

ÚSTAV ZEMĚDĚLSKÝCH A POTRAVINÁŘSKÝCH
INFORMACÍ

NKF

584/94

ZEMĚDĚLSKÁ
TECHNIKA
AGRICULTURAL ENGINEERING

1. listop. 1994

PT 93

NÁRODNÍ KNIHOVNA



1001732239



1

[K 39 (LXVI)
A 1993
N 0044-3883

ČESKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÝCH VĚD
SLOVENSKÁ AKADEMIA PŮDOHOSPODÁŘSKÝCH VIED

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

AGRICULTURAL ENGINEERING

VOLUME 39 (1993)

REDAKČNÍ RADA - EDITORIAL BOARD

Předseda - Chairman

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

Členové - Members

Doc. RNDr. ing. Jiří Blahovec, DrSc. (Vysoká škola zemědělská, Praha)

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

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

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

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

Doc. ing. František Ptáček, CSc. (Vysoká škola zemědělská, Brno)

Ing. Bohumil Studeník, CSc. (Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, Rovinka)

Vedoucí redaktorka - Editor-in-Chief

Mgr. Radka Chlebečková

Čtvrtletník pro publikaci původních vědeckých prací z oboru zemědělské techniky, zemědělských technologií a zpracování zemědělských produktů. Příspěvky jsou publikovány v češtině, slovenštině a angličtině. - A quarterly for publication of the original scientific works from the branches of agricultural engineering, agricultural technologies and processing the agricultural products. The articles will be published in Czech, Slovak and English.

EVALUATION OF DIVIDER OPERATION QUALITY IN PEA STAND

J. Jech¹, J. Poničan¹, V. Rataj¹, A. Sloboda²

¹*Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra*

²*Technická univerzita, Košice*

The results of experimental measurements have shown that among the six investigated stalk dividers the best operation in pea stand was observed in frame dividers with freely revolving rollers of diameters 80 and 100 mm. The seed losses decreased with the growing speed of operation from 0.34 % at the speed of operation 0.4 m/s to 0.9 % at the speed of operation 1 m/s. In the other divider models (loop, disk, short streamlined, three-piece streamlined ones) the losses increased from 0.25 to 2.91 % with the growing speed of operation (0.4 - 1.0 m/s). Hence it can be concluded that the divider design has significant effects on the seed loss level at pea harvest.

stalk divider; harvest; pea; losses

The different header mechanisms and units - reel, cutter bar, stalk lifters, divider, pick-up - which come into direct contact with the harvested crop contribute to high harvest losses in the process of legume harvest. Unsophisticated design of harvesters and their mechanisms is one of the reasons for high seed loss. These shortcomings can be removed only by intensive improvement of the design of various harvesting mechanisms, their kinematics, dynamics, as well as by improvement of the whole technological system of harvesting process.

The design of harvesters should also take into consideration the fact that the harvested materials, particularly seeds and stalks, are biologically active organisms in which changes take place in keeping with humidity and climatic conditions. Hence their agrophysical properties also change, which play an important role not only in view of the machine design, their energy requirements, exploitability, performance, but also in regard of the loss level and final product quality.

The objective of the present paper was to test the functional and technological worthiness of recently developed dividers (Fig. 1, ad 3, 4) and of some already used dividers in a pea stand. Operation quality, failure rate (from design and technological aspects) and performance were investigated parameters.

MATERIAL AND METHOD

In accordance with the objective of our investigation we chose the four models of dividers which are used for pea harvest most frequently in practical conditions, and they were compared with dividers we developed for pea harvest at the Department of Crop Production Mechanization, University of Agriculture at Nitra (Author-

ship Certificate No. 232622). The operation of these dividers was evaluated (Fig. 1):

