h – konštrukčný zdvih
 μ – súčiniteľ prietoku
 Δp_z – tlaková strata
 ρ – hustota kvapaliny

Pre spätný ventil s kužeľovým sedlom, ktorý je umiestnený na výstupe vratnej vetvy paliva, resp. na druhom vstupe do bloku ventilov, možno jeho konštrukčný zdvih stanoviť ako:

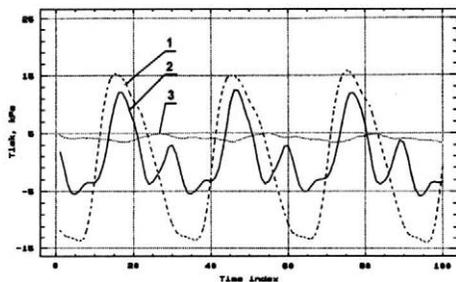
$$h = \frac{2 \cdot \frac{Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_z}{\rho}}}}{\pi \cdot \sin \beta \cdot (d_2 + d_1)} \quad (\text{m}) \quad (9)$$

Hlavnou úlohou tlmiča je odfiltrovať nežiaduce tlakové vlny, ktoré vznikajú v dôsledku diskontinuálnej



8. Akumulátorový tlmáč – Accumulator damper

- 1 = vzduchová komora – pneumatic chamber
- 2 = ventil – pneumatic valve
- 3 = labyrint – labyrinth
- 4 = palivová komora – fuel chamber
- 5 = membrána – rubber diaphragm



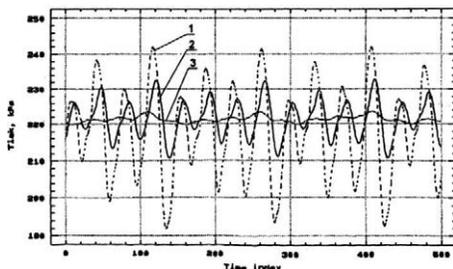
9. Namerané hodnoty tlakov v saní pri spotrebe $14,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ (80 Hz) – Recorded values pressures in suction at fuel consumption $14,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ (80 Hz)

- 1 = pred spätným ventilom – in front of return valve
- 2 = pred tlmáčom – in front of damper
- 3 = za tlmáčom – behind damper

činnosti dopravného čerpadla a vstrekovacieho čerpadla. Tlakové rázy majú negatívny vplyv na presnosť merania. V dôsledku týchto rázov snímací prietokomer, resp. jeho odmerné členy oscilujú a načítavajú nesprávne impulzy. Preto je žiaduce eliminovať tlakové vlny na strane vstupu a výstupu meracieho člena. Ako inšpiračný vzor som využil tlmáč VÚNM Praha, ktorý bol dopracovaný o dvojpriestorový dvojitý labyrint so zónami rozbíjania tlakových vln a zmenou prúdenia laminárneho na turbulentné a konštrukčne prepracovaný na akumulátorový s variabilnou tlmiacou charakteristikou tmenia, čo umožňuje jeho aplikáciu tak do sacej, ako aj do výtlačnej vetvy dopravného čerpadla (obr. 8).

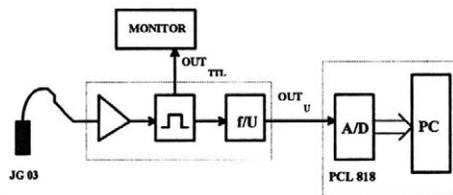
Tlmiaci účinok akumulátorového tlmáča je zreteľný z nameraných tlakových zmien v sacej a výtlačnej časti dopravného čerpadla (obr. 9 a 10).

Prúd paliva prechádzajúci cez prietokomer spôsobuje rotáciu meracích zubových elementov, ktoré sú z magnetického materiálu. Pohyb jedného z ozubených kolies sníma indukčný snímač typu JG 03. Získaný signál je nutné ďalej spracovať do vhodného tvaru. Úprava

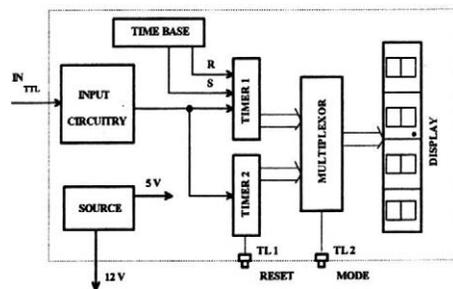


10. Namerané hodnoty tlakov vo výtlačku pri spotrebe $14,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ (80 Hz) – Recorded values pressures in delivery pipe at fuel consumption $14,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ (80 Hz)

- 1 = pred spätným ventilom – in front of return valve
- 2 = pred tlmáčom – in front of damper
- 3 = za tlmáčom – behind damper



11. Bloková schéma elektrickej časti – Block scheme of the electrical part



12. Principiálna schéma monitoru spotreby paliva – Basic block scheme of the monitor flow

signálu sa realizuje v samostatnej elektrickej časti umiestnenej v zmysle požiadaviek výrobcu v blízkosti meracieho člena. Bloková schéma elektrickej časti je na obr. 11.

Pre ďalšie kvalitné spracovanie a vyhodnotenie signálu je potrebné získať priebeh zosilniť a vytvarovať na TTL signál. Vzhľadom na nízku úroveň výstupného signálu najmä pri malej frekvencii sme museli na KVaTZ MF VŠP v Nitre vyvinúť a zhotoviť kvalitný zosilňovací a tvarovací obvod ($0,04 \text{ mV}/20 \text{ Hz}$ –

I. Hodnoty namerané v saní – Recorded values in suction pipe

Poradové číslo ¹	V_p (cm ³)	Impulzy ²	t_p (s)	S_{ps} (dm ³ .h ⁻¹)	Údaje monitora ³		Zhoda ⁴ (%)
					S_{pm} (dm ³ .h ⁻¹)	S_c (cm ³)	
1	1 000	19 807	761,09	4,73	4,68–5,04	980	98
2	1 000	19 893	390,21	9,22	9,00–9,36	990	99
3	1 000	20 041	306,16	11,76	11,52	1 000	100
4	1 000	20 109	228,07	15,78	15,84	1 000	100
5	1 000	20 214	171,05	21,05	20,88–21,24	1 000	100
6	1 000	20 162	169,80	21,20	21,24	1 000	100
7	1 000	20 257	132,84	27,01	27,36	1 000	100
8	1 000	20 327	93,59	38,46	38,89	1 010	99

V_p = spotrebovaný objem – consumed volume

t_p = čas spotreby – time of consumption

S_{ps} = vypočítaná okamžitá spotreba – calculated instantaneous consumption

S_{pm} = okamžitá spotreba na monitore – instantaneous consumption on a monitor

S_c = celková spotreba na monitore – total consumption on a monitor

¹no., ²impulses, ³monitor data, ⁴agreement

II. Hodnoty namerané vo výtlaku – Recorded values in delivery pipe

Poradové číslo ¹	V_p (cm ³)	Impulzy ²	t_p (s)	S_{ps} (dm ³ .h ⁻¹)	Údaje monitora ³		Zhoda ⁴ (%)
					S_{pm} (dm ³ .h ⁻¹)	S_c (cm ³)	
1	1 000	19 480	882,03	4,08	3,96	970	97
2	1 000	19 979	511,45	7,04	6,84–7,20	990	99
3	1 000	20 041	320,00	11,25	11,52	1 000	100
4	1 000	20 272	225,38	15,97	16,20	1 000	100
5	1 000	20 239	219,60	16,39	16,92	1 000	100
6	1 000	20 220	173,40	20,76	20,88–21,24	1 000	100
7	1 000	20 244	130,41	27,60	28,08	1 000	100
8	1 000	20 305	104,00	34,60	34,92	1 000	100

Poznámky viz tab. I – notes see Tab. I

1 V/200 Hz). Takto upravený signál je privádzaný do vyhodnocovacieho zariadenia cez tienový vodič v tvare TTL a je tiež, ako všetky spotrebomery popredných výrobcov, ponúkaný aj v analógovom tvare, ktorý umožňuje zaznamenávať údaje okamžitej spotreby do meracieho počítača PC.

Množstvo paliva pretečeného cez merací člen sa registruje v digitálnom vyhodnocovacom zariadení – v monitore spotreby PHM.

VÝSLEDKY

Overovacie merania sa realizovali so zkompletizovaným meracím zariadením napojeným na spaľovací motor ZETOR 8002. Meracie zariadenie sa vyhodnocovalo ako celok, tj. celý merací reťazec, v ktorom konečný výsledok bol prezentovaný nameranými hodnotami monitora spotreby. Merania sa uskutočnili v zapojení do sacej a výtláčnej vetvy dopravného čerpadla. Meral sa čas spotreby stanoveného množstva

a počet impulzov na spotrebované množstvo. Namerané hodnoty sa porovnali s údajmi na monitore. Výsledky meraní sú uvedené v tab. I a II.

Z nameraných výsledkov vyplýva, že presnosť merania je do 1 % pre merací reťazec pri použití upraveného monitora spotreby v meracom rozsahu 6 až 39 dm³.h⁻¹. Presnosť merania je možné zvýšiť použitím externého prostého čítača, prípadne načítavaním impulzov do PC a korekcií zohľadňujúcich K-faktor a diferenciu teploty.

Rozsah a rozlíšiteľnosť monitora

Celková spotreba:

0,01–99,99 dm³/0,01 dm³ – vymazateľná pamäť

0,01–999,99 dm³/0,01 dm³ – mechanický čítač

Okamžitá spotreba:

0,36–99,72 dm³.h⁻¹/0,36dm³.h⁻¹

Výstupný elektrický signál:

analógový (0–4V) a digitálny (TTL)

Napájanie elektrických obvodov: +12V/2A, +5V

Použitie: interiérové a exteriérové

LITERATÚRA

- PETRANSKÝ, I.: Hydraulické mechanizmy. Bratislava, Príroda 1989. 125 s.
- PROKEŠ, J.: Hydraulické mechanizmy v automatizaci. Praha, SNTL 1973. 230 s.
- SEMETKO, J. a kol.: Mobilné energetické prostriedky 2. Bratislava, Príroda 1985. 386 s.
- FIREMNÉ MATERIÁLY: Küppers, Pierburg, Adast Adamov, Flowtronic, JZD Driteň, UVNM ČKD Praha – Tlumič rázu TR 01, TR 02, 1968. 10 s.

Došlo 5. 6. 1996

Kontaktná adresa:

Ing. Ivan Janoško, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, Kalvária 3, 949 76 Nitra, Slovenská republika, tel.: 087/51 30 62

KINETOSTATICKÁ ANALÝZA SHRNOVAČE PÍCE SB-4H

KINETOSTATIC ANALYSIS OF HERBAGE RAKE SB-4H

E. Malenovský¹, P. Sedlák², M. Seknička²

¹*Institute of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Brno, Czech Republic*

²*Mendel Agronomical and Forestry University, Brno, Czech Republic*

ABSTRACT: The paper presents application of matrix method of kinematic analysis solution to the forage rotary rake SB-4H. The solution has been aimed at determining action of the force between gate and pulley which provides running of raking fingers. It included forces acting from raked forage, arm load force with raking fingers and its effects of inertia as force as moment ones. Action of the force between the pulley and the gate was analyzed for two variants of loading – idling and running. In idling the working mechanism of the rake is loaded only by load and fly forces. Moreover, running includes external load from raked forage. The course of normal force on the gate in idling motion and running is in Figs. 3 and 4. The maximal value of this force in idling is 374 N. The maximal normal force of 3,450 N was calculated in running load of the rake. Dominant load of the pulley and the gate arises from raked forage. The load by effects of inertia is about nine times lower and the load by load forces is negligible. It follows from tension analysis of the pulley for maximal load that in the middle of the contact area of the pulley, about 0.2 mm below the surface, there is a local plasticizing. After some time of running as a result of plastic deformations the plane surface of the gate alters at the site of the contact with pulley into cylindrical surface and state of the stress alters too. It is possible to reduce the state of the stress in contact with the pulley and gate using the undivided pulley, enlargement of an arm length with the pulley and curvature of the gate when material of higher yield point is used or by shortening of the length of raking fingers.

kinetostatic solution; state of stress; program system; forage rake; pulley; gate

ABSTRAKT: V článku je uvedena aplikace maticové metody kinetostatické analýzy vázaných mechanických soustav zemědělských strojů, sloužící k analýze silových účinků shrnovače píce SB-4H, zejména na kulise, která je řídícím členem mechanismu. Do řešení byly zahrnuty síly působící od shrnované píce, tíhové síly ramene se shrnovacími prsty a jeho setrvačné účinky jak silové, tak i momentové. Dále je uvedena napěťová analýza kladky pro maximální zatížení, z níž vyplývá, že ve středu stykové plochy kladky s kulisou dochází asi 0,2 mm pod povrchem k lokálnímu zplasticování.

kinetostatické řešení; napjatost; programový systém; shrnovač píce; kladka; kulisa

ÚVOD

Pracovní ústrojí zemědělských strojů tvoří v mnoha případech uzavřené nebo otevřené prostorové vázané mechanické soustavy. Pro kinematické řešení těchto soustav lze s výhodou využít maticové metody. V příspěvku je na konkrétním příkladu uvedena aplikace maticové metody při kinetostatické analýze kulisového mechanismu pro řízení prstů shrnovače píce.

Pro kinematickou analýzu otevřených kinematických řetězců a pro řešení úloh kinematiky (tj. analýzy pohybu, rychlosti a zrychlení) popsali metodiku i algoritmus řešení pracovníci VŠZ v Brně (K o l e k t i v, 1989). Pro řešení úloh byl na Vysokém učení technickém, fakultě strojní, Ústavu mechaniky těles v Brně vytvořen programový systém OKR, pomocí kterého lze analyzovat pohyb bodů i těles soustavy, včetně grafického postprocessingu.

Pro kinetostatickou analýzu otevřených prostorových kinematických řetězců byl na témž pracovišti vy-

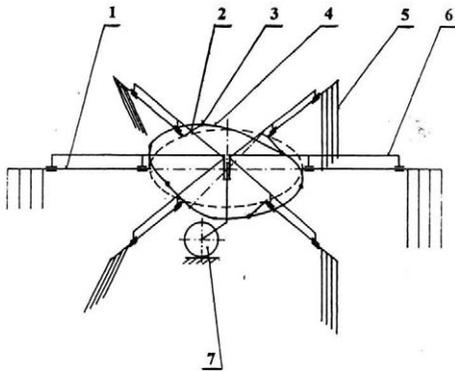
vořen programový systém OKRS. Pomocí tohoto systému lze analyzovat silové působení ve vazbách za předpokladu těchto sil:

- tíhové síly jednotlivých těles,
- primární vnější hnací účinky,
- primární vnější zátěžné účinky,
- setrvačné účinky jednotlivých těles.

Popis metodiky kinetostatického řešení, na jejímž základě byl sestaven algoritmus řešení, z něhož dále vychází programový systém OKRS, uvedl Loprais (1988).

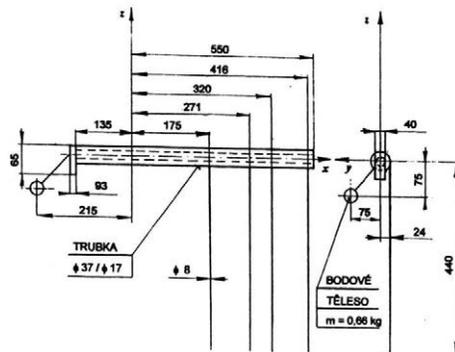
Popsané programové systémy byly aplikovány pro kinematickou a kinetostatickou analýzu shrnovače píce SB-4H, jehož schéma je uvedeno na obr. 1.

Pracovní ústrojí shrnovače SB-4H tvoří čtyři rotory se svislou osou rotace. Každý rotor má šest ramen (6), na kterých jsou otočně uloženy hřídele (1) opatřené na vnější straně shrnovacími prsty (5). Na vnitřní straně hřídelů jsou krátká raménka (2) s vodicími kladkami (3). Vodicí kladky jsou vedeny v radiální oboustranné



1. Schéma rotoru shrnovače píce – Diagram of the rotor of forage rake

1 – hřídel – shaft, 2 – raménko – arm, 3 – vodící kladka – guide pulley, 4 – radiální oboustranná vačka – radial reversible cam, 5 – shrnovací prsty – raking fingers, 6 – rameno – shoulder, 7 – opěrné kolo – supporting wheel



2. Schematické znázornění náhrady tělesa 4 – Diagram of body replacement 4

1 – trubka – tube, 2 – bodové těleso – point body

vačky (kulise) (4), která zajišťuje řízení prstů během shrnování. Opěrné kolo (7) slouží k nastavení výšky prstů nad povrchem pozemku. Pohon rotorů shrnovače je odvozen od vývodového hřídele traktoru.

Pro potřeby výpočtu je pracovní jednotka shrnovače nahrazena třemi tělesy:

- těleso 2 – kulisa (4) pevně spojená s rámem stroje,
- těleso 3 – rameno rotoru (6)
- těleso 4 – hřídel (1) s prsty (5), raménkem (2) a kladkou (3).

Analýzou kinematických poměrů pohybu všech těles soustavy se zabývali Seknička a Loprais (1989), výsledky výpočtu, včetně grafických výstupů, uvedli Sediák et al. (1988) a Kolektiv (1989).

KINETOSTATICKÁ ANALÝZA

Hlavním cílem kinetostatického řešení byla analýza silového působení ve vazbě těles 4 a 2, tedy na kladce. Těleso 4 je koncovým a hlavním prvkem v soustavě shrnovače, jehož prsty shrnují píci. Při analýze bylo do řešení zahrnuto silové působení od shrnované píce, tíhové síly prstů a jejich setrvačné účinky jak silové, tak i momentové.

Vstupní hodnoty pro výpočet setrvačných účinků tělesa 4 jsou hmotnost, poloha těžiště a tenzor setrvačnosti. Vzhledem k tomu, že těleso 4 je značně členité, bylo pro stanovení vstupních dat nahrazeno soustavou elementárních těles (obr. 2). Původní hmotnost 4,6 kg činila po náhradě 4,9 kg. Po náhradě má těžiště tělesa 4 tyto souřadnice: $x_T = 0,111$ m, $Y_T = 0,006$ m, $z_T = -0,040$ m a tenzor setrvačnosti

$$I_4 = \begin{bmatrix} 0,0424 & -0,0156 & -0,0341 \\ -0,0156 & 0,3066 & -0,0001 \\ -0,0341 & -0,0001 & 0,2732 \end{bmatrix} \text{ (kg.m}^{-2}\text{)}$$

Silové působení ve vazbě mezi tělesy 2 a 4, tj. mezi kladkou a kulisou, bylo analyzováno pro dva případy zatížení:

A. Zatížení pouze setrvačnými a tíhovými silami, kterými je modelován tzv. volnoběh. Nepočítá se se zatížením od shrnované píce.

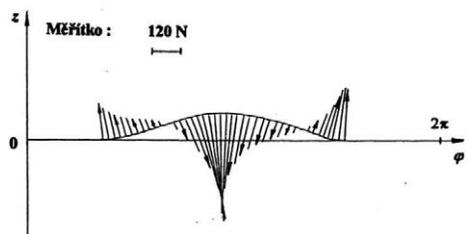
B. Zatížení tíhovými a setrvačnými silami a navíc vnějším zatížením od shrnované píce, což představuje provozní stav shrnovače.

ad A. Volnoběh

Na obr. 3 je znázorněn průběh normálové síly na kulise během jedné otáčky tělesa 3 vzhledem k tělesu 2. Z grafu s naznačeným rozvinutým tvarem kulisy je zřejmé, že během jedné otáčky se mění zatížení horní a dolní části kulisy. Maximální hodnota normálové síly je 374 N.

ad B. Provozní stav

Analýze zatížení shrnovacích prstů rotorového shrnovače píce byla věnována pozornost již dříve. Výsled-



3. Průběh normálové síly na kulise volnoběhu – The course of the normal force on the gate of idle motion

1 – měřítka – measuring rule

I. Zatížení prstu při různých provozních stavech – The load of the finger in different running situations

Průchodnost ¹ (Q (kg.s ⁻¹))	Otáčky vývodového hřídele ² (min ⁻¹)	Napětí ³ σ (MPa)
27,2	500	738
34,5	600	1090
41,9	660	1168
15,2	660	784

¹free passage, ²revolutions of output shaft, ³tension

ky měření energetické náročnosti a pevnostní analýzy vybraných prvků shrnovače SP4-082, který je velmi podobný shrnovači SB-4H, uvedl K u p r (1986). Mezi řadou sledovaných veličin během provozního měření bylo i tenzometrické měření ohybového namáhání v místě spojení prstu s ovládacím hřídelem. Z tohoto namáhání bylo inverzní úlohou stanoveno modelové zatížení konce prstu.

V tab. I jsou uvedeny maximální naměřené hodnoty ohybových napětí při různých provozních stavech a při rychlosti jezdů $v = 3,3 \text{ m.s}^{-1}$. Materiálem prstu je ocel 12 071 s mezí kluzu $\sigma_K = 1080 \text{ MPa}$ (K u p r, 1988). Jak je z tab. I zřejmé, naměřené napětí přesahuje mez kluzu, přičemž i během měření docházelo k plasticke deformaci prstu. Pro kinetostatickou analýzu bylo vzato zatížení, které vychází z napětí na mezi kluzu. Pro předpokládané zatížení na konci prstu a pro kruhový průřez platí vztah mezi napětím a zatížením

$$F = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot d^3}{30 \cdot l} \quad (\text{N}) \quad (1)$$

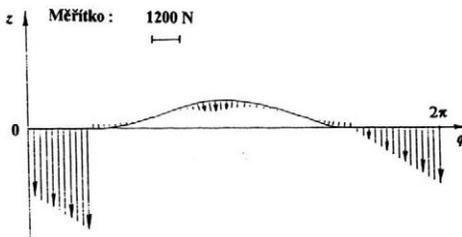
kde: d – průměr prstu (m)
 l – délka prstu (m)

Pro průměr prstu $d = 8 \text{ mm}$ a délku $l = 0,43 \text{ m}$ byla podle literatury (K o l e k t i v, 1989) stanovena maximální zátěžná síla $F = 130 \text{ N}$. Pro čtyři shrnovací prsty je výsledné vnější maximální zatížení 520 N. Na obr. 4 je nakreslen průběh normálové síly mezi kladkou a kulisou při jednom pracovním cyklu. Vlastní průběh zatěžování během cyklu byl brán jako lineární, s nulovou počáteční hodnotou a s maximální hodnotou okamžiku náběhu kladky na krivkovou část kulisy. Maximální hodnota normálové síly je 3450 N.

Pokud porovnáme zatížení při obou provozních stavech, je zřejmé, že výrazně vyšších hodnot se dosahuje při shrnování. Poměr maximálních hodnot sil je cca 9. Proto byla další analýza zaměřena zejména na provozní stav.

NAPĚŤOVÁ ANALÝZA KLDKY

Pohyb z kulisy na tělese 4 se přenáší prostřednictvím kulového tělesa kladky, které se skládá ze dvou částí s mezerou mezi nimi (obr. 5). Za předpokladu, že tuto mezeru nebereme v úvahu, jedná se o styk koule s rovinou, s kruhovým okrajem stykové plochy a parabolickým průběhem tlaku ve stykové ploše.



4. Průběh normálové síly na kulise při provozním zatížení – The course of the normal force on the gate during running load

Pro maximální normálové napětí ve stykové ploše a průměr stykové plochy b , za předpokladu použití Hertzovy teorie kontaktních tlaků (N ě m e c et al., 1990), platí

$$\sigma_{\text{MAX}} = 0,62 \cdot \left(F \cdot \frac{E^2}{D^2} \right)^{1/3} \quad (\text{MPa}) \quad (2)$$

$$b = 0,88 \cdot \left(F \cdot \frac{D}{E} \right)^{1/3} \quad (\text{m}) \quad (3)$$

kde: D – průměr kladky (m)
 E – modul pružnosti v tahu (kg.m⁻¹.s⁻²)

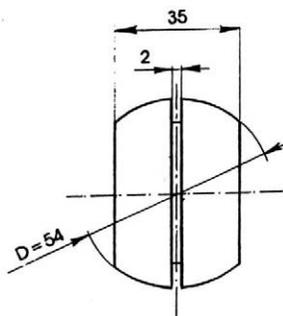
Dále se předpokládají stejné materiály obou stýkajících se těles a $\mu = 0,3$. Po dosažení příslušných maximálních sil pro oba analyzované případy se stanoví:

volnoběh: $\sigma_1 = 1101, 8 \text{ MPa}$, $b_1 = 0,41 \text{ mm}$;
provozní stav: $\sigma_2 = 2310,7 \text{ MPa}$, $b_2 = 0,85 \text{ mm}$.

Posouzení stavu napjatosti zde značně znesnadňuje mezeru mezi tělesy kladky. Jestliže ji bereme v úvahu, nejedná se již o styk koule s rovinou, stykový útvar je singulární, v podstatě styk hrany s rovinou. Uvedené vztahy pak neplatí. Navíc se během krátké doby provozu kladka otláčí, nebo se bude deformovat kulisa a styk již bude plošný.

Za předpokladu kulového tvaru kladky je na povrchu stykového útvaru největší napětí uprostřed – s hlavními napětími

$$\sigma_r = \sigma_\phi = -(i - 2 \cdot \mu) \cdot \frac{\sigma_{\text{MAX}}}{2} \quad (\text{MPa}) \quad (4)$$



5. Kladka – Pulley

$$\sigma_z = -\sigma_{MAX} \quad (\text{MPa}) \quad (5)$$

kde: z – normálová osa
 r, φ – dva navzájem kolmé směry ve styku
 μ – Poissonovo číslo (–)

Po dosažení do (4) a (5) jsou napětí

$$\sigma_r = \sigma_\varphi = -1848,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = -2310,7 \text{ MPa}$$

a maximální smykové napětí

$$\tau_1 = \frac{\sigma_r - \sigma_z}{2} \quad (\text{MPa}) \quad (6)$$

$$\tau_1 = 231,1 \text{ MPa}$$

Maximální smykové napětí je pro předpokládanou mez kluzu 1000,0 MPa $\tau_k = 500 \text{ MPa}$.

Na povrchu kladky je během celého pracovního cyklu maximální smykové napětí pod smykovým napětím, které odpovídá mezi kluzu.

Maximálních napěťových hodnot se u kladek z elastických materiálů nedosahuje na povrchu, ale v určité vzdálenosti pod povrchem, která se rovná zhruba polovině poloměru stykové plochy. V našem případě je to asi 0,2 mm. V tomto místě je maximální smykové napětí

$$\tau_{MAX} = 0,318 \sigma_{MAX} \quad (\text{MPa}) \quad (7)$$

$$\tau_{MAX} = 573,1 \text{ MPa}$$

což je hodnota přesahující přípustné smykové napětí. Z toho plyne, že zde bude docházet k lokálnímu zplastizování.

Na obvodu stykové plochy je dvouosý stav napjatosti s hlavními napětími

$$\sigma_r = -(1 - 2 \cdot \mu) \cdot \frac{\sigma_{MAX}}{3} \quad (\text{MPa}) \quad (8)$$

$$\sigma_\varphi = -(1 - 2 \cdot \mu) \cdot \frac{\sigma_{MAX}}{3} \quad (\text{MPa}) \quad (9)$$

$$\sigma_z = 0,0$$

Maximální smykové napětí zde má hodnotu $\tau_{MAX} = 308,0 \text{ MPa}$ a je menší než maximální přípustné smykové napětí.

Zatížení okraje stykové plochy bývá nebezpečné zejména pro křehké materiály a zatížení pod povrchem stykové plochy pro houževnaté plochy. V našem případě pro posouzení stavu napjatosti stykové plochy je rozhodující napjatost pod povrchem stykové plochy.

P o z n á m k y:

1. Analýza napětí na kládce byla provedena pro maximální hodnotu sílového zatížení během cyklu. Jak uvedl K u p r (1986), namáhání nemá statický charakter, tedy pro komplexní analýzu by v dalším bylo nutné použít měkterou z hypotéz životnosti.

2. Vzhledem k tomu, že ramen se shrnovacími prsty je po obvodu šest, odpovídá tomu i dynamický charakter zatížení šestkrát za otáčku. děj není tedy statický, tak jak byl použit v tomto článku, ale

dynamický, což by opět bylo nutné brát v úvahu pro případnou další analýzu.

ZÁVĚR

Z celkové analýzy zatížení a napjatosti vyplývají tyto závěry:

1. Dominantní zatížení kladky a kulisy vzniká od shrnované píce. Zatížení setrvačnými účinky je asi devětkrát nižší a zatížení tíhovými silami má zanedbatelnou hodnotu.

2. Za předpokladu kulového tvaru kladky je místo s výskytem maximálních smykových napětí ve středu stykové plochy a pod povrchem. Zde napětí převyšuje mez kluzu, tudíž dochází k plastickým deformacím. V důsledku lokálního zplastizování se po určité době provozu mění i styk, takže se rovinná plocha kulisy v místě styku s kladkou mění na válcovou plochu a přitom se změní i napjatostní relace. Po určité době provozu tedy mohou být napjatostní poměry ve stykové ploše takové, že mez kluzu nebude překračována. Z výsledků výpočtu je zřejmé, že během provozu je kladka značně namáhána.

3. Pro snížení napjatosti v kládce jsou možná tato opatření:

- nahradit dělenou kladku kladkou nedělenou,
- zvýšit mez kluzu materiálu kladky i kulisy,
- zvětšit poloměr kladky,
- zvětšit délku raménka s kladkou a zakřivení kulisy, zmenšit délku shrnovacích prstů.

LITERATURA

- KOLEKTIV: Kinematická analýza vázaných mechanických soustav zemědělských strojů. Sborník VŠZ Brno, řada D, XXV, 1989 (1, 2).
- KUPR, J.: Pevnostní a energetické poměry obráběče píce SP4-082. [Výzkumná zpráva.] Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 1986.
- LOPRAIS, A.: Mechanika PRaM. Studijní text VUT FS, Brno 1988.
- NĚMEC, J. – DVORÁK, J. – HÖSCHL, C.: Pružnost a pevnost ve strojírenství. Technický průvodce 69. SNTL, Praha 1990.
- SEDLÁK, P. – SEKNÍČKA, M. – LOPRAIS, A. – KOČIŠ, P.: Kinematická analýza funkčních částí zemědělských strojů řízených vačkovým mechanismem. Zeměd. Techn., 34, 1988 (5): 271–277.
- SEKNÍČKA, M. – LOPRAIS, A.: Analýza otevřených kinematických řetězců u zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 35, 1989 (7): 417–421.

Došlo 20. 3. 1995

Kontaktní adresa:

Doc. Ing. Eduard M a l e n o v s k ý, CSc., Vysoké učení technické, fakulta strojní, Technická 2, 616 69 Brno, Česká republika, tel.: 0042/05/41 14 28 55, fax: 0042/05/74 57 18

VYHODNOCENÍ ENERGETICKÝCH A VÝKONNOSTNÍCH PARAMETRŮ SOUPRAV NA ZPRACOVÁNÍ PŮDY

EVALUATION OF ENERGY AND PERFORMANCE PARAMETERS OF AGGREGATES FOR SOIL CULTIVATION

P. Sedlák, F. Bauer

University of Agriculture and Forestry, Brno, Czech Republic

ABSTRACT: Based on field experiments the contribution presents evaluation of energy and performance parameters of used aggregates for basic soil preparation, in concrete terms aggregates tractor-plough and tractor-combined loosener. The following parameters were measured in field tests: tractive force, fuel consumption, speed of aggregate and other values. Graph presents performance, specific fuel consumption, resistivity. Experiments confirmed economic advantage of the use of combined loosener when compared with traditional tillage (Fig. 2). Especially advantageous is gained performance of combined loosener which in a short period of time makes possible to accomplish basic soil preparation for winter wheat, including marked savings of oil than with traditional medium deep ploughing by furrow plough (Figs 3 and 4). Present conditions of market economy force agricultural enterprises into reduced, among other things, inputs into plant production. One of the ways consists in basic soil cultivation to winter wheat by combined loosener which reduces fuel consumption to mere 35.4% compared with traditional sowing ploughing by furrow plough. Another advantage of the use of combined loosener is its high performance per area. For this reason the basic soil preparation by combined loosener to winter wheat can be recommended despite conclusive decrease in yields. Lower yield in this way of soil cultivation, compared with traditional sowing ploughing, is compensated by economic savings gained.

soil preparation; tractor; plough; combined loosener; economic advantage

ABSTRAKT: Na základě terénních zkoušek jsme vyhodnotili energetické a výkonnostní parametry souprav použitých k základní přípravě půdy, konkrétně soupravy traktor-pluh a traktor-kombinovaný kypřič. Při terénních zkouškách se měřila tahová síla, spotřeba paliva, rychlost soupravy a další hodnoty. Graficky je vyhodnocena výkonnost, měrná spotřeba paliva a měrný odpor. Při porovnání s klasickou orbou prokázaly zkoušky ekonomickou výhodnost použití kombinovaného kypřiče. Zvláště výhodná je dosahovaná výkonnost kombinovaného kypřiče, který umožňuje jednak v podstatně kratším časovém období ošetřit půdu po sklizni obilovin, jednak významně uspořit naftu.

příprava půdy; traktor; pluh; kombinovaný kypřič; ekonomická výhodnost

ÚVOD

Vzhledem k významu pro výnos plodin a současně pro ekonomickou náročnost patří základní zpracování půdy k důležitým a sledovaným oblastem agrotechniky.

Kvalitní orbu pro její komplexní působení na půdní prostředí nelze jiným úkonem ve zpracování půdy zcela nahradit (Š k o d a, 1991). Ostatní nářadí a stroje plní jenom jednotlivé funkce orby. Pouze orební těleso při jedné operaci půdu současně kypří, drobí, mísí a obrací v celé zpracovatelné části orničního profilu, a významně tak mění fyzikální, agrochemické a biologické vlastnosti ornice.

Přesto však technologické postupy, které při zpracování půdy nahrazují orbu, mají svoje opodstatnění. Nelze je ovšem zavádět univerzálně. Jejich uplatnění musí vycházet z požadavků plodin a místních půdních a klimatických podmínek. Teprve na základě objektivního

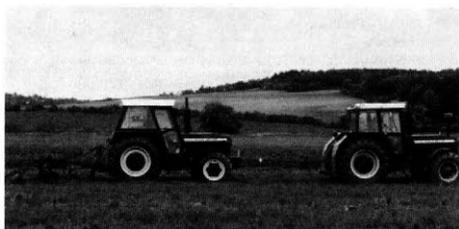
posouzení je možné si zvolit vhodné stroje a nářadí, aby se dosáhlo požadovaného technologického výsledku. Jen tak přináší navržený způsob zpracování půdy očekávaný ekonomický a ekologický efekt.

V článku předkládáme výsledky terénního měření radličného pluhu a kombinovaného kypřiče. Cílem měření bylo stanovit a porovnat jejich energetické a výkonnostní parametry při základní přípravě půdy k ozimé pšenici. Hodnocena byla i působnost obou způsobů zpracování půdy na výnos této obiloviny. Polní pokusy včetně terénních měření provedl Ústav zemědělské techniky agronomické fakulty Mendelovy zemědělské a lesnické univerzity v Brně na pozemcích ZD Střelice.

METODA

K měření sledovaných parametrů práce radličného pluhu a kombinovaného kypřiče byl použit tažný trak-

tor Zetor 16245 a souprava tvořená traktorem Zetor 10145 s připojeným pluhem, nebo kypřičem (obr. 1). U traktoru Z 10145 byl zařazen neutrál, motor pracoval v nastaveném režimu a regulační systém hydrauliky pracoval při všech měřeních na regulaci polohovou. Bylo dbáno na to, aby motor traktoru Z 16245 pracoval při všech měřeních ve stejném režimu otáček (2 100 až 2 250 ot. min⁻¹). Zkoušky byly provedeny po sklizni předplodiny, kterou byl ječmen jarní. Vlhkost půdy podle hmotnosti činila v době měření 15,5 %.



I. Měření tahového odporu kombinovaného kypřiče – Measurement of tractive resistance of combined loosener

Byly měřeny následující parametry: měrný odpor, měrná spotřeba paliva a výkonnost jednotlivých souprav.

Měření pracovní hloubky a záběru kombinovaného kypřiče

Před průjezdem soupravy byly ve dvouapůlmetrových intervalech po obou stranách měřicího úseku zatlučeny a vyrovnány do vodorovné polohy kolíky, na které se umístila lať. Od vodorovné latě byla měřena vzdálenost k povrchu pole (l_{po}). Po projetí soupravy byla nakypřená půda odkryta a měření se opakovalo stejným způsobem a ve stejných intervalech ke dnu

brázdy (l_d). Průměrné hodnoty pracovní hloubky kypřiče (h) jsou uvedeny v tab. I.

Pracovní hloubka kypřiče se vypočte ze vztahu:

$$h = l_d - l_{po} \quad (m)$$

kde: l_d – vzdálenost od latě ke dnu brázdy (m)

l_{po} – vzdálenost od latě k povrchu pole (m)

Měření pracovní hloubky a záběru pluhu

Pracovní hloubka a záběr se měřily a vyhodnocovaly podle ON 47 0169 a ON 47 0166.

Čas potřebný na projetí orební soupravy měřicím úsekem se měřil stopkami s přesností na 0,1 s.

Spotřeba paliva byla měřena měřicím přístrojem FLOWTRONIC-205, doplněným o FLOWJET-VENTIL 4703.

Měření tahového odporu soupravy

Za účelem změření tahového odporu soupravy s pluhem a soupravy s kombinovaným kypřičem byl traktor Zetor 10145 agregován s neseným tříradličným pluhem, nebo s kombinovaným kypřičem. Souprava byla tažena traktorem Zetor 16245 a pomocí tenzometrického snímače byla měřena síla potřebná k tažení soupravy. Údaje tenzometrického snímače byly ukládány do paměti měřicího počítače. Z takto zjištěných údajů byly vypočteny časy měření a průměrné, minimální a maximální hodnoty tahové síly. Obdobně se měřil valivý odpor. Měřicím úsekem byla souprava tažena se zvednutým nářadím.

VÝPOČET ENERGETICKÝCH A VÝKONNOSTNÍCH PARAMETRŮ

Z naměřených hodnot byl vypočten tahový odpor stroje:

$$F = F_{TS} - F_V \quad (kN)$$

I. Měření energetických a výkonnostních parametrů – souprava Z 16245, Z 10145 + kombinovaný kypřič (ZD Střelice, pozemek Utopená; regulace hydrauliky polohová) – Measurement of power and output parameters – aggregate Z 16245, Z 10145 + composite cultivator; Co-operative Farm Střelice; field Utopená; position control of hydraulics

Číslo měření ¹	Pracovní hloubka ² h (m)	Pracovní záběr ³ B (m)	Čas ⁴ T (s)	Spotřeba paliva ⁵ Q (ml)	Síla ⁶ F (kN)	Rychlost ⁷ v (km.h ⁻¹)	Výkonnost ⁸ W (m ³ .s ⁻¹)	Měrná spotřeba paliva ⁹ Q_0 (ml.m ⁻³)	Měrný odpor stroje ¹⁰ k (kPa)
3	0,24	3	13,1	119	19,207	9,61	1,923	4,67	26,67
4	0,22	3	14,7	118	19,337	8,57	1,571	5,10	29,29
5	0,22	3	13,7	118	20,625	9,19	1,686	5,10	31,25
6	0,21	3	15,6	127	19,685	8,07	1,413	5,75	31,24
7	0,21	3	13,3	100	20,061	9,47	1,657	4,53	31,84
8	0,22	3	15,3	105	18,025	8,23	1,509	4,54	27,31
9	0,22	3	12,8	119	18,101	9,84	1,804	5,15	27,42
Průměr ¹¹	0,22	3	14,07	115,1	19,292	8,997	1,652	4,977	29,289

¹measurement No., ²working depth, ³working engagement, ⁴time, ⁵fuel consumption, ⁶force, ⁷speed, ⁸efficiency, ⁹specific fuel consumption, ¹⁰specific resistance of machine, ¹¹average

a měrný odpor stroje ze vztahu

$$k = \frac{F}{B \cdot h} \quad (\text{kPa})$$

kde: k – měrný odpor stroje (kPa)
 F_{TS} – odpor soupravy (kN)
 F_v – valivý odpor (kN)
 F – odpor pluhu nebo kypřiče (kN)
 B – pracovní záběr stroje (m)
 h – pracovní hloubka stroje (m)

Měrná spotřeba paliva (Q_m) byla vypočítána podle vztahu:

$$Q_m = \frac{Q_m}{B \cdot h \cdot L} \quad (\text{ml} \cdot \text{m}^{-3})$$

kde: Q_m – naměřená spotřeba paliva potřebná na projetí měřicím úsekem (ml)
 B – záběr stroje (m)
 h – pracovní hloubka stroje (m)
 L – délka měřicího úseku (m)

Pro výpočet výkonnosti (W) soupravy byl použit vztah

$$W = \frac{B \cdot h \cdot L}{T} \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

kde: T – čas potřebný na projetí měřicím úsekem (s)

Charakteristika místa pokusu

Půdu pokusného pozemku tvoří černozem degradovaná (ČMD), zrnitostně jílovitá, půdotvorným substrátem je spraš. Daná lokalita je v řepařském výrobním typu. Rok 1993 byl srážkově i teplotně normální, roční úhrn srážek činil 456 mm, průměrná roční teplota byla 8,4 °C.

Pokusné varianty

Varianta I: zpracování půdy kombinovaným kypřičem, termín provedení první dekáda v září, hloubka kypření 20 cm.

Varianta II: zpracování půdy radličným pluhem, termín provedení první dekáda v září, hloubka orby 20 cm.

Předsetová příprava půdy byla provedena v obou variantách stejně rotačními branami Lely rotera. Plocha jednotlivých pokusných parcel byla jeden hektar. Každá pokusná varianta byla založena ve čtyřech opakováních. Celková plocha pokusů činila 8 ha (1 ha x 2 varianty x 4 opakování).

Pokusná plodina

Pokusnou plodinou byla pšenice ozimá, odrůda HANA. Byla zasetá v první říjnové dekádě roku 1993. Výsev činil 4,5 ml klíčivých semen na 1 ha. Po zasetí byla pšenice zavlažena a následně uvalena. Sklizeň sklízecí mlátičkou E 512 se uskutečnila 26. července 1994.

VÝSLEDKY

Při hodnocení energetických a výkonnostních parametrů u sledovaných variant základního zpracování půdy kombinovaným kypřičem a radličným pluhem (var. I a II) byly ve srovnatelných podmínkách zjištěny odlišné výsledky.

Ze získaných číselných údajů vyplývá, že průměrný měrný odpor při zpracování půdy kombinovaným kypřičem na hloubku 20 cm činil 29,3 kPa (tab. I). Tentýž ukazatel při orbě radličným pluhem na stejnou hloubku byl více než dvojnásobně vyšší a dosáhl hodnoty 64,0 kPa (tab. II a obr. 2). Větší měrný orební odpor při základním zpracování půdy orbou se projevil ve vyšší energetické náročnosti orby, kterou vyjadřujeme měrnou spotřebou paliva (Q_m). Měrná spotřeba paliva představuje jeho množství spotřebované na m^3 zorané, nebo kombinovaným kypřičem zpracované půdy.

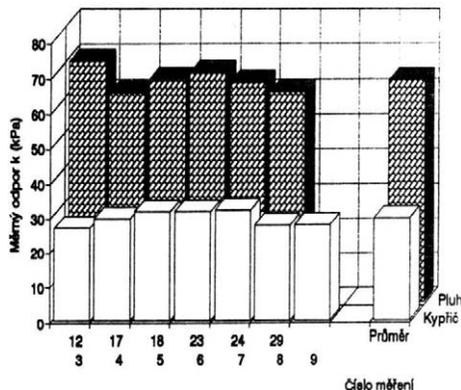
Při základním zpracování půdy kombinovaným kypřičem (var. I) byla naměřena průměrná měrná spotřeba

II. Měření energetických a výkonnostních parametrů pluhu – orební souprava Z 16245 + Z 10145 + tříradličný pluh (ZD Střelice, pozemek Utopená) – Measurement of power and output parameters of plough – tillage aggregate Z 16245 + Z 10145 + mouldboard plough (Co-operative Farm Střelice, field Utopená)

Číslo měření ¹	Orba ²	Pracovní hloubka ³ h (m)	Pracovní záběr ⁴ B (m)	Čas ⁵ T (s)	Spotřeba paliva ⁶ Q (ml)	Síla ⁷ F (kN)	Rychlost ⁸ v ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	Výkonnost ⁹ W ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	Měrná spotřeba paliva ¹⁰ Q_m ($\text{ml} \cdot \text{m}^{-3}$)	Měrný odpor stroje ¹¹ k (kPa)
12	L	0,2	1,068	16,2	135	14,804	8,57	0,508	15,81	69,307
17	P	0,24	1,04	16,3	123	15,077	8,83	0,612	12,32	60,404
18	L	0,2	1,03	16,3	122	13,253	8,83	0,505	14,80	64,334
23	P	0,21	0,981	16,0	118	13,632	9,00	0,515	14,32	66,171
24	L	0,22	1,07	16,6	133	14,909	8,67	0,567	14,12	63,335
29	P	0,23	1,03	16,2	122	14,333	8,88	0,585	12,88	60,502
Průměr ¹²		0,217	1,037	16,267	125,5	14,335	8,797	0,549	14,042	64,009

L – orba vlevo – left tillage, P – orba vpravo – right tillage

¹measurement No., ²tillage, ³working depth, ⁴working engagement, ⁵time, ⁶fuel consumption, ⁷force, ⁸speed, ⁹output, ¹⁰specific fuel consumption, ¹¹specific resistance of machine, ¹²average



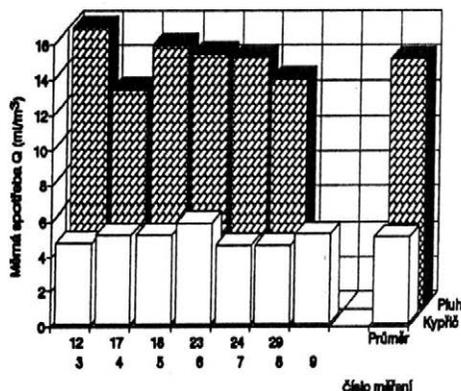
2. Měrný odpor k (kPa) radličného pluhu a kombinovaného kypřiče – Resistivity k (kPa) of furrow plough and combined loosener

měrný odpor – resistivity, číslo měření – measurement No., průměr – mean, pluh – plough, kypřič – loosener

paliva $4,97 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$, při orbě radličným pluhem (var. II) $14,04 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$ zpracované půdy (tab. I a II). Rozdíl $9,07 \text{ ml}$ paliva představuje u orby pluhem spotřebu nafty zvýšenou o 64,6 % ve srovnání se zpracováním půdy na stejnou hloubku kombinovaným kypřičem (obr. 3). Je však třeba vzít v úvahu, že dno vrstvy půdy prokypřeného kombinovaným kypřičem nebylo tak rovné jako při orbě.

Dalším sledovaným parametrem byla výkonnost soupravy použité při základní přípravě půdy u obou variant (obr. 4). Z naměřených výsledků vyplývá, že výkonnost kombinovaného kypřiče je ve srovnání s radličným pluhem trojnásobná.

Mimo hodnocení energetických a výkonnostních parametrů byl u obou použitých způsobů základního zpra-



3. Měrná spotřeba paliva Q ($\text{ml} \cdot \text{m}^{-3}$) soupravy s radličným pluhem a kombinovaným kypřičem – Specific fuel consumption (Q) ($\text{ml} \cdot \text{m}^{-3}$) of aggregate with furrow plough and combined loosener

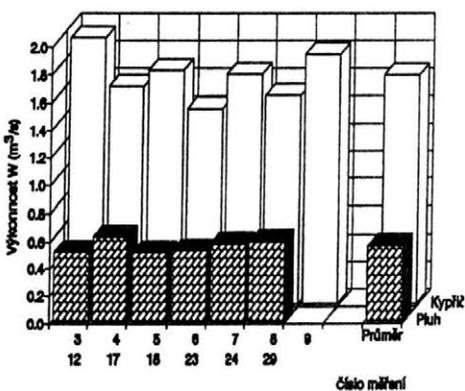
cování půdy sledován i jejich vliv na výnos zrna ozimé pšenice. Dosažené výnosové výsledky v rámci založeného polního pokusu dokumentuje tab. III.

Průměrné výnosy zrna ozimé pšenice, přepočtené na stejnou 15% vlhkost zrna a vypočtené ze čtyř opakování byly vyšší při zpracování půdy seťovou orbou do hloubky 20 cm (var. II). Na rozdíl od varianty I, u které zpracování půdy spočívalo v kypření půdy kypřičem, vykazoval průměrný výnos zrna zvýšení o 7,24 %.

DISKUSE

Snahy nahradit klasickou orbou při základním zpracování půdy vedly v minulosti k uplatňování alternativních systémů obdělávání půdy bez orby. V poslední době doporučované systémy omezeného zpracování půdy, včetně uplatnění bezorebné seti, potvrdily – zejména u ozimé pšenice pěstované v suchších a teplejších oblastech ČR – svoje opodstatnění. Prokazují to dřívější sdělení autorů Homolka (1971), Straňák (1971), Nováček (1973). Nověji ve vztahu k ochraně půdy informují o těchto otázkách Suškevič (1993), Hudcová (1993) a další.

Kromě pěstitelských výhod lze za přednost nových systémů zpracování půdy považovat i výhody ekonomické, spočívající ve významné úspoře nákladů na základní zpracování půdy. Dokazuje to i námi prokázaná nižší energetická náročnost základní přípravy půdy pod ozimou pšenicí provedené kombinovaným kypřičem a její srovnání s významně vyšší energetickou náročností seťové orby. Spotřeba nafty na základní zpracování půdy kombinovaným kypřičem dosáhla pouhých 35,4 % spotřeby vykázané na stejnou hloubku seťové orby radličným pluhem. Další výhodou kombinovaného kypřiče je jeho vysoká výkonnost, která umožňuje ve srovnání s orbou zpracovat půdu v podstatně kratší době. Na základě našeho měření vychází průměrný pří-



4. Výkonnost W ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) soupravy s radličným pluhem a kombinovaným kypřičem – Performance W ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) of aggregate with furrow plough and combined loosener

III. Výnosy zrna ozimé pšenice při základním zpracování půdy podle varianty I a II ($t \cdot ha^{-1}$) – Winter wheat grain yields at basic soil cultivation after treatments I and II ($t \cdot ha^{-1}$)

Pokusná varianta ¹	Opakování ²				Průměr ³
	1	2	3	4	
I	5,200	5,150	5,450	5,424	5,306
II	5,590	5,705	5,710	5,755	5,690

¹experimental treatment, ²replication, ³average

kon kombinovaného kypřiče 16,1 kW na metr záběru, u pluhu 33,8 kW, což je ve shodě s údaji, které uvádí Metzner (1995).

V rozporu s některými pracemi, které potvrzují pozitivní vliv omezených způsobů zpracování půdy na výnos obilovin, byl výnos u varianty I (kypření kombinovaným kypřičem) přes dosažené ekonomické úspory o $0,384 t \cdot ha^{-1}$ nižší než u varianty II (seťová orba radličným pluhem). Potvrdila se tak působnost orby na zlepšení půdního prostředí pro rostliny, charakterizovaného mimo jiné stavem fyzikálních, agrochemických a biologických vlastností ornice. Nezastupitelnost orby v tomto smyslu potvrzuje Škoda (1991).

ZÁVĚR

Současné podmínky tržního hospodářství nutí zemědělské podniky kromě jiného omezovat vstupy do rostlinné výroby. Jednu z možných cest představuje i základní zpracování půdy k ozimé pšenici kombinovaným kypřičem, které při srovnání s klasickou seťovou orbou radličným pluhem snižuje spotřebu paliva na pouhých 35,4 %. Další výhodou použití kombinovaného kypřiče je i jeho vysoká plošná výkonnost.

To jsou důvody, pro které lze za určitých podmínek tento způsob základní přípravy půdy k ozimé pšenici

doporučit. Případně méně významné snížení výnosů je kompenzováno úsporou paliva.

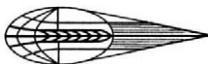
LITERATURA

- HOMOLKA, L.: Vliv intenzivního utužení půdy v různých fázích růstu na výnos ozimé pšenice a jarního ječmene. Rostl. Vyr., 17, 1971 (10): 1041–1054.
- HUDCOVÁ, M.: Zpracování a hnojení v soustavě protierozní ochrany a jejich vliv na agrochemické vlastnosti půdy. Půdoochranné technologie v pěstování rostlin, VÚVZ, odbor základní agrotechniky, Hrušovany u Brna, 1993: 37–40.
- METZNER, R.: Benötigte Traktormotornennleistung bei landwirtschaftlichen Arbeiten. Landtechnik, 50, 1995 (5): 277–282.
- NOVÁČEK, J.: Omezený systém zpracování půdy k ozimé pšenici. [Závěrečná zpráva.] VÚZA, Hrušovany u Brna 1973.
- STRAŇÁK, A.: Metodiky pro zavádění výzkumu do praxe. ÚVTI, Praha 1971, Z/21.
- SUŠKEVIČ, M.: Vliv půdoochranných technologií na půdní prostředí. Půdoochranné technologie v pěstování rostlin, VÚVZ, odbor základní agrotechniky, Hrušovany u Brna, 1993: 17–19.
- ŠKODA, V.: Orba jako významný faktor úrodnosti půdy. Mezinárodní konference ke zpracování půdy. Praha 1991.

Došlo 17. 11. 1995

Kontaktní adresa:

Ing. Pavel Sedláček, CSc., Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, Agronomická fakulta, Zemědělská 1, 613 00 Brno, Česká republika, tel. 0042/05/45 13 20 85, fax: 0042/05/45 13 20 89



ÚZPI

ÚSTAV ZEMĚDĚLSKÝCH A POTRAVINÁŘSKÝCH INFORMACÍ

(Slezská 7, 120 56 Praha 2, fax: 02/24 25 39 38)

vydává v roce 1996 v edici **STUDIJNÍ INFORMACE** tyto publikace:

Řada **ROSTLINNÁ VÝROBA**

Kulturní rostliny jako plevel následných plodin (*Kohout V.*)
Ochrana proti chorobám a škůdcům slunečnice (*Jirátko J. a kol.*)
Význam hořčičku pro výživu rostlin, zvířat a člověka (*Baier J. a kol.*)
Důsledky nedostatečného hnojení (*Flohrová A.*)
Síra a její význam pro výživu rostlin (*Zelený F.*)
Hospodaření na nevyužívané zemědělské půdě (*Kapitola P.*)
Biologická ochrana proti houbovým chorobám rostlin (*Prokinová E.*)
Vliv závlah odpadními vodami na životní prostředí (*Šálek J.*)

Řada **ŽIVOČIŠNÁ VÝROBA**

Vitaminy ve výživě hospodářských zvířat (*Schneiderová P.*)
Moderní výživové látky (*Janíček J.*)
Pastevní odchov a výkrm mladého skotu (*Doležal O.*)
Nový systém hodnocení N-látek ve výživě přežvýkavců (*Homolka P.*)

Řada **ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA A STAVBY**

Stavby a technologie pro ŽV a omezování emisí (*Konopásek V.*)
Nové typy žacích strojů (*Kumhála F. – Roh J.*)
Úprava vzduchu v zemědělských objektech (*Kic P.*)
Technika a kvalita zavlažování (*Růžička M.*)

FLAME AND MECHANICAL CULTIVATION FOR WEED CONTROL

NIČENIE BURINY MECHANICKOU KULTIVÁCIOU A ÚČINKOM PLAMEŇA

M. N. Rifai¹, T. Žikla², M. Mojžiš²

¹*Nova Scotia Agricultural College, Truro, Canada*

²*University of Agriculture, Nitra, Slovak Republic*

ABSTRACT: The results from this study suggest that flaming cultivation would not be very competitive in areas where herbicides and conventional cultivation give satisfactory control of weeds. Chemicals gave the most effective weed control and the highest yield data due to their selectivity and ability to move throughout the weed to control its underground portions as well as its above-ground parts. Flaming should be considered as a preventive method, and weeds should be controlled as soon as they appear in the crop. Flaming weeds without crop damage becomes increasingly difficult as the weeds grow larger and together. Nor should flaming be considered a cure-all for every crop. Its most promising use may be as a supplement to herbicides or mechanical cultivation for better weed control. The number of weeds and the amount of time required for hand weeding, while flaming in onions and carrots trials, were the lowest with 3 km/h. Field experiments were conducted to determine the effect of wind speed on temperature of the burners. The temperature patterns for 1, 2, and 2.5 bar were compared. The data indicate that the best heat distribution was at a pressure of 2.5 bar.

vegetables; flame weeding; mechanical weeding; brush hoe

ABSTRAKT: Dosiahnuté výsledky z tohto pokusu naznačujú, že spaľovacia technika burín plameňom nemôže konkurovať v oblasti, kde s herbicídmi a tradičnými kultiváciami možno dosiahnuť dostatočné zníženie burín. Použitie herbicídov buriny bolo najefektívnejšie na kontrolu burín a tiež boli dosiahnuté najlepšie výsledky pri zbere, vzhľadom na schopnosť ničieť nadzemné aj podzemné časti burín. Spaľovanie burín by mala byť preventívna metóda a buriny by mali byť zničené, akonáhle vstúpi v poraste. Spaľovanie bez toho, aby došlo k poškodeniu porastu, bude extrémne ťažké, keď buriny budú veľké a zapojené v poraste. Spaľovanie nie je vhodné pre každú plodinu na ničenie burín. Plameň je vhodný predovšetkým ako doplnková metóda na kontrolu burín v kombinácii s tradičnými metódami. Počet burín a čas potrebný na ručné odstraňovanie burín v porastoch cibule aj mrkve, ktoré boli tepelne ošetrované, boli najnižšie pri rýchlosti pojazdu 3 km/h. V poľných pokusoch bol sledovaný vplyv rýchlosti vetra na teplotu horáka. Teploty boli merané a porovnané pri tlaku 1, 2 a 2,5 barov. Z výsledkov bolo dokázané, že najlepšia distribúcia tepla bola dosiahnutá pri tlaku 2,5 barov.

zelenina; ošetrovanie burín: plameňom, mechanickými strojmi, kefkovým kultivátorom

INTRODUCTION

Flame weeding has been a controversial issue since it was introduced 58 years ago in North America. Today it is more serious topic than ever. The idea behind flame weeding is to kill weeds with an intensive wave of heat, without disturbing the soil or harming the crop root system. Since all plants are composed of tiny cells filled largely with water, a thin blast of heat directed at the stalk will boil the water within the cell. The pressure generated by this expanding water will then explode the cell itself, rupturing a cross section of the stalk. When this happens, plant food and water cannot move from roots to leaves and the plant withers and dies.

In order to rupture the cells, temperature within the cell must reach 100 °C for a period of about one-tenth of a second (Mattsson et al., 1989). Here lies the entire key to successful flaming. As a plant grows it develops an outer skin or bark that protects it from heat. The thicker this skin and the larger the plant the more heat required to boil the cell moisture.

The trick is to apply heat when weeds are small. To accomplish this, three methods are used: selective flaming, nonselective flaming, and pre-emergence flaming. In selective flaming the flame is usually directed across the crop row. If the crop is larger than the weed, with a more fully developed protective skin, the heat can kill the weed without damaging the crop. The heat is con-

trolled by varying the speed at which the flame is passed over the field, and the position of the burner with respect to the plant. If the difference between protective covers of the crop and the weed are more critical, selectivity is obtained by directing the flame pattern towards the weeds and away from the crop. This is usually accomplished by parallel flaming or by using burners with more precisely controlled flame patterns.

In many cases the stage of weed growth will be too similar to that of the crop to allow selective flaming. Under this condition nonselective flaming is applied to such crops on corn and onions. At an early stage of growth the terminal buds of these crops are still below ground. General flaming will kill both weeds and the tops of the crops, but the crops will sprout back from their terminal buds, usually with a head start on weeds. From this point of view selective flaming can be used.

The third approach, pre-emergence flaming, is less critical for all crops. If weeds have emerged before the crop, they can be flamed back while the crop is still protected by soil. With weed growth retarded the crop can get a headstart. Selective flaming can then be used to keep the weeds under control.

With burners adjusted to manufacturer's recommendations the tractor is driven down the row about 10 km/h. After thirty minutes the crop and weeds are checked for killing. This is done by pressing a leaf between the thumb and forefinger (Vester, 1986). If killed, the plant leaf will show the fingerprint. If not, speed is dropped by 1 km/h and the kill again checked. This continues until the speed is sufficient to prevent damage to the crop and still kill the weed. This will usually be a speed of 2-4 km/h. If both weeds and corn are at the same stage of growth the entire field can be flamed off. After the corn grows back selective flaming is used each time the weeds reach a height of one and one-half inches. Usually the corn is six to ten inches high at this point. In some cases fine flammings may be required during the season.

According to Ascard (1989) in onion sets the weed control could be managed with three flammings until end of June, after which hand-weeding was needed. With three flammings the labour requirement was considerably lower than with chemical control. In seeded onions the labour requirement was more than twice as much with thermal than when chemical method was used. In few crops, such as potatoes, corn and onion, all or most of the weeds can be managed without hand-weeding by means of mechanical and thermal methods (Geier, Vogtmann, 1986a, b; Vester, 1987).

Parish (1989) conducted laboratory tests on ryegrass and mustard plants and he found that the effect of gas burner depended on its design and angle to the horizontal, and from his tests it was determined that the height of the burner above the ground controlled the effect on ryegrass but not on mustard.

Bertram (1992) studied the heat transfer from the weed flammers to the plant and the factors which have

effect on it. A mathematical model of flame formation was developed and used to determine the influence of different equipment designs on heat flows under a cover.

Geier and Vogtmann (1986) tested and compared row brush hoe with other hoeing equipment. They found that the efficiency in destroying weeds with this machine is a lot better than common hoeing systems. According to Kress (1987), despite a fine and loose top layer that the brush hoe will form, there seems to be no danger of soil erosion.

Flaming seems to be headed for more widespread use in some areas. It is not the mysterious gremlin as it was a few years ago, and new equipment coupled with increased experience promises to make it an even more effective method of controlling weeds. This is particularly true in high labour crops such as vegetables.

How good is flame weeding? The best answer is that it is not quite as good as the industry maintains, but much better than was generally believed a few years ago. If flaming is to be effective a few points should be considered. First, the farmer must know very well his equipment and must follow the manufacturer's recommendations. Flaming is a precise, finely balanced operation and cannot be used by every hired hand who comes along. Flame cultivation may have more potential in the drier areas where pre-emergence herbicides have been less effective.

What are the advantages of flame weeding? Supporters point out that soil is undisturbed and crop root systems are not damaged. Deeper moist soil is not turned up for exposure to the air and loss of moisture. Of major importance to weed control, the flaming proponents say, is the fact that weed seeds are left deep in the soil rather than being plowed to surface, and fewer of them will germinate during the season. Flaming can be carried out in a field that is too wet for mechanical cultivation, controlling weeds before they get out of hand. Flaming also eliminates chemical residues in the soil that might cause troubles for later crops.

Power requirements are much lower than with conventional cultivation, allowing use of smaller tractors and greater fuel economy.

METHODS AND MATERIALS

Seven treatments were used in corn:

- Treatment #1: control
- Treatment #2: Atrazine
- Treatment #3: flaming
- Treatment #4: brushes
- Treatment #5: flaming/brushes
- Treatment #6: Atrazine/flaming
- Treatment #7: Atrazine/brushes

Atrazine was applied at a rate of 1.2 kg/ha using a CO₂ backpack sprayer. Flaming was done using the

Liquid Propane Gas Weeder Reinert and brushing was done with the Forbo Brush Hoe. Each plot was replicated four times resulting in 28 test plots each 3 m by 8 m with four rows in each plot. There was a 5 m space between each replicate. The whole experiment was set up in a completely randomized block design. The weed population counts were performed by establishing four permanent quadrants each 50 cm by 50 cm in each plot. Two were placed within the row and other two were placed between the two test rows. Counts were taken from emergence of the weeds up until and including harvest. These counts were taken biweekly counting the number of individual weed species which then was converted to number of individual weed species per m². At harvest, the number of cobs, their individual length and the weight of the harvested sweet corn was taken. This was done by picking the inner six meters of the two set rows. Statistical analysis was performed on this data using the Pesticide Research Manager Program to perform an analysis of variance and a means separation by Tukey's studentized range test to detect differences between treatments.

Five treatments were used in onions:

- Treatment #1: untreated control
- Treatment #2: Pendimethalin 330 EC
- Treatment #3: Flaming 2X
- Treatment #4: Flaming 3X
- Treatment #5: Pendmethalin 330 EC/flaming

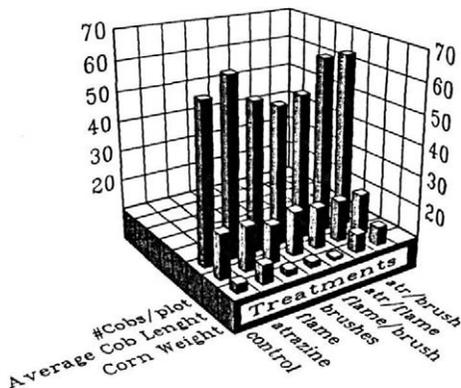
Five treatments were used in carrots:

- Treatment #1: untreated control
- Treatment #2: Linuron 50 WP
- Treatment #3: Flaming 2X
- Treatment #4: one flaming/Linuron
- Treatment #5: two flamings/Linuron

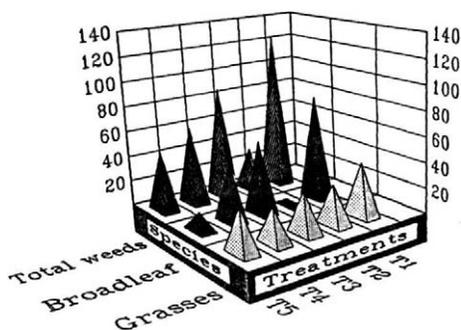
Three different tractor speeds and three angles of flame were also used in onions and carrots. The functional performance of the flame weeder and the mechanical brush cultivator was evaluated for ease of operation and adjustment, rate of work, power requirements and quality of work. QuickLog data acquisition and control software for PC-DOS Compatible Computers was used to measure flame temperature and wind speed.

RESULTS AND DISCUSSION

Overall results showed that atrazine was the most effective treatment. Numerically, atrazine reduced the overall weed population better than the mechanical means of control. The main weed species present were redroot pigweed (*Amaranthus retroflexus*), lamb's quarters (*Chenopodium album*), pineapple weed (*Matricaria matricarioides*) and annual bluegrass (*Poa annua*). The brushes and flaming were not able to control pineapple weed and the annual bluegrass. Atrazine had the highest yield (number of cobs), the greatest yield



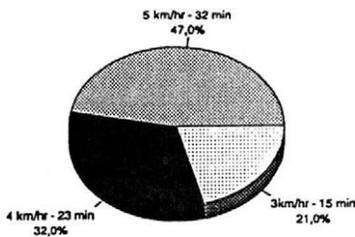
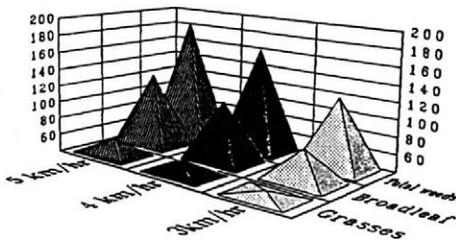
1. Final harvest of corn for different weed control methods



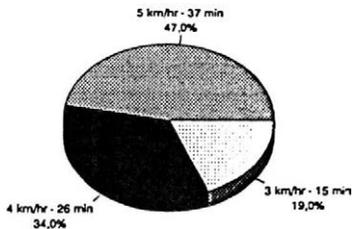
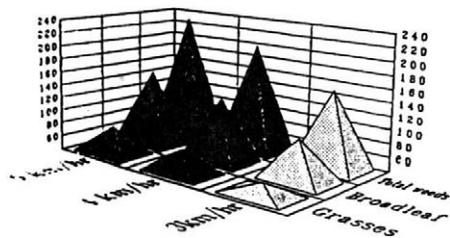
2. Number of weeds per square meter in onion trials

weight and the greatest average length of each cob harvested. Atrazine had a significantly higher amount of cobs harvested than brushes. Flaming proved to yield a significantly lower average length of the cobs than the other treatments. The combination of atrazine and brushes also showed better control results and harvest data when compared to brushes and flaming alone. There was also no significant difference of the weed populations within and between the rows.

Atrazine gave the most effective weed control and the highest yield data due to its selectivity and ability to move throughout the weed to control its underground portions as well as its aboveground parts. Flaming and brushing gave short term control but could not control the germinating weed species throughout the season. Flaming caused a delay in the maturity of the corn crop which was seen by its low cob yield, average length and weight (Fig. 1). The combination of atrazine and brushes allowed for control of those weeds that escaped the herbicide treatment or that were triazine resistant. The use of these mechanical brushes would be useful in combination with triazine herbicides in a triazine resistant management strategy.

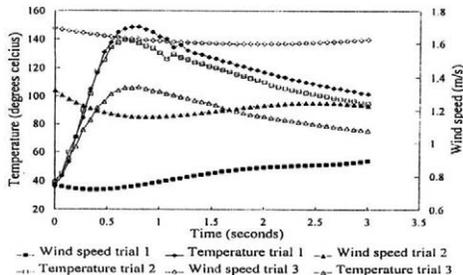


3. Number of weeds per square meter and the required hand weeding in onions at three different flaming speeds

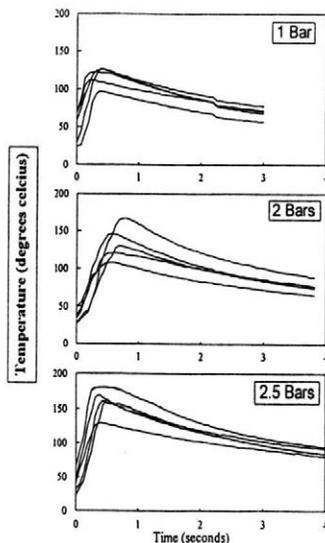


4. Number of weeds per square meter and the required hand weeding in carrots at three different flaming speeds

Normally well suited to flaming, onions are fairly resistant to heat, and may be knocked back with the first flaming, particularly if it is less than 5 cm high. After this it should be more resistant than weeds and flaming will be less critical. Treatment #4 with three flammings had lower weed density than treatment #3 with two flammings. Flaming treatments in this study had less value than herbicides treatment. However, this must be considered as the first report only. In our tests weeds showed higher densities with flame treatments when compared to chemical treatments as illustrated in Fig. 2.



5. Effect of wind speed on the temperature of the burners



6. Heat distribution at three different gas pressure

Lower tractor speeds while flaming in onions resulted in lower weed densities and required hand weeding as it is shown in Fig. 3. Similar results were obtained in carrot trials as illustrated in Fig. 4.

Field experiments were conducted to determine the effect of wind speed on temperature of the burners. Fig. 5 shows that the higher the wind speed the lower the temperature of the burners were recorded. Hopefully in the near future we will try to come up with a certain recommendations or equation for the farmers to use in order to maintain 100 °C the recommended temperature to eliminate the weeds. For every wind speed there will be a specific recommendation to what pressure and what tractor speed should be used.

Measurements of temperature at different gas pressure were conducted to determine the best heat distribution. The data indicates that the best heat distribution was obtained at a pressure of 2.5 bar (Fig 6).

CONCLUSIONS

The tests of this one year study indicate that flaming may find an important spot in a weed-control program for corn onions and carrot. Flaming promises to be more attractive as an added weed-control method rather than a replacement for standard cultivation.

In sweet corn Atrazine gave the most effective weed control and the highest yield. Flaming and brushing gave short term control but could not control the germinating weed species throughout the season. Flaming caused a delay in the maturity of the corn crop which was seen by its low cob yield, average length and weight. The combination of atrazine and brushes allowed for control of those weeds that escaped herbicide treatment or that were triazine resistant. The use of these mechanical brushes would be useful in combination with triazine herbicides in a triazine resistant management strategy.

The chemical treatment in seeded onions and carrots gave the lowest weed densities when compared to flame weeding. However, flame weed control should not be overlooked as a part of an integrated weed control program with herbicides to help control escaped and herbicide resistant weed species. It should be immediately apparent that flaming is not a once-over operation. Nor does it completely eliminate weeds that grow again from their root systems. The same weeds may require five or six flamings per year.

Flame cultivation has more room to be used in all organic farms with considerable vegetable areas. Furthermore, flame cultivation is of interest in relation to the production of the so-called pesticide-free vegetables for infant food and public institutions.

Flaming equipment is relatively expensive at this time but the situation may change. If flaming continues to grow, more businesses will make possible more efficient production lines and more competition, two factors that exert downward pressure on prices.

In the case that satisfactory implements for flame cultivation with an acceptable working capacity are developed and marketed, flame cultivation will also be of interest as a supplement to chemical weed control.

These experiments will continue for the next two growing seasons. A combination of sweeps and flame, in the three crops will be used. The middle of the rows will be cleaned with sweeps while flame destroys weeds in the row. This new method will be evaluated and compared to other methods. Hopefully, with this method the LP-Gas bill will be lower and will give a good weed control.

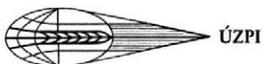
REFERENCES

- ASCARD, J.: Thermal weed control with flaming in onions. 30th Swedish Crop Protection Conference. Vol. 2. Reports. Uppsala 1989: 35-50.
- BERTRAM, A.: Thermodynamic principles of flame weeders. *Landtechnik*, 47, 1992 (7/8): 401-402.
- GEIER, B. - VOGTMANN, H.: Control of weed in maize without herbicides. VI. Internat. IFOAM Conf. Santa Cruz 1986a. 8 pp.
- GEIER, B. - VOGTMANN, J.: The multiple row brush hoe - A new tool for mechanical weed-control. Paper presented at the conference: Regulation of weed population in modern production of vegetable crops. Stuttgart 1986b: 179-193.
- KRESS, V.: Die Reihenhackbürste - eine neue Entwicklung in der mechanischen Beikrautregulierung. *Alternative Konzepte*, 58, 1987: 83-88.
- MATTSSON, B. - NYLANDER, C. - ASCARD, J.: Comparison of seven inter-row weeders. III Internationale Konferenz zu Aspekten der nicht-chemischen Beikrautregulierung. Linz, 10-12 Oktober 1989.
- PARISH, S.: Investigations into thermal techniques for weed control. Proc. 11th Internat. Congress on Agricultural [C]IGR. Dublin, Ireland, 4-8 September 1989: 2151-2156.
- VESTER, J.: Flaming of weed control, two years results. Paper presented at the conference: Regulation of weed population in modern production of vegetable crops. Stuttgart 1986: 153-164.
- VESTER, J.: Flammebehandlingseffekt på aفرgrøder og ukrudt. 3. Danske Planteværnskonference. Ukrudt 1987: 140-153.

Received on August 23, 1995

Contact Address:

M. Nabil Rifai Ph.D., Assoc. Professor, Nova Scotia Agricultural College, Agricultural Engineering Department, Truro, N.S., Canada B2N 5E3, Tel.: (902)893-6710, Fax: (902)893-1859



ÚZPI

ÚSTAV ZEMĚDĚLSKÝCH A POTRAVINÁŘSKÝCH INFORMACÍ

(Slezská 7, 120 56 Praha 2, fax: 24 25 39 38)

vydává v roce 1995 v edici

METODIKY PRO ZAVADĚNÍ VÝSLEDKŮ VÝZKUMU DO ZEMĚDĚLSKÉ PRAXE

tyto publikace:

1. Systém hubení plevelů v oblastech s narušenými plevelnými společenstvy (*Mikulka J. a kol.*)
2. Technologické postupy pro racionální pěstování jednotlivých užitkových směrů brambor (*Vokál B. a kol.*)
3. Metodika konverze podniku na ekologické zemědělství (*Petr J. a kol.*)
4. Metody použití kombinací herbicidů a hnojiv (*Mikulka J. a kol.*)
5. Hořčice (*Vašák J. a kol.*)
6. Cukrovka – úsporné technologie (*Šroller J. a kol.*)
7. Pěstování pohanky a prosa (*Petr J. a kol.*)
8. Výživa a hnojení zemědělských plodin (*Neuberg J. a kol.*)
9. Využití sonografie v reprodukci hospodářských zvířat (*Petelíková J. a kol.*)
10. Výživa dojníc v průběhu mezidobí z hlediska ekonomické efektivity výroby mléka (*Lossmann J. a kol.*)
11. Doporučené potřeby minerálních látek a jejich nové zdroje u skotu a ovcí (*Šimek M. a kol.*)
12. Alternativní využití progesteronového testu u hospodářských zvířat, zvláště u plemenic skotu (*Pöschl M. a kol.*)
13. Chov masných plemen skotu (*Golda J. a kol.*)
14. Jak vyrobit kvalitní mléko (*Kratochvíl L.*)
15. Technika v postupech ochranného zpracování půdy k širokořádkovým plodinám (*Hůla J. a kol.*)
16. Malotonážní zpracování řepky olejné (*Jevič P. a kol.*)
17. Optimalizace parametrů palivové soustavy motoru při použití metylesteru řepkového oleje jako paliva (*Křepelka V. a kol.*)
18. Stanovení a ekonomické hodnocení nákladů na mechanizované práce v zemědělství (*Abrahám Z. a kol.*)
19. Snižování spotřeby energie ve sklenících (*Šrámek F.*)
20. Přirozená obnova lesa (*Vacek S. a kol.*)
21. Podsadby lesních porostů (*Vacek S. a kol.*)
22. Finanční řízení zemědělských podnikatelských subjektů (*Novák J. a kol.*)

VLIV ZPĚTNÉHO VYUŽÍVÁNÍ TEPLA VĚTRACÍHO VZDUCHU ZE STÁJÍ NA MĚRNÉ SPOTŘEBY ENERGIE

THE EFFECT OF HEAT REUTILIZATION OF VENTILATED AIR FROM STABLES ON ENERGY CONSUMPTION

R. Adamovský

Czech Agricultural University, Praha, Czech Republic

ABSTRACT: Knowledge of present and designed energy consumption is a necessary prerequisite for design and economic assessment of technical, organization and other measures whose aim is to reduce energy consumption. Under standard conditions of external and internal environment the contribution compares installed outputs and specific consumption for heating and ventilation of farrowing pens for sows with piglets in a conventional system and energy systems using secondary heat of ventilated air by plate recuperation exchangers RVD A 10 (manufactured by Šumstav, a.s., Český Krumlov), exchangers from gravitational heat tubes ZV 3-030 (manufactured by ZD Hrančičář, Mrákov, Domažlice district) and heat pump air-water. From Fig. 1 which presents installed outputs of heat sources for heating and electromotors of ventilation systems the following factors can be seen: reduction of required heating output, proportional efficiency of the use of secondary heat of ventilated air and growth of electromotors of fans following from higher pressure losses and greater number of fans. In energy system with heat pump the heating output is an output of compressor-driven electromotor. Specific monthly consumption of fuels and energy converted from average annual values per sow is in Fig. 2. Marked reduction of fuel consumption in heating compared with conventional energy system follows from the results. It attains 44.6% for exchangers RVD A 10 and 61.8% for exchanger 3-030. On the contrary, electric energy consumption increases 1.6 times in plate exchangers and 6.2 times in exchangers from gravitation heat tubes. Dimensions marked in Fig. 2 show total decrease in fuel consumption and electric energy compared with the traditional energy system. Maximum drop by 312.14 MJ.unit can be attained in energy system with heat pump but specific consumption of electric energy is more than 10 times of consumption in conventional energy system. Except purchase costs economic effectiveness of the system is principally affected by the growth of specific consumption of electric energy. From this aspect (Tab. I) energy system with plate recuperation exchangers RVD A 10 seems to be economically acceptable in solving the savings of brown coal and natural gas. The usage of recuperation exchangers from gravitational heating tubes ZV 3-030 is economically advantageous under the given conditions when consumption of natural gas but not brown coal is reduced. The usage of heating pump only for heating is not economically efficient in long heating period (more than 250 days per year) not even in reduction of natural gas consumption. Financial savings for fuel and wages are basically eliminated by high price of electric energy for compressor drive and particularly by high purchase costs which are in conversion 11.34 CZK per 1 W installed in heating pump manufactured in CR.

secondary energy; energy system; recuperation exchanger; heat tube; heating pump; specific consumption of energy

ABSTRAKT: V příspěvku jsou porovnávány instalované výkony a měrné spotřeby energie pro vytápění a větrání objektů poroden prasnic se selaty v klasickém energetickém systému a v energetických systémech využívajících druhotné teplo větracího vzduchu pomocí deskových rekuperačních výměníků, výměníků z gravitačních tepelných trubíc a tepelného čerpadla vzduch – voda. Z výsledků vyplývá, že se spotřeba paliva pro vytápění objektů ve srovnání s klasickým energetickým systémem snižuje o 44,6 % při použití deskových výměníků a o 61,8 % u výměníků z tepelných trubíc. Vlivem vyšších tlakových ztrát a většího počtu ventilátorů se zvýší spotřeba elektrické energie pro větrání 1,6krát u deskových výměníků a 6,2krát u výměníků z tepelných trubíc. Maximálního snížení celkové spotřeby paliv a energie o 312,14 MJ.ks⁻¹ se dosáhne v energetickém systému s tepelným čerpadlem. Měrná spotřeba elektrické energie se však při porovnání s klasickým energetickým systémem zvýší více než desetkrát. Z ekonomického hodnocení vyplývá efektivnost využití deskových rekuperačních výměníků při snižování spotřeby zemního plynu i hnědého uhlí a výměníků z gravitačních tepelných trubíc při snižování spotřeby zemního plynu. Energetický systém využívající tepelné čerpadlo jen pro vytápění není v tomto případě ekonomicky efektivní.

druhotná energie; energetický systém; rekuperační výměník; tepelná trubice; tepelné čerpadlo; měrná spotřeba energie

ÚVOD

Znalost spotřeby energie je základní a nezbytnou podmínkou možnosti navrhnout a ekonomicky zhodnotit technická, organizační i jiná opatření, jejichž účelem je snížit spotřebu energie. Současné poznatky o měrné energetické náročnosti neumožňují zcela objektivně posoudit, zda a jakou měrou je určitý energetický systém efektivní. Tyto znalosti postrádáme zejména při specifikaci úspor paliv a energie v investičně náročných energetických systémech využívajících obnovitelné a druhotné zdroje energie. Příspěvek má za cíl poskytnout základní informace o metodách přístupu, výsledcích výpočtů a provozních měřeních v poměrně úzkém, ale energeticky velmi náročném odvětví živočišné výroby – v porodnách prasnic se selaty.

Problematikou měrné spotřeby energie v objektech živočišné výroby se u nás zabývali zejména pracovníci Výzkumného ústavu zemědělské techniky v Praze 6-Řepích (např. Kosek et al., 1981; Haš, Adamovský 1983; Netík, 1983; Adamovský, 1993).

METODA

Při stanovení měrných spotřeb paliv a elektrické energie pro vytápění a větrání objektů kojících prasnic se selaty vycházíme z těchto podmínek:

1. výpočtové hodnoty venkovního a stájového vzduchu:
 - výpočtová venkovní teplota $t_e = -15\text{ }^\circ\text{C}$
 - výpočtová teplota stájového vzduchu $t_i = 18\text{ }^\circ\text{C}$
 - výpočtová relativní vlhkost stájového vzduchu $\phi_i = 0,7$
 - průměrná hmotnost prasnic $225\text{ kg}\cdot\text{ks}^{-1}$
2. tepelné-technické vlastnosti objektů:
 - celodřevěný konstrukční systém BIOS-GN (výrobce Bios Sedlčany); rozpon 10,3 m; délkový modul 6 m
 - měrná tepelná ztráta prostupem $q_p = 0,993\text{ W}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$
 - měrná tepelná ztráta přirozeným větráním $q_v = 0,116\text{ W}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$
3. technologie:
 - bezstelivové porodní kotce o ploše $3,87\text{ m}^2\cdot\text{ks}^{-1}$, rozdělené na část pro prasnice a na prostory pro selata na obou stranách, částečně zarošovaná podlaha
 - suché krmení
 - rovnoloké větrání

Spotřeby tepla a elektrické energie jsou porovnávané ve čtyřech energetických systémech:

1. klasický energetický systém,
2. energetický systém s deskovými rekuperačními výměníky RVD A 10 (výrobce Šumstav, a. s., Český Krumlov),
3. energetický systém s výměníky z gravitačních tepelných trubíc ZV 3-030 (výrobce ZD Hrančič Mrákov, o. Domažlice),

4. energetický systém s tepelným čerpadlem vzduch – voda, využívajícím tepla stájového vzduchu.

Měrné roční spotřeby tepla na jeden porodní kotec w_t byly vypočteny podle vztahu (1):

$$w_t = \frac{3,6 \cdot \tau_j \cdot q_{ij}}{(\eta_k \cdot \eta_r \cdot \eta_o) \cdot 1000} \quad (\text{MJ}\cdot\text{r}^{-1}\cdot\text{ks}^{-1}) \quad (1)$$

kde: η_k – účinnost kotle ($\eta_k = 0,7$ – hnědé uhlí; $\eta_k = 0,8$ – zemní plyn)

η_r – účinnost rozvodu topného média ($\eta_r = 0,96$ – hnědé uhlí; $\eta_r = 0,98$ – zemní plyn)

η_o – účinnost obsluhy kotle ($\eta_o = 0,91$ – hnědé uhlí; $\eta_o = 0,95$ – zemní plyn)

q_{ij} – požadovaný topný výkon odpovídající venkovní teplotě t_{ij} ($\text{W}\cdot\text{ks}^{-1}$)

τ_j – doba trvání teploty t_{ij} v roce ($\text{h}\cdot\text{r}^{-1}$)

Příkony ventilátorů p_e a měrné spotřeby elektrické energie pro větrání w_e byly vypočteny podle vztahů (2) a (3):

$$p_e = \frac{v_a \cdot \Delta p}{\eta_m \cdot \eta_p \cdot \eta_v} \quad (\text{W}\cdot\text{ks}^{-1}) \quad (2)$$

$$w_e = \frac{3,6 \cdot p_e \cdot \tau_j}{1000} \quad (\text{MJ}\cdot\text{r}^{-1}\cdot\text{ks}^{-1}) \quad (3)$$

kde: v_a – objemový tok vzduchu pro odvod vodní páry odpovídající venkovní teplotě t_{ij} ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{ks}^{-1}$)

Δp – tlaková ztráta ventilátoru (Pa)

$\eta_m = 0,83$ – účinnost motoru ventilátoru

$\eta_p = 0,95$ – účinnost převodu

$\eta_v = 0,65$ – účinnost ventilátoru

Výsledky výpočtů byly porovnány s hodnotami zjištěnými ve specializovaném závodě pro chov prasnic Mavex Cheb a v dalších objektech.

V ekonomickém hodnocení energetických systémů, zpracovaném podle autorů Riva a Adamovský (1992), vycházíme z průměrného bankovního úroku 13,5 %, cenových relací paliv a energie v roce 1995 a údajů výrobců zařízení:

- cena hnědého uhlí $16,5\text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$, $c_u = 57,6\text{ Kč}\cdot\text{GJ}^{-1}$,
- cena zemního plynu $33,5\text{ MJ}\cdot\text{m}^{-3}$, $c_{zp} = 104,5\text{ Kč}\cdot\text{GJ}^{-1}$,
- cena elektrické energie $0,8\text{ Kč}\cdot\text{kWh}^{-1}$, $c_{el} = 222,2\text{ Kč}\cdot\text{GJ}^{-1}$,
- měrná cena kotle pro spalování hnědého uhlí $0,33\text{ Kč}\cdot\text{W}^{-1}$,
- měrná cena kotle pro spalování zemního plynu $1,10\text{ Kč}\cdot\text{W}^{-1}$,
- měrná cena tepelného čerpadla vyráběného v ČR $11,34\text{ Kč}\cdot\text{W}^{-1}$,
- cena deskového rekuperačního výměníku RVD A 10 11.809 Kč ,
- cena ventilátoru rekuperačního výměníku 5.903 Kč ,
- cena skříňového výměníku z gravitačních tepelných trubíc ZV 03-30 9.837 Kč ,
- cena tepelné trubice délky $1,5\text{ m}$ $558\text{ Kč}\cdot\text{ks}^{-1}$.

Porovnáváme zde klasický energetický systém se zdroji pro spalování hnědého uhlí, resp. zemního plynu s uvedenými energetickými systémy využívajícími druhotné teplo větracího vzduchu.

VÝSLEDKY A DISKUSE

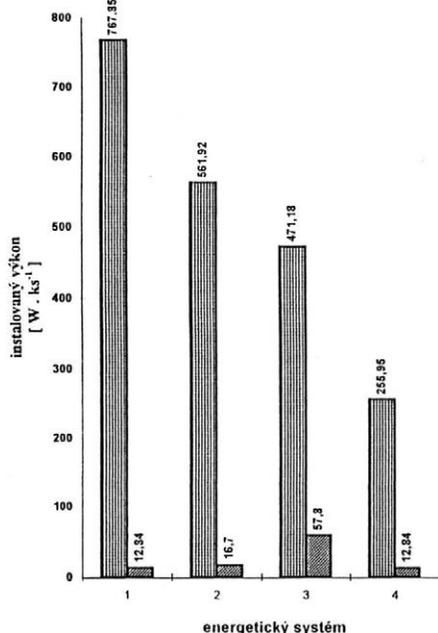
Instalované výkony kotlů a elektromotorů pro větrání, přepočtené v jednotlivých energetických systémech na jeden porodní koteč, jsou zpracované na obr. 1.

Z grafu na obr. 1 je patrné snížení požadovaného topného výkonu, úměrně účinnosti využití druhotného tepla větracího vzduchu. Nejvyšší účinnosti se dosáhne u tepelného čerpadla, protože vzduch na výparníku běžně ochlazuje pod hladinu exergie na teplotu 4 až 5 °C. Uvedený instalovaný výkon pro vytápění je v tomto případě výkonem elektromotoru pohánějícího kompresor tepelného čerpadla. Účinnost zpětného získávání tepla rekuperačních výměníků je dána především hmotnostním tokem větracího vzduchu, který se mění podle venkovní teploty. Při nárůstu venkovní teploty stoupá hmotnostní tok větracího vzduchu a klesá účinnost rekuperace. V našem případě byly vypočteny rozsahy účinnosti zpětného využití tepla větracího vzduchu při použití výměníků z gravitačních tepelných

trubic 0,60–0,71 a u deskových výměníků 0,43–0,49. Těchto hodnot se v praktickém provozu běžně dosahuje (Kára et al., 1995).

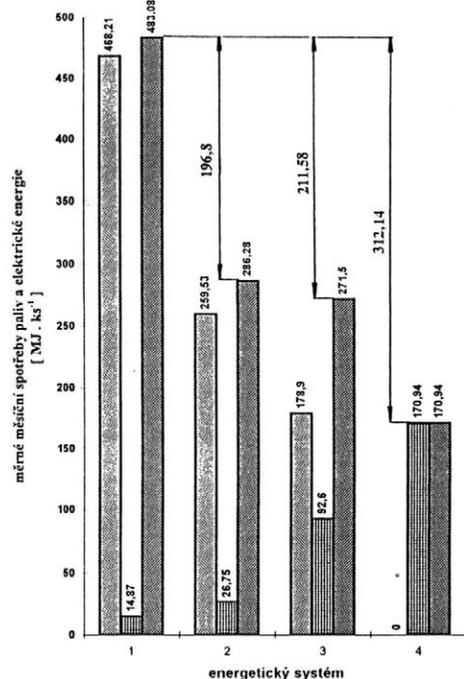
Tlakové ztráty vzduchu proudícího rekuperačním výměníkem ovlivňuje, při stejném hmotnostním toku, geometrický tvar a konstrukce teplosměnných ploch. Z vyšších tlakových ztrát samozřejmě vyplývá uvedené zvýšení požadovaných instalovaných výkonů motorů ventilátorů. V závislosti na hmotnostním toku větracího vzduchu dosahují tlakové ztráty hodnot 130 až 260 Pa u výměníků RVD A 10 a 450 až 900 Pa u výměníků ZV 3-030. V klasickém energetickém systému je vypočtená tlaková ztráta 100 Pa.

Na obr. 2 jsou znázorněny měrné měsíční spotřeby paliv a energie na jednu prasnici, vypočtené z průměrných ročních spotřeb.



1. Instalované výkony v energetických systémech vytápění q_t a větrání p_v porodnic se selaty – Installed outputs in energy systems of heating q_t and ventilation p_v of farrowing pens for sows and piglets

1 – klasický energetický systém – conventional energy system, 2 – výměníky RVD A 10 – exchangers RVD A 10, 3 – výměníky ZV 3-030 – exchangers ZV 3-030, 4 – tepelné čerpadlo – heating pump
 instalovaný výkon – installed output
 energetický systém – energy system
 ■ výkon vytápěcího systému q_t – output of heating system
 ■ výkon větracího systému p_v – output of ventilation system



2. Měrné měsíční spotřeby paliv w_f a elektrické energie w_e v energetických systémech vytápění a větrání porodnic se selaty – Specific monthly consumption of fuels w_f and electric energy w_e in energy systems of heating and ventilation of farrowing pens for sows and piglets

1–4 see Fig. 1

měrné měsíční spotřeby paliv a elektrické energie – specific monthly consumption of fuels and electric energy
 energetický systém – energy system
 ■ spotřeba paliva w_f – consumption of fuel
 ■ spotřeba elektrické energie w_e – consumption of electric energy
 ■ celkem – total

I. Ekonomické vyhodnocení v porovnání s klasickým energetickým systémem – Economic evaluation as compared with conventional energy system

Druh paliva ¹		Energetický systém ²		
		RVD A 10	ZV 3-030	tepelné čerpadlo ³
Hnědé uhlí ⁴	HZ	204,20	119,70	82,20
	N	16,60	25,00	-668,70
	NPV	566,10	-227,50	-4 089,90
	P_i	1,96	0,70	0,53
	D_n	4,35	>20	> T_z
Zemní plyn ⁵	HZ	319,70	279,80	341,30
	N	12,60	19,30	196,60
	NPV	1 458,90	1 080,70	-6 973,00
	P_i	4,40	2,55	0,11
	D_n	1,67	3,55	> T_z

¹type of fuel, ²energy system, ³heating pump, ⁴brown coal, ⁵natural gas

HZ – roční hrubý výnos dosažený nižším nákladem na energii (Kč.kotec⁻¹.r⁻¹) – annual gross profit attained by lower costs of energy (CZK.pen⁻¹.year⁻¹)

N – změna provozních nákladů proti klasickému energetickému systému (Kč.kotec⁻¹.r⁻¹) – change of running costs compared with conventional energy system (CZK.pen⁻¹.year⁻¹)

NPV – finanční zisk resp. ztráta za dobu životnosti T_z hlavního prvku energetického systému (Kč.kotec⁻¹) – financial profit or loss for the time of useful economic life T_z of the main component of energy system (CZK.pen⁻¹)

P_i – index ziskovosti (-); udává, kolik Kč získáme z investované 1 Kč – index of profitability (-); gives, how many CZK will be acquired from 1 CZK invested

D_n – doba návratnosti investice (r) – time of returnability of investment (r)

Vypočtené měrné spotřeby v klasickém energetickém systému jsme porovnali s provozně zjištěnými hodnotami v porodnách pro 288 kojících prasnic (3 x 96 ks) specializovaného závodu Mavex Cheb, ustájených v halách stavebního systému JUZO a v tradiční zděné porodně ZD Ivanovice na Hané pro 25 prasnic (Adamovský et al., 1986). Spotřeby elektrické energie pro zajištění požadované kvality prostředí ve stáji odpovídají provozně zjištěným hodnotám v rozmezí $\pm 2,5$ %. Měrná spotřeba paliva pro vytápění je v kapacitně menší porodně v Ivanovicích na Hané o 25,06 MJ.ks⁻¹, tj. o 5,3 % vyšší. Ve velkokapacitní porodně v Chebu byla zjištěna měrná spotřeba paliva o 38,7 MJ.ks⁻¹ nižší. Nižší spotřeba je v tomto případě dána zejména menším podílem ochlazovaných obvodových stěn a jejich dobrými tepelně-technickými vlastnostmi.

Z výsledků dále vyplývá výrazné snížení spotřeby tepla pro vytápění proti klasickému energetickému systému. Dosahuje 44,6 % při použití výměníku RVD A 10 a 61,8 % u výměníku ZV 3-030. Spotřeby elektrické energie pro pohon větracích ventilátorů se naopak vlivem vyšších tlakových ztrát a většího počtu ventilátorů zvyší 1,6krát u deskových výměníků RVD A 10 a 6,2krát u výměníků ZV 3-030.

Kóty vyznačené na obr. 2 ukazují celkové snížení spotřeby paliv a energie vůči klasickému energetickému systému. Maximálního snížení o 312,14 MJ.ks⁻¹ se dosáhne v energetickém systému s tepelným čerpadlem, ale měrná spotřeba elektrické energie činí více než desetinásobek spotřeby v klasickém energetickém systému.

Jak ukazují výsledky ekonomického hodnocení zpracované v tab. I, může být nárůst spotřeby elektrické energie limitujícím faktorem ekonomické efektivity energetického systému, zejména v případě snižování spotřeby relativně levného paliva.

Energetický systém s deskovými rekuperačními výměníky RVD A 10 se v tomto případě ukazuje jako ekonomicky přijatelný při řešení úspory hnědého uhlí i zemního plynu. Vedle příznivé ceny výměníku podporuje pozitivní výsledek i malý nárůst spotřeby elektrické energie pro větrání objektu.

Použití rekuperačních výměníků z gravitačních tepelných trubic ZV 3-030 je za daných podmínek ekonomicky výhodné při snižování spotřeby zemního plynu, nikoliv však hnědého uhlí. Finanční ztrátu za dobu životnosti výměníku 277,5 Kč.kotec⁻¹, dosaženou při snižování spotřeby hnědého uhlí, vytváří vyšší investiční náklady, nízká cena paliva a zejména výrazné zvýšení spotřeby elektrické energie větracích ventilátorů.

Výsledky ekonomického hodnocení energetického systému s tepelným čerpadlem potvrzují zkušenost získanou realizací v obytné a občanské výstavbě. Ani v tomto případě, při poměrně dlouhém topném období 250 i více dní v roce, není tepelné čerpadlo využívané pouze pro vytápění ekonomicky efektivní. Úspory paliva i snížení nákladů na mzdy (kotle na pevná paliva) jsou v podstatě eliminovány vysokými pořizovacími náklady a cenou elektrické energie pro pohon kompresoru.

LITERATURA

- ADAMOVS KÝ, R.: Výsledky sledování výskytu druhotných energetických zdrojů v agropotravinářském komplexu. Zeměd. Techn., 38, 1992 (6): 359–366.
- ADAMOVS KÝ, R. et al.: Stanovení energetické náročnosti vybraných objektů živočišné výroby. [Výzkumná zpráva.] Praha, Technická fakulta Vysoké školy zemědělské 1993.
- ADAMOVS KÝ, R. – LABOUTKA, K. – BEROUNSKÝ, V.: Otopné teplovodní podlahové panely. Zeměd. Techn., 32, 1986 (6): 303–311.
- HAS, S. – ADAMOVS KÝ, R.: Vliv netradičních energetických zařízení na vývoj spotřeby paliv a energie v zemědělství. Zeměd. Techn., 29, 1983 (6): 323–332.
- KÁRA, J. – HUTLA, P. – ADAMOVS KÝ, R.: Využití rekuperace pro zlepšení mikroklimatu v ustajovacích provozech. In: Sbor. mezinár. Konf. SAV Bratislava. Nitra, VÚŽV 1995.
- KOSEK, J. et al.: Návrh vývoje struktury a spotřeby paliva a energie v zemědělství. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělské techniky 1981.
- NETÍK, O.: Normativy spotřeby paliv a energie v zemědělství. Zeměd. Techn., 29, 1983 (6): 367–378.
- RIVA, G.: Utilization of renewable energy sources in agriculture and energy-saving technologies. Milano, Institute of Agricultural Engineering University 1992.

Došlo 2. 9. 1995

Kontaktní adresa:

Doc. Ing. Radomír A d a m o v s k ý, CSc., Česká zemědělská univerzita, Technická fakulta, Kamýčká 129, 165 21 Praha 6-Suchbát, Česká republika, tel.: 02/338 31 80, fax 0042/02/39 33 03

INFORMACE

Informace o kolokviu pořádaném Nadací Alexandra von Humboldta v Praze

Ve dnech 13. a 14. května 1996 se konalo v Institutu postgraduálního vzdělávání ve zdravotnictví v Praze Kolokvium Nadace Alexandra von Humboldta pro bývalé hostující vědecké pracovníky z Československé republiky ve Spolkové republice Německo a stipendisty-vědecké pracovníky Nadace Feodora-Lynena v České republice. Kolokvia se zúčastnilo celkem 191 bývalých stipendistů a čelní zástupci Humboldtovy nadace, tj. její prezident prof. Reimar Lüst, generální sekretář Dr. Manfred Osten a zastupující generální sekretář Dr. Dietrich Papenfuss.

Kolokvium zahájil 13. 5. v odpoledních hodinách generální sekretář Dr. Manfred Osten a uvítací projev přednesl prof. Dr. Ladislav Pelech, prezident Humboldtova klubu v České republice a zástupce velvyslance Spolkové republiky v České republice. Slavnostní projev přednesl prof. Dr. Reimar Lüst na téma „Základní výzkum a společnost“ a prof. Dr. Jiří Kejíř na téma „Kostnický koncil a Čechy“. Ve večerních hodinách byli účastníci hosty party, která byla pořádána velvyslancem SRN v ČR panem Dr. Antonem Rossbachem v Lobkovickém paláci. Další den proběhly v šesti sekcích odborné semináře na téma „Minulá a současná spolupráce českých a německých vědců jako významný integrační prvek dnešní a budoucí Evropy“. Jednalo se o tyto sekce: humanitní vědy, medicína/veterinární medicína, biologické vědy, chemie/farmacie, fyzika/matematika, vědy geologické/inženýrské. Úvodní přednášky, které přednesli přední němečtí vědeckí pracovníci, byly doplněny krátkými referáty bývalých stipendistů Humboldtovy nadace. V odpoledních hodinách proběhla diskuse o vědecké spolupráci mezi Českou republikou a Spolkovou republikou Německo se zřetelem na možnosti kontaktních programů Humboldtovy nadace a Goethe-Institutu. Ve večerních hodinách proběhla party na rozloučenou.

Význam kolokvia je nutné spatřovat v kladném hodnocení okolností, že se Humboldtova nadace ve složitém období totality v letech 1964 až 1989 zasloužila o vědecký růst mnoha českých vědeckých pracovníků v nejrozmanitějších vědních oborech, kteří na špičkových vědeckých pracovištích v SRN pobývali po dobu tří měsíců až dvou let. Od roku 1990 je možná daleko svobodnější výměna vědeckých styků mezi SRN a ČR. Ze strany bývalých stipendistů zaznělo velmi často kladné hodnocení a poděkování Humboldtově nadaci a SRN za umožnění vědeckých pobytů v SRN za velmi výhodných finančních podmínek, aniž by za poskytnutí stipendia byla požadována jakákoliv protislužba. Mnohým stipendistům pobyt v SRN umožnil vstup do mezinárodního vědeckého dění a mezinárodní vědecké kontakty. S politováním bylo konstatováno, že zejména v posledním období dochází ke snížení zájmu vědeckých pracovníků z České republiky o stipendijní pobyty, které jsou poskytovány Nadací Alexandra von Humboldta.

Čtěl bych proto zájemce o Humboldtovo stipendium seznámit s možnostmi udělení stipendia a s postupem, jak je získat. Humboldtova nadace poskytuje ročně 500 vědeckých stipendií pro dlouhodobý vědecký pobyt (6 až 12 měsíců) v SRN vysoce kvalifikovaným zahraničním vědeckým pracovníkům, kteří mají minimálně hodnost kandidáta věd či již nověji titul Dr. a kteří neprekročili věk 40 roků. Výběr uchazečů o Humboldtovo stipendium provádí Ústřední výběrová komise, která se skládá ze 100 významných německých pracovníků všech vědních oborů za předsednictví prezidenta Německé vědecké společnosti (Deutsche Forschungsgemeinschaft). Jedním výběrovým kritériem je vědecká kvalifikace. Neexistují kvóty pro země či vědní obory. Žádosti o stipendium mohou být podány u Humboldtovy nadace kdykoliv. Adresa nadace je:

Alexander von Humboldt-Stiftung (AvH)
Jean-Paul-Str. 12
D-53173 Bonn
Federal Republic of Germany
Tel.: 0228/8 33-0
Fax: 0228/833199

Nadace doporučuje uchazečům, aby si vyzvedli nejnovejší formuláře žádosti. Musí počítat také s tím, že posouzení žádosti trvá několik měsíců. Výběrová komise se schází třikrát ročně, a to zpravidla v březnu, červenci a listopadu. Žádosti s požadovanými doklady by měly být doručeny sekretariátu nejpozději pět měsíců před těmito termíny.

Pro přírodovědce a vědce technických disciplín, jakož i lékaře či veterináře není nezbytná znalost němčiny, postačuje dobrá znalost angličtiny. Od vědeckých pracovníků humanitních věd jsou však požadovány dobré znalosti němčiny. Humboldtova nadace financuje kursy němčiny jak pro stipendisty, tak i pro jejich manželky či manžele v SRN.

Výše stipendia závisí na věku a vědecké kvalifikaci a pohybuje se od 3 200 do 4 000 DM měsíčně (bez dalších srážek na daně). Kromě toho hradí nadace i cestovné, pokud není hrazeno mateřským pracovištěm či mateřskou zemí, příplatky pro rodinu, příplatky pro účast na konferencích apod. Stipendium se poskytuje nejméně pro období šesti a maximálně dvanácti měsíců. Ve zvláštních případech je možné studijní pobyt prodloužit. Během stipendijního pobytu může být část pobytu uskutečněna i na jiném vědeckém pracovišti v jiné evropské zemi, pokud to charakter vědecké práce vyžaduje.

Rozčlenění stipendistů podle odbornosti se mění rok od roku. Z celkového počtu 13 830 stipendistů, kteří přišli v letech 1953 až 1994 do Německa, bylo 62 % přírodovědců, 28 % odborníků humanitního zaměření a 10 % technických vědeckých pracovníků.

Stipendisté si mohou svobodně vybrat vědecké pracoviště, na kterém chtějí působit. Je proto nutné se nejdříve s vědeckým pracovištěm dohodnout na spolupráci a vědeckém projektu a teprve potom se ucházet o stipendium.

Prof. Ing. Václav Jakubec, DrSc.

Česká zemědělská univerzita, katedra genetiky a obecné zootechniky, Kamýcká 129, 165 21 Praha 6-Suchbát

POKYNY PRO AUTORY

Časopis uveřejňuje původní vědecké práce, krátká sdělení a výběrově i přehledné referáty, tzn. práce, jejichž podkladem je studium literatury a které shrnují nejnovější poznatky v dané oblasti. Práce jsou uveřejňovány v češtině, slovenštině nebo angličtině. Rukopisy musí být doplněny krátkým a rozšířeným souhrnem (včetně klíčových slov).

Autor je plně odpovědný za původnost práce a za její věcnou i formální správnost. K práci musí být přiloženo prohlášení autora o tom, že práce nebyla publikována jinde.

O uveřejnění práce rozhoduje redakční rada časopisu, a to se zřetelem k lektorským posudkům, vědeckému významu a přínosu a kvalitě práce.

Rozsah vědeckých prací nemá přesáhnout 15 stran psaných na stroji včetně tabulek, obrázků a grafů. V práci je nutné používat jednotky odpovídající soustavě měřových jednotek SI (ČSN 01 1300).

Vlastní úprava rukopisu má odpovídat státní normě ČSN 88 0220 (formát A4, 30 řádek na stránku, 60 úhozů na řádku, mezi řádky dvojitě mezery). K rukopisu je vhodné přiložit disketu s prací pořízenou na PC v některém textovém editoru, nejlépe v T602, a s grafickou dokumentací. Tabulky, grafy a fotografie se dodávají zvlášť, nepodlepují se. Na všechny přílohy musí být odkazy v textu.

Pokud autor používá v práci zkratky jakéhokoliv druhu, je nutné, aby byly alespoň jednou vysvětleny (vypsány), aby se předešlo omylům. V názvu práce a v souhrnu je vhodné zkratky nepoužívat.

Název práce (titul) nemá přesáhnout 85 úhozů. Jsou vyloučeny podtitulky článků.

Krátký souhrn (Abstrakt) je informačním výběrem obsahu a závěru článku, nikoliv však jeho pouhým popisem. Musí vyjádřit všechno podstatné, co je obsaženo ve vědecké práci, a má obsahovat základní číselné údaje včetně statistických hodnot. Musí obsahovat klíčová slova. Nemá překročit rozsah 170 slov. Je třeba, aby byl napsán celými větami, nikoliv heslovitě. Je uveřejňován a měl by být dodán ve stejném jazyce jako vědecká práce.

Rozšířený souhrn (Abstract) je uveřejňován v angličtině, měly by v něm být v rozsahu cca 1–2 strojopisných stran komentovány výsledky práce a uvedeny odkazy na tabulky a obrázky, popř. na nejdůležitější literární citace. Je vhodné jej (včetně názvu práce a klíčových slov) dodat v angličtině, popř. v češtině či slovenštině jako podklad pro překlad do angličtiny.

Úvod má obsahovat hlavní důvody, proč byla práce realizována a velmi stručnou formou má být popsán stav studované otázky.

Literární přehled má být krátký, je třeba uvádět pouze citace mající úzký vztah k problému.

Metoda se popisuje pouze tehdy, je-li původní, jinak postačuje citovat autora metody a uvádět jen případné odchylky. Ve stejné kapitole se popisuje také pokusný materiál.

Výsledky – při jejich popisu se k vyjádření kvantitativních hodnot dává přednost grafům před tabulkami. V tabulkách je třeba shrnout statistické hodnocení naměřených hodnot. Tato část by neměla obsahovat teoretické závěry ani dedukce, ale pouze faktické nálezy.

Diskuse obsahuje zhodnocení práce, diskutuje se o možných nedostatecích a práce se konfrontuje s výsledky dříve publikovanými (požaduje se citovat jen ty autory, jejichž práce mají k publikované práci bližší vztah). Je přípustné spojení v jednu kapitolu spolu s výsledky.

Literatura musí odpovídat státní normě ČSN 01 0197. Citace se řadí abecedně podle jména prvních autorů. Odkazy na literaturu v textu uvádějí jméno autora a rok vydání. Do seznamu se zařadí jen práce citované v textu. Na práce v seznamu literatury musí být odkaz v textu.

Na zvláštním listě uvádí autor plné jméno (i spoluautorů), akademické, vědecké a pedagogické tituly a podrobnou adresu pracoviště s PSČ, číslo telefonu a faxu, popř. e-mail.

INSTRUCTIONS FOR AUTHORS

Original scientific papers, short communications, and selectively reviews, that means papers based on the study of technical literature and reviewing recent knowledge in the given field, are published in this journal. Published papers are in Czech, Slovak or English. Each manuscript must contain a short and a longer summary (including the key words).

The author is fully responsible for the originality of his paper, for its subject and formal correctness. The author shall make a written declaration that his paper has not been published in any other information source.

The board of editors of this journal will decide on paper publication, with respect to expert opinions, scientific importance, contribution and quality of the paper.

The paper extent shall not exceed 15 typescript pages, including tables, figures and graphs.

Manuscript layout shall correspond to the State Standard ČSN 88 0220 (quarto, 30 lines per page, 60 strokes per line, double-spaced typescript). A PC diskette should be provided with the paper, written in an editor program, preferably T602, and with graphical documentation. Tables, figures and photos shall be enclosed separately. The text must contain references to all these annexes.

The title of the paper shall not exceed 85 strokes. Subtitles of the papers are not allowed either.

Abstract is an information selection of the contents and conclusions of the paper, it is not a mere description of the paper. It must present all substantial information contained in the paper. It shall not exceed 170 words. It shall be written in full sentences, not in form of keynotes, and comprise base numerical data including statistical data. It must contain key words. It should be submitted in English and if possible also in Czech or Slovak.

Introduction has to present the main reasons why the study was conducted, and the circumstances of the studied problems should be described in a very brief form.

Review of literature should be a short section, containing only literary citations with close relation to the treated problem.

Only original method shall be described, in other cases it is sufficient enough to cite the author of the used method and to mention modifications of this method. This section shall also contain a description of experimental material.

In the section **Results** figures and graphs should be used rather than tables for presentation of quantitative values. A statistical analysis of recorded values should be summarized in tables. This section should not contain either theoretical conclusions or deductions, but only factual data should be presented here.

Discussion contains an evaluation of the study, potential shortcomings are discussed, and the results of the study are confronted with previously published results (only those authors whose studies are in closer relation with the published paper should be cited). The sections Results and Discussion may be presented as one section only.

The citations are arranged alphabetically according to the surname of the first author. References in the text to these citations comprise the author's name and year of publication. Only the papers cited in the text of the study shall be included in the list of references. All citations shall be referred to in the text of the paper.

If any abbreviation is used in the paper, it is necessary to mention its full form at least once to avoid misunderstanding. The abbreviations should not be used in the title of the paper nor in the summary.

The author shall give his full name (and the names of other collaborators), academic, scientific and pedagogic titles, full address of his workplace and postal code, telephone and fax number or e-mail.

OBSAH – CONTENT

Brozman D.: Modelling deformation state of tractor engine by hybrid method – Určenie deformácií motora traktora hybridnou metódou.....	81
Mikleš M.: Computation method of load-size for the logging tractor tree-length log skidding – Metóda výpočtu veľkosti nákladu pre lesný kolesový ťahač	87
Janoško I.: Snímanie a monitorovanie spotreby paliva – Fuel consumption measuring and monitoring.....	93
Malenovský E., Sedlák P., Seknička M.: Kinetostatická analýza shrnovače píce SB-4H – Kinetostatic analysis of herbage rake SB-4H.....	99
Sedlák P., Bauer F.: Vyhodnocení energetických a výkonnostních parametrů souprav na zpracování půdy – Evaluation of energy and performance parameters of aggregates for soil cultivation	103
Rifai M. N., Žikla T., Mojžiš M.: Flame and mechanical cultivation for weed control – Ničenie buriny mechanickou kultiváciou a účinkom plameňa	109
Adamovský R.: Vliv zpětného využívání tepla větracího vzduchu ze stájí na měrné spotřeby energie – The effect of heat reutilization of ventilated air from stables on energy consumption.....	115
INFORMACE	
Jakubec V.: Informace o kolokviu pořádaném Nadací Alexandra von Humboldta v Praze	120