

2

VOLUME 44  
PRAHA 1998  
CS ISSN 0044-3883

ČESKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÝCH VĚD

Agricultural Engineering

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

ODDĚLKY  
NÁRODNÍHO ÚSTAVU  
ČESKÉ ZEMĚDĚLSKÉ  
PRAHA 1 - TECHNICKÁ

ÚSTAV ZEMĚDĚLSKÝCH A POTRAVINÁŘSKÝCH INFORMACÍ

Mezinárodní vědecký časopis vydávaný z pověření Ministerstva zemědělství České republiky a pod gestí České akademie zemědělských věd

An international journal published under the authorization by the Ministry of Agriculture and under the direction of the Czech Academy of Agricultural Sciences

## Redakční rada – Editorial Board

### Předseda – Chairman

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (Praha, ČR)

### Členové – Members

Prof. 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. (Státna skúšobňa poľnohospodárskych a lesných strojov, Rovinka, SR)

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

Doc. Ing. František Ptáček, CSc. (AGROTEC, Hustopeče, 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 44 vychází v roce 1998.

**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.: 02/24 25 79 39, fax: 02/24 25 39 38, e-mail: editor@login.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 1998 je 224 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 44 appearing in 1998.

**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.: 02/24 25 79 39, fax: 02/24 25 39 38, e-mail: editor@login.cz. The day the manuscript reaches the editor for the first time is given upon publication as the date of reception.

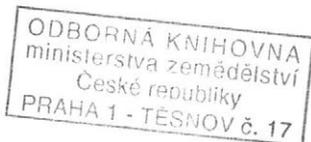
**Subscription information:** Subscription orders can be entered only by calendar year (January–December) and should be sent to: Institute of Agricultural and Food Information, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Subscription price for 1998 is 56 USD (Europe), 58 USD (overseas).

# ADVANCED IDENTIFICATION OF TRACTOR ENGINE FINITE ELEMENT MODEL

## POKROČILÁ IDENTIFIKÁCIA MKP MODELU TRAKTOROVÉHO MOTORA

D. Brozman

*Slovak University of Agriculture, Nitra, Slovak Republic*



**ABSTRACT:** The procedure of the identification of FE tractor engine model and the results of modelling the cylinder liner misalignment are presented in this paper. The new identification procedure is based on non-contact optical tensometry, which enables the evaluation of a displacement in real time with precision to 0.5  $\mu\text{m}$ . This procedure which utilises electronic speckle interferometry, has several advantages compared to the method of identification using a model with the aid of holographic interferometry used in the previous models, which is time-consuming and technically complicated. The determination of deformation and displacement in a plane of the cylinder liner in the range of  $10^{-3}$ – $10^{-2}$  mm, show the increase of stiffness of the engine block of the new ecological tractor engine UR-IV M2 as against the 6-cylinder model UR-IV.

tractor engine; modelling; speckle interferometry; finite element analysis

**ABSTRAKT:** V článku je popísaný postup identifikácie MKP modelu motora traktora a výsledky modelovania vyosenia vložiek valcov. Nový identifikačný postup je založený na bezkontaktnéj optickej tenzometrii, ktorá umožňuje vyhodnotenie posunutí v reálnom čase s presnosťou až na 0.5  $\mu\text{m}$ . Takýto postup využívajúci elektronickú speckle interferometriu má niekoľko výhod v porovnaní so spôsobom identifikovania modelu pomocou holografickej interferometrie, ktorý bol použitý pri predchádzajúcich modeloch a bol časovo a technicky náročný. Určenie deformácií a posunutí osí vložiek valcov v rozmedzí  $10^{-3}$ – $10^{-2}$  mm poukazuje na zvýšenie tuhosti kľukovej skrine nového ekologického traktorového motora UR-IV M2 oproti predchádzajúcemu šesťvalcovému modelu UR-IV.

motor traktora; modelovanie; metóda konečných prvkov; speckle interferometria

### INTRODUCTION

Technical advancement in agricultural technology and associated fields are mainly reflected in the development and testing of machines and their parts. The new development tendency, constantly often requires the manifestation of the use of precise and highly sensitive measuring and computer modelling methods, for the analysis of strength, reliability, and also access to new interdisciplinary research. This type of experimental method also includes laser measurement methods, concretely holographic and speckle interferometry (Vest, 1979). In the case of computer modelling, the universal and most often used method of finite element analysis (FEA), enables the solving of general algorithms in a wide field of physical and technical problems (Spirakos, 1993). At the present, there are several ranges of computer modelling packages, certified under the international standards ISO 9001 (ANSYS, 1996), which are directly recommended for developing and testing parts.

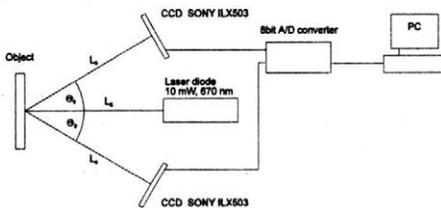
As it is known, a critical phase in computer modelling is the determination of boundary conditions. This

seems to be the major problem during development of the suggested ecological tractor engine type, UR-IV M2, when it was necessary to solve the problem on determination of cylinder liner misalignment as consequence of mounted loads. In the previous 6-cylinder UR-IV engine type, this problem was solved by combining holographic interferometry (HI) and computer modelling with finite element analysis (Brozman, 1996). The HI method is experimentally, materially, and time-consuming as in the measurement phase, and also during the interferogram evaluation (the measurements presented in Brozman (1996) lasted 18 hours without leaving the laboratory, for technical reasons of achieving one series). The development of an ecological engine mainly lays emphasis on production precision, that is on the minimum deformation of the cylinders during the completion of the engine. The better the possibility of achieving this, the better the working harmonization of the piston rings-cylinder liner, resulting in the reduction of oil consumption and finally the consequential minimum quantity of hardened parts in the exhaust pipe. The conditions for the repetition of deformation measurements in the internal surface of cyl-

inder liners of new prototype motors and their computer modelling, was created. For the given reasons of complicity and time consumption, the use of the experimental method for identification of the computer model (supplemental model for aiding measurement) is not advantageous. Therefore, it was necessary to replace it by the method of optical tensometry. Also, it was for the reasons of increasing the precision of modelling using the volume engine model, not a shell-like structure, as it was used in the previous work.

## METHODS

Based on the experience gained from the previous physical and computer experiments, it was enough to take measurements of the engine only in several locations in the region of the cylinder liners and their internal surface. For this kind of range, the measurement used an undispersed laser beam, which on striking the surface of the following object, is diffractively dispersed and creates interference in the consequential incidence, i.e. the speckle effect in the form of dispersed light traces (speckles) in space. This speckle field moves and changes with the surface of the object on which it disperses on according to a specific statistical dependence. By determining movements in the speckle field, it is possible to determine movements on the surface, hence deformations on the object. There are several experimental methods that were written by a number of authors in the seventies and eighties (Jakeman, 1975; Takai, Asakura, 1983). For high precision and sensitivity, and at the same time the relative simplicity of the experiment, modified optical speckle tensometry was used, this was described in its practical form in Yamaguchi (1980). The principle of the experimental arrangement is shown in Fig. 1.



1. Experimental scheme of the optical speckle tensometry

After the sensing of the intensity distribution in the speckle field with line CCD sensor, then the signals were stored as references. During a surface change (movement, deformation), the intensity distribution is again measured and the calculation of the cross-correlation function realised. The maximum cross-correlation function moves against the autocorrelation function of the reference signal about a specific value  $\Delta A_x$ ,

which is as a result of movement in the speckle field. This movement corresponds to the movement in the investigating object depending on the geometry of the measuring arrangement according to the relationship in Brozman (1992).

$$\Delta A_x = \Delta a_x \cdot \left( \frac{L_o \cdot \cos^2 \Theta_s}{L_s \cdot \cos \Theta_o} + \cos \Theta_o \right) \quad (1)$$

where:  $\Delta A_x$  – the moved speck structure  
 $\Delta a_x$  – the moved point on the object surface  
 $\Theta_s, \Theta_o$  – the angles of the direction of lighting and sensing  
 $L_s, L_o$  – the distances of the source and sensor

Apart from the displacement value, it is also possible to determine the direction of movement from the direction of movement of the cross-correlation maximum, and with the joining of a differential sensor (Fig. 1), also directly evaluate the quantity of strain. With this method, it is possible to measure movements within the range of 0.5  $\mu\text{m}$  to 0.5 mm at relatively high precisions depending on the geometry of sensing and lighting, number of sensor pixels and method of estimating the correlation coefficient. The calculation of the correlation function was made with respect to obtaining a higher precision using the direct method (not for example the quick backward Fourier transformation), which is of course the most intensive as per calculation time. Therefore, the binary signal was used for the trial calculation which has the same results (maximum position) of high contrasting speckle structure and its calculation is several times faster. The signals from the CCD sensors,  $S_1(i)$  and  $S_2(i)$  ( $i = 1, \dots, N$ ,  $N$  is the number of sensory elements in the CCD detector), were converted into binary form using the relationship:

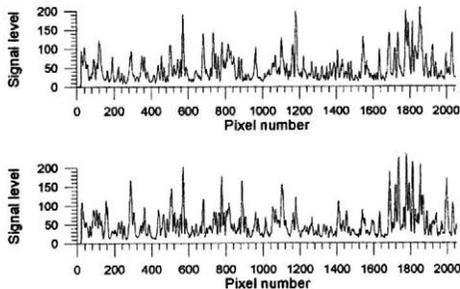
$$B_{1,2}(j) = \begin{cases} 1 & \text{if } \sum_{i=1}^N S_{1,2}(i) \geq \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_{1,2}(i) \\ -1 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (2)$$

and the bipolar correlation function had the form

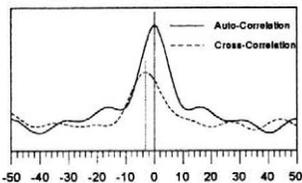
$$B_{1,2}(j) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N B_1(i) \cdot B_2(i+j) \quad (3)$$

Examples of signals from the CCD sensors and calculation of the cross-correlation function are shown in Figs. 2 and 3.

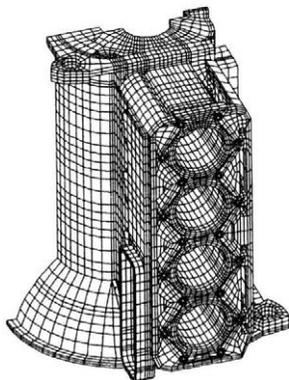
Since the precision of the estimated correlation function depends on the number of readings (data), and also a high number of readings increases the calculation, the CCD SONY line sensor was chosen as the optimal, having 2 048 sensing elements, each with a dimension of  $13 \mu\text{m} \times 13 \mu\text{m}$ . A miniature laser diode with an output power of 10 mW and wave length of 670 nm was used as the laser source. A two channel interface with a standard 8 bit signal and data reading time from the CCD sensors of 2 ms, was developed for connecting the CCD sensors to the computer. The system was also equipped with a memory stabilizer and micro-processor which enabled the changing of the sensors sensitivity, more recording capacity and superposition signals. With these equipments and method, the signal can be



2. Signal from the CCD line sensor showing the intensity distribution before and after the object movement



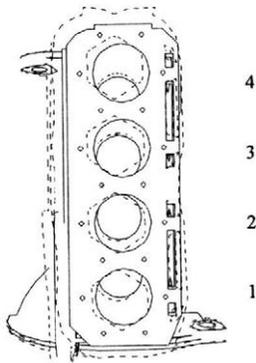
3. The movement of the maximum cross-correlation function with respect to the object movement



4. Model of the engine block divided into 12,000 element volumes

read and processed in the period of two seconds, which is possibly to consider for real time measurements.

The model of the engine was created using the FEM programming package LUSAS. In order to achieve a high precision, it was possible to create the volume model (FEA, Ltd, 1993a), which is several times more intensive in calculating than the shell-like structure model used in the previous modelling etap. The model was created from 6-walled, 20 node elements HX20 (FEA, Ltd, 1993b). The cylinder liners were modelled with manufacturers given tolerances and fitted into

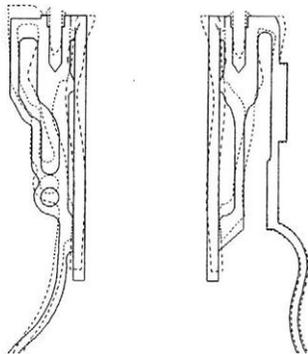


5. Computer model of the engine block deformation (dotted lines) with respect to its original unloaded state (full lines)

crankcase with defined contact conditions. The mounting of the cylinder heads was simulated with pressure on a bearing surface of the crankcase and with force applied in the threaded hole of the tie bolts. The calculations were repeated during identification when the boundary conditions changed such that most of the results of the calculation would agree with the measurements. This was achieved with the model consisting of 3200 elements. Finally, the calculation in the identified model was achieved by dividing the model into 12,000 elements (Fig. 4). Non-linear analysis was used which lasted approximately for about 1 hour for the preliminary model and 29 hours for the final model, done on the computer with Pentium processor 150MHz, 48MB RAM, 512kB Cache.

## RESULTS AND DISCUSSION

Identification was achieved on two random points in the front and rear edges of cylinder liners, on a cylinder located at the edge and inside of the engine block. The measured value of movements during identification of the computer experiments coincided with the calculated model to 8% tolerance, which was as a result of errors in the measurement. The whole aim of the hybrid method was to determine cylinder liners disalignment using the values obtained from the computer deformation model of the cylinder liner surface. This was achieved by fitting the curve of the cubic spline function through the centre of gravity of five sections along the axis of the cylinder liner. This created curve represented the deformation of the axis of the cylinder liner (Fig. 6). The absolute value of the vectors of the moved axis in relation to the position along the axis, is indicated in the graph. From the graph, it is obvious that crossing and misalignment occurs in the cylinders located on the edge, and deformation and misalignment in the axis of the cylinders located at the centre, without any explicit crossing. The most axis crossing was created in liner 1 (numbered as shown in Fig. 5), and the most moved axis was in liner 4. The axis in cylinder 2 and 3 shows a very similar shape and movement val-

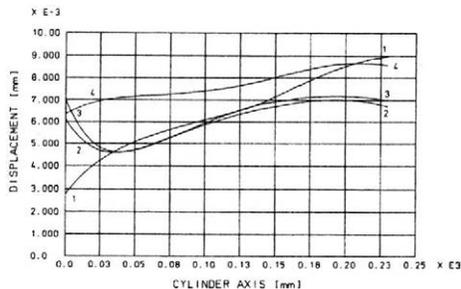


6. A cross-section of the cut section of the cylinder showing the deformation of the engine block and cylinder liner (dotted lines)

ues. It is possible to observe this fact partly and also with the calculated model (Fig. 5), where the outline of deformation of the engine block is drawn. From the misalignment of the rear diameter, the determined symmetry is seen, which was also observed in the preceding model of the 6-cylinder engine (Broznan, 1996). Generally, the highest values of the shift values in the rear parts of the cylinder liner were probably as a result of the rear diameter being free (the location of the cylinder liner is at a distance of 180 mm from the rear dimension).

## CONCLUSION

The aim of this work was to determine the deformation of the axis of cylinder liners using a model with increased elements, hence increasing the precision of modelling in accordance with the international standard ISO 9001. The effort of high precision modelling is significant only by using precise determined boundary conditions, which were determined backwardly by the identification experiment in this work. The experiment was designed and worked upon with the aim of determining measurements in real time and increase its simplicity in such a way that it was possible to determine measurements, also away from the laboratory, while maintaining the conditions of non-contact. The results of this hybrid method showed the increase of stiffness in the engine block of a tractor, as against the previous version. The deformation of the whole engine block is of course similar to the deformation of the 6-cylinder engine version, which was modelled and measured in



7. The shape and misalignment of axis of the cylinder liners as a result of mounting (loading) the cylinder head. The curve numbers represents the numbered cylinders in Fig. 5

the preceding stage of this project. Based on the given results, the subject of further construction adjustments is to minimise the deformation of all the cylinders, which will then fulfill the most rigorous ecological conditions required from an engine in operation.

## Acknowledgements

The author wishes to thank Prof. J. Jech of Department of Machinery and Production System at the University of Agriculture in Nitra for his invaluable help in experimental equipment. He also thanks the Slovak Scientific Grant Agency for financial support.

## REFERENCES

- ANSYS, Inc.: ANSYS News, 1996 (2).
- BROZMAN, D.: JMO. 1992 (1-2): 17-19.
- BROZMAN, D.: Agric. Engin. 42, 1996 (3): 81-86.
- FEA, Ltd.: LUSAS Theory Manual. Kingston Upon Thames, 1993a.
- FEA, Ltd.: LUSAS Element Library. Kingston Upon Thames, 1993b.
- JAKEMAN, E.: J. Physics A, 1975 (8): 28.
- SPIRAKOS, A.: Finite Element Modeling. New York, J. Wiley & Sons 1993.
- TAKAI, N. - ASAKURA, T.: Applied Optics, 22, 1983 (22): 3514-3520.
- VEST, Ch. M.: Holographic Interferometry. New York, J. Wiley & Sons 1979.
- YAMAGUCHI, I.: Jap. J. of Appl. Phys., 19, 1980 (3): 133-136.

Received on August 8, 1997

Contact Address:

Assoc. Prof. Dr. Dušan Broznan, Department of Physics, Slovak University of Agriculture, Tr. A. Hlinku 2, 949 76 Nitra, Slovak Republic, Tel.: 00421 (0)876 01, ext. 759, Fax: 00421 (0)87 41 70 03, Internet: broznan@uniag.sk

# MATEMATICKÝ MODEL TRAKTORA Z-12145 S DIFERENCIÁLNOU HYDROSTATICKOU PREVODOVKOU

## MATHEMATICAL MODEL OF TRACTOR WITH DIFFERENTIAL HYDROSTATIC TRANSMISSION

I. Petranský, Š. Drabant, A. Žikla, M. Mancovič

*Slovak University of Agriculture, Nitra, Slovak Republic*

**ABSTRACT:** This article covers the mathematical description of the transmission system of an agricultural tractor (ZETOR type 12145), with hydrostatic pump-motor unit and a single differential planetary gear on the P.T.O. The various systems are identified and described as a part of the mathematical model. The result of this description is a non-linear mathematical model which is used both for the design and the functional testing of the control system. This model can also be used for calculating of the gearbox parameters and the drawbar pull characteristics of an agricultural tractor with hydrostatic transmission system.

hydrostatic gearbox; mathematical model; drawbar pull characteristics

**ABSTRACT:** V článku je uvedený matematický popis transmie s hydrostatickou prevodovkou a s diferenciálom na výstupe. Transmisia bola navrhnutá pre poľnohospodársky traktor ZETOR Z 12145. Súčasťou matematického popisu je identifikácia jednotlivých agregátov. Výsledkom popisu je nelineárny matematický model slúžiaci k návrhu a funkčnému overeniu regulácie. Tento model zároveň slúži aj k výpočtu parametrov prevodovky a fahových charakteristík poľnohospodárskeho traktora s hydrostatickým transmisným systémom.

hydrostatická prevodovka; matematický model; fahová charakteristika

### ÚVOD

Transmisia poľnohospodárskeho traktora patrí k tým základným uzlom, ktoré rozhodujúcou mierou určujú úžitkové vlastnosti vozidla. Medzi progresívne prvky, agregáty a riešenia, ktoré boli úspešne zvládnuté za posledné obdobie, patria okrem iného aj pozitívne výsledky s kombinovanými transmisnými systémami na báze vetvenia výkonu. To poukazuje na možnosť takého zlepšenia účinnosti hydrostatickej transmie, ktorá v previazaní aj s reguláciou na minimálnu spotrebu paliva sa stáva vážnym konkurentom transmisného systému štandardného poľnohospodárskeho traktora.

Uvedené fakty dali podnet k vypracovaniu rozboru aplikácie transmie pre poľnohospodársky traktor na báze kombinovaného prevodu s hydrostatickou prevodovkou s planétovým diferenciálom na výstupe a s vonkajším vetvením výkonu.

### MATERIÁL A METÓDA

Na tento účel bol vybraný poľnohospodársky traktor Z 12145 (85 kW) ťažkého radu UR11 B. Ako hydrostatická prevodovka (HSP) bola použitá kompaktná hydrostatická prevodovka HP-90R-+90R32K, ktorej kinematická schéma s pracovným označením PT-85 je na

obr. 1. Smery tokov výkonu a otáčok sú znázornené na obr. 2.

Pri kinematickom vyšetrení jednoduchého planétového diferenciálu vychádzame z Willisovej metódy (Orshanský et al., 1987). Kinematickú väzbu medzi uhlovými rýchlosťami pohyblivých členov môžeme vyjadriť takto:

$$\frac{\omega_{pr}}{\omega_{qr}} = \frac{\omega_p - \omega_r}{\omega_q - \omega_r} = i_{pq}^r = i_v = K \quad (1)$$

V prípade, že uhlová rýchlosť unášača  $\omega_r = 0$ , potom rovnicu (1) môžeme napísať v tvare:

$$K = \frac{\omega_p}{\omega_q} = \frac{z_q}{z_p} \quad (2)$$

Keď vychádzame z Willisovej metódy, rovnicu (1) možno rozpísať do takéhoto tvaru:

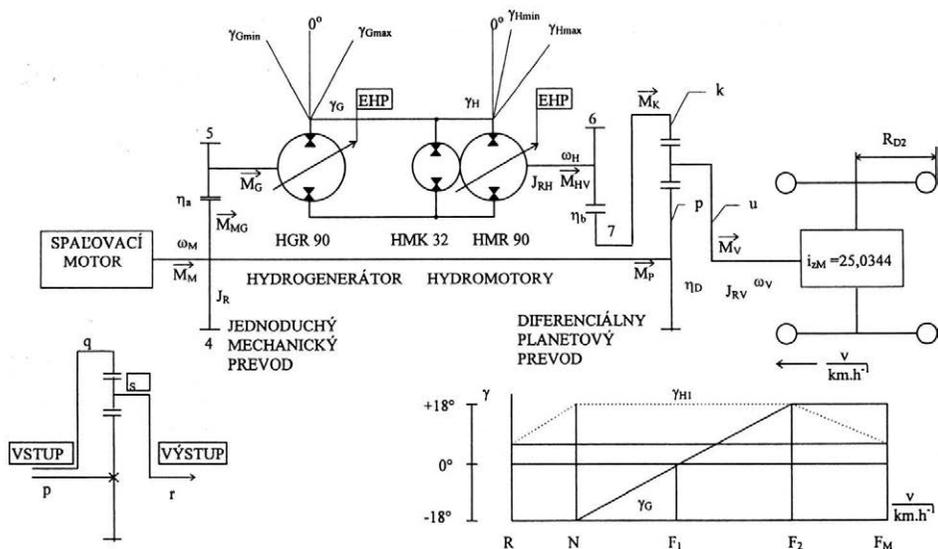
$$\omega_p - K \cdot \omega_q + (K - 1) \cdot \omega_r = 0 \quad (3)$$

Pre prevod hydrostatickej prevodovky HP-90R-+90R32K možno odvodiť a zovšeobecniť vzťah:

$$i_{HS} = \frac{V_G \cdot \beta_G \cdot \eta_{OG}^{XG}}{V_{H1} \cdot \beta_{H1} \cdot \eta_{OH1}^{XH} + V_H \cdot \eta_{OH}^{XH}} \quad (4)$$

kde:

$$XG = -sgn(\omega_G \cdot \gamma_G \cdot \Delta p); \quad XH = -sgn(\omega_H \cdot \gamma_H \cdot \Delta p) \quad (5)$$



1. Kinematická schéma diferenciálnej hydrostatickej prevodovky – Kinematic diagram of differential hydrostatic gearbox

EHP – elektrohydraulický prevodník – hydrostatic converter  
 spaľovací motor – combustion engine  
 hydromotory – hydroengins  
 hydrogenerátor – hydrogenerator  
 jednoduchý mechanický prevod – simple mechanical gear  
 diferenciálny planetový prevod – differential planet gear  
 vstup – inlet  
 výstup – outlet

$$\beta_G = \frac{tg\gamma_G}{tg\gamma_{Gmax}}; \beta_H = \frac{tg\gamma_H}{tg\gamma_{Hmax}} \quad (6)$$

Pre uhlovú rýchlosť  $\omega_r$  platí:

$$\omega_r = \frac{\omega_M - K \cdot \omega_M \cdot a^{-1} \cdot b^{-1} \cdot i_{HS}}{1 - K} \quad (7)$$

Pre prípad, že koronové koleso stojí, t.j.  $\gamma_G = 0^\circ$  a  $\gamma_H = +18^\circ$ ,  $\omega_q = 0$  (bod  $F_1$  na obr. 1 vpravo dole), platí:

$$\omega_r = \frac{\omega_p}{1 - K} \quad (8)$$

Uhlovú rýchlosť  $\omega_k$  na zadných kolesách vypočítame zo vzťahu:

$$\omega_k = \frac{\omega_r}{i_{ZM}} \quad (9)$$

Teoretickú rýchlosť traktora určíme zo vzťahu:

$$v_t = \frac{R_{D2} \cdot \omega_r}{i_{ZM}} \quad (10)$$

V oblasti  $\gamma_G = -18^\circ$  až  $0^\circ$  a  $\gamma_H = +18^\circ$  dochádza k cirkulácii výkonu; z hydrogenerátora sa stáva hydromotor a z hydromotora hydrogenerátor. V oblasti  $\gamma_G =$

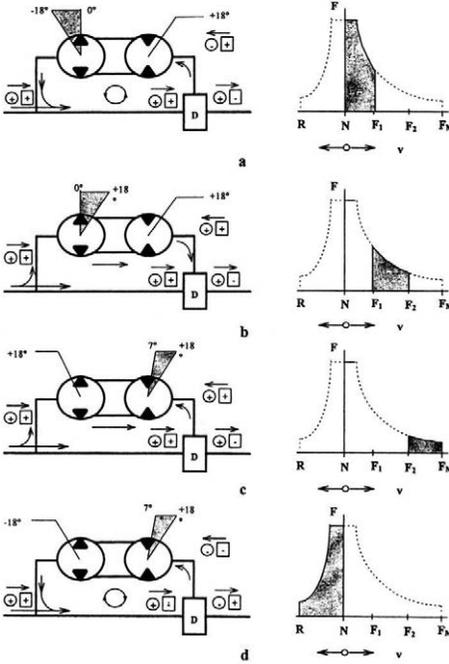
$0^\circ$  až  $+18^\circ$  a  $\gamma_H = +18^\circ$  až  $+7^\circ$  dochádza k vetveniu výkonu. Podľa zmyslu rotácie rozlišujeme tieto prípady:

- prípád:  $i_{HS} < 0 \Rightarrow \omega_H > 0$ ;  $\omega_q < 0$   
 Zo znamienok uhlových rýchlostí a momentov vyplýva, že v hydrostatickej vetve tečie cirkulačný výkon. Hydromotor pracuje ako hydrogenerátor a hydrogenerátor pracuje ako hydromotor.  
 $M_H > 0 \Rightarrow$  záporný výkon
- prípád:  $i_{HS} > 0 \Rightarrow \omega_H < 0$ ;  $\omega_q > 0$   
 Zo znamienok uhlových rýchlostí a momentov vyplýva, že v diferenciálnej hydrostatickej prevodovke (DHSP) dochádza k vetveniu výkonu. Hydrogenerátor pracuje ako hydrogenerátor a hydromotor pracuje ako hydromotor.  
 $M_H < 0 \Rightarrow$  kladný výkon
- prípád:  $i_{HS} < 0 \Rightarrow \omega_H > 0$ ;  $\omega_q < 0$ ; Reverz  
 $M_H < 0 \Rightarrow$  záporný výkon

Pre výstupný krútiaci moment z DHSP platí:

$$M_r = \frac{M_M \cdot \eta_D \cdot (1 - K)}{1 - K \cdot a^{-1} \cdot b^{-1} \cdot i_{HS} \cdot \eta_a \cdot \eta_b \cdot \eta_D \cdot \eta_{HS}^{xG}} \quad (11)$$

a tlak v HSP je daný vzťahom:



2. Smery tokov výkonov a otáčok pri jednotlivých režimoch diferenciálnej hydrostatickej prevodovky – Directions of flows of outputs and revolutions at various regimes of differential hydrostatic gear

$$\Delta p = \frac{2\pi}{V_G \cdot \beta_G} \cdot \frac{M_M \cdot K \cdot b^{-1} \cdot i_{HS} \cdot \eta_b \cdot \eta_D \cdot \eta_{HS}^{XG}}{1 - K \cdot a^{-1} \cdot b^{-1} \cdot i_{HS} \cdot \eta_a \cdot \eta_b \cdot \eta_D \cdot \eta_{HS}^{XG}} \quad (12)$$

Ťahovú silu traktora určíme zo vzťahu:

$$F_t = \frac{M_r \cdot i_{ZM} \cdot \eta_{ZM}}{R_{D2}} - F_v \quad (13)$$

Vyššie popísané matematické vzťahy tvoria základ pre návrh regulačného systému traktora, avšak nie sú postačujúce. Okrem matematického popisu prevodovky je treba vyjadriť moment na vstupe minimálne ako funkciu otáčok a pre združenú reguláciu motor-prevodovka ako funkciu otáčok a spotreby paliva. Taktiež je potrebné vyjadriť stratové momenty a prietoky hydrogenerátora a hydromotora. Sú to trojparametrické funkcie a majú vplyv na celkovú účinnosť i na priebeh tlaku.

Pomocou nelineárneho matematického modelu, odvodeného z pohybových rovníc, možno okrem návrhu a overenia regulačného systému vypočítať aj parametre DHSP ako ustálené stavy pre zadané zatažovacie momenty, vstupný výkon a žiadané otáčky vznetového motora.

Pohybová rovnica uhlovej rýchlosti vstupného hriadeľa je daná vzťahom:

$$\omega_A = \frac{B \cdot F + D \cdot C}{D \cdot A - B^2} \quad (14)$$

Pohybová rovnica uhlovej rýchlosti výstupného hriadeľa je daná vzťahom:

$$\omega_r = \frac{A \cdot F + C \cdot B}{D \cdot A - B^2} \quad (15)$$

kde:

$$A = I_{RA} + I_{RH} \cdot \frac{z_7}{z_6} \cdot \frac{z_p}{z_q} \cdot \eta_b \quad (16)$$

$$B = I_{RH} \cdot \frac{z_7}{z_6} \cdot \frac{z_p}{z_q} \cdot \frac{z_p + z_q}{z_q} \cdot \eta_b \cdot \eta_D \quad (17)$$

$$C = M_A - \frac{z_4}{z_5} \cdot M_G \cdot \eta_a - M_{HV} \cdot \frac{z_7}{z_6} \cdot \frac{z_p}{z_q} \cdot \eta_b \quad (18)$$

$$D = I_{RV} + I_{RH} \cdot \frac{z_7}{z_6} \cdot \left( \frac{z_p + z_q}{z_q} \right)^2 \cdot \eta_b \cdot \eta_D \quad (19)$$

$$F = M_H \cdot \frac{z_7}{z_6} \cdot \left( \frac{z_p + z_q}{z_q} \right)^2 \cdot \eta_b \cdot \eta_D - M_Z \quad (20)$$

Pričom  $A, B, D$  sú dynamické členy.

Rovnica zmeny pracovného tlaku v HSP má tvar:

$$\frac{d\Delta p}{dt} = \frac{E_{KV}}{V_H} \cdot [Q_G - Q_{H1} - Q_H - Q_{PV}] \quad (21)$$

Pričom:

$$Q_G = \frac{V_{Gmax}}{2\pi \cdot t\gamma_{Gmax}} \cdot t\gamma_G \cdot \omega_G - Q_{SG} \cdot \text{sgn}(\Delta p) \quad (22)$$

$$Q_{H1} = \frac{V_{H1max}}{2\pi \cdot t\gamma_{H1max}} \cdot t\gamma_{H1} \cdot \omega_{H1} - Q_{SH1} \cdot \text{sgn}(\Delta p) \quad (23)$$

$$Q_H = \frac{V_{Hmax}}{2\pi} \cdot \omega_H - Q_{SH} \cdot \text{sgn}(\Delta p) \quad (24)$$

$$\text{sgn}(\Delta p) = 1 \text{ pre } \Delta p \geq 0 \quad (25)$$

$$\text{sgn}(\Delta p) = -1 \text{ pre } \Delta p < 0 \quad (26)$$

$$Q_{PV} = K_{PV} \cdot (\Delta p - p_{PV} \cdot \text{sgn}(\Delta p) \cdot p_{PV}) \text{ pre } |\Delta p| > 0 \quad (27)$$

$$Q_{PV} = 0 \text{ pre } |\Delta p| \leq 0 \quad (28)$$

$$\omega_{HV} = \omega_{H1} = \omega_H \quad (29)$$

Pohybová rovnica opornej dosky hydrogenerátora a hydromotora:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\gamma_G}{dt} &= K_G \cdot x_p \\ \frac{d\gamma_{H1}}{dt} &= -K_H \cdot x_p \end{aligned} \right\} \text{pre } (\gamma_{H1} < \gamma_{Hmax}) \wedge (x_p < 0) \quad (30)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\gamma_G}{dt} &= 0 \\ \frac{d\gamma_{H1}}{dt} &= -K_H \cdot x_p \end{aligned} \right\} \text{pre } (\gamma_G \geq \gamma_{Gmax}) \wedge \left( \frac{\omega_A}{\omega_V} \leq K_p \right) \wedge (x_p > 0) \text{ pre } (\gamma_G \leq \gamma_{Gmax}) \wedge (x_p > 0) \quad (31)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\gamma_G}{dt} &= K_G \cdot x_p \\ \frac{d\gamma_{H1}}{dt} &= 0 \end{aligned} \right\} \text{pre ostatné prípady} \quad (32)$$

Zároveň platí:

$$\frac{d\gamma_G}{dt} = 0 \quad \text{pre } [(\gamma_G \geq \gamma_{Gmax}) \wedge (\gamma_G \cdot x_p > 0)] \quad (33)$$

$$\frac{d\gamma_{H1}}{dt} = -K_H \cdot x_p \quad \text{pre } [(\gamma_{H1} \leq \gamma_{H1max}) \wedge (\gamma_{H1} \cdot x_p > 0)] \quad (34)$$

a pre  $[(\gamma_{H1} \geq \gamma_{H1max}) \wedge (\gamma_{H1} \cdot x_p > 0)]$

Pohybová rovnica elektrohydraulického prevodníka (EHP), ktorým je riadená doska hydrostatického prevodníka:

$$\frac{dx_s}{dt} = \frac{y_R - x_s}{T_1} \quad (35)$$

kde:

$$y_R = K_R \cdot [(\omega_M - \omega_{MZ}) + T_D \cdot \omega_M] \quad (36)$$

Nelineárne diferenciálne rovnice 1. rádu (14), (15), (21), (30), (31), (32), (33), (34), (35), (36) predstavujú matematický model sústavy DHSP. Sústavu týchto rovníc sme pre konkrétne podmienky riešili numericky na personálnom počítači.

Pre výpočet ťahových charakteristík so zahrnutím preklzov podľa štandardných podmienok pre strnisko, orači-

nu a betón boli použité vzťahy a postupy, ktoré uviedli Grečenko (1963) a Mancovič et al. (1988).

## VÝSLEDKY A VYHODNOTENIE

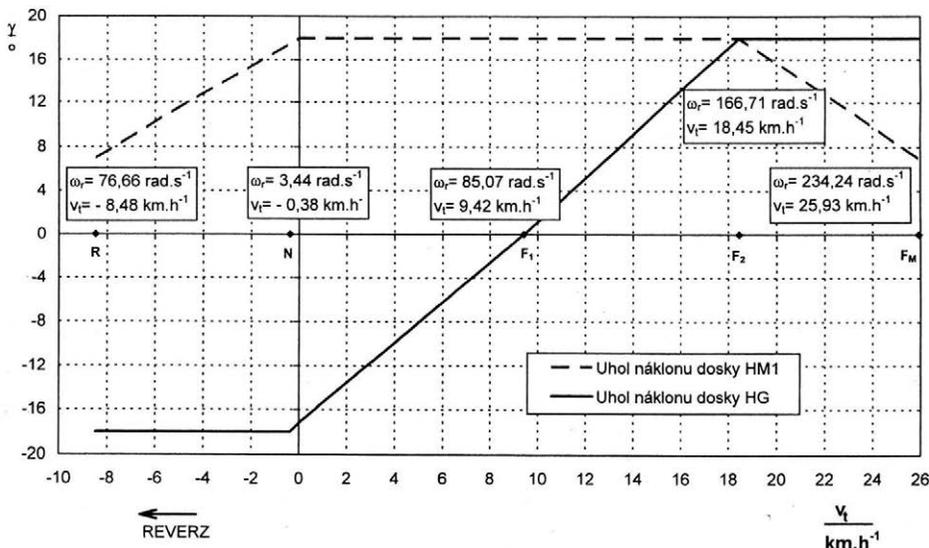
Pomocou uvedeného matematického modelu boli vypočítané v ustálených stavoch rýchlosti, momenty a ťaky v DHSP pri konštantných hodnotách zafazovacieho momentu, účinnosť, výkon na výstupe z prevodovky a hnacia sila bez uvádzania preklzov.

Na obr. 3 sú znázornené vypočítané priebehy uholu náklonu dosky hydrogenerátora  $\gamma_G$  a hydromotora  $\gamma_{H1}$  v závislosti od teoretickej rýchlosti traktora. Na obr. 4 je kompletná statická charakteristika DHSP ako funkcia rýchlosti traktora Z 12145 so zahrnutím strát v prevodovke pre vstupný výkon 85 kW a otáčky 2 200 min<sup>-1</sup>.

Do výpočtového programu boli ďalej zahrnuté preklzy a valivé odpory pre traktor so štyrmi hnacími kolesami (Dorey, Vaughan, 1988). Na obr. 5 sú uvedené vypočítané ťahové charakteristiky traktora ZETOR Z 12145 s DHSP na strnisku, oračine a betóne.

Koncepcia riešenia traktora s DHSP bola nasmerovaná na skĺbenie dvoch progresívnych riešení, a to na:

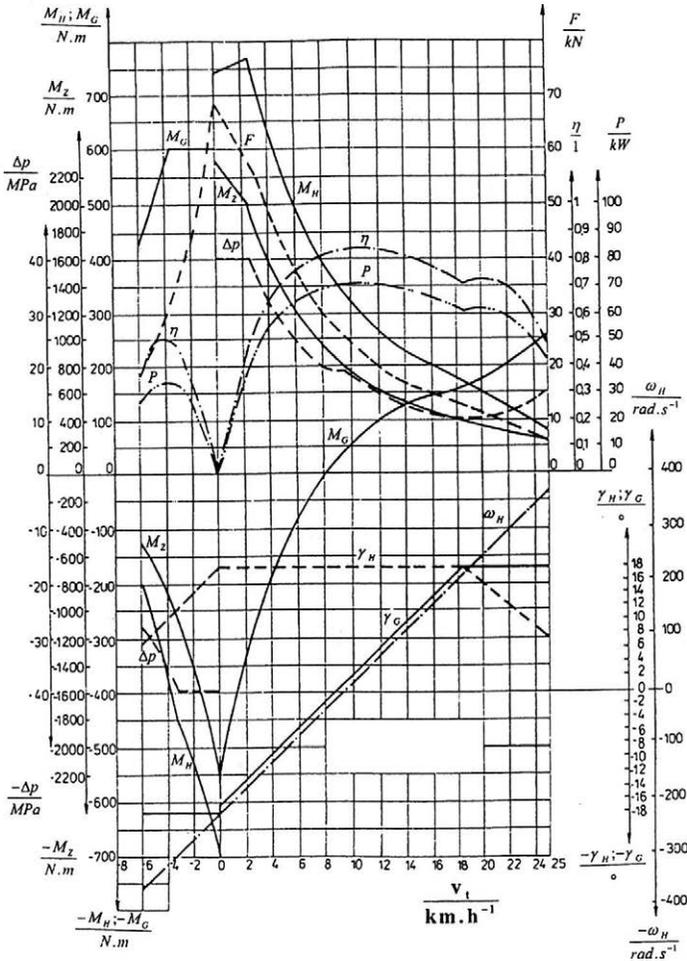
- elektrické ovládanie dávky paliva vznetrového motora (REM-2 fy RESYSTEM),
- elektrohydraulickú reguláciu trojbodového závesu (ZEHR-2 fy RESYSTEM).



3. Zobrazenie číselných charakteristických hodnôt diferenciálnej hydrostatickej prevodovky – Pattern of numerical characteristics of differential hydrostatic gear values

uhol náklonu dosky HM1 – angle of bank of HM1 plate

uhol náklonu dosky HG – angle of HG bank



4. Kompletná statická charakteristika diferenciálnej hydrostatickej prevodovky – Complete statistical characteristics of differential hydrostatic gear

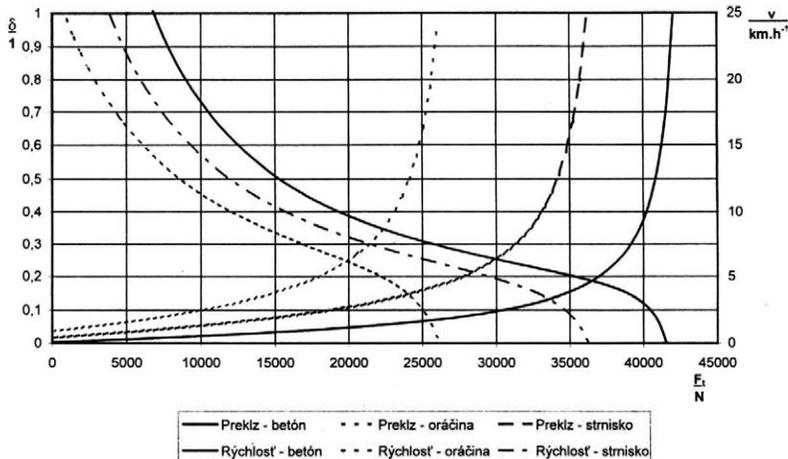
V prvej etape bolo rozhodnuté skĺbiť reguláciu vznetového motora REM-2 s reguláciou hydrostatiky. Združená elektrohydraulická regulácia transmisie zabezpečuje reguláciu na konštantnú hodnotu vstupného výkonu vznetového motora, a to na ľubovoľnej výkonnej hladine s reguláciou na minimálnu spotrebu paliva. Pozostáva z elektronickej regulácie vznetového motora REM-2 a z elektronickej regulácie DHSP. Blokovaná schéma združenej regulácie je na obr. 6.

Po etape vypracovania matematického modelu a po realizácii výpočtu nasledovalo spracovanie konštrukčnej dokumentácie transmisného systému, jeho realizácia a funkčné skúšky. Z výsledkov výpočtov získaných pomocou programového spracovania matematického modelu transmisie traktora s diferenciálnou hydrostatickou vyplýva, že účinnosť transmisie pri otáčkach (85 kW, 2 200 min<sup>-1</sup>) je 0,84 pri rýchlosti 10 až 12 km.h<sup>-1</sup>. Maximálna účinnosť transmisného systému

je v oblasti otáčok spaľovacieho motora 1 500 až 1 800 min<sup>-1</sup>. Celková účinnosť prevodovky PT-85 získaná výpočtom je o 2 % vyššia ako účinnosť získaná meraním. Maximálna účinnosť získaná meraním je 82 %. Maximum funkčného priebehu účinnosti sa pre požadované otáčky spaľovacieho motora posúva smerom k nižším rýchlostiam vozidla. Pri reverznom chode vozidla sú tlaky v HSP maximálne.

#### ZÁVER

Skúšky prevodovky PT-85 potvrdili, že vypracovaný matematický model diferenciálneho transmisného systému zodpovedá realnému systému traktora Z 12145. Skúšky na skúšobnom stave zároveň potvrdili spôsobilosť DHSP pre zabudovanie do traktora. Za týmto účelom bude potrebné dôkladne odskúšať funkčnosť regulačnej

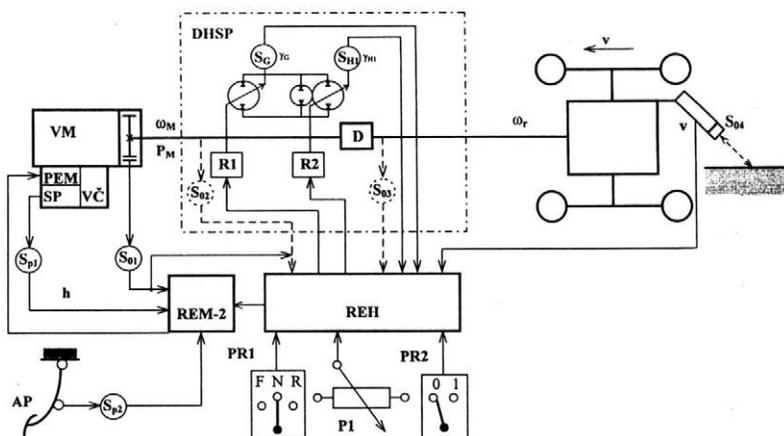


5. Závislosť pracovnej rýchlosti a preklzu traktora od ťahovej sily – Dependence of working velocity and slippage of tractor from drawbar pull force

preklz – slippage  
rýchlosť – velocity

betón – concrete  
strnisko – stubble

oráčina – ploughland



6. Bloková schéma elektrohydraulickej združenej regulácie diferenciálnej hydrostatickej prevodovky – Block diagram of electrohydraulic combined regulation of differential hydrostatic gear

- PEM – proporcionálny plášťový elektromagnet – proportional jacketed electromagnet
- R1, R2 – elektrohydraulický proporcionálny prietokový ventil – electrohydraulic proportional through-flow valve
- $S_{01}, S_{02}, S_{03}$  – snímač otáčok – sensor of revolutions
- $S_{14}$  – snímač skutočnej rýchlosti – sensor of actual velocity
- $S_G, S_H$  – snímač uhla náklonu dosky hydrogenerátora – sensor of angle of bank of table of hydrogenerator
- $S_{p1}$  – snímač polohy regulačnej tyče vstrekovacieho čerpadla – sensor of position of regulation bar of injection pump
- $S_{p2}$  – spínač polohy pedálu akceleračného – switch of the position of pedal of accelerator
- PR1 – prepínač smeru pohybu vozidla (F – dopredný chod, R – reverz, N – neutrál) – change-over switch of the direction of vehicle (F – forward run, R – reverse, N – neutral)
- P1 – potenciometer nastavenia maximálnej rýchlosti vozidla – potentiometer of adjustment of maximum speed of vehicle
- REM-2 – elektronická regulácia vznietového motora – electronic regulation of compression ignition engine
- REH – elektronická regulácia hydrostaticky – electronic regulation of hydrostatics
- AP – akceleračný pedál – acceleration pedal
- VČ – vstrekovacie čerpadlo – injection pump

ho systému pod zaťažením a uviesť regulačný systém do stavu spôsobilého pre zabudovanie do traktora a uskutočniť ekonomický rozbor s ohľadom na zhodnotenie úspor pohonných hmôt.

#### POUŽITÉ SYMBOLY

$F$	– hnacia sila (N)
$M$	– moment (Nm)
$\omega$	– uhlová rýchlosť ( $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ )
$E_{KV}$	– modul pružnosti (MPa)
$Q$	– prietok ( $\text{m}^3$ )
$I_R$	– redukovaný moment zotrvačnosti ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )
$K_{pv}$	– spád prepušťačieho ventilu (Pa)
$\gamma$	– uhol dosky DHSP (rad)
$K$	– rýchlostný koeficient zmeny uhlu DHSP ( $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$ )
$z$	– počet zubov
$\eta$	– účinnosť
$X_p$	– zdvih posúvača (m)
$\Delta p$	– tlakový spád (Pa)
$T_1$	– časová konštanta (s)
$h$	– zdvih vstrekovacieho čerpadla (m)
EHP	– elektrohydraulický prevodník
DHSP	– diferenciálna hydrostatická prevodovka
HSP	– hydrostatická prevodovka

#### INDEXY

$G$	– hydrogenerátor
$H$	– hydromotor
$M$	– spaľovací motor
$R$	– redukovaný
$V$	– výstup
$Z$	– zaťaženie
$S$	– straty
$p$	– centrálné koleso
$q$	– korunové koleso
$s$	– satelit

#### LITERATÚRA

- DOREY, R. E. – VAUGHAN, N. D.: Computer aided design of split power hydrostatic transmission systems. Proc. Instn. mech. Engrs, 1988 (2): 61–691.
- GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. Praha, Státní zemědělské nakladatelství 1963. 402 s.
- MANCOVIC, M. – RAŠMAN, Š. – DANIEL, M.: Poľnohospodársky traktor s HSP. Technické zadanie pre reguláciu. [Výskumná správa.] ZTS – VVÚ Martin, 1988.
- ORSHANSKY, E. – HUNTLEY, P. – WESWLOH, W. E.: Automobile fuel economy with hydromechanical transmission by simulation studies. SAE Paper No. 740 308. 1987.

Došlo 27. 11. 1997

---

#### Kontaktná adresa:

Prof. Ing. Ivan Petranský, DrSc., Slovenská poľnohospodárska univerzita, Mechanizačná fakulta, Kalvária 3, 949 76 Nitra, Slovenská republika, tel.: 087/513 063, fax 087/417 003

---

# ŽIVOTNÍ JUBILEA

## K životnímu jubileu prof. Ing. Miloslava V e l e b i l a , DrSc.

Rozvoj zemědělské techniky v poválečném období zaznamenal pokrok, který umožnil zvyšování intenzity zemědělské výroby, růst produktivity práce v zemědělství a řešení problému zabezpečení potravin pro stále početnější a náročnější lidskou populaci.



Prof. Ing. Miloslav V e l e b i l , DrSc. (nar. 1. 6. 1928) patří ke generaci vědeckovýzkumných pracovníků, kteří se svou celoživotní prací zasloužili o rozvoj vědního oboru zemědělská technika. Osobně se specializoval na problematiku mechanizace pro živočišnou výrobu a další hraniční vědní obory. Pracoval 29 let jako výzkumný pracovník ve Výzkumném ústavu zemědělské techniky v Praze-Řepích, posledních deset let byl jeho ředitelem. Svě dlouholeté odborné znalosti a praktické zkušenosti uplatnil ve funkci náměstka ministra Federálního ministerstva zemědělství a výživy a později jako profesor při výuce studentů Vysoké školy zemědělské v Praze-Suchbale (nynější České zemědělské univerzity). Udržoval významné kontakty s orgány ČSAV. Jeho vědecká činnost se datuje od roku 1952, kdy stál u zrodu nového vědního oboru zemědělská technika. Rozvinul a propracoval mnoho problémů po stránce teoretické, praktické a pedagogické, přispěl k založení mechanizační fakulty VŠZ v Praze, zpracoval vědecké publikace, vysokoškolské učebnice, skripta. U nás i v zahraničí publikoval na 200 článků, vědeckých pojednání, knižních titulů a jiných literárních pramenů. V 70. letech se podílel na uplatnění nových vědních oborů – agrofyziky a později i agrobioniky.

Stal se členem několika významných vládních a nevládních organizací, například skupiny expertů pro mechanizaci zemědělství EHK – OSN, Mezinárodní společnosti pro zemědělskou techniku C.I.G.R. (Commission Internationale du Génie Rural), pracoval ve funkci předsedy čs. komitétu pro spolupráci FAO/OSN a ředitele Koordinačního centra pro zemědělskou techniku východoevropských zemí.

Významná byla i jeho přímá pedagogická činnost, zvláště po příchodu na VŠZ v Praze v roce 1984. Dokladem toho jsou ocenění a ohlasy ze zahraničí, které mu udělilo mnoho zahraničních škol, například W. P. Universita v Rostocku, Timirjazevskaja Universita v Moskvě, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Agrartudományi Egyetem Gödöllő, M. F. Univerzita Beograd, Università degli studi Milano a Bologna, Università Landbouwhogeschool Wageningen, University of Minesota, Michigan State University East Lansing.

Vychoval řadu současných vědeckých pracovníků, mnoho dalších se s ním setkávalo při obhajobách kandidátských a disertačních prací ve vědním oboru 41-15-9 technika a mechanizace zemědělské a lesnické výroby, a to jako s předsedou příslušných komisí. Kromě členství ve vědeckých radách vysokých škol a různých vědeckých komisí vedl jako předseda redakční rady vydávání našeho časopisu *Zemědělská technika*.

Profesor V e l e b i l se stále zajímá o současný osud vědního oboru zemědělská technika, udržuje kontakty se svým původním pracovištěm a je platným členem Vědecké rady Výzkumného ústavu zemědělské techniky v Praze-Řepích. Obdivujeme jeho životní vitalitu a přejeme mu pevně zdraví a vše nejlepší k jeho životnímu jubileu.

*Ing. Zdeněk Pastorek, CSc.*

# EFFECT OF LOADING TYPE ON QUALITY OF BEANS

## VPLYV JEDNOTLIVÝCH DRUHOV ZAŤAŽENIA NA KVALITU SEMIEN FAZULE

S. Sosnowski<sup>1</sup>, C. Puchalski<sup>1</sup>, J. Jech<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Agricultural University of Kraków, Rzeszów, Poland

<sup>2</sup>Slovak University of Agriculture, Nitra, Slovakia

**ABSTRACT:** The objective of this work was to assess the effect of different type of loading on the resulting mechanical damage, energy and capacity of germination of bean seeds. Seeds subjected to quasi-static and dynamic loadings have been assessed according to the occurrence and structure of their mechanical damage and value of energy and capacity of germination. Static loads were induced with the ZWICK microbreaker and dynamic loads – by striking individual seeds with a rotating arm. With the dynamic loading, considerable increase in mechanical damage and decrease in germination capacity appeared under the impact velocity of  $7.73 \text{ m.s}^{-1}$ . The structure of damage depended on the type of loading. During the dynamic loading macro-damage prevailed. However, quasi-static loading caused only micro-damage to seeds.

mechanical damage; germination; beans

**ABSTRAKT:** Cieľom práce bolo určiť vplyv jednotlivých druhov statického a dynamického zaťaženia na mechanické poškodenie a na osivársku kvalitu (klíčenie) semien fazule. Skúšky boli robené na semenách fazule odrody Laura pri vlhkosti 11,5 %. Pri statických zaťažovacích skúškach bolo semeno fazule umiestnené vo valci o priemere 40 mm. Veľkosť zaťaženia sa pohybovala od 318,47 do 1 273,85 kPa, v intervaloch po 159,23 kPa. Rýchlosť stláčania sa menila v rozmedzí od 0,01 do  $4,91 \text{ mm.s}^{-1}$ . Poškodenie semien bolo v rozpätí od 3 do 9 %. Podstatný vzrast poškodenia bol zaznamenaný pri tlaku 1 273,85 kPa. Pri dynamických skúškach boli jednotlivé semená fazule narážané oceovým ramenom otáčajúcim sa rýchlosťou od  $6,43$  do  $12,87 \text{ m.s}^{-1}$  v intervaloch po  $1,24 \text{ m.s}^{-1}$ . Pri dynamických zaťaženiach bol zaznamenaný podstatný vzrast počtu poškodených semien a podstatný pokles klíčivosti pri rýchlostiach od  $7,73 \text{ m.s}^{-1}$ . Pokles klíčivosti semien pri dynamickom zaťažovaní bol spôsobený veľkým množstvom nepravidelne rozvinutých klíčkov, čo malo vplyv na konečný výsledok klíčivosti. Druh poškodenia bol závislý od spôsobu zaťaženia semena. Pri dynamických skúškach prevládali makropoškodenia a pri statickom zaťažení dochádzalo hlavne k mikropoškodeniam.

mechanické poškodenie; klíčenie; fazule

### INTRODUCTION

Bean seeds may be evaluated according to the appearance, color, smell, mechanical damage. Additionally, seeds for planting should be with high energy and capacity of germination. External loading affect the mechanical damage of seeds and result in loss of product quality (Urbaníak, Zdradzisz, 1990; Šlípek, Złobecki, 1993).

Susceptibility of seeds to mechanical damage depends on many factors, such as cultural features (structure, chemical composition), geometrical characteristics (size, shape) and their moisture content (Dobrzánski, 1984; Piszczałka, 1990; Miészkański, 1992; Sosnowski, 1994).

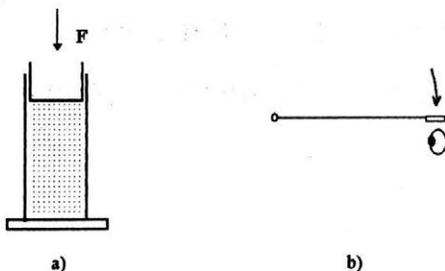
During mechanical harvest seeds undergo the effect of dynamic loading, however, during storage they are subjected to quasi-static loading. The objective of this work was to assess the effect of different types of load-

ing on the resulting mechanical damage, energy and capacity of germination of bean seeds.

### MATERIALS AND METHODS

Seeds subjected to quasi-static and dynamic loading (Fig. 1) have been assessed according to the occurrence and structure of their mechanical damage, and the value of energy and capacity of germination. The study was conducted on the bean (*Phaseolus vulgaris* L.), the variety Laura. Measurements were done directly after harvest in 1995, under the seeds moisture content of 11.5%.

Static loadings were induced with the ZWICK microbreaker. Seed samples of 100 g after putting into the closed cylinder with a diameter of 40 mm were subjected to compression loads. The range of loading was from 318.47 to 1273.85 kPa with 159.23 kPa intervals.



1. Types of seed loading: a) static, b) dynamic

F – loading, V – velocity of impact

The effect of loading rate on the quality of beans has been studied under the fixed load of 796.1 kPa. The range of loading rate was from 0.01 to 4.91 mm.s<sup>-1</sup> with 0.7 mm<sup>-1</sup> intervals.

Dynamic loading was induced by striking the individual seed with a steel arm rotating with speeds varying from 6.43 to 12.87 m.s<sup>-1</sup> with 1.29 m.s<sup>-1</sup> intervals. The seeds were hit in the direction of their longitudinal axis.

Mechanical damage of seeds was divided into macro- and micro-damage. The macro-damage included seed failures visible to the naked eye. Micro-damage refers to the failure of seeds appearing after keeping them in water for 24 h.

Germination test was done according to the standard. Four replicates were run for the static loading and one hundred for the dynamic loading. The data were analyzed by standard analysis of variance (ANOVA).

Characteristics of the tested material (average values):

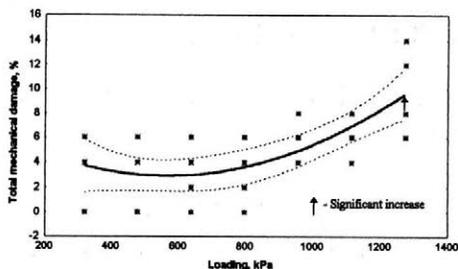
- length: 10.7 mm,
- thickness: 5.0 mm,
- width: 4.7 mm,
- weight of 1000 grains under moisture content of 14.5%: 226 g.

## RESULTS

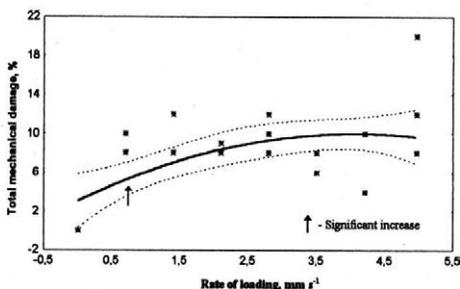
### EFFECT OF STATIC LOADING

Seed loading ranging from 318.47 to 1273.85 kPa caused mechanical damage to average from 3 to 9%, but a significant increase in damage occurred under the load of 1273.85 kPa (Fig. 2). In the structural damage, micro-damage in the form of seed cover cracks appeared only. Energy and capacity of germination were unchanged significantly with the increase in value of loading. The change in loading rate from 0.01 to 4.91 mm.s<sup>-1</sup> resulted in the increase in mechanical damage up to the value of 12% (Fig. 3). Considerable increase occurred under loading rate of 0.71 mm.s<sup>-1</sup> (at a confidence level of 95%).

A regression analysis was performed by fitting a second order polynomial equation whose constants are presented in Tab. I.



2. Total mechanical damage of seeds versus loading

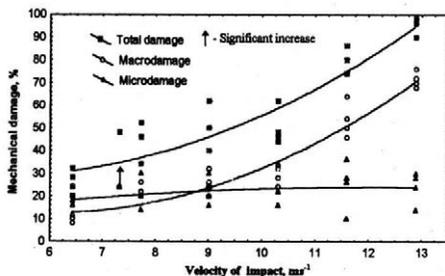


3. Total mechanical damage of seeds versus rate of loading

### EFFECT OF DYNAMIC LOADING

During dynamic loading the total mechanical damage was from 28 to 95.5% affected by impact velocity varying from 6.44 to 12.89 m.s<sup>-1</sup> (Fig. 4). Significant increase in seeds damage was observed in the impact velocity of 7.73 m.s<sup>-1</sup>. In the structural damage, macro-damage was in the majority, especially at the larger value of impact velocity.

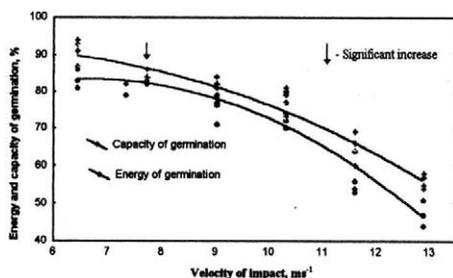
During this study, it was found that the decrease in energy and capacity of germination increased with the impact velocity (Fig. 5). Significant decrease in energy



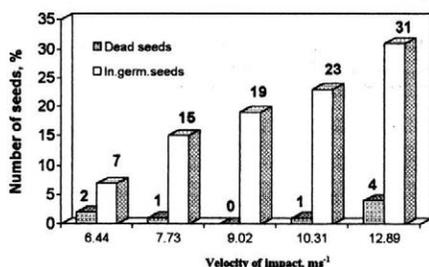
4. Mechanical damage versus velocity of impact

I. Values of constants of regression equations ( $Y = ax^2 + bx + c$ ) for different relationships

Relationship $Y = f(x)$	Constants			Correlation coefficient $R$
	a	b	c	
Total damage Loading	0.0000	-0.0151	7.2067	0.708
Total damage Loading rate	-0.4064	3.3566	3.0970	0.603
Total damage Loading rate	0.9871	-9.1143	48.2560	0.936
Macrodamage Impact velocity	1.1748	-13.6516	51.4930	0.960
Microdamage Impact velocity	-0.1788	4.3637	-2.4337	0.306
Germination energy Impact velocity	-0.9200	12.0042	44.5574	0.959
Germination capacity Impact velocity	-0.4629	3.6759	85.7096	0.968



5. Germination energy and capacity versus velocity of impact



6. Number of dead and incorrect germinating seeds versus velocity of impact

and capacity of germination occurred at the impact velocity of 9.02 and 7.73  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ , respectively.

Germination tests showed large number of incorrect germinating seeds which resulted in their final germination capacity (Fig. 6). Dead seeds occurred occasionally and they did not affect the germination capacity. Between the mechanical damage and germination capacity a high correlation was found. Increasing the mechanical damage reduced the germination capacity at impact velocity higher than 7.73  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . A regression analysis was performed by fitting a second order polynomial equation whose constants are given in Tab. I.

## DISCUSSION

This study was conducted on the bean variety Laura with moisture content of 11.5%, commonly used in practice, during cleaning, storage and threshing. Although it is difficult to generalize the effect of loading on quality, many of the effects appear to result from changing the rate of loading pressure and impact velocity. In bean seeds, an increase in static loading caused an increase in the mechanical damage and decrease in

the energy and capacity of germination. It coincided with the observation of Mieszkałski (1992) and Sosnowski (1994).

Studies of dynamic loading on quality of seeds showed significant increase in mechanical damage at the impact velocity higher than 7.73  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ , which appeared to be an important parameter of handling machines. Thus, each variety of seed is characterized by specific behaviors during static and dynamic loading that, in many cases are unique to the specific seed.

Recognizing these major behaviors is therefore essential for development of handling and production systems if other currently approved technology are withdrawn.

## CONCLUSIONS

1. Quasi-static loading of bean seeds ranging from 318.47 to 1273.85 kPa caused a mechanical damage of 3 to 9%. Significant increase of damage accrued under the pressure of 1273.85 kPa.

2. With dynamic loading, considerable increase in mechanical damage and decrease in germination capacity appeared under the impact velocity of 7.73  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

3. Significant decrease in germination capacity of seeds affected by dynamic loading resulted from large number of incorrect germinating seeds which had an effect on their final germination capacity.

4. The structure of damage depended on the type of loading. During dynamic loading, macro-damage was in the majority. However quasi-static loading caused only micro-damage of seeds.

#### REFERENCES

DOBRZAŃSKI, B.: Influence of pea seed moisture on changes of its mechanical properties. *Biul. Inst. Hodowli i Aklimatyzacji Roślin*, 1984 (153): 75–78.

MIESZKALSKI, L.: Effect of mechanical loads on the faba bean seed damages. *Acta Acad. Agricult. Tech. Olszt.*, 1992 (23): 50–59.

PISZCZALKA, J.: Effect of impacts on maize corn wasting and its damage. *Agriculture*, 1990 (10): 961–969.

SOSNOWSKI, S.: Quality analysis of bean threshing with peg threshing unit. *Int. Agrophysics*, 1994 (8): 327–332.

ŚLIPEK, Z. – ŻŁOBECKI, A.: Assessment of biological value of grain damage during combine harvest. *Zesz. Nauk. AR Kraków*, 1993 (284): 151–154.

URBANIAK, Z. – ZDRADZISZ, E.: Combine soybean harvest (*Glycine hispida Max*) and its effect on the seed quality. *Biul. Inst. Hodowli i Aklimatyzacji Roślin*, 1990 (173–174): 215–217.

Received on September 24, 1997

---

#### Contact Address:

Dr hab. inż. Stanisław Sosnowski, Department of Agricultural Production Technology, Agricultural University of Kraków, Cwiklińskiej 2, 35-959 Rzeszów, Poland, Tel.: (0-17)8574-255, Fax: (0-17)8575-273

---

# INFLUENCE OF TEMPERATURE ON SORPTION ISOTHERMS OF STEMS OF *LOTUS CORNICULATUS* L.

## VLIV TEPLoty NA SORPČNÍ IZOTERMY STONKŮ ŠTÍROVNÍKU RŮŽKATÉHO *LOTUS CORNICULATUS* L.

J. Štencl, J. Gotthardová, P. Homola

*Mendel University of Agriculture and Forestry, Brno, Czech Republic*

**ABSTRACT:** The paper presents results of laboratory water sorption tests of stems of *Lotus corniculatus* L. carried out under laboratory conditions and mathematical analyses of sorption isotherms obtained. An indirect gravimetric dynamic method with continuous registration of sample weight changes was used as an experimental procedure. Air temperatures of 30, 35, 40, 45 and 50 °C and relative air humidities of 40, 50, 60, 70, 80, 90 and 100% were used to obtain equilibrium moisture content data of the material tested. Five sample equilibrium moisture content/equilibrium relative air humidity equations (modified Oswin, modified Henderson, modified Halsey, Chung-Pfost and experimental exponential) were evaluated for their ability to fit data for the stems. The experimental exponential equation was a good model for description of sorption behaviour of stems of *Lotus corniculatus* L. under conditions of the tests both for adsorption and desorption.

sorption isotherm; temperature; water activity; model

**ABSTRAKT:** Znalost sorpčních izoterem nám umožňuje predikci mikrobiální nebo fyzikálně-chemické stability zemědělských produktů a je nezbytná pro technické zabezpečení a provádění zpracovatelských procesů, především dehydratace. Na základě znalostí sorpčních izoterem lze exaktně stanovit možné podmínky sušení a navlhávání hygroskopických materiálů. Stejně tak lze určit rovnovážné stavy, kdy nedochází ke sdílení tepla a hmoty s okolím. Znalost sorpčních izoterem má zásadní význam v mnoha technologických procesech při zpracovávání vlhkých produktů, především konzervaci a skladování. Článek předkládá výsledky laboratorních sorpčních testů vlhkosti stonků štirovniku růžkatého *Lotus corniculatus* L. a matematické analýzy získaných sorpčních izoterem. Pro uskutečňovaná měření byla použita nepřímá gravimetrická dynamická metoda s kontinuální registrací změn hmotnosti vzorku. Sorpční testy byly prováděny na plně computerizovaném laboratorním testovacím zařízení s využitím speciálně vyvinutého řídicího a vyhodnocovacího softwaru. Parametry prostředí, při nichž byly hledány rovnovážné stavy vlhkosti stonků štirovniku růžkatého, byly: teplota 30, 35, 40, 45 a 50 °C při relativních vlhkostech vzduchu 40, 50, 60, 70, 80, 90 a 100 %. Za účelem matematického popisu získaných závislostí rovnovážná vlhkost vzorku/rovnovážná relativní vlhkost vzduchu bylo analyzováno pět modelů sorpčních izoterem (modifikovaný-Oswin, modifikovaný-Henderson, modifikovaný-Halsey, Chung-Pfost a experimentální model exponenciální). Experimentální rovnice exponenciální  $w_e = (A + B^*T) \exp(C^*a_w)$  popisovala velmi dobře sorpční chování stonků štirovniku růžkatého v podmínkách prováděných testů jak pro adsorpci, tak pro desorpci. Ze získaných výsledků měření sorpčních izoterem je zřejmé, že použitá nepřímá gravimetrická dynamická metoda odpovídá z hlediska přesnosti požadavkům praxe a že lze provádět predikci sorpční rovnováhy vlhkosti stébelnatých materiálů v závislosti na teplotě.

sorpční izoterma; teplota; vodní aktivita; model

### INTRODUCTION

Water activity ( $a_w$ ) of biological materials plays a major role during storing process. Agricultural products susceptibility to spoilage by microorganisms increases with the growth of near ambient air temperature and relative air humidity. Relationships between water activity and growth of molds, bacteria and yeasts were described by Beuchat (1981); the microbial proliferation starts at about  $a_w = 0.6$ . Sorption isotherms of agricultural products show the equilibrium relationship between the water activity and moisture content of the

product at constant temperatures and pressures. Investigations on adsorption/desorption isotherms have been a subject of numerous studies due to the development of modern techniques of processing and storage of agricultural products. Experimental investigation on equilibrium moisture content (EMC) of wet materials and equilibrium relative humidity (ERH) is time consuming sometimes requiring special precautions connected with material changes and spoilage during experiments. It is much cheaper and easier to calculate (predict) a sorption isotherm on the basis of a mathematical model. There are two basic methods for experimental

measuring EMC/ERH properties, that is indirect and direct (Chen, Morey, 1989b). With the indirect method, samples are placed in an environment of constant temperature and relative humidity. After a time period, the samples reach equilibrium with the environment. The moisture content of these samples is then measured. With the direct way, samples of known moisture content are placed in a limited volume environment. The air conditions (temperature and relative humidity or dew point temperature) are then measured. This method can shorten the time required for obtaining the ERH data. Unfortunately, this technique is limited by low precision, instability, and a lack of calibration standards for relative humidity or dew point measuring devices.

Sorption isotherms of agricultural products show an equilibrium relationship between the water activity and moisture content of materials investigated at a constant temperature and pressure. The temperature has generally an influence on the water activity (Iglesias, Chirife, 1982). Procedures for obtaining water sorption isotherms in wet materials were described in detail by Gal (1975), Troller, Christian (1978) and Wolf et al. (1990). The principal methods are gravimetric, manometric and hygrometric. The gravimetric method is the most common way of sorption tests. It is possible to obtain moisture content changes of samples continuously or periodically using a static system (usually a closed jar containing saturated salt solutions or sulfuric acid solutions which give a certain equilibrium relative humidity) or a dynamic system (circulated air with a constant flow rate). The dynamic system with continuous registration of weight changes is technically more complicated than the static one but the flow of air around the sample makes the wetting and drying process faster.

Numerous models for predicting the relationship between equilibrium moisture, water activity and temperature have been developed. Iglesias and Chirife (1976) reviewed several equations for modelling equilibrium moisture content and reported that some models were adequate to characterize the sorption behaviour of particular foods for the given range of temperature and relative humidity. Chen and Morey (1989a) evaluated four models (Chung-Pfost, Halsey, Henderson and Oswin) for their ability to fit data from 18 grain and seed crops. The modified Henderson and Chung-Pfost equations were good for starchy materials while the modified Halsey fitted well for high oil and protein materials. A study by Mazza and Jayas (1991) revealed that the Guggenheim-Anderson-De Boer (GAB) model was superior to three other models (Chung-Pfost, Halsey and Henderson) in characterizing the sorption behaviour of sunflower seed, hulls and kernels. A recent study by Madamba et al. (1994) concluded that the GAB model and modified Henderson characterized very good the moisture desorption of fresh garlic in the temperature range of 20–70 °C. The GAB equation has also been used successfully for other

products (Mok, Hettiarachchy, 1990; Tsami et al., 1990).

The Chung-Pfost, Oswin, modified Henderson and modified Halsey models are commonly used to describe the sorption behaviour of a wide range of biological materials.

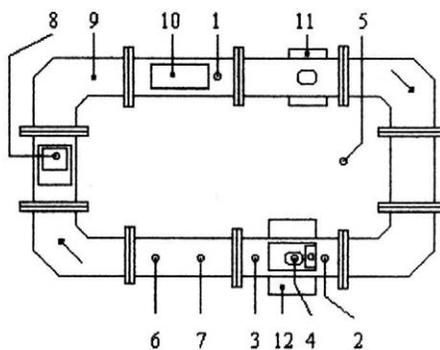
The precision of fit of a model has been estimated using several parameters (Madamba et al., 1994) such as the standard error of the estimate for equilibrium moisture content (Hutchinson, Otten, 1984; Chen, Morey, 1989b; Mazza, Jayas, 1991) and the plot of residuals (Sokhansanj et al., 1986; Chen, Morey, 1989a; Mazza, Jayas, 1991). The deviation between predicted values and the actual values should be close to the mean experimental error for a mathematical model to be precise and accurate.

The objective of this study is to determine the effect of temperature on the adsorption and desorption isotherms of stems of *Lotus corniculatus* L. in the temperature range of 30–50 °C, to analyze six sorption isotherm models available in the literature and/or to develop equations describing the sorption behaviour.

## MATERIALS AND METHODS

A special laboratory device with a control software has been developed for the purpose of sorption tests (Štencl et al., 1995). It consists of two main function parts (Fig. 1): an air duct with electronically controlled air temperature, air velocity and relative air humidity, and an electronic balance.

A PC with an A-D/D-A bit output card is the heart of the device. Signals from air temperature (1–5), air humidity (6) and air velocity (7) sensors are converted in corresponding amplifiers and brought to the PC measuring card through an analogue multiplexer. The



1. Laboratory device for sorption tests of agricultural products

1–5 – temperature sensors, 6 – humidity sensor, 7 – air velocity sensor, 8 – fan, 9 – air duct, 10 – electric heater, 11 – ultrasonic humidity generator, 12 – electronic balance

temperature regulation controls electrical heating element (10) switched (ON/OFF) by the PC through the first bit output. The ultrasonic humidity generator (11) produces cold steam. Its regulator is controlled by the second bit output. The D-A converter controls the air velocity regulator and an electronic fan (8). The balance (12) accesses to the PC through RS232 connection as COM2. Software developed for the device sets the basic operating parameters (air temperature, relative air humidity, air velocity), scan time of values measured, description of the investigated sample, and output of the measured values to databases. The output is on a monitor, printer, hard disk, or diskette.

Freshly harvested plants of *Lotus corniculatus* L. were obtained from a growing area in southern Moravia in June 1997. Sample preparation was as follows: drying of whole plants in a laboratory dryer at the temperature of 35 °C for one day and then storing in the room air conditions for two weeks at least. The final moisture content of samples was 17% (w.b.). Moisture equilibrium data for adsorption and desorption of water from stems were investigated at temperatures in the range of 30–50 °C in 5 °C steps and relative humidities ranging from 40 to 100% in 10% steps. The procedure of each of the tests was as follows: after reaching the equilibrium moisture content of the sample at a certain relative air humidity (at a constant air temperature, velocity and pressure), the relative humidity was automatically increased (adsorption) or decreased (desorption) and a new equilibrium was obtained under these conditions. The weight of samples was 1000 ± 2 mg. Each of the tests was repeated three times with material of the same sampling. The experimental EMC data were processed using a specially developed software and analyzed using the nonlinear regression procedure of UNISTAT (London, 1995). The following four mathematical models (Chen, Morey, 1989a; Madamba et al., 1994) describing the relationship between equilibrium moisture content of wet material and water activity were studied:

Chung-Pfost  $w_e = 1/A \cdot \ln(\ln a_w \cdot (B - T)/C)$  (1)

Modified Halsey  $w_e = (\exp(A + B \cdot T)/(-\ln a_w))^C$  (2)

Modified Henderson  $w_e = [\ln(1 - a_w)/[A \cdot (T + B)]]^C$  (3)

Modified Oswin  $w_e = (A + B \cdot T) \cdot [a_w/(1 - a_w)]^C$  (4)

where:  $a_w$  – water activity  
 $w_e$  – equilibrium moisture content, % (w.b.)  
 $T$  – temperature, °C  
 $A, B, C$  – constants for the particular equation

## RESULTS AND DISCUSSION

The experimental adsorption and desorption isotherms for stems of *Lotus corniculatus* L. at temperatures of 30 and 45 °C and water activity  $a_w$  ranging from 0.4 to 1.0 are shown in Fig. 2, as an example. Curves represent exponential models in these diagrams.

Equations to model dependence of equilibrium moisture content on water activity at a constant temperature were investigated and reviewed [Eqs (1) – (4)]. The following parameters were compared:  $R^2$  – coefficient of determination, RMSE – root mean square error and AIC criterion. Chung-Pfost's model did not correspond to the measured value because the growth of EMC was too rapid for  $a_w$  greater than 0.9. The best results were obtained with the following exponential model both for adsorption and desorption:

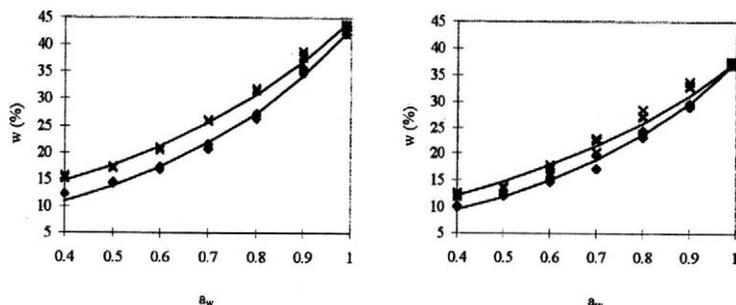
$$w_e = (A + B \cdot T) \cdot \exp(C \cdot a_w) \quad (5)$$

The comparison of this model with the Oswin, Henderson and Halsey is given in Tab. I. Equation (5) is suitable for values of  $a_w > 0.4$ , that is for common conditions of storage and near ambient air drying.

Parameter determination for the exponential model of EMC for stems of *Lotus corniculatus* L. is indicated in Tab. II.

Figs 3 and 4 were generated to illustrate the adsorption and desorption model given by equation (7) using the fitted parameters (Tab. II).

Part of the sorption isotherms shows an exponential shape, type II BET classification (Lubuzá, 1984), as do most of biological products. An increase in temperature causes an increase in water activity for the same moisture content. If  $a_w$  is kept constant, an increase in temperature causes a decrease in the amount of absorbed water. This indicates that the material becomes less hygroscopic.



2. Adsorption and desorption isotherms for stems of *Lotus corniculatus* L. at temperatures of 30 °C and 45 °C

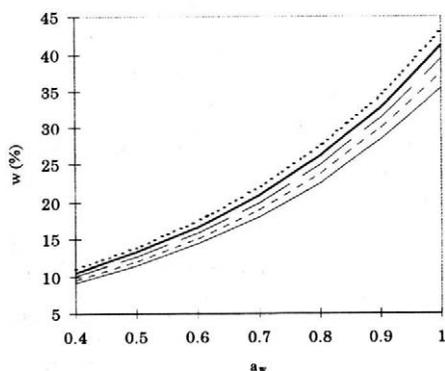
I. Comparison of Oswin, Hendersen, Halsey and exponential model for adsorption and desorption of stems *Lotus corniculatus* L.

Model	$R^2$	RSS	RMSE	AIC
Oswin ad	0.8685	1274.494	3.5348	268.116
Oswin de	0.8262	1513.874	3.8525	286.189
Hendersen ad	0.7000	2908.054	5.3395	354.734
Hendersen de	0.7476	2198.300	4.6424	325.355
Halsey ad	0.8434	1518.195	3.8580	286.488
Halsey de	0.7970	1768.339	4.1637	302.503
Exponential ad	0.9900	96.996	0.9752	-2.326
Exponential de	0.9867	115.763	1.0653	16.246

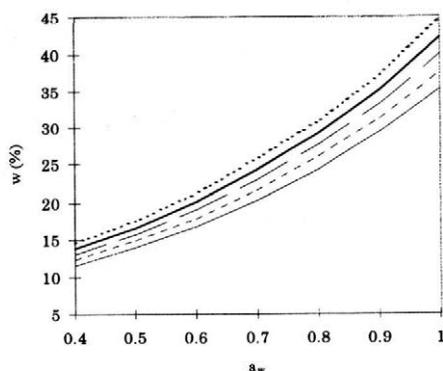
Notes: ad = adsorption, de = desorption

II. Parameter determination for the exponential model of EMC for stems of *Lotus corniculatus* L.

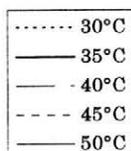
Adsorption			Desorption		
Parameter	Estimate	Std. Error	Parameter	Estimate	Std. Error
A	5.7972	0.1632	A	9.4774	0.2469
B	-0.0389	0.0024	B	-0.0729	0.0038
C	2.2722	0.0255	C	1.8625	0.0239



3. Adsorption isotherms of stems of *Lotus corniculatus* L. - model



4. Desorption isotherms of stems of *Lotus corniculatus* L. - model



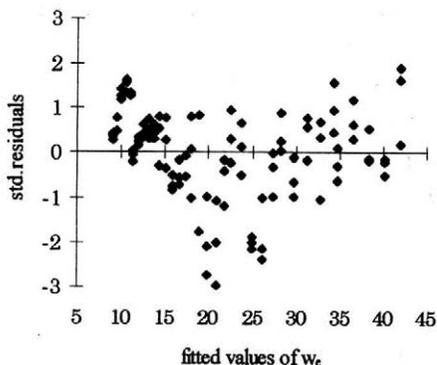
Diagrams of residuals (Figs 5 and 6) for the exponential model show scattered data points centered around zero displaying no typical systematic tendencies (Hauke, Reitsch, 1991) towards a clear pattern. Based on these graphs and the coefficient of determination the exponential model can be recommended for characterizing the sorption behaviour of stems of *Lotus corniculatus* L. in the temperature range of 30–50 °C and water activity ranging from 0.4 to 0.99.

## CONCLUSIONS

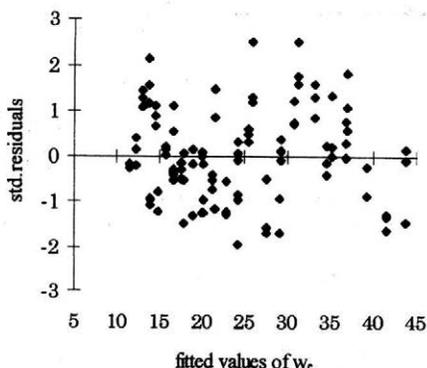
An experiment was performed and data used to determine the best equation for predicting the adsorption and desorption EMC of *Lotus corniculatus* L. stems for known levels of temperature and relative air humidity. The mathematical model that fit these data best was found the exponential equation

$$w_e = (A + B \cdot T) \cdot \exp(C \cdot a_w).$$

From the above results it is concluded that sorption isotherms can be measured by indirect gravimetric dynamic method with sufficient accuracy for practical purposes. It has been further demonstrated that temperature dependence of sorption isotherms of fibre material could be predicted with good approximation.



5. Residual plot for exponential model of stems adsorption



6. Residual plot for exponential model of stems desorption

#### ACKNOWLEDGEMENT

The study was supported by the GACR 510/95/1214 grant awarded through the Grant Agency of the Czech Republic.

#### REFERENCES

BEUCHAT, L.: Microbial stability as affected by water activity. *Cereal Foods World*, 26, 1981: 345–351.  
 CHEN, C. C. – MOREY, R. V.: Comparison of four EMC/ERH equations. *Trans. ASAE*, 32, 1989a (3): 983–990.  
 CHEN, C. C. – MOREY, R. V.: Equilibrium relative humidity (ERH) relationships of yellow dent corn. *Trans. ASAE*, 32, 1989b (3): 999–1006.  
 GAL, S.: Recent advances in techniques for the determination of sorption isotherms. *Water relations of foods* (editor R.B. Duckworth), NY, Academic Press, 1975: 139–152.  
 HAUKE, J. E. – REITSCH, A. G.: *Understanding business statistics*. Boston, IRWIN 1991: 526–529.  
 HUTCHINSON, D. H. – OTTEN, L.: Equilibrium moisture content of white beans. *Cereal Chem.*, 61, 1984 (2): 155–158.  
 IGLESIAS, H. A. – CHIRIFE, J.: Prediction of the effect of temperature on water sorption isotherms of food materials. *J. Fd Technol.*, 1976 (11): 109–116.  
 IGLESIAS, H. A. – CHIRIFE, J.: Changes affected by water activity. *Handbook of isotherms: water sorption parameters for food and food components*. NY, Academic Press 1982: 1–7.  
 LABUZA, T. P.: Typical sorption isotherms. *Moisture sorption: practical aspects of isotherm measurement and use*.

*Amer. Assoc. Cereal Chemists*, St. Paul, Minesota, 1984: 8–21.  
 MADAMBA, P. S. – DRISCOLL, R. H. – BUCKLE, K. A.: Predicting the sorption behaviour of garlic slices. *Drying Technology*, 12, 1994 (3): 669–683.  
 MAZZA, G. – JAYAS, D. S.: Equilibrium moisture characteristics of sunflower seed, hulls and kernels. *Trans. ASAE*, 34, 1991(2): 534–538.  
 MOK, C. – HETTIARRACHCHY, N. S.: Moisture sorption characteristics of ground sunflower nutmeat and its products. *J. Food Sci.*, 55, 1990 (3): 786–789.  
 SOKHANSANJ, S. – ZHIJIE, W. – JAYAS, D. – KAMEOKA, T.: Equilibrium relative humidity – moisture content of rapeseed (canola) from 5 °C to 25 °C. *Trans. ASAE*, 29, 1986 (3): 837–839.  
 ŠTENCL, J. – HOMOLA, P. – GOTTHARDOVA, J. – ČAPKOVÁ, I.: An experimental drying device and the creation of characteristic drying curves. *Acta Univ. Agric. Silvicult. Mendelianae Brunensis*, XLIII, 1995 (1–4): 49–56.  
 TROLLER, J. – CRISTIAN, J. H. B.: *Water activity and food*. NY, Academic Press 1978.  
 TSAMI, E. – MARINOS-KOURIS, D. – MAROULIS, Z. B.: Water sorption isotherms of raisins, currants, figs, prunes and apricots. *J. Food Sci.*, 55, 1990 (6): 1594–1597.  
 WOLF, W. – SPIESS, W. E. L. – JUNG, G.: *Standardization of isotherms measurements (COST project 90 and 90 bis)*. *Properties of water in foods* (editors Simatos D. and Multon J.L.) Dordrecht, Martinus Nijhoff 1990: 661–679.  
 UNISTAT House, 4 Shirland Mews, London W9 3DY, UK, 1995: 525–558.

Received on November 5, 1997

#### Contact Address:

Doc. Ing. Jiří Štencl, CSc., Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, Zemědělská 1, 613 00 Brno, Česká republika, tel.: 05 45 13 21 16, fax: 05 45 21 20 44, e-mail: stencj@mendelu.cz

## ÚSTAV ZEMĚDĚLSKÝCH A POTRAVINÁŘSKÝCH INFORMACÍ

Ústřední zemědělská a lesnická knihovna (ÚZLK)

Slezská 7, 120 56 Praha 2, tel.: 02/24 25 79 39, fax: 02/24 25 39 38

---

Máte zájem o pravidelné sledování nejčerstvějších informací ze zahraničních odborných časopisů?

Tento požadavek Vám rádi splníme, objednáte-li si naši informační reprografickou službu „Obsahy zahraničních časopisů“ a články typu „Current Contents“.

Vyberete-li si z každoročně aktualizovaného **Seznamu časopisů objednaných do fondu ÚZLK** sledování nejzajímavějších časopisů z Vašeho oboru, zašleme Vám nejprve kopie obsahů nejčerstvějších čísel časopisů a na základě výběru kopie požadovaných článků.

Chtěli bychom Vás také upozornit na další reprografickou službu ÚZLK, a to na poskytování kopií článků z knih a časopisů, které jsou ve fondu ÚZLK. Požadavky na tyto kopie můžete uplatňovat v průběhu celého roku na formulářích „Objednávka reprografické práce“, které si můžete objednat v Technickém ústředí knihoven, Solniční 12, 601 74 Brno, pod katalog. č. TÚK 138-0.

Veškeré další informace a objednávky na reprografické služby včetně Vašich připomínek Vám poskytneme na adrese:

Ústřední zemědělská a lesnická knihovna – ÚZPI

Odd. reproslužeb

Slezská 7, 120 56 Praha 2

Poštovní schránka 39

Telefonické dotazy: 02/24 25 79 39, linka 329, 421 nebo 306

# PREVÁDZKOVÁ SPOĽAHLIVOSŤ ZÁVLAHOVEJ TECHNIKY

## OPERATIONAL RELIABILITY OF THE EQUIPMENT FOR IRRIGATION

J. Simoník

*Slovak University of Agriculture, Nitra, Slovak Republic*

**ABSTRACT:** The aim of this article is to sum up the basic reliability characteristic of irrigation sprinklers used in the Slovak Republic. The basic point for evaluation of the reliability irrigation is the theory of reliability that includes derivation general regularity, analysis of mathematical models, assignment parameters and characteristics reliability. Based on time stamp were constructed statistical data of which are calculated and constructed distribution functions of fault liability and of no-failure operation. This article presents the basic reliability characteristics of irrigation sprinklers: probability of frequent break-downs  $F_{(t)}$ , probability of not having break-downs  $R_{(t)}$ , probability of eliminating break-downs  $G_{(T_4)}$ , reliability parameters of the irrigation equipment. The abstract presents the indices of irrigation sprinklers types SIGMA PP-67, HRON 90260, ROLOMAT 110/15, WALLEY V.S.P 150-20, FREGAT DM-394-80, VOLŽANKA DKŠ-64, LAUREAU L-150, DNEPR DF-120. Summary of reliability indices of irrigators and principle of distributing basic reliability characteristics are present in Tabs. I, II. The dependent coefficient utilizes working time without the possibility of its correction in figure. The check-up coefficient of the irrigators was calculated based on the basic evaluation of the average time between shut-downs, and time for adjustments and maintenance. Based on the evaluated characteristics and reliability indices it is possible to say that an irrigator reliability is one of the limiting factors influencing its efficiency. The given reliability indices serve as an objective evaluation of the technical state of (machines) equipments, organization and their operation, and in determination. The principle of technical requirements of irrigation technologies is the reliability of irrigation sprinklers.

irrigation; irrigation sprinklers; reliability (technical)

**ABSTRAKT:** V príspevku sú uvedené základné spoľahlivostné charakteristiky zavlažovačov SIGMA PP-67, HRON 90260, ROLOMAT 110/15, WALLEY V.S.P 150-20, FREGAT DM-394-80, VOLŽANKA DKŠ-64, LAUREAU L-150, DNEPR DF-120, a to: pravdepodobnosť poruchovosti  $F_{(t)}$ , pravdepodobnosť bezporuchovej práce  $R_{(t)}$ , pravdepodobnosť odstránenia poruchy  $G_{(T_4)}$  a ukazovatele spoľahlivosti.

závlahy; zavlažovače; spoľahlivosť (tech.)

### ÚVOD

V Slovenskej republike sú vybudované závlahy na ploche 308 244 ha (Reháček et al., 1996). Na pozemkoch so závlahou bolo v činnosti asi 16 000 pásových zavlažovačov, 180 pivotových elektrifikovaných zavlažovačov SIGMATIC a 285 pivotových zavlažovačov s hydropohonom typu FREGAT. Nákupná cena všetkých zavlažovačov predstavuje hodnotu 1,5 milardy korún.

Po sedemročnej prestávke dochádza k oživeniu trhu so závlahovou technikou. Okrem tradičných dovozcov z Českej republiky sa na trhu intenzívne presadzujú výrobcovia z Rakúska, Talianska a ďalších štátov.

Závlahová technika dosiahla taký stupeň zložitosti, že činiteľom, ktorý rozhoduje o celkovom efekte závlah, sa stáva spoľahlivosť zavlažovačov.

### MATERIÁL A METÓDA

Prevádzková spoľahlivosť sa najviac prakticky uplatňovala v špecializovaných odboroch, ako sú elektrotechnika, strojárstvo a energetika. V týchto odboroch sa v celosvetovom meradle venuje mimoriadna pozornosť spoľahlivosti zložitejších technických zariadení, hlavne keď boli previazané na špeciálnu výrobu pre zbrojárenský priemysel. Spoľahlivosť poľnohospodárskych strojov, hlavne traktorov, sa venovali Hrubec (1982), Artemiev, Hrubec (1984), Breš (1991) a iní.

Prevádzková spoľahlivosť závlahových zariadení sa začala sledovať až od roku 1970 vo Výskumnom ústave závlahového hospodárstva Bratislava, Výskumná stanica Brno (Lysý, 1971). Sledovala sa spoľahlivosť čerpacích staníc, rúrovej tlakovej siete, tradičného prenos-

ného detailu, pásových zavlažovačov (Lysý, Spitz, 1978). Overovala sa tiež spoľahlivosť pívotového zavlažovača FREGAT (Lysý, Spitz, 1985). Na základe odsledovaných spoľahlivostných charakteristik mohol byť spracovaný matematický model projektovania a prevádzky závlahových systémov (Spitz et al., 1989).

Cieľom príspevku je súhrnné spracovanie základných spoľahlivostných charakteristik závlahových strojov používaných v SR: SIGMA PP-67, HRON 90260, ROLOMAT 110/15, WALLEY V.S.P 150-20, FREGAT DM-394-80, VOLŽANKA DKŠ-64, LAUREAU L-150, DNEPR DF-120.

Východiskovým podkladom pre hodnotenie spoľahlivosti zavlažovačov je teória spoľahlivosti, ktorá sa zaoberá odvodením všeobecných zákonitostí, rozborom matematických modelov, určovaním parametrov a charakteristik spoľahlivosti.

Na sledovanie prevádzkovej spoľahlivosti zavlažovačov sme založili denník porúch, do ktorého sa počas sledovaného obdobia zaznamenali všetky poruchy zavlažovačov, obyčajne jednej organizačnej jednotky. Z toho sa potom vypočítali číselné ukazovatele, komplexné ukazovatele spoľahlivosti a ich charakteristiky.

Z časových údajov bol zostrojený štatistický rad, z ktorého sme pomocou príslušného zákona rozdelenia (Weibullovoho) vypočítali a zostrojili distribučné funkcie poruchovosti a bezporuchovosti.

## ČÍSELNÉ UKAZOVATELE SPOĽAHLIVOSTI

- Zostrojenie štatistického radu
- Počet intervalov štatistického radu -  $N$

$$N = n \quad (1)$$

- Veľkosť jedného intervalu -  $A$

$$A = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{N} \quad (\text{min}) \quad (2)$$

kde:  $t_{\max}$ ,  $t_{\min}$  - najväčšia a najmenšia hodnota ukazovateľa spoľahlivosti zo štatistického radu

- Stredná hodnota -  $t$

$$t = \sum_{i=1}^N t_{ix} \cdot p_{ix} \quad (\text{min}) \quad (3)$$

kde:  $t_{ix}$  - stredná hodnota  $i$ -tého intervalu  
 $p_{ix}$  - relatívna početnosť  $i$ -tého intervalu

- Charakteristika rozptylu (disperzia) -  $D$

$$D = \frac{1}{n-1} \sum_i (t_{ix} - t)^2 \quad (4)$$

- Smerodajná odchýlka -  $S$

$$S = \sqrt{D} \quad (5)$$

- Variačný koeficient -  $V$

$$V = \frac{S}{t} \quad (6)$$

## DISTRIBUČNÁ FUNKCIA A KOMPLEXNÉ UKAZOVATELE SPOĽAHLIVOSTI

Pravdepodobnosť vzniku jednej poruchy  $F_{(t)}$  počas práce  $t$  sa určuje z pozorovaní a vypočíta sa ako pomer výskytu porúch v časovom intervale  $t$  k celkovej sume porúch. Pravdepodobnosti poruchovosti  $F_{(t)}$  a bezporuchovosti sa vypočítajú z pozorovaní, možno ich často apromixovať Weibullovmým zákonom rozdelenia

$$F_{(t)} = 1 - \exp\left(-\frac{T_{BP} - U}{Z}\right)^w \quad (7)$$

kde:  $w$  - parameter tvaru Weibullovoho rozdelenia  
 $Z$  - parameter veľkosti Weibullovoho rozdelenia  
 $U$  - konštanta

Pravdepodobnosť bezporuchovej práce  $R_{(t)}$  počas práce stroja sa zadáva vzťahom:

$$R_{(t)} = 1 - F_{(t)} \quad (8)$$

$$R_{(t)} = \exp\left(-\frac{T_{BP} - U}{Z}\right)^w \quad (9)$$

Zákon rozdelenia podľa Weibulla často prechádza na exponenciálny zákon rozdelenia, ktorý má jednoduchší tvar. Oba tieto zákony sa používajú pri riešení pravdepodobnostných úloh.

Stredný čas prevádzky medzi poruchami sa vypočíta podľa vzťahu:

$$T_{BP} = \frac{t_1 + t_2 + \dots + t_{N+1}}{N+1} \quad (\text{min}) \quad (10)$$

kde:  $t_1, t_2, \dots, t_{N+1}$  - časové intervaly medzi poruchami  
 $N$  - počet porúch

Parameter prúdu porúch  $h_{(t)}$  sa vypočíta:

$$h_{(t)} = \frac{1}{T_{BP}} \quad (11)$$

Stredný čas opravy  $T_{04}$  pripadajúci na jednu poruchu sa určuje z údajov pozorovania podľa vzťahu:

$$T_{04} = \frac{t'_1 + t'_2 + \dots + t'_N}{N} \quad (12)$$

kde:  $t'_1 + t'_2 + \dots + t'_N$  - časové intervaly opráv vynaložených na odstránenie porúch

Intenzita porúch -  $\lambda$

$$\lambda = \frac{1}{T_{BP}} \quad (\text{min}^{-1}) \quad (13)$$

Intenzita opráv je obrátenou hodnotou času na opravu, teda:

$$\mu = \frac{1}{T_4} \quad (\text{min}^{-1}) \quad (14)$$

Pravdepodobnosť odstránenia poruchy  $G_{(T_4)}$  za čas  $t'$  sa určuje z hodnôt pozorovaní a vypočíta sa ako pomer výskytu opráv v intervale času  $t'$  k celkovému počtu porúch  $N$ . Čas opravy zohľadňuje čas na identifikáciu poruchy a tiež čas na opravu. Pravdepodobnosť

$G_{(T_4)}$  je aproximovaná zákonom rozdelenia podľa Weibulla:

$$G_{(T_4)} = 1 - \exp\left(-\frac{T_4 - U}{Z}\right)^w \quad (15)$$

Koeficient pohotovosti zavlažovača  $K_p$  sa určuje ako pomer času, v ktorom sa výrobok nachádza v bezporuchovom stave, k sume času bezporuchovej práce, času na technickú údržbu a na opravu.

$$K_p = \frac{1}{n} \cdot \sum_i \frac{T_{BP}}{T_{BP} + T_3 + T_4} \quad (16)$$

Koeficient prestojov  $K_{pr}$  sa určuje ako pomer času spotrebovaného na údržbu  $T_3$  a na opravu  $T_4$  k sume času bezporuchovej práce na údržbu a na opravu

$$K_{pr} = \frac{T_3 + T_4}{T_{BP} + T_3 + T_4} \quad (17)$$

Suma koeficientu pohotovosti a prestojov sa rovná jednotke. Potom možno zapísať:

$$K_{pr} = 1 - K_p \quad (18)$$

K prestojom zapríčineným poruchami, údržbou a opravami treba ešte pripočítať prestoje z organizačných príčin. Potom sa sumárny koeficient využitia vypočíta podľa vzťahu

$$\alpha_c = \frac{\left[1 - \exp\left(1 - \frac{T_{07}}{T_{BP}}\right)\right] \cdot T_{BP}}{T_{07}} \quad (19)$$

kde:  $T_{BP}$  – priemerná hodnota bezporuchovej práce  
 $T_{07}$  – čas trvania smeny

## VÝSLEDKY A DISKUSIA

### UKAZOVATELE SPOLIAHLIVOSTI ZÁVLAHOVÝCH STROJOV

Získané charakteristiky a kvantitatívne ukazovatele spoľahlivosti sú uvedené v tab. I, ale sú tam zohľadnené iba poruchy, ktoré spôsobili zastavenie zavlažovača.

Analytické vyjadrenie pravdepodobnostných funkcií  $P_{(t)}$  a  $R_{(t)}$  je uvedené v tab. II.

#### I. Súhrnné ukazovatele spoľahlivosti zavlažovačov – Summary of reliability indices of irrigators

Zavlažovač <sup>11</sup>	Čas bezporuchovej práce $T_{BP}^1$				Čas na odstránenie porúch $T_4^6$				$h(t)^7$	$\mu^8$	$K_{pp}^9$	$\alpha_c^{10}$ ( $T_{sm} = 12$ )
	$MX^2$	$S^3$	$V^4$	$P(x^2)^5$	$MX^2$	$S^3$	$V^4$	$P(x^2)^5$				
SIGMA PP-67	61,9	6,76	10,9	0,27	1,08	0,12	11,6	0,92	0,016	0,92	0,98	0,9
FREGAT DM-394-80	23,7	2,6	10,9	0,76	3,22	0,45	13,9	0,4	0,042	0,31	0,88	0,79
WALLEY V.S.P 150-20	24,86	2,8	11,3	0,28	3,47	0,47	12,6	0,5	0,04	0,29	0,88	0,79
ROLOMAT 110/15	124	98,4	79,4	0,65	1,12	0,56	50	0,77	0,008	0,89	0,99	0,96
VOLŽANKA DKŠ-64	52,2	6,6	12,7	0,55	1,19	0,87	73	0,94	0,019	0,84	0,98	0,89
LAUREAU L-150	58,8	6,9	11,8	0,91	1,01	0,75	74,3	0,89	0,017	0,99	0,98	0,9
DNEPR DF-120	15,91	2,19	13,7	0,98	1,22	0,93	7,62	0,95	0,062	0,82	0,93	0,7
HRON 92060	8,15	5,24	9,7	0,32	0,47	0,17	12,7	0,91	0,002	0,88	0,83	0,83

<sup>1</sup>interval between faults, <sup>2</sup>average value, <sup>3</sup>standard deviation, <sup>4</sup>variance coefficient, <sup>5</sup>chi square, <sup>6</sup>time needed for clearing a fault, <sup>7</sup>parameters of faults sequence, <sup>8</sup>intensity of correction, <sup>9</sup>coefficient of downtime, <sup>10</sup>summary efficiency capacity coefficient, <sup>11</sup>irrigator

#### II. Zákon rozdelenia základných spoľahlivostných charakteristík — Principle of distributing basic reliability characteristics

Zavlažovač <sup>1</sup>	$R_{(BP)}^2$		$G(T_4)^5$	
	zákon <sup>3</sup>	rovnica <sup>4</sup>	zákon <sup>3</sup>	rovnica <sup>4</sup>
SIGMA PP-67	Weibulla	$f(T_{BP}) = e^{-\left(\frac{T_{BP} + 18,2}{84,9}\right)^{1,18}}$	exponenciálny	$f(T_4) = 0,93 \cdot e^{-0,93 \cdot (T_4 - 0,08)}$
FREGAT DM-394-80	Weibulla	$f(T_{BP}) = e^{-\left(\frac{T_{BP} + 1,5}{25,03}\right)^{0,97}}$	Weibulla	$f(T_4) = e^{-\left(\frac{T_4 - 0,11}{2,47}\right)^{0,7}}$
WALLEY V.S.P 150-20	Weibulla	$f(T_{BP}) = e^{-\left(\frac{T_{BP} + 2,29}{26,8}\right)^{0,97}}$	Weibulla	$f(T_4) = e^{-\left(\frac{T_4 - 0,17}{2,6}\right)^{0,73}}$
ROLOMAT 110/15	Rayleigha	$f(T_{BP}) = 13 \cdot 10^{-5} \cdot T_{BP} \cdot e^{-\frac{T_{BP}^2}{124^2}}$	Rayleigha	$f(T_4) = 1,59 \cdot T_4 \cdot e^{-\frac{T_4^2}{1,25^2}}$
VOLŽANKA DKŠ-64	exponenciálny <sup>6</sup>	$f(T_{BP}) = 0,019 \cdot e^{-0,019 \cdot (T_{BP} - 1,5)}$	Weibulla	$f(T_4) = e^{-\left(\frac{T_4 + 0,2}{2,6}\right)^{1,63}}$
LAUREAU L-150	Weibulla	$f(T_{BP}) = e^{-\left(\frac{T_{BP} + 2,33}{47,7}\right)^{0,81}}$	Maxwella	$f(T_4) = e^{-0,99 \cdot T_4}$
DNEPR DF-120	Weibulla	$f(T_{BP}) = e^{-\left(\frac{T_{BP} - 1}{7,86}\right)^{0,59}}$	Weibulla	$f(T_4) = e^{-\left(\frac{T_4 - 0,05}{2,47}\right)^{1,27}}$

<sup>1</sup>irrigator, <sup>2</sup>probability of not having break downs, <sup>3</sup>principle, <sup>4</sup>formula, <sup>5</sup>probability of eliminating break downs, <sup>6</sup>exponential

Na základe posúdenia priemerného času medzi poruchami  $T_{BP}$ , priemerného času na údržbu  $T_3$  a opravy  $T_4$  bol vypočítaný koeficient pohotovosti  $K_p$  (tab. I). V priemerných hodnotách  $T_3$  a  $T_4$  v našom prípade nie je zohľadnený čas na technickú údržbu vyššieho stupňa, pretože tá sa robí mimo závlahového obdobia. Čas opravy trvá od okamihu identifikácie až po jej odstránenie.

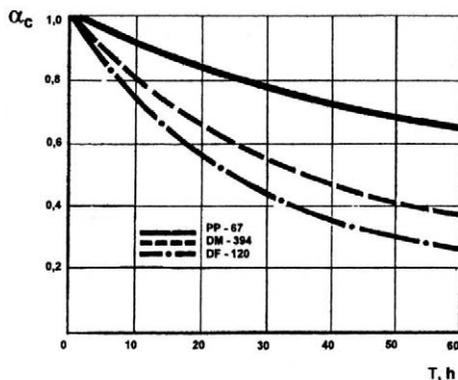
Sumárny koeficient využitia času zavlažovača je uvedený v tab. I. Pre prípad organizácie práce zavlažovačov bez možnosti ich opravy je závislosť  $\alpha_c$  od času práce na obr. 1. Tak napr. na dosiahnutie úrovne  $\alpha_c = 0,8$  zavlažovača FREGAT treba zabezpečiť kontrolu práce a nevyhnutné odstránenie porúch prítomnosťou závlahára každých desať hodín.

Na základe posúdených charakteristík a ukazovateľov spoľahlivosti možno povedať, že spoľahlivosť zavlažovačov je jedným z limitujúcich činiteľov ovplyvňujúcich ich výkonnosť.

Určené ukazovatele spoľahlivosti slúžia na objektívne posúdenie technického stavu strojov, organizácie ich práce a na určenie zásad technickej starostlivosti o závlahovú techniku.

Najviac širokozábberových strojov je zastúpených typom FREGAT, ktorých pracuje 285 kusov. Životnosť ich základnej konštrukcie je 20 rokov. Z hľadiska konštrukcie sú prevádzkyschopné, horšia situácia je v technickom dokompletovaní. V závlahovej sezóne 1995 bolo v okrese Galanta zo 140 zavlažovačov FREGAT v prevádzke iba 20 strojov. Hlavným dôvodom takého nízkeho počtu prevádzkyschopných strojov bolo intenzívne rozkrádanie úderových zadažďovačov a prepínacích ventílov na jednotlivých podvozkoch (mosadz).

V prípade SIGMATIC je situácia ešte horšia. Z dôvodu úmyselného poškodenia a rozkrádania elektročasťi bolo v závlahovej sezóne 1994 a 1995 zo 160 strojov viac než 45 % nefunkčných, pričom náklady na opravy a na uvedenie do pôvodného stavu jedného stroja prekračujú sumu 150 000 Sk.



1. Závislosť koeficienta využitia času práce bez možnosti ich opravy – The dependent coefficient utilizes working time without the possibility of its correction

Osobitnú pozornosť treba venovať pásovým zavlažovačom od pôvodného typu PP-67 až po ostatné modely. Pri prvej generácii pozorujeme znižovanie hodnoty bezporuchovej práce. Kým zavlažovač PP-67 pracoval bez poruchy 61,9 h (Simonič, 1981), u PZT-75 to bolo 55,37 h (Oujezdský, 1987). Pritom Oujezdský (1987) vo svojej výskumnej správe udáva, že táto hodnota je v porovnaní s výsledkami v minulých rokoch pomerne vysoká. Ešte horšia situácia bola u zavlažovača HRON 90260, ktorý mal čas bezporuchovej práce 8,15 h. Novonasadená skupina 12 zavlažovačov mala spoločný nedostatok, ktorým bola nedokonalá montáž a zlá výstupná kontrola kvality. Potvrzuje to aj nízka hodnota času na odstránenie poruchy  $T_4 = 0,47$  h.

Zo sledovaných spoľahlivostných charakteristík vyplynulo, že najviac porúch pásových zavlažovačov sa prejavilo pri zavádzaní týchto strojov do prevádzky v prvom roku nasadenia. Akonáhle sa v prvom zimnom období odstránili rôzne závady a nedorobky výroby a montáže, stroje sa upravili a nastavili, poruchovosť sa v nasledujúcich rokoch znížila.

Medzi hlavné závady patria rýchle opotrebovanie tesniacich manžiet a nadmerné unikanie oleja (Oujezdský, 1987). Príčinou bolo hrubé opracovanie povrchov valcov piestových motorov a regulačných uzatváracích valčekov klapky turbíny. Olejové hadičky spájajúce nádržku oleja s piestovým hydromotorom a s koncovým uzáverom praskajú alebo vypadávajú z nátrubkov, náhony riadkovania PE rúrky boli nesúosé, zvary nekvalitné, skrutkové spoje rámu poddimenzované a iné.

V závere závlahovej sezóny roku 1989 sme uskutočnili chronometračne pozorovania počas 20 smien u deviatich strojov HRON 90260 (Simonič, 1990). Počas sledovania bolo nutné opraviť regulačný valec (3x), riadkovací vozík (4x), nasadiť spadnutú obvodovú retaz (4x), opraviť pružinu zadažďovača (7x), opraviť retazové koleso riadkovača (2x), vymeniť olejovú hadicu (6x), vymeniť spojku (2x), opraviť olejovú tyčku (2x), vymeniť upchávkový šnúru (4x), vymeniť pohonnú jednotku, zvärať turbínu, nastaviť uzáver OT-2 (2x), vymeniť roztrhnutú privodnú hadicu, naplniť obvodovú retaz (2x), opraviť zadretú turbínu (3x), opraviť zubové čerpadlo (2x), vymeniť čap brzdy navijania, vymeniť presúvací valec (2x), zlomený krúžok na cievke (2x), roztrhnutú hadicu, opraviť opierku, vymeniť piestnicu.

Z tohto prehľadu za krátky časový úsek vidieť, že počet a frekvencia jednotlivých porúch je vysoká. Na tejto poruchovosti sa do značnej miery podieľa nekvalitná predsezónna príprava zavlažovačov, nedokonalá a nedôsledná denná údržba a starostlivosť o jednotlivé pásové zavlažovače, ako aj nedostatok náhradných súčiastok. To núti závlahárov si tieto súčiastky vyrábať, ale ich funkčnosť sa skracaie a dochádza k častejším poruchám.

Široký strojový park má jednu spoločnú vlastnosť: nízke hodnoty ukazovateľov spoľahlivosti.

Širokozábberové zavlažovače majú vysokú produktivitu pri relatívne nízkej strednej dobe medzi porucha-

mi. Pre zavlažovač FREGAT bola táto hodnota 27 h (Lysý, Spitz, 1985). Podobné hodnoty dosiahli ďalšie jeho modifikácie – 23,7 h, zavlažovač WALLEY V.S.P – 24,86 h (Simoník, 1996). Zavlažovač s elektrifikovaným pohonom DNEPR DF-120 dosiahol hodnotu bezporuchovej práce 15,81 h a valivé potrubie Volžanka DKŠ-64 52,2 h (Simoník, 1985). Ako už bolo uvedené, tieto nízke hodnoty idú na vrub spôsobu zaradenia jednotlivých pracovných ústrojenstiev, hlavne však sú spôsobené nízkou úrovňou údržby týchto zložitých strojov.

Nie práve najšťastnejšia koncepcia riešenia pohonu zavlažovačov HRON 90260 by sa dala vyriešiť konštrukčnou zmenou pohonu cievky v rámci rekonštrukcie prevádzkovaných zavlažovačov.

Treba poznamenať, že úroveň spoľahlivosti pásových zavlažovačov prvej generácie vyrábaných v rámci bývalej ČSFR je rádovo nižšia než porovnateľné výrobky. Všeobecnú mienku, že pásové zavlažovače sú neodborne obsluhované a udržiavané, nemožno prijať ako smerodajnú, pretože zahraničné stroje nasadené v tom čase v našich podmienkach pri relatívne rovnakom prístupe majú podstatne lepšiu prevádzkovú spoľahlivosť.

Závlahové zariadenia sú zložitá a skladajú sa z veľkého počtu súčiastok a prvkov spojených paralelnými a sériovými väzbami do pomerne zložitej sústavy. Porucha ktoréhokoľvek prvku vyvoláva väčšie alebo menšie obmedzenie pracovnej schopnosti zavlažovača. Len kvalitný, vysokovýkonný výrobok bude spĺňať požiadavky kladené naňho závlahárskou praxou.

Nová generácia pásových zavlažovačov nemá spracované spoľahlivostné charakteristiky, a tak nemožno zaujať jednoznačné stanovisko, ktoré stroje odporúčať pre poľnohospodársku prax. Technické vybavenie zavlažovačov európskych výrobcov, vrátane výrobcov z ČR, je porovnateľné, ale chýba argumentácia z oblasti spoľahlivosti. Cenové relácie hovoria však v prospech českých výrobcov.

Nástup novej generácie pásových zavlažovačov si vyzáda obnoviť sledovanie ich prevádzkovej spoľahlivosti z dôvodu plánovania potreby náhradných súčiastok pre prevádzkovateľov hlavných závlahových zariadení, služby a užívateľov.

## ZÁVER

Zistené spoľahlivostné charakteristiky sa použili ako podklad pre zdokonalenie výroby zavlažovačov a tiež

ako vstupné údaje pre matematické modelovanie procesu zavlažovania, výsledkom ktorých sú exploatačné charakteristiky zavlažovačov a normatívy potreby času.

## LITERATÚRA

- ARTEMIEV, J. N. – HRUBEC, J.: Prevádzková spoľahlivosť poľnohospodárskych strojov. Bratislava, Príroda 1984. 202 s.
- BREŠ, M.: Určovanie základných ukazateľů bezporuchoosti traktor Zetor UR a jejich hlavních montážních skupin. Zeměd. Techn., 37, 1991 (1): 19–31.
- HRUBEC, J.: Metodika spracovania informácie o ukazovateľoch spoľahlivosti. In: Acta technologica Agriculturae XXIII. Nitra, VŠP 1982: 179–191.
- LYSÝ, M.: Výzkum spoľehlivosti závlahových zařízení. [Metodika dílčího úkolu.] Bratislava, VÚZH 1971. 84 s.
- LYSÝ, M. – SPITZ, P.: Hodnocení spoľehlivosti závlahových zařízení. In: Vedecké práce VÚZH Bratislava, 1978 (14): 87–98.
- LYSÝ, M. – SPITZ, P.: Spoľehlivost zavlažovače FREGAT. In: Vedecké práce VÚZH Bratislava, 1985 (17): 91–102.
- OUIJEZDSKY, J.: Provozní parametry závlahového detailu. [Priebežná správa.] Bratislava, VCPU-ÚZH 1987. 82 s.
- REHÁK, Š. – NOVOTNÝ, M. a kol.: Voda v poľnohospodárskej krajine. Bratislava, VÚZH, VÚPU 1996. 40 s.
- SIMONÍK, J.: Issledovanie i soveršenstvovanie tehnologii i organizacii mehanizirovannogo poliva doždevanijem v uslovjach seľskochozjajstvennych predpriatij ČSSR. Moskva, MIISP 1981. 244 s.
- SIMONÍK, J.: Spoľahlivostné charakteristiky závlahových strojov. In: Zborník prác mladých vedeckých pracovníkov. VŠP Nitra, 1985: 60–63.
- SIMONÍK, J.: Spoľahlivosť závlahovej techniky. In: Spoľahlivosť poľnohospodárskej techniky. ČSVTS, Račkova dolina 6. 6. 1990: 222–226.
- SIMONÍK, J.: Prevádzková spoľahlivosť závlahovej techniky. In: Aktuální problémy zemědělského výzkumu v oblasti zemědělské techniky. České Budějovice 16.–17. května 1996: 244–246.
- SPITZ, P. – SIMONÍK, J. – HENNEYOVÁ, K. – KORSUŇ, S. – KABEŠ, S.: Matematické modelování pro projektování a provoz závlahových systémů. Bratislava, VCPU, ÚZH 1989. 53 s.

Došlo 2. 6. 1997

---

### Kontaktná adresa:

Ing. Ján Simoník, CSc., Slovenská poľnohospodárska univerzita, Tr. A. Hlinku 2, 949 76 Nitra, Slovenská republika, tel.: (00421) (0)87/601 kl. 355, fax: (00421) (0)87/417 003, E-mail: simonik@uniag.sk

---

**Nejčerstvější informace o časopiseckých člancích  
poskytuje automatizovaný systém**

**Current Contents**

**na disketách**

Ústřední zemědělská a lesnická knihovna odebírá časopis „**Current Contents**“ řadu „**Agriculture, Biology and Environmental Sciences**“ a řadu „**Life Sciences**“ na disketách. Řada „Agriculture, Biology and Environmental Sciences“ je od roku 1994 k dispozici i s abstrakty. Obě tyto řady vycházejí 52krát ročně a zahrnují všechny významné časopisy a pokračovací sborníky z uvedených oborů.

Uložení informací z Current Contents na disketách umožňuje nejrozmanitější referenční služby z prakticky nejčerstvějších literárních pramenů, neboť báze dat je **doplňována každý týden** a neprodleně expedována odběratelům. V systému si lze nejen prohlížet jednotlivá čísla Current Contents, ale po přesném nadefinování sledovaného profilu je možné adresně vyhledávat informace, tisknout je nebo kopírovat na disketu s možností dalšího zpracování na vlastním počítači. Systém umožňuje i tisk žadanek o separát apod. Kumulované vyhledávání v šesti číslech Current Contents najednou velice urychluje rešeršní práci.

**Přístup k informacím Current Contents je umožněn dvojím způsobem:**

- 1) Zakázkový přístup** – po vyplnění příslušného zakázkového listu (objednávky) je vhodný především pro mimopražské zájemce.  
Finanční podmínky: – použití PC – 15 Kč za každou započatou půlhodinu  
– odborná obsluha – 10 Kč za 10 minut práce  
– vytištění rešerše – 1 Kč za 1 stranu A4  
– žadanky o separát – 1 Kč za 1 kus  
– poštovné + režijní poplatek 15 %
- 2) „Self-service“** – samoobslužná práce na osobním počítači v ÚZLK.  
Finanční podmínky jsou obdobné. Vzhledem k tomu, že si uživatel zpracovává rešerš sám, je to maximálně úsporné. (Do kalkulace cen nezapočítáváme cenu programu a databáze Current Contents.)

V případě Vašeho zájmu o tyto služby se obraťte na adresu:

**Ústřední zemědělská a lesnická knihovna**

Dr. Bartošová

Slezská 7

120 56 Praha 2

Tel.: 02/24 25 79 39, l. 520, fax: 02/24 25 39 38

Na této adrese obdržíte bližší informace a získáte formuláře pro objednávku zakázkové služby. V případě „self-servisu“ je vhodné se předem telefonicky objednat. V případě zájmu je možné si objednat i průběžné sledování profilu (cena se podle složitosti zadání pohybuje čtvrtletně kolem 100 až 150 Kč).

# INFLUENCE OF PRECOOLING ON THE QUALITY OF RAW MILK

## VLIV PŘEDCHLAZENÍ NA KVALITU SYROVÉHO MLÉKA

F. Guul-Simonsen<sup>1</sup>, N. P. Madsen<sup>1</sup>, S. Ostersen<sup>2</sup>

<sup>1</sup> *Danish Institute of Agricultural Sciences, Department of Agricultural Engineering, Horsens, Denmark*

<sup>2</sup> *Danish Institute of Agricultural Sciences, Department of Product Quality, Foulum, Denmark*

**ABSTRACT:** The present contribution describes an investigation made under practical conditions during which raw milk was pre-cooled (continuous process) from 35 °C to 11, 13 and 15 °C, respectively, and then further cooled directly (batch process) to 4 °C in a refrigerated farm milk tank. This cooling process was compared with direct cooling of raw milk from 35 to 4 °C within two hours (faster cooling than that prescribed in ISO 5708). The objective has been to study the following hypothesis: Pre-cooling of raw milk from 35 to less than 15 °C may lead to milk quality improvements, the result being a more "stable fat globule formation" and a slower bacterial growth.

precooling; raw milk; cooling process

**ABSTRAKT:** Příspěvek popisuje výzkum uskutečněný v provozních podmínkách, během kterých bylo syrové mléko předchlazeno (kontinuální proces) z teploty 35 °C na 11, 13, resp. 15 °C a následně bylo dochlazeno přímo (diskontinuální proces) na skladovací teplotu 4 °C v chladicí nádrži (pro ošetření mléka po nadojení). Výsledky tohoto chladicího procesu byly srovnávány s výsledky přímého chlazení syrového mléka z teploty 35 °C na 4 °C během dvou hodin (chlazení rychlejší než předepisuje norma ISO 5708). Cílem výzkumu bylo ověřit hypotézu o tom, že předchlazení syrového mléka za použití předchladičů z teploty 35 °C na teplotu kolem 15 °C může zlepšovat kvalitu mléka a výsledkem může být „stabilnější tvorba tukových kuliček“ a pomalejší růst bakterií.

předchlazení; syrové mléko; proces chlazení

### INTRODUCTION

Some Danish farmers make use of precooling of raw milk by means of the groundwater (boring), and according to the farmers, a higher milk quality could thereby be obtained. The precooling device is installed into the milk delivery line, thereby enabling continued cooling of pre-cooled milk to a temperature of 4 °C in tanks with direct evaporation. Tests have shown that the lipase activity is especially sensitive to agitation within the temperature areas of 15 and 35 °C (Fitz-Gerald, 1974). On the basis of this fact and the above-mentioned assertion, a work hypothesis can be made that precooling of fresh milk from 35 to less than 15 °C and subsequent direct cooling to 4 °C in refrigerated farm milk tanks may lead to milk quality improvements, a more "stable fat globule formation" and in a slower bacterial growth.

From an energy economic point of view, precooling of milk is also of interest to farmers, because this method enables them to re-use heated groundwater as drinking water for farm animals after the water has

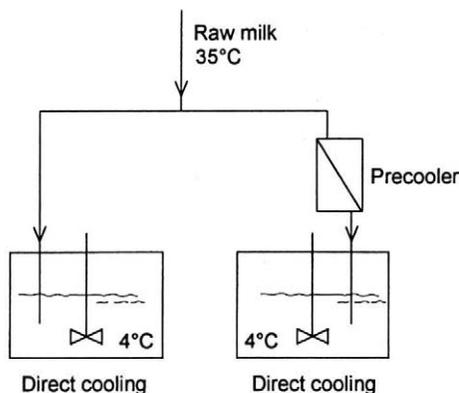
been conducted through the pre-cooler. Drinking water heated to 17 °C can increase the milk production of cows by 3% during the winter months (Anderson, 1984). Furthermore, heated drinking water mixed with milk powder is well-known to be a suitable type of feed for calves. Moreover, in rural areas where electricity companies offer low electricity rates at night and during weekends, groundwater may be pumped up and stored in insulated tanks for later pre-cooling purposes.

### MATERIALS AND METHODS

During milking, milk from 64 cows was continuously divided into two portions, which were afterwards exposed to different types of milk cooling (Fig. 1):

1. direct cooling (batch process),
2. precooling (continuous process) + direct cooling (batch process).

A loose cubicle type cattle house with milking parlour and separate milk store was used. 2 x 8 milking units were used in the milking parlour, and for each



1. Principle of test setup

cow a clean cloth wrung in an 80 ppm chlorhexidine solution was used. The refrigerated farm milk tanks and the milk pipes were made of stainless steel. The milk tanks and the milking units were cleaned in strict accordance with the instructions given by manufacturer/dairy.

The experimental setup was designed for tests with relatively large amounts of fresh regular milk (contrary to laboratory tests), i.e. milk which has been led through a pipe milking system and a milk segregator immediately after milking and subsequently pumped into a refrigerated milk tank.

After evening and morning milkings (two milkings) samples were taken from the milk mixture which had been cooled to 4 °C (daily collections). In the tests cooling of raw milk to 4 °C was compared to precooling of milk to 11, 13 and 15 °C, respectively, as well as to direct cooling of milk to 4 °C. The storing temperature of the milk, 4 ± 0.2 °C, was maintained by means of thermostatic control (Fig. 2).

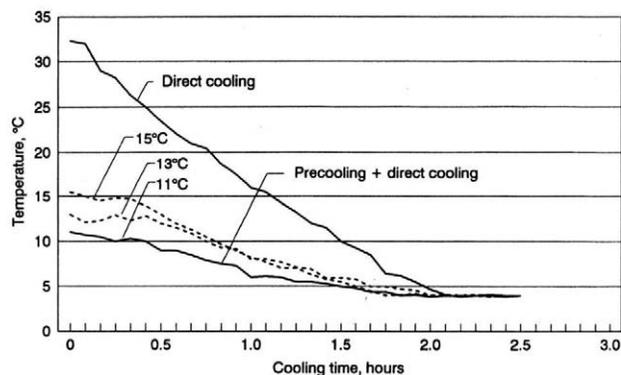
For each daily production, milk samples were taken after the milk in the tank had been stirred for 15 mi-

utes. 4–5 milk samples of 20 ml were taken from different depths of the tank. The samples were filled into 100 ml flasks and placed in thermoboxes equipped with cooling units (plastic containers containing frozen liquid), after which they were later exposed to sensory, bacteriologic, chemical and physical laboratory analyses.

The following analyses were made: sensory classification (Danish Veterinary Service, 1990), total plate count (IDF, 1991a), psychrotrophic bacteria (IDF, 1991b), fatty acid degree (BDI method, Government Research Institute of Dairy Industry, Denmark, 1962a), fat oxidation (TBA, modified after King, 1962), ascorbic acid (National Food Agency of Denmark, 1973), percentage of fat and protein (IDF, 1990), number of cells (Danish Veterinary Service, 1991), fat globule dimensions and distribution width (MD Food Development Centre, 1997).

I. Test plan

Test No.	Number of milkings per test	Process	
		direct cooling	precooling + direct cooling
1	2	$\bar{A}1$	$\bar{A}2$
2			
3			
4			
5		35 → 4 °C	35 → 15 → 4 °C
6	2	$\bar{B}1$	$\bar{B}2$
7			
8			
9			
10		35 → 4 °C	35 → 13 → 4 °C
11	2	$\bar{C}1$	$\bar{C}2$
12			
13			
14			
15		35 → 4 °C	35 → 11 → 4 °C



2. Cooling curves

For comparison of the two treatments, observations in pairs (R u d e m o . 1979) were used to reduce the influence of the variability on the test materials. Statistically, the milk in the two tanks make up a pair, and the *t*-tests were made in pairs as comparisons between direct cooling and precooling to 15, 13 or 11 °C + direct cooling.

$$t = \sqrt{n} \cdot \frac{D}{s}$$

where: *n* – number of measurements  
*D* – difference  
*s* – standard deviation

In order to estimate the mechanical damage of the fat globules, measurements were made of mean fat globule diameter and relative width of distribution (width of distribution curve).

$D_{vs}$  = mean value, calculated as the ratio of volume (*v*) and surface (*s*) of the fat globules

Relative width of distribution = width of curve indicating fat globule distribution

$$\frac{D(v; 0.9) - D(v; 0.1)}{D(v; 0.5)}$$

$D(v; 0.5)$  = 50% quantile:  
 50% of fat globules are less than the size stated (µm)

$D(v; 0.9)$  = 90% quantile:  
 90% of fat globules are less than the size stated (µm)

$D(v; 0.1)$  = 10% quantile:  
 10% of fat globules are less than the size stated (µm)

## RESULTS AND DISCUSSION

Tabs. II–IV show the analysis results from the processes  $\bar{A}1$  and  $\bar{A}2$ ,  $\bar{B}1$  and  $\bar{B}2$ ,  $\bar{C}1$  and  $\bar{C}2$  for milk from two milkings (daily collections), given as mean value (*x*) and standard deviation (*s*). The tables also show *t*-test results as regards sensory classification, total plate count (arithmetic), total plate count (logarithmic), psychrotrophic bacteria (arithmetic), psychrotrophic bacteria (logarithmic), fatty acid degree (BDI), fat oxidation (TBA values), vitamin-C, protein and fat percentages and number of cells.

Tab. III indicates fat globule diameter, mean value ( $D_{vs}$ ) and standard deviation (*s*) as well as relative distribution width in the milk after direct cooling to 4 °C and precooling to 15, 13 or 11 °C + direct cooling to 4 °C. The result of the *t*-test is moreover shown in the table.

It appears from the tables that there was no great difference in quality between milk that had been directly cooled from 35 to 4 °C and milk that had been pre-cooled from 35 to 15, from 35 to 13 or from 35 to 11 °C + direct cooling to 4 °C. On the whole, the tests (in pairs) show that the process results  $\bar{A}1 \sim \bar{A}2$ ;  $\bar{B}1 \sim$

$\bar{B}2$ ;  $\bar{C}1 \geq \bar{C}2$ ; or  $\bar{A}1 \sim \bar{A}2 \sim \bar{B}1 \sim \bar{B}2 \sim \bar{C}1 \geq \bar{C}2$ . The statistical differences are small. As regards fatty acid degree, however, there were deviations in the precooling from 35 to 11 °C + direct cooling to 4 °C. From the *t*-test it was thereby found that precooling lowered the level of fatty acid degree. The results from process  $\bar{C}1$  are significantly higher than those from process  $\bar{C}2$  ( $P < 0.01$ ).

On measurement of the fat globule diameter in milk, precooling to 11 °C + direct cooling to 4 °C likewise deviates in cases where the *t*-test shows a small relative distribution width. The results from process  $\bar{C}1$  are significantly higher than those from process  $\bar{C}2$  ( $P < 0.02$ ). This means that there is a greater uniformity in the fat globule distribution, i.e. the fat globules have maintained their stability during the cooling process and the mechanical agitation. W a s t r a (1975) found that a slight homogenization may contribute to an increased fat globule distribution, which is referred to as "width parameter". However, it has not been defined the same way as the relative distribution width, but the principle used was the same. This indicates that a weaker mechanical treatment may have been used on precooling of the milk to 11 °C, and/or that the fat globules have been more resistant towards mechanical treatment. Previous examinations (G u u l - S i m o n - s e n et al., 1995) have shown that compared to direct cooling, rapid cooling of milk by use of instant cooling resulted in a lower content of free fatty acids. It must therefore be presumed that precooling of raw milk to 11 °C or lower + direct cooling to 4 °C may improve the milk somewhat compared to direct cooling from 35 to 4 °C.

The precooling temperatures were selected on the basis of the fact that temperature of pumped up ground-water is 8–10 °C. During the process of pumping the temperature of the water will rise slightly as the water passes through the pump, just as the temperature of the water will rise significantly during storage in the tank, especially in the summer by day, even in well insulated tanks. It therefore seems to be of no practical importance to study the effect of precooling to milk temperatures lower than 11 °C, as the construction of the precooler (heat conversion area) will limit the chances to obtain lower temperatures.

The milk samples were transported to laboratory (160 km) in thermoboxes equipped with refrigerating units, and consequently, the analyses were made about 24 hours after sampling of the milk from the refrigerated milk tank. This proceeding may result in a slight bacterial growth before the analysis is made. In practice, the bacterial growth is practically insignificant, providing the samples are stored at temperatures between 2 and 4 °C. In the present case, where the tests are of comparative nature, the mentioned bacterial growth is quite insignificant for the evaluation of the results. Good quality milk was used for the test. All milk samples were evaluated by milk assessors in accordance with Sensory Classification 1 (no defects) for appearance

II. Raw milk treated with direct cooling from 35 to 4 °C and precooling from 35 to 15, 13 and 11 °C + direct cooling to 4 °C, respectively, five tests, mean value ( $\bar{x}$ ) and standard deviation ( $s$ )

No.	Analysis	Process											
		A1		A2		B1		B2		C1		C2	
		direct cooling		precooling 15 °C + direct cooling		direct cooling		precooling 13 °C + direct cooling		direct cooling		precooling 11 °C + direct cooling	
		$x_1$	$s_1$	$x_2$	$s_2$	$x_3$	$s_3$	$x_4$	$s_4$	$x_5$	$s_5$	$x_6$	$s_6$
1	Sensory classification <sup>*)</sup>	1.0 <sup>a</sup>	0	1.0 <sup>a</sup>	0	1.0 <sup>a</sup>	0	1.0 <sup>a</sup>	0	1.0 <sup>a</sup>	0	1.0 <sup>a</sup>	0
2	Total plate count, arithmetic, 10 <sup>3</sup> /ml <sup>**)</sup>	6.3 <sup>a</sup>	2.3	7.3 <sup>a</sup>	2.7	4.1 <sup>a</sup>	1.7	3.1 <sup>a</sup>	1.7	6.0 <sup>a</sup>	2.0	6.4 <sup>a</sup>	2.9
3	Total plate count, logarithmic, ml <sup>-1</sup> <sup>**)</sup>	3.8 <sup>a</sup>	0.2	3.8 <sup>a</sup>	0.2	3.6 <sup>a</sup>	0.2	3.4 <sup>a</sup>	0.2	3.7 <sup>a</sup>	0.2	3.7 <sup>a</sup>	0.3
4	Psychrotrophic bacteria, arithmetic, 10 <sup>3</sup> /ml <sup>**)</sup>	1.2 <sup>a</sup>	0.5	1.6 <sup>a</sup>	0.6	1.7 <sup>a</sup>	0.4	1.5 <sup>a</sup>	1.0	1.5 <sup>a</sup>	1.0	1.6 <sup>a</sup>	1.0
5	Psychrotrophic bacteria, logarithmic, ml <sup>-1</sup> <sup>**)</sup>	3.0 <sup>a</sup>	0.2	3.1 <sup>a</sup>	0.2	3.2 <sup>a</sup>	0.1	3.1 <sup>a</sup>	0.3	3.1 <sup>a</sup>	0.3	3.1 <sup>a</sup>	0.4
6	Fatty acid degree, BDI, meq/100 g fat <sup>**)</sup>	0.70 <sup>a</sup>	0.02	0.70 <sup>a</sup>	0.02	0.76 <sup>a</sup>	0.06	0.73 <sup>a</sup>	0.03	0.76 <sup>a</sup>	0.04	0.62 <sup>b</sup>	0.05
7	Fat oxidation, TBA value <sup>**)</sup>	0.014 <sup>a</sup>	0.003	0.011 <sup>b</sup>	0.001	0.017 <sup>a</sup>	0.006	0.013 <sup>a</sup>	0.004	0.016 <sup>a</sup>	0.004	0.016 <sup>a</sup>	0.003
8	Vitamin-C, mg/100 ml <sup>**)</sup>	0.70 <sup>a</sup>	0.25	0.64 <sup>a</sup>	0.15	0.34 <sup>a</sup>	0.05	0.32 <sup>a</sup>	0.04	0.32 <sup>a</sup>	0.04	0.34 <sup>a</sup>	0.048
9	Protein, % <sup>**)</sup>	3.64 <sup>a</sup>	0.46	3.62 <sup>a</sup>	0.40	3.42 <sup>a</sup>	0.04	3.40 <sup>a</sup>	0.03	3.49 <sup>a</sup>	0.01	3.49 <sup>a</sup>	0.01
10	Fat, % <sup>**)</sup>	4.45 <sup>a</sup>	0.02	4.56 <sup>b</sup>	0.13	4.57 <sup>a</sup>	0.15	4.54 <sup>a</sup>	0.05	4.69 <sup>a</sup>	0.11	4.51 <sup>b</sup>	0.11
11	Number of cells, arithmetic 10 <sup>3</sup> /ml <sup>**)</sup>	171 <sup>a</sup>	24	159 <sup>a</sup>	22	165 <sup>a</sup>	19	160 <sup>a</sup>	21	278 <sup>a</sup>	103	262 <sup>a</sup>	90
12	Number of cells, logarithmic, ml <sup>-1</sup> <sup>**)</sup>	2.2 <sup>a</sup>	0.07	2.2 <sup>a</sup>	0.06	2.2 <sup>a</sup>	0.06	2.2 <sup>a</sup>	0.06	2.4 <sup>a</sup>	0.18	2.4 <sup>a</sup>	0.19

\*) Scale of sensory classification for appearance, odour and taste

1 = No defects (satisfactory)

2 = Small defects (less satisfactory)

3 = Distinct defects (not satisfactory)

\*\*\*) a and b: Figures for one and the same quality parameter with different letters were significantly different ( $P < 0.05$ ) on  $t$ -test.

III. Fat globule diameter, mean diameter ( $D_{vs}$ ), standard deviation ( $s$ ) and distribution width in raw milk, cooled through the processes  $\bar{A}1$ ,  $\bar{A}2$ ,  $\bar{B}1$ ,  $\bar{B}2$ ,  $\bar{C}1$  and  $\bar{C}2$ . Each process consists of five tests

Unit	Fat Globule Diameter											
	process											
	$\bar{A}1$		$\bar{A}2$		$\bar{B}1$		$\bar{B}2$		$\bar{C}1$		$\bar{C}2$	
	direct cooling		precooling 15 °C + direct cooling		direct cooling		precooling 13 °C + direct cooling		direct cooling		precooling 11 °C + direct cooling	
	$D_{vs1}$	$s_1$	$D_{vs2}$	$s_2$	$D_{vs3}$	$s_3$	$D_{vs4}$	$s_4$	$D_{vs5}$	$s_5$	$D_{vs6}$	$s_6$
Mean value, mm	2.40 <sup>a</sup>	0.03	2.46 <sup>a</sup>	0.01	2.42 <sup>a</sup>	0.02	2.40 <sup>a</sup>	0.02	2.41 <sup>a</sup>	0.04	2.42 <sup>a</sup>	0.04
Distribution width	1.43 <sup>a</sup>	0.01	1.43 <sup>a</sup>	0.02	1.45 <sup>a</sup>	0.01	1.46 <sup>a</sup>	0.02	1.45 <sup>a</sup>	0.02	1.43 <sup>b</sup>	0.02

\*) a and b: Figures for one and the same quality parameter with different letters were significantly different ( $P < 0,01$ ) on  $t$ -test

IV. Distribution of fat globule diameters, percentage of normal distribution (%) and standard deviation ( $s$ ) in raw milk, cooled through the processes  $\bar{A}1$ ,  $\bar{A}2$ ,  $\bar{B}1$ ,  $\bar{B}2$ ,  $\bar{C}1$  and  $\bar{C}2$ , respectively. Each process consists of five tests

Mean fat globule diameter	Distribution of fat globule diameters											
	process											
	$\bar{A}1$		$\bar{A}2$		$\bar{B}1$		$\bar{B}2$		$\bar{C}1$		$\bar{C}2$	
	direct cooling		precooling 15 °C + direct cooling		direct cooling		precooling 13 °C + direct cooling		direct cooling		precooling 11 °C + direct cooling	
mm	% <sub>1</sub>	$s_1$	% <sub>2</sub>	$s_2$	% <sub>3</sub>	$s_3$	% <sub>4</sub>	$s_4$	% <sub>5</sub>	$s_5$	% <sub>6</sub>	$s_6$
0.35 (0-0.39)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.43 (0.39-0.48)	0.13	0.04	0.13	0.03	0.19	0.02	0.23	0.03	0.23	0.05	0.27	0.08
0.53 (0.48-0.59)	0.61	0.08	0.61	0.06	0.73	0.04	0.79	0.04	0.77	0.10	0.78	0.12
0.65 (0.59-0.73)	1.39	0.11	1.38	0.09	1.56	0.05	1.62	0.04	1.60	0.14	1.53	0.17
0.81 (0.73-0.91)	2.61	0.12	2.60	0.12	2.81	0.06	2.87	0.05	2.84	0.18	2.66	0.21
1.00 (0.91-1.12)	4.41	0.15	4.40	0.13	4.61	0.05	4.66	0.06	4.57	0.19	4.33	0.23
1.23 (1.12-1.37)	6.11	0.16	6.13	0.10	6.25	0.04	6.32	0.08	6.14	0.15	6.00	0.12
1.51 (1.37-1.69)	6.87	0.13	6.94	0.14	6.89	0.09	6.92	0.10	6.84	0.25	6.77	0.20
1.86 (1.69-2.08)	8.31	0.33	8.43	0.38	8.23	0.19	8.22	0.16	8.33	0.45	8.35	0.45
2.30 (2.08-2.57)	10.79	0.51	11.06	0.42	10.60	0.26	10.54	0.19	10.85	0.56	10.95	0.56
2.83 (2.57-3.16)	13.81	0.39	13.89	0.42	13.65	0.18	13.55	0.12	13.84	0.39	14.10	0.43
3.49 (3.16-3.90)	15.36	0.11	15.35	0.24	15.22	0.10	15.12	0.17	15.17	0.07	15.52	0.19
4.30 (3.90-4.80)	13.88	0.32	13.78	0.42	13.70	0.34	13.61	0.38	13.44	0.35	13.74	0.34
5.29 (4.80-6.15)	9.50	0.38	9.37	0.40	9.26	0.44	9.17	0.43	9.02	0.41	9.11	0.40
6.52 (6.15-7.28)	4.70	0.30	4.57	0.30	4.48	0.35	4.41	0.33	4.37	0.30	4.31	0.32
8.04 (7.28-8.98)	1.44	0.16	1.38	0.15	1.34	0.18	1.29	0.17	1.27	0.16	1.23	0.18
9.91 (> 8.98)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

ce, odour and taste, and they were analysed for total plate count/ml (arithmetic) below  $10 \times 10^3$ .

As a whole, the results show that the work hypothesis regarding "constant fat globule formation" (i.e. reduced affection of the fat globules) and a lower bacterial growth on precooling + subsequent direct cooling to 4 °C than on direct cooling from 35 to 4 °C will not hold in the case of precooling to 13 and 15 °C, if the method is compared with direct cooling within two hours, the latter being the best classification of refrigerated milk tanks according to CEN (1994). The best ISO classification (1983) is 2.5 hours. According to the Danish Veterinary Service (1993), milk cooling from 35 to 4 °C within three hours is a satisfactory cooling

method. On precooling to 13 or 15 °C, the milk quality will not be improved, but the method will, however, provide an additional protection from quality deterioration of the milk in the case of undersized or poorly maintained milk cooling plants (fluctuating cooling capacities).

The test did not include energy economic calculations (i.e. the value of drinking water given to farm animals and no utilization of recovered heat from the condenser of the cooling plant for domestic purposes), as such calculations would be dependent on the local conditions, including the design of the cooling plant, the refrigerant used and the condition of the plant. Possible differences in the composition of local time differenti-

ated electricity rates, if available, should also be considered. Other things being equal, precooling of milk will mean shorter operating times of the refrigerating compressors, and thus, a lower power consumption can be achieved. From an energy point of view, the difference between precooling to 11 or 15 °C is of no practical value. However, some savings can be achieved by precooling from 35 to 11 or 15 °C:

$$Q = M \cdot \Delta t \cdot C$$

where: *M* – milk quantity  
 $\Delta t$  – temperature difference  
*C* – specific heat of the milk

The power consumption will be increased slightly when groundwater is pumped up for storage purposes (small pump using low-cost night or weekend electricity). How much water to be pumped up will depend on the construction of the precooler, and specifically of the aversion area of the precooler. From an energy economic point of view, a slight saving can be obtained by the precooling of milk.

## CONCLUSION

Raw milk cooled from 35 to 11 °C + direct cooling to 4 °C in a refrigerated milk tank was found to have a significantly lower fatty acid degree and a more homogeneous distribution of the fat globule particles than in the case of direct cooling of the milk from 35 to 4 °C. No improvements were found on precooling of the raw milk from 35 to 13 °C or from 35 to 15 °C.

## REFERENCES

ANDERSON, M.: Drinking water supply to housed dairy cows. Swedish University of Agricultural Sciences, Report No. 130, 1984: 47–58.  
 FITZ-GERALD, C. H.: Milk lipase-activation by agitation influence of temperature. Australian J. Dairy Technol., 1974: 82–32.

GUUL-SIMONSEN, F. – CHRISTIANSEN, P. S. – EDELSTEN, D. – KRISTIANSEN, J. R. – MADSEN, N. P. – NIELSEN, E. W. – PETERSEN, L.: Cooling, storing and quality of raw milk. Acta Agric. Scand., Section A. Animal Science, 1996 (2): 105–110.  
 KING, R. L.: Determination of oxidation in milk. Method of TBA. J. Dairy Sci., 45, 1962: 1165–1171.  
 RUDEMO, M.: Statistics and calculus of probabilities (in Danish). Copenhagen, DSR Forlag 1979. 202 pp.  
 WALSTRA, P.: Effect of homogenization on the globule size distribution in milk. Neth. Milk Dairy J., 29, 1975: 279–294.  
 Danish Veterinary Service Instructions: Appearance, odour and taste of milk (in Danish). 1990. 2 pp.  
 Danish Veterinary Service Instructions: Number of cells (in Danish). 1991. 9 pp.  
 Danish Veterinary Service Directives: Directives of production and transport of milk (in Danish). No. 418, 1993. 8 pp.  
 European Standard Draft CEN/TC 153/WG 8: Bulk milk coolers on farms. Construction, performance, suitability for use, safety and hygiene. N62, 1994. 33 pp.  
 Government Research Institute for Dairy Industry, Denmark: Lipase activity in milk and some dairy products (in Danish). Report No. 136, 1962a. 58 pp.  
 International Standard, IDF 100 B: Milk. Enumeration of microorganisms. Colony count technique at 30 °C. 1991a. 3 pp.  
 International Standard, IDF 100 A: Milk. Enumeration of psychotrophic microorganisms. Colony count technique at 6.5 °C. 1991b. 3 pp.  
 International Standard, IDF 148: Milk. Number of cells. Method C. 1991c: 5–6.  
 International Standard, ISO 5708: Refrigerated bulk tanks. 20 pp. DIN 8968, 1983. Behälter-Kühlanlagen für frisch ermolkene Milch. 19 pp. ≈ DS 5708, 1975. Mælkekøletanke, 1983. 20 pp.  
 MDU Analysis Directions: Measurements of particles in liquid products (in Danish). MD Food Development Centre, 1997. 7 pp.  
 National Food Agency of Denmark: Determination of ascorbic acid. Method No. AV0031 (in Danish). 1973. 4 pp.

Received on January 16, 1998

---

### Contact Address:

Dipl.-Ing. Frode Guul-Simonsen, Danish Institute of Agricultural Sciences, Research Centre Bygholm, P.O. Box 536, DK-8700 Horsens, Tlf.: +45 75 60 22 11, Fax: +45 75 62 48 80

---

# INTERNATIONALER STAND DER NUTZUNG VON KRAFT- UND SCHMIERSTOFFEN SOWIE HYDRAULIKFLÜSSIGKEITEN AUS NACHWACHSENDEN ROHSTOFFEN

MEZINÁRODNÍ STAV VYUŽITÍ POHONNÝCH HMOT, MAZIV  
A HYDRAULICKÝCH KAPALIN Z OBNOVITELNÝCH SUROVIN

N. Kanswohl<sup>1</sup>, J. Červinka<sup>2</sup>

<sup>1</sup> *Universität Rostock, Agrarwissenschaftliche Fakultät, Rostock, Bundesrepublik  
Deutschland*

<sup>2</sup> *Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, Brno, Česká republika*

**ABSTRAKT:** Im Hinblick auf die agrar- und umweltpolitischen Herausforderungen, insbesondere in den Industriestaaten und der Möglichkeit der dezentralen nachhaltigen Energienutzung in Entwicklungsländern der Subtropen und Tropen wird der Verwendung von Pflanzenölen im non food-Bereich ein hoher Stellenwert beigemessen. Die vorliegenden wissenschaftlichen Erkenntnisse beweisen, da die Verwendung von Pflanzenölmethylester und reinem Pflanzenöl als Ersatz für Dieselkraftstoff in der Gesamtbilanz ökologische Vorteile bietet und für den ländlichen Raum neue Perspektiven eröffnet. Aus wirtschaftlichen und ökologischen Gründen sollte der Einsatz von Pflanzenölen vorwiegend in umweltsensiblen Bereichen wie Binnenschifffahrt, innerstädtischer Verkehr, Bauwirtschaft, Forstwirtschaft und Wasserschutzgebieten erfolgen. In Entwicklungsländern sollte die Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion vermieden werden, indem vorwiegend nicht eßbare Pflanzenöle verwendet werden. Primat hat die dezentrale Nutzung von Ölpflanzenarten, die den örtlichen Bedingungen angepaßt sind. Neben dem Einsatz von Pflanzenölen als Kraftstoff sollten in umweltsensiblen Bereichen auch Schmierstoffe und Hydraulikflüssigkeiten auf Pflanzenölbasis in Maschinen und Geräten Verwendung finden. Sie sollten vorrangig in den Bereichen eingesetzt werden, wo sie die Anforderungen, die auch an mineralische Stoffe bezüglich ihrer technischen Leistungsfähigkeit gestellt werden, erfüllen und die höheren Kosten durch die deutlich bessere Umweltverträglichkeit aufgewogen werden. Effektiver und sparsamer Energieeinsatz, technische Optimierungen und die verstärkte Markteinführung biogener Energieträger können zusammen einen wirksamen Beitrag zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Belastung der Atmosphäre leisten. Der Einsatz biogener Energieträger sollte aber nicht in Konkurrenz zu anderen Energieträgern, sondern als sinnvolle Ergänzung aufgrund bestimmter spezifischer Vorteile erfolgen. Voraussetzung für die Realisierung der Ziele – insbesondere in Ländern mit agrarischer Überproduktion – sind entsprechende politische Rahmenbedingungen, die unter anderem auch weiterhin eine Förderung der Forschungs- und Entwicklungsarbeiten beinhalten sollten. Großer multidisziplinärer Forschungsbedarf besteht hinsichtlich der umweltfreundlichen Produktion, sowie dem optimalen Einsatz von Pflanzenölkraftstoffen als Grundlage für die Entwicklung attraktiver Zukunftstechnologien.

Pflanzenöl; Energieersatz; Kraftstoff; Schmierstoff; Hydraulikflüssigkeit; Ökologie

**ABSTRAKT:** Vzhledem k výzvam zemědělské politiky a politiky životního prostředí, zejména v průmyslových státech a při možnostech centrálního trvalého využití energie v subtropích a tropech, je v nepotravinářské oblasti přisuzován velký význam rostlinným olejům. Vědecké poznatky dokazují, že použití methylesterů z rostlinných olejů a z čistého rostlinného oleje jako náhrady za motorovou naftu má v celkové bilanci ekologické přednosti a otevírá zemědělství nové perspektivy. Tyto oleje by se měly prosazovat v ekologicky citlivých oblastech, jako je vnitrozemská plavba, doprava v centru měst, stavební hospodářství, lesní hospodářství, a v ochranných vodních pásmech. V rozvojových zemích by se převážně měly využívat nejedlé rostlinné oleje, aby se zamezilo konkurenci s výrobou potravin. Vedle využití rostlinných olejů jako pohonných látek by v citlivých oblastech životního prostředí mohla najít uplatnění také maziva a hydraulické kapaliny na bázi rostlinného oleje. Ty by měly přednostně nahradit klasické pohonné hmoty v oblastech, ve kterých splňují požadavky stanovené pro technickou výkonnost minerálních látek a ve kterých by vyšší náklady byly vyváženy lepší snesitelností pro životní prostředí. Efektivní a úsporné využití energie, technická optimalizace a úspěšné obchodní zavedení biogenních energetických nosičů mohou společně přispět k redukcí zátěží atmosféry CO<sub>2</sub>. Nasazení biogenních energetických nosičů by nemělo konkurovat s ostatními energetickými nosiči, ale mělo by představovat vhodný doplněk na základě určitých specifických předností. Předpokladem pro realizaci cíle, zvláště v zemích se zemědělskou nadprodukcí, jsou odpovídající rámcové politické

podmínky, které by měly mimo jiné splňovat také požadavky výzkumných a vývojových prací. S ohledem na produkci šetrnou vůči životnímu prostředí, stejně jako na optimální množství použitých pohonných hmot rostlinného původu, vzniká velká potřeba multidisciplinárního výzkumu jako základu pro vývoj atraktivních technologií budoucnosti.

roslinný olej; náhradní energie; pohonné látky; maziva; hydraulické kapaliny; ekologie

## EINLEITUNG

Die Produktion der zehn wichtigsten Ölsaaten betrug weltweit im Wirtschaftsjahr 1995/96 252 Millionen Tonnen. Die größte Bedeutung haben mengenmäßig Sojabohne, Ölpalme, Baumwollsaat, Rapssaat, Sonnenblumenkerne und Erdnüsse.

Pflanzenöle sind hervorragende Ausgangsstoffe zur Herstellung von Kraft- und Schmierstoffen sowie Hydraulikflüssigkeiten. Ob als Rohstoff – je nach Verfügbarkeit in der Region – Raps, Sonnenblumen, Soja, Ölpalmen oder Erdnüsse zur Anwendung kommen, ist erstmalig sekundär.

Rudolf Diesel hat schon im Jahre 1912 in seiner Patentschrift die zukünftige Bedeutung biogener Kraftstoffe folgendermaßen herausgestellt: „Der Gebrauch von Pflanzenöl als Kraftstoff mag heute unbedeutend sein. Aber derartige Produkte können im Laufe der Zeit ebenso wichtig werden, wie Petroleum und Kohle-Teer-Produkte von heute“.

Neben der Umweltschonung und der Ressourcensicherung haben die Schaffung dezentraler Verarbeitungsstätten mit den damit verbundenen Vorzügen für die Wirtschaft im ländlichen Raum, die Schaffung von Arbeitsplätzen und die erhöhte Wertschöpfung sowie die Nutzung nicht mehr für die Nahrungsmittelproduktion benötigter Flächen entscheidende Bedeutung.

Bei der Ressourcensicherung sollte nicht nur die zeitliche Verfügbarkeit der fossilen Rohstoffe gesehen werden, sondern auch die Sicherheit ihrer Erlangung. 70 % der Mineralölvorräte liegen in potentiellen Kri-

sengebieten und sind damit nicht voll für den Verbrauch kalkulierbar. Wichtig in der Argumentation für den Einsatz biogener Kraftstoffe ist aber, daß wir sie nicht nur aus der landwirtschaftlichen Sicht, also alternativ zur Nahrungsproduktion und Subventionsproblematik sehen, sondern wie es Herr Connemann von der Oelmühle Leer Connemann GmbH und Co am 12. Mai 1997 auf dem Symposium „Kraftstoffe aus Pflanzenöl für Dieselmotoren“ in Ostfildern treffend aussprach „Biodiesel ist ein hervorragender Kraftstoff“ (Bild 1).

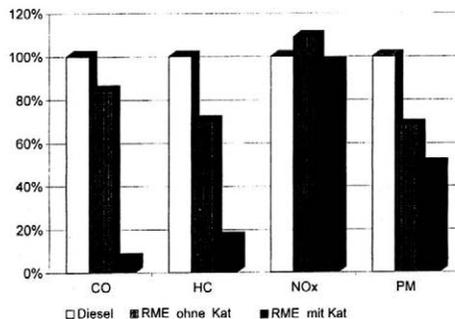
Es wäre natürlich unrealistisch – auch für die Zukunft betrachtet – zu glauben, da eine Deckung des Welt-Dieselmotorkraftstoffverbrauchs zum überwiegenden Teil durch Pflanzenölkraftstoffe möglich wäre. Aufgrund des ständig wachsenden Bedarfs durch Zunahme der Weltbevölkerung sowie ihrer Mobilität ist es notwendig, alle zur Verfügung stehenden Energieformen in die wissenschaftlichen Untersuchungen mit einzubeziehen.

Beachtet werden muß bei aller Befürwortung des Einsatzes von Pflanzenölen als Kraftstoff das Prinzip „food over fuel“, das heißt das Länder mit einem Nahrungsmitteldefizit, wie z.B. viele Entwicklungsländer tropischer und subtropischer Regionen Afrikas und Mittelamerikas in absehbarer Zeit nur geringe Potenzen für die Kraftstoffproduktion aus nachwachsenden Rohstoffen haben werden.

Bei der Betrachtung tropischer und subtropischer Entwicklungsländer ist außerdem zu berücksichtigen, daß die Rahmenbedingungen aufgrund der teilweise sehr schlechten Infrastruktur sehr unterschiedlich sind. Je nach Beschaffenheit der Infrastruktur müssen die vorhandenen biogenen Kraft- und Schmierstoffe und Motorenkonzepte für den mobilen wie auch stationären Einsatz (Wasserförderung, Nacherntetechnik) gegeneinander abgewogen und mit traditionellen Alternativen (tierische Zugkraft, Wind- und Wasserenergie), sowie mit Kraftstoffen auf Mineralölbasis oder anderen Energieträgern verglichen werden.

Diese Länder hätten aber aufgrund der vorhandenen tropischen Ölfrüchte aus Sicht der ökologischen Gesamtbilanz gegenüber den Produzenten z.B. in Mitteleuropa deutlich bessere Voraussetzungen. Ölpalmen liefern z.B. einen jährlichen Ölertrag von 7 bis 10 Tonnen.

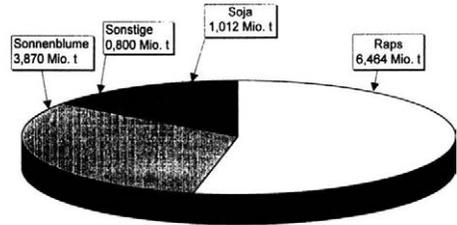
Für Schmierstoffe und Hydraulikflüssigkeiten werden Pflanzenöle vor allem aufgrund ihrer guten Abbaubarkeit und Wasserverträglichkeit in umweltsensiblen Bereichen (z.B. Wald, Gewässer, Bauwesen) verwendet. Das Potential für den Einsatz ist international sehr hoch. Allein in Deutschland werden jährlich über ein Millionen Tonnen Schmierstoffe und Hydraulikflüssig-



1. Vergleich der Schadstoff-Emissionen Diesel – Biodiesel

RME – Rapsmethylester  
PM – Partikel  
HC – Kohlenwasserstoffe  
CO – Kohlenmonoxid

keit eingesetzt. Nur etwa die Hälfte der eingesetzten Stoffe werden über die Altölsammlung zurückgewonnen. 500.000 Tonnen können aufgrund von Leckagen, unvorschriftsmäßigem Umgang oder betriebsbedingt zu erheblichen Umweltbelastungen beitragen. Schmierstoffe und Hydraulikflüssigkeiten auf Pflanzenölbasis sollten vorrangig in den Bereichen eingesetzt werden, wo sie die Anforderungen, die auch an mineralische Stoffe bezüglich ihrer technischen Leistungsfähigkeit gestellt werden, erfüllen und die höheren Kosten durch die deutlich bessere Umweltverträglichkeit aufgewogen werden.



2. Europäische Ölsaatenproduktion 1995

## EINSATZ VON PFLANZENÖLEN ALS KRAFT- UND SCHMIERSTOFF SOWIE HYDRAULIKFLÜSSIGKEIT

In Europa werden aufgrund der klimatischen Bedingungen vorrangig Raps, aber auch Sonnenblumen und Soja für die Erzeugung von Pflanzenölen angebaut (Bild 2). Sie können mit einer relativ guten Energiebilanz (input : output 1 : 7) erzeugt werden. Voraussetzung ist aber die Einbeziehung des gesamten Biomasseertrages (Bild 3).

Trotz der zur Zeit weltweit niedrigen Lagervorräte an Getreide und der wachsenden Bevölkerung ist aber mittel- und langfristig aufgrund des wissenschaftlichen und technischen Fortschritts mit einer deutlichen Ertragssteigerung bei landwirtschaftlichen Produkten sowie einer wesentlichen Reduzierung der Verluste bei der landwirtschaftlichen Produktion zu rechnen. Das bedeutet, daß aufgrund der anzunehmenden Überproduktion – unter Beachtung regionaler Differenziertheit – weltweit große Agrarflächen für die Produktion von Pflanzenölen zur Verfügung stehen werden.

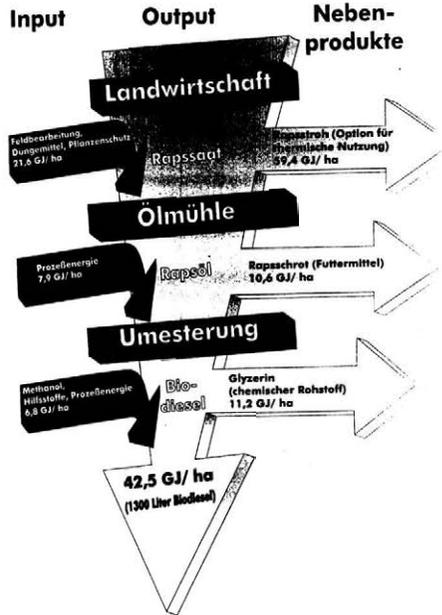
Bei der Erzeugung und Verwertung einschließlich der Vermarktung von Pflanzenölen gibt es weiterhin Forschungsbedarf (Bild 4). Wichtig ist, daß stärker dezentrale Konzepte unter Berücksichtigung regionaler Besonderheiten und der Kreislaufwirtschaft im Mittelpunkt stehen.

### Rapsöl als Kraftstoff

Grundsätzlich gibt es zwei Möglichkeiten der Verwertung von Rapsöl als Kraftstoff:

- „Biodiesel“ ist durch einen chemischen Prozeß aus Rapsöl gewonnenes Fettsäure-Methylester (RME), das in Dieselmotoren weitgehend problemlos als Kraftstoff einsetzbar ist;
- natürlicher Rapsöl-Kraftstoff kann mit einfacher Technik und relativ geringem Aufwand aus der Ölsaat gepreßt werden, fordert jedoch die Anpassung des Verbrennungsmotors.

Beide Wege sind gangbar und haben auch ihre spezielle Bedeutung. Trotzdem ist nur bei Biodiesel eine relativ breite Markteinführung gelungen. Dies wird nicht nur anhand des wachsenden Verbrauchs in Westeuropa deutlich, sondern zeigt sich auch in der Entwicklung der Biodieselproduktion in der Tschechischen Re-



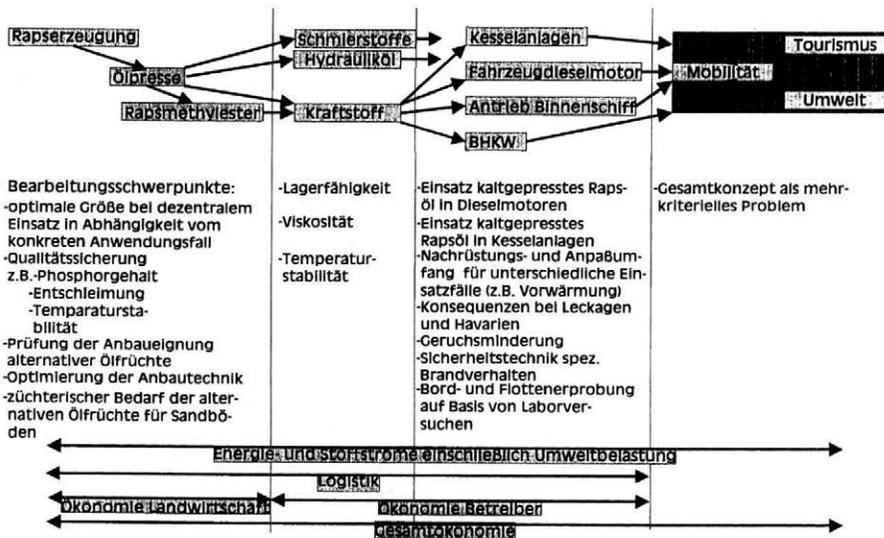
3. Primärenergie-Einsatz bei der Biodiesel-Herstellung

publik (Tab. I). Warum sich die Automobil- und Motorenindustrie in Mitteleuropa und Nordamerika nicht für natürliches Rapsöl entschieden hat, zeigt die Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile in Bild 5.

I. Raps- und Biodieselproduktion in der Tschechischen Republik

	1992/1993	1993/1994	1994/1995	1995/1996
Erntefläche (10 <sup>3</sup> ha)	135,9	167,0	189,9	252,7
Erträge (t/ha)	2,16	2,26	2,38	2,62
Rapsproduktion (10 <sup>3</sup> t)	292,9	377,2	451,6	662,2
Biodieselproduktion (10 <sup>3</sup> t)		3,0	18,5	27,0*

\* Für 1997/98 wird eine Verarbeitung von über 100.000 t Rapssaat zu Biodiesel erwartet



4. Forschungs- und Entwicklungsschwerpunkte bei Pflanzenölen

Da eine breite Markteinführung von reinem Rapsöl im Kraftstoffsektor auch mittelfristig nicht zu erwarten ist, sollen sich die folgenden Ausführungen auf Biodiesel beziehen.

Biodiesel als flüssiger Energieträger ist für jede Art der Verbrennung geeignet. Betrachtet man den Einsatz aus ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkten, ergeben sich differenzierte Anwendungsgebiete:

– Der Einsatz in der **Landwirtschaft** wäre aus Sicht der kurzen Wege, Kreislaufwirtschaft und der Beispielwirkung am günstigsten (Bild 6).

Da es aber keine Gasölbeihilfe (0,41 DM/l) wie bei Mineralöldiesel gibt, ist der Einsatz aus ökonomischer Sicht unwirtschaftlich.

– Der Einsatz in **Dieselmotoren** von Kraftfahrzeugen mit stark wechselndem Lastprofil.

Hier ist der Einsatz gegenwärtig aus ökologischen, motorbetrieblichen und betriebswirtschaftlichen Gründen am weitesten fortgeschritten. Außerdem handelt es sich bei Dieselmotoren im Kraftfahrzeugbereich um einen Wachstumsmarkt mit außerordentlich großen Zukunftschancen. Allein das deutsche Taxi- und Mietwagen-gewerbe mit hohem Anteil von Betriebsstuden in sensiblen Innenstadtbereichen verbraucht jährlich ca 5.000.000 t.

**Dieseldieselkraftstoff.** Ein großer Teil dieses Kraftstoffs könnte als Biodiesel in der BRD selbst erzeugt werden.

– Der Einsatz in **Motorheizkraftwerken:** Ökologisch ist ähnlich wie bei Kraftfahrzeugen der Einsatz sinnvoll. Aus betriebswirtschaftlicher Sicht ergeben sich Probleme, da die Konkurrenz zum steuerbegünstigten Heizöl besteht.

– Der Einsatz zur Verbrennung in Heiz- oder Dampf-kesseln ist aus ökonomischer und ökologischer Sicht nicht vorteilhaft.

Biodiesel (RME) kann in reiner Form oder als RME-Dieselmisch eingesetzt werden.

In Frankreich hat man sich für die direkte Beimischung entschieden. Aus Gründen der positiven Umweltwirkung und der Mineralölsteuer-Gesetzgebung ist in Deutschland die Variante „reiner Einsatz“ realisiert worden.

#### Verwendung als Hydraulikflüssigkeit und Schmierstoff

Neben RME ist der Hydraulik- und Schmierstoffbereich ein sehr wesentlicher und auch anspruchsvoller Markt für Rapsöl, der eine deutliche Wertschöpfung bringt. Gegenwärtig liegt der Anteil der biologisch schnell abbaubaren Betriebsstoffe auf Rapsölbasis am Gesamtverbrauch in Deutschland bereits bei 10 %.

Bei Hydraulikanlagen, vor allem in mobilen Geräten, zum Beispiel der Land- und Forstwirtschaft, kann es immer wieder zu Ölverlusten durch Leckagen oder durch An- und Abkuppelvorgänge kommen.

Nicht selten gelangen dabei bei großen Baumaschinen mehrere hundert Liter Hydrauliköl in den Erdboden. Herkömmliche Produkte auf Mineralölbasis sind nur sehr langsam im Boden abbaubar (etwa 20 % in 21 Tagen). Der Eintrag in das Grundwasser stellt eine weitere Umweltbelastung dar. Wasserschutzgebiete sind dabei besonders gefährdete Regionen.

Die Möglichkeiten Luft, Wasser und Boden vor der Kontamination mit Schadstoffen zu schützen sind vielfältig. Der Einsatz von Hydrauliköl auf Rapsölbasis,

Natürliches Rapsöl	Biodiesel
<b>Vorteile:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>- "vor Ort" erzeug- und einsetzbar</li> <li>- kurze Transportwege</li> <li>- etwas billiger ( nur der Kraftstoff )</li> <li>- 11% Sauerstoff (weniger Ruß und Partikel)</li> <li>- kein Schwefel</li> <li>- vom Kraftstoff her umweltfreundlich</li> <li>- gute Grenzschmierfähigkeit</li> <li>- sehr geringe Wassertoxizität</li> </ul> <b>Nachteile:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Sondermotoren erforderlich</li> <li>- hohe Viskosität (erfordert 2 Kraftstoffkreisläufe oder Vorheizung)</li> <li>- nicht normbar</li> <li>- höherer Kraftstoffverbrauch</li> <li>- nicht optimal für Oxidationskatalysator (P-Gehalt)</li> <li>- schlechte Zündwilligkeit</li> <li>- erhöhte Verkokungsneigung</li> </ul>	<b>Vorteile:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Einsatz in vorhandener Motorenpopulation</li> <li>- Verwendung in modernsten, sparsamen Serien- Direkteinspritzmotoren</li> <li>- normbar</li> <li>- normale Viskosität (ähnlich DK)</li> <li>- 11% Sauerstoff (kein Ruß, weniger Partikel)</li> <li>- Vereinheitlichung der physikalischen und chemischen Naturöleigenschaften verschiedener Ölpflanzenarten</li> <li>- sehr gute Zündwilligkeit</li> <li>- gute Mischbarkeit mit DK</li> <li>- geringe Verkokungsneigung</li> <li>- gute Grenzschmierfähigkeit</li> <li>- optimal für Oxycat (kein S, kein P)</li> <li>- gute biologische Abbaubarkeit (Boden)</li> <li>- sehr geringe Wassertoxizität</li> <li>- Mit-Verwendung von Gebrauchtspeiseölen und tierischen Abfall-Fetten ("Multi-Feedstock")</li> </ul> <b>Nachteile:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>- erhebliche Investitionen für Umesterungsanlagen</li> <li>- längere Transportwege</li> <li>- (schwache) Aggressivität gegen einige (austauschbare) Weichmaterialien (Dichtungen, Lacke)</li> <li>- Niedriglast- schmierölverdünnung bei einigen Motorfabrikanten</li> </ul>

#### 5. Vergleich der Vor- und Nachteile von natürlichem Rapsöl und Biodiesel

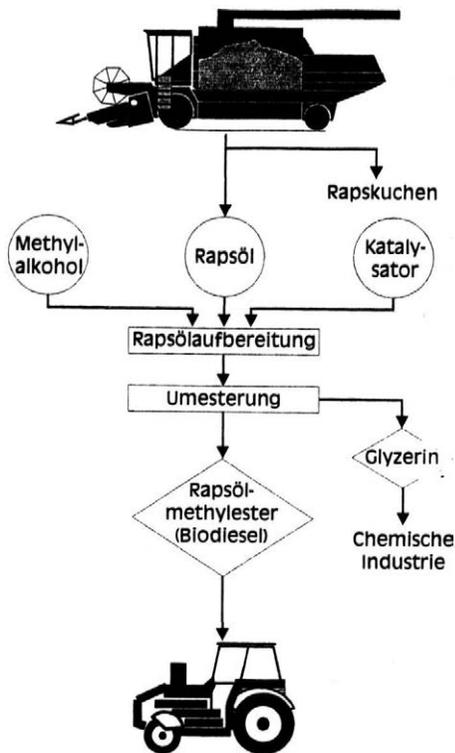
das im Boden biologisch schneller abbaubar ist (über 90 % in 21 Tagen) als die herkömmlichen Mineralölprodukte und das im Wasser weitaus geringere toxische Wirkung zeigt, wäre eine solche Alternative mit praktischer Bedeutung.

Wenn es sich nicht um extreme Anforderungen handelt, können Hydrauliköle auf Rapsölbasis heute durchaus den konventionellen Mineralölprodukten technisch gleichgesetzt werden (Bild 7). Der Viskositätsindex und die Schmiereigenschaften sind sehr günstig. Die Oxidationsstabilität ist allerdings bei den heutigen Ölen geringer als bei den herkömmlichen Flüssigkeiten; deshalb wird von den Herstellern häufig eine Verkürzung der Ölwechselintervalle empfohlen.

Es soll auch auf den Einsatz von Pflanzenölen als Schmiermittel hingewiesen werden. Ein typisches, erfolgreiches Beispiel stellt die Verwendung von Sägekettenöl in der Forstwirtschaft dar.

Rapsöl aus 0- oder 00-Raps bietet für den Einsatz in Schmierstoffen im Vergleich zu anderen Pflanzenölen aus technischen und ökonomischen Gründen einen relativ guten Kompromiß. Es ist wichtig zu erwähnen, daß Rapsöl aus erucasäurereichem Raps für den Einsatz als Grundöl in Schmierstoffen wegen des ungünstigen Kälteverhaltens nicht geeignet ist. Rapsöl zeigt eine Viskosität, wie sie am häufigsten in Schmierstoffen und verwandten Produkten benötigt wird. Schmieröle auf Rapsölbasis haben auch noch bei einer erhöhten Temperatur, die an der Schmierstelle vorliegt, eine ausreichende Viskosität (Viskositätsindex).

Eine ganz wesentliche Eigenschaft für die Brauchbarkeit von pflanzlichen Ölen ist das Kälteverhalten. Wichtig ist aber auch der relativ hohe Flammpunkt, der



6. Verwendung von Rapsöl in der Landwirtschaft

Eigenschaften	Bewertung
Dichte bei 15 Grad	920...935 kg/m <sup>3</sup>
Umweltverträglichkeit	schnelle biolog. Abbaubarkeit
Schmiereigenschaften	besser als Mineralöl
Reibverhalten	besser als bei HL-/HLP-Ölen
Viskositätsklassen	ISO VG 22-68
Viskositätsindex	>210
Alterungsstabilität	
-Oxidationsstabilität	wenn additiviert wie bei HL-/HLP-Ölen
-Thermische Stabilität	etwas schlechter als bei HL-/HLP-Ölen
-Hydrolytische Stabilität	deutlich schlechter als bei HL-/HLP-Ölen
Korrosionsschutz	gut, wenn additiviert wie bei HL-/HLP-Ölen
Verhalten gegen Buntmetall	gut wie bei HL-/HLP-Ölen

7. Eigenschaften des Rapsöls und ihre Bewertung

auf ein niedrigeres Verdampfungsverhalten hinweist. Auch dieses ist heute für die Entwicklung moderner Schmierstoffe von wesentlicher Bedeutung.

Zum Schluß soll darauf hingewiesen werden, daß mit dem Inkrafttreten des Umwelthaftungsgesetzes am 1. 1. 1991 die unternehmerischen Risiken bei Einsatz von Risikopotentialen in Deutschland deutlich gestiegen sind. Die Haftung ist damit auch ohne Verschulden für die Verursacher negativer Umweltwirkungen festgelegt. Dieses Risiko wird durch den Einsatz biologisch schnell abbaubarer Hydraulikflüssigkeiten und Schmierstoffe deutlich verringert. Weitere positive Auswirkungen für den Einsatz dieser umweltfreundlichen Stoffe werden vom Bodenschutzgesetz, Abwasserabgabegesetz und Bundes-Immissionsschutzgesetz ausgehen.

## LITERATUR

- KRAUSE, R.: Pflanzenöl: Dezentrale kleintechnische Gewinnung und motorischer Einsatz. 22. Witzenhäuser Hochschulwoche. 1995.
- SYASSEN, O.: Biodiesel ein vernünftiger Kraftstoff? TÜ, 37, 1995.
- TACK, F. – KANSWOHL, N. – KIRSCHBAUM, G. – LUDLEY, H.: Studie zur Nutzung von Pflanzenölen und ihrer Derivate als Dieselkraftstoff. Teilthema, 1995: 2.
- Biodiesel für Fahrzeuge: Zukunftstechnologien für die Praxis. TÜV Bayern Holding AG. 1996.

10. 12. 1997

### Kontakt Adresse:

Dr. Agr.-Ing. Norbert K a n s w o h l, Universität Rostock, Agrarwissenschaftliche Fakultät, Fachbereich Agrarökologie, Justus-von-Liebig-Weg 6, D-18051 Rostock, Bundesrepublik Deutschland  
 Doc. Ing. Jan Č e r v i n k a, CSc., Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, Zemědělská 1, 613 00 Brno, Česká republika

## 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 měrových 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 nedostacích 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, telefon and fax number or e-mail.

## OBSAH – CONTENT

Brozman D.: Advanced identification of tractor engine finite element model – Pokročilá identifikácia MKP modelu traktorového motora .....	41
Petranský I., Drabant Š., Žikla A., Mancovič M.: Matematický model traktora Z-12145 s diferenciálnou hydrostatickou prevodovkou – Mathematical model of tractor with differential hydrostatic transmission .....	45
Sosnowski S., Puchalski C., Jech J.: Effect of loading type on quality of beans – Vplyv jednotlivých druhov zaťaženia na kvalitu semien fazule .....	53
Štencel J., Gotthardová J., Homola P.: Influence of temperature on sorption isotherms of stems of <i>Lotus corniculatus</i> L. – Vliv teploty na sorpční izotermny stonk štirovníku rúžkatého <i>Lotus corniculatus</i> L. ....	57
Simoník J.: Prevádzková spoľahlivosť závlahovej techniky – Operational reliability of the equipment for irrigation .....	63
Guul-Simonsen F., Madsen N. P., Ostersen S.: Influence of precooling on the quality of raw milk – Vliv předchlazení na kvalitu syrového mléka .....	69
Kanswohl N., Červinka J.: Internationaler Stand der Nutzung von Kraft- und Schmierstoffen sowie Hydraulikflüssigkeiten aus nachwachsenden Rohstoffen – Mezinárodní stav využití pohonných hmot, maziv a hydraulických kapalin z obnovitelných surovin .....	75
<b>ŽIVOTNÍ JUBILEA</b>	
Pastorek Z.: K životnímu jubileu prof. Ing. Miloslava Velebila, DrSc .....	52