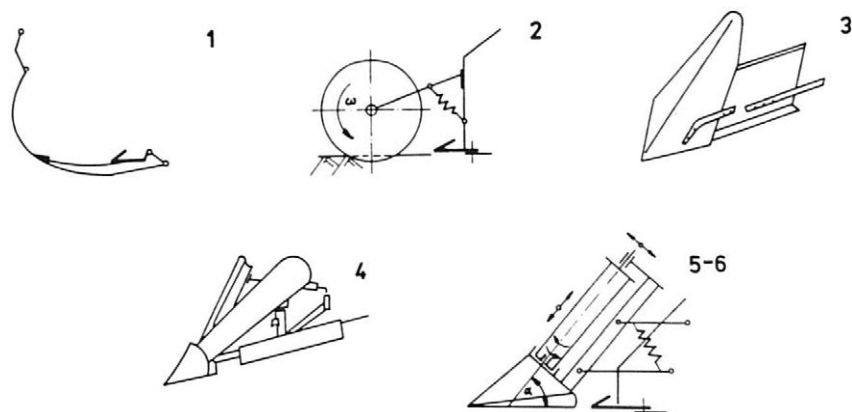
- passive loop divider,
- disk divider with passively revolving disk,
- short streamlined divider,
- three-piece streamlined divider,
- frame divider with passively revolving roller of the diameter 100 mm,
- frame divider with passively revolving roller of the diameter 80 mm.

1. The operation quality of the investigated models of dividers was evaluated on the basis of losses caused by these models of dividers.

Loss determination:

- collection of losses over 1 square metre of route: free seeds and torn off pods were collected on the given surface along the lanes of 0.5 m on both sides of the stand wall (into the uncut stand and in the stubble);
- the speed of harvester operation ranged from 0.4 to 1.05 m/s;
- the route scheme enabled to test six to eight speeds of operation within the investigated section on the same plot for all tested models of dividers; the routes were 30 m long;
- losses after dividers were evaluated as free seeds and seeds from torn off pods lying on the ground surface;
- there were five replications for each investigated speed of operation;
- dividers were attached only to the right side of the header in the direction of the grain combine movement.

2. Technological and functional worthiness of dividers was evaluated according to idle time of forced stops of operation which were caused by divider choke, sinking into the soil, and according to the rate of plant separation (smoothness of stand wall after separation).



1. The designs of some models of stalk dividers: 1 - passive loop divider, 2 - disk divider with passively revolving disk, 3 - short streamlined divider, 4 - three-piece streamlined divider, 5, 6 - frame divider with freely revolving roller of diameters 100 mm and 80 mm

3. Design worthiness of dividers was evaluated according to failures resulting from permanent deformation (bending) and from breaking of some parts of tested dividers.

4. Divider performance (decrease in performance due to failures) was evaluated by means of a reduction of time losses due to failures to potential harvested area.

Experimental measurements took place in pea stands of the Smaragd variety in 1986, 1987 and 1988. The harvested crop had basic characteristics (Tab. I).

Field measurements took place in July and August, when the pea crop was harvested. All measurements were performed at the natural moisture content of harvested material and at the adequate rate of ripeness. The sampled material was processed on the same day. The characteristics of the crop were investigated within

I. The characteristics of pea stands of the Smaragd variety at harvest time

Characteristic		Unit	Year				Note
			1986		1987		
Moisture content of	seeds	%	min 18.2	max 23.4	min 13.5	max 16.3	moisture content measured pursuant to ČSN 46 1011
	pods	%	16.5	22.1	10.8	13.5	
	stalks	%	26.1	35.2	12.5	16.4	
	weeds	%	30.0	35.0	20.0	24.1	
Plant density		plants/m ²	45	71	49	93	analysis of 1m ² surfaces
Plant mass		kg/m ²	0.86	1.25	0.54	1.12	
Pod number		pods/m ²	487	621	244	536	
Weed number		weeds/m ²	2	27	0	5	
Preharvest loss		g/m ²	0	13.5	0.81	15.2	number of measurements 30 number of measurements 292
Plant height		mm	158	605	435	648	
Pod height on the plant above ground		mm	57	460	69	630	
Crop ripeness		-	full		full		REGLONE chemical desiccant
Harvest method		-	direct harvest with stand desiccation				
Lodging rate		%	56		12		
Direction of combine movement			against lodging direction from one side		against lodging direction from two sides		
Biological seed yield		t/ha	3.98		3.57		number of measurements from 30 lm ² surfaces

a time interval just before the harvest. The numbers of replications of various measurements were determined on the basis of the knowledge concerning determination of the number of replications of biological material experiments according to the VISCHOM results (1970).

The experimental measurements brought about results which were evaluated on a computer by current statistical methods.

RESULTS

The pea crop was harvested at full ripeness by direct harvest. The cutting took place against the direction of plant lodging. Pea stands were treated with the Reglone desiccant before harvest. It can be stated on the basis of an analysis of 1m^2 surfaces that the pea stands complied with agrotechnical requirements in view of their density (Tab. I).

Tab. I shows a clear difference in the stand condition. The rate of lodging of pea stand in 1986 was higher (56 %) than in 1987, hence the modes of movement were different in these years of observation. In 1988 the measurements were aimed at failures, performance and general reliability of dividers.

The functional worthiness of various designs of dividers was tested on the test sections in pea stand. The measurements of the quality of divider operation were performed in 1986 - 1987 at steady moisture contents which were rising in the morning and in the evening.

Fig. 2 shows the effect of the speed of operation at pea harvest on seed losses for the investigated dividers. The results of these measurements were processed on a computer by the least-squares method using correlation index (i). This form of parabolic function complies best with the obtained results in the given interval:

$$\epsilon = A + B \cdot v_p + C \cdot v_p^2$$

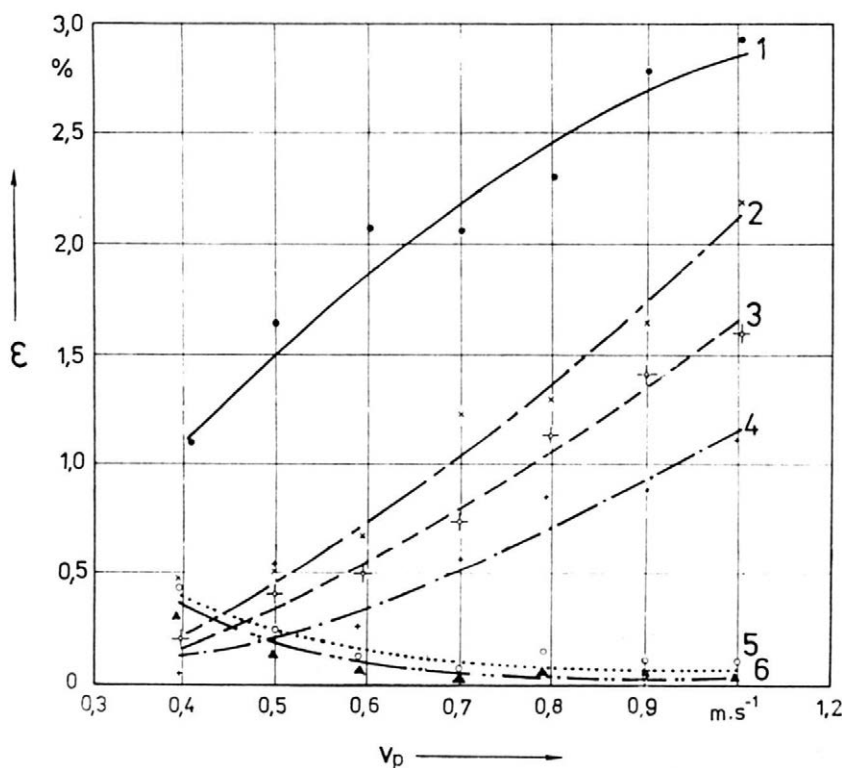
Tab. II shows the regression coefficients and correlation indexes (i) for the curves in Fig. 2. It can be stated from an evaluation of the losses in Fig. 2 obtained for 1m^2 surfaces that it was passive dividers which caused the highest losses in dependence on the changing speed of operation; among these, the loop divider caused the loss from 1.08 to 2.91 %. This was due to the fact that this model of divider pulled the pea plants partly and put them under the shoe sole, which resulted in higher losses. When moving among standing pea plants, this divider hit stalks and pods while the pods opened and seeds were cast out. For these reasons the loop divider is not suitable for pea harvest, particularly for pea stands higher than 30 - 40 cm. The loss in lodged stands was lower in this model of divider. The wire loop was not bent in any case nor did the loop break.

The disk divider with passively revolving disk ranked at the second place as to the loss level (Fig. 2, curve 2). In view of its functional and technological worthiness it is suitable only for harvesting highly lodged, less dense and lower pea stands. The disk must be sharp on its periphery. In addition, the thrust to the disk must be great enough to keep the cutting edge 2 - 3 cm in the ground all the time to cut the stalks. It cuts badly the plants in dense lodged stands overgrown with weeds. It works

well while harvesting garden peas for green pods. If it operates at a speed higher than 0.8 m/s on the rough ground, the disk divider begins to swing and this leads to a marked increase in losses. The disk radius (R) should be larger than the mean

II. Regression coefficients and correlation indexes of curves (in Fig. 2)

Designation of curves in Fig. 2	Regression coefficients			Correlation index
	A	B	C	
1	-4.503	39.725	-12.409	0.9495
2	-2.823	13.287	13.759	0.9772
3	2.489	-12.810	25.785	0.9880
4	0.901	-4.948	13.491	0.9976
5	11.679	-25.343	14.358	0.9894
6	9.209	-21.204	12.244	0.9612



2. The effects of the speed of operation at pea harvest on seed losses for these stalk dividers: 1 - passive loop divider, 2 - disk divider with passively revolving disk, 3 - short streamlined divider, 4 - three-piece streamlined divider, 5 - frame divider with freely revolving 100mm roller, 6 - frame divider with freely revolving 80mm roller

height (l_s) of harvested pea plants, if it is not so, the disk begins to push the harvested material. This relationship should hold good:

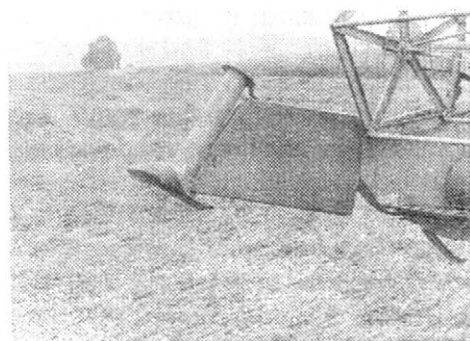
$$R > l_s$$

No failures were observed while the strength of disk divider was tested. As for the operation of this model of divider, it was necessary to adapt the disk diameter in dependence on the plant height, and to modify the thrust in dependence on the soil and stand condition; it is not possible to meet these requirements through the tool design. Hence the use of disk dividers is limited for these reasons.

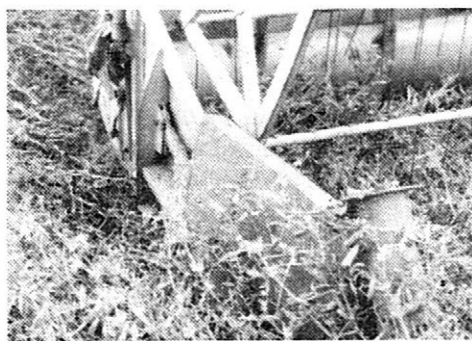
Short and three-piece streamlined dividers caused the losses of 0.20 to 1.7 % at the investigated speeds of operation (Fig. 2). In addition, stalks were caught by the cutting edge of these dividers and seed casting followed. If the moisture content of harvested matter was higher (25 - 30 %), pea stalks tangled to the divider point, the entangled material was pushed forward forming the „clusters“ which tore the harvested material while the seeds were cast out. In such cases it was necessary to stop the harvester and to remove the „cluster“. This technological failure was also observed in the three-piece streamlined divider. Cluster formation could be observed mainly in the morning and in the evening at increased moisture contents (more than 25 - 30 %).

No other failures occurred in the operation of these dividers. It should be noted that the operation quality of these dividers in pea stands with moisture contents higher than 25 % is low, the dividers cause high losses, frequent stops of the harvester and cleaning of the choked divider. The performance falls steeply to 50 % and less.

The best results of the investigated dividers were recorded in frame dividers with passively revolving roller (Figs. 1, 3). In these dividers the loss level decreased with the increasing speed of operation (Fig. 2, curves 5,6). The lowest losses were observed in the divider with 80mm roller (Fig. 2, curve 6) at the incline of 45°. The separated plants formed a smooth wall from which no loose stalks were hanging (Fig. 4). This model of divider operates on the principle of different friction forces



3. A view of frame divider with freely revolving roller



4. Plant separation by means of frame divider with freely revolving roller

acting on the roller surface. Entangled stalks get the roller to revolve in the direction of larger force and this enables to separate pea plants. Such a roller diameter must be used that the stalks will not break at their contact with the roller surface, that means

$$D_v > D_{st}$$

where: D_v - roller diameter,

D_{st} - mean diameter of stalk bending at the moment of its fracture.

The roller is mounted in such a way that it is possible to replace it by a roller of different diameter in dependence on stalk moisture content, ripeness stage and overgrowing with weeds. This divider model enables to adjust the roller incline in relation to changes in friction forces resulting from changes in the moisture contents of stalks, pods and weeds (Fig. 2, ad 3 - 4).

DISCUSSION

Numerous authors substantiated the need of dividers (Maleř, 1989; Portnov, 1979; Komaristov, 1984). They described the operation of dividers and different models of dividers. Jech (1984) and Neubauer (1989) described the divider design, determination of the incline of the cutting edge with respect to acting forces. But none of these authors dealt with the operation quality of various models of dividers working in different types of crop stands. Uncommented results are only available in literature (Ivanov, 1984); this author writes that the losses caused by dividers range from 30 to 40 % of the losses originating in cutting mechanisms. He also mentions some basic factors which influence the loss level. They include divider model, stalk exposure in lodged stand, direction of the machine movement with respect to standing plants, knife speed, angle of the incline of the divider working edge, etc. Meleg (1981) and Neubauer (1989) believe that the header losses shall not be higher than 0.5 %.

Hence it can be concluded that the loss level, and/or the operation quality of various divider models, should be investigated in general circumstances, particularly in the process of lodging legume harvest.

CONCLUSION

Experimental measurements of dividers of various designs have confirmed that the design has direct effects on the loss level at pea harvest.

The described analysis of six models of stalk dividers has pointed to the fact that the highest losses were observed in a loop divider in which the losses are rapidly increasing with the growing speed of operation. A similar increase in losses accompanying the growing speed of operation was determined in disk divider, short and three-piece streamlined divider.

A frame divider with revolving roller seems to be the most suitable for pea harvest as it had the lowest losses (0.34 - 0.09). The operation of these dividers was fluent, no „clusters“ of entangled plants were formed nor was the seed in standing or lodged

plants cast out. Their operation was very satisfactory also in pea stands with high moisture contents.

References

- IVANCOV, B. U. - SLOŠENKO, O. I.: Valkovije žatky. Moskva, Mašinostrojenije 1984.
JECH, J.: Stroje pre rastlinnú výrobu II. Bratislava, Príroda 1984.
KOMARISTOV, B. E. - DUNAJ, I. F.: Selskochozjajstvennyje mašiny. Moskva, Kolos 1984.
MALER, J.: Samojízdné sklízeče zrnin. Praha, SZN 1989.
MELEG, J.: Obilné kombajny SK. Bratislava, Príroda 1981.
NEUBAUER, K. et al.: Stroje pro rostlinnou výrobu. Praha, SZN 1989.
PORTNOV, M. N.: Posobie kombajnera. Moskva, Kolos 1979.
Kolektív VISCHOM: Fyzicko-mechaničeskije svojstva rastenij, počv i udobrenij. Moskva, Kolos 1970.

Došlo 9. 12. 1992

JECH, J. - PONIČAN, J. - SLOBODA, A. - RATAJ, V. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra; Technická univerzita, Košice):

Hodnotenie kvality práce oddeľovačov v poraste hrachu.

Zeměd. Techn., 39, 1993 (1): 1-8.

Výsledky experimentálnych meraní ukázali, že zo šiestich sledovaných oddeľovačov porastu v poraste hrachu najlepšie pracovali paralelogramové oddeľovače s voľne sa otáčajúcim valcom o priemere 80 a 100 mm. Straty semien s narastajúcou pracovnou rýchlosťou kombajnu klesali od 0,34 % pri pracovnej rýchlosti 0,4 m.s⁻¹ do 0,09 % pri pracovnej rýchlosti 1 m.s⁻¹. U ostatných oddeľovačov (oblúkový, kotúčový, prúdnicový krátky, prúdnicový dlhý) straty so zvyšujúcou sa pracovnou rýchlosťou (0,4 - 1,0 m.s⁻¹) narastali od 0,25 do 2,91 %. Z toho vyplýva, že konštrukčné riešenie oddeľovača významne vplýva na výšku strát semien pri zbere.

oddeľovač porastu; zber; hrach; straty

Kontaktná adresa:

Prof. Ing. Ján J e c h , CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, Tr. A. Hlinku 2, 949 76 Nitra

STANOVENÍ POLOHY ZÁVĚSNÝCH BODŮ U MECHANISMU S KÝVAVÝM HYDRAULICKÝM PŘÍMOV RATNÝM MOTOREM A VAHADLEM

L. Zachariáš

Vysoká škola zemědělská, technická fakulta, Praha

Základní mechanismus, tvořený hydraulickým přímovratným motorem a vahadlem, využívá kombinaci mechanického převodu s převodem hydraulickým. Plošné rozložení závěsných bodů má jednak vliv na průběh celkového převodu, jednak vymezuje manipulační prostor mechanismu. Správné uspořádání závěsných bodů vyžaduje respektovat geometrické a silové podmínky obou krajních poloh mechanismu a využít účinně plný zdvih motoru při splnění požadavku pracovního rozkvyv vahadla. V praxi používané intuitivní navrhování polohy závěsných bodů vede k chybám, které se odrážejí ve zvýšeném požadavku na výkon motoru a následně požadavkem na zvýšení tuhosti závěsů. Kromě toho každé zvětšení reakcí na závěsných čepích znamená provozní zvětšení ztráty energie. V článku je odvozena graficko-početní metoda stanovení optimální polohy závěsných bodů. Řešení umožňuje respektovat průběh zatěžování vahadla při současném splnění komplexu geometrických a silových podmínek správné funkční činnosti celého mechanismu.

mechanismus s kývavým hydraulickým přímovratným motorem a vahadlem

Stanovení polohy závěsných bodů u mechanismu s kývavým hydromotorem a vahadlem je komplexní geometrickou a silovou úlohou. Správné řešení této úlohy vyžaduje:

1. aby mechanismus vyhovoval požadovanému rozkvyvu vahadla β_K právě při plném zdvihu Z pístu hydromotoru;
2. v krajních polohách, při nulovém a při plném zdvihu pístu hydromotoru, musí mechanismus vyhovovat podmínce, že nenastane vzpříčení.

Na řadě praktických aplikací uspořádání mechanismů s kývavým motorem a vahadlem je patrné, že se konstruktér zaměřil jen na splnění požadavku funkční činnosti mechanismu. V pracovním rozsahu rozkvyvu vahadla není často využit plný zdvih motoru a podmínka malých reakcí při krajních polohách pístu se nahrazuje zbytečným přebytkem výkonu hydraulického přímovratného motoru. Použitá metoda komplexního geometrického a silového řešení je vyjádřením požadavku současného splnění podmínek 1. a 2. Z praktických důvodů jsou v článku měřeny úhly ve stupních a délky v milimetrech.

METODA ŘEŠENÍ

Správnou polohou závěsných bodů rozumíme takové plošné rozmístění bodů A , B , C na obr. 1., při kterém navržený mechanismus - při všech pracovních polohách

vahadla - pracuje účinně a spolehlivě. S ohledem na definované podmínky hledáme při řešení velikosti délek $\overline{AC} = l_1$; $\overline{AB} = l_2$; a velikost úhlu rozevření vahadla při nulovém zdvihu β_0 . Kromě toho máme na zřeteli požadavek na dostatečnou velikost tlakových úhlů α_0 , α_K při počáteční a konečné poloze mechanismu. Akční složky síly F , přenášené z pístnice na vahadlo, jsou podle obr. 1

$$F \cdot \cos \alpha_0 = F \cdot \sin \gamma_0;$$

$$F \cdot \cos \alpha_K = F \cdot \sin \gamma_K$$

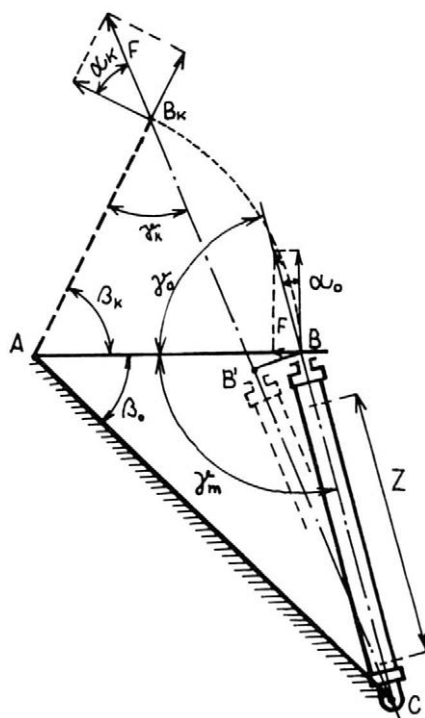
Místo tlakových úhlů α se běžně používá jejich doplněk

$$\gamma = 90^\circ - \alpha$$

Úhel γ je tzv. transformační úhel (Z a c h a r i á š, 1972). Jeho vhodnost spočívá v tom, že je to vnitřní úhel v trojúhelníku s vrcholy v závěsných bodech A , B , C . Aby nedošlo ke vzpříčení mechanismu ani v případě, kdy klouby v bodech A , B , C nejsou mazány, vyžaduje se, aby mechanismus v krajních polohách vyhovoval podmínce

$$\sin \gamma \geq \frac{1}{2}$$

Při nulovém zdvihu, tj. při počáteční poloze vahadla, pracujeme s úhlem γ_0 , který je doplňkem počátečního transformačního úhlu γ_m . Platí rovnost $\gamma_0 = 180^\circ - \gamma_m$. Při plném zdvihu, tj. po vykývnutí vahadla o úhel β_K , pracujeme s ostrým úhlem γ_K .



1. Tlakové a transformační úhly při nulovém a při plném zdvihu $Z = \overline{B'B_K}$ – Pressure and transformation angles at zero and full stroke $Z = \overline{B'B_K}$

Pro splnění podmínky, že nedojde ke vzpříčení mechanismu, musí být současně splněno

$$\gamma_0 \geq 30^\circ$$

$$\gamma_K \geq 30^\circ$$

Principiálně se jedná o řešení dvou obecných trojúhelníků, u kterých jsou shodné délky stran AC a $AB = AB_K$ a zároveň je zadán úhel rozkvyv vahadla β_K , plný zdvih pístu hydraulického motoru Z a požadavek

$$\gamma_0 \geq 30^\circ$$

$$\gamma_K \geq 30^\circ$$

Ke splnění všech uvedených podmínek využijeme rovnost úhlu $\gamma_0 = \gamma_K$, tj.

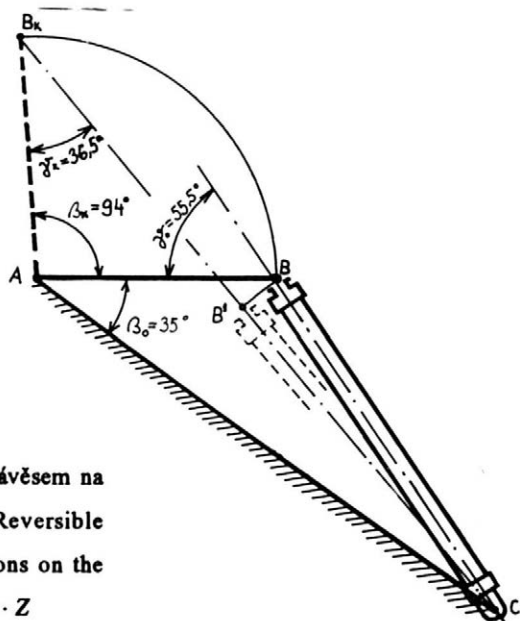
$$2 \cdot \arctg \frac{1 - \cos \beta_K \pm \sqrt{2(1 - \cos \beta_K) - \kappa^2 [\sin(\beta_K + \gamma_K) - \sin \gamma_K]^2}}{\kappa [\sin(\beta_K + \gamma_K) - \sin \gamma_K] - \sin \beta_K} =$$

$$= \arctg \frac{A \pm \sqrt{\kappa^2 (A^2 + B^2 - \kappa^2) - B^2 + \kappa^2}}{A^2 + B^2 - \kappa^2} \quad (1)$$

kde: $A = \frac{1 - \cos \beta_K}{\tg \beta_0} + \sin \beta_K$

$$B = \frac{1 - \sin \beta_K}{\tg \beta_0} + \cos \beta_K$$

κ je číselná konstanta; její hodnota závisí jen na poloze závěsného bodu C na hydraulickém motoru.



2. Přímovratný hydromotor se závěsem na oku dna $BC = B'C = \frac{9}{8} \cdot Z$ - Reversible motor and rocker with suspensions on the piston head end $BC = B'C = \frac{9}{8} \cdot Z$

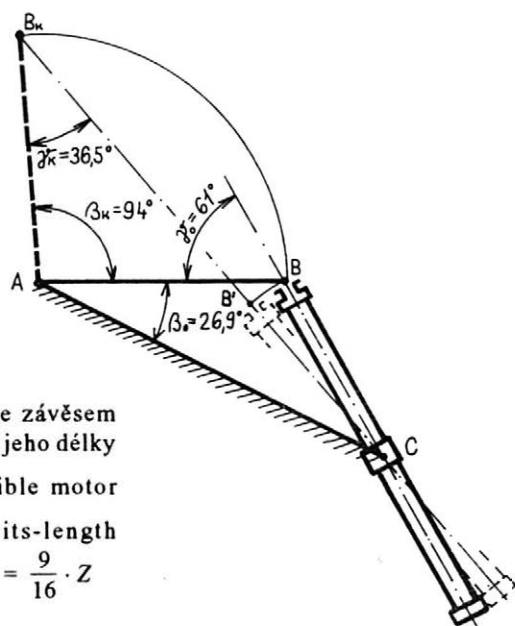
Při závěsu motoru (podle obr. 2., resp. podle obr. 1) je hodnota konstanty $\kappa = \frac{17}{9}$. Při mezilehlém závěsu na čepu uprostřed délky motoru (podle obr. 3) je hodnota $\kappa = \frac{25}{9}$. Při uložení motoru na čepu umístěném co nejblíže k závěsnému oku pístnice (podle obr. 4) je hodnota $\kappa = 7$.

Rovnice (1) vyhovuje současně řešení trojúhelníku s vrcholy v bodech A, B, C a trojúhelníku A, B_K, C s podmínkou, že rozkvy vahadla β_K využívá plný zdvih $Z = B'B_K$ pístu v motoru. Pro různé polohy závěsného bodu C podél délky motoru máme řešení rovnice (1) zobrazeno v grafech na obr. 5, 6 a 7. Ke konstrukci grafů je využita okolnost, že levá strana rovnice (1) neobsahuje úhel β_0 , pravá strana neobsahuje úhel γ_K .

Graf na obr. 5 ukazuje závislost úhlů β_0, β_K na počátečním γ_0 a konečném transformačním úhlu γ_K při závěsu motoru podle obr. 1 a 2. Na obr. 6 je obdobný graf pro motor uložený podle obr. 3 a na obr. 7 je graf pro motor uložený podle obr. 4. Všechny tyto grafy jsou obdobou Volmerova diagramu pro výběr optimálních klíko-vahadlových čtyřkloubových mechanismů (H u n t, 1978).

K usnadnění volby vhodných transformačních úhlů při zohlednění požadovaného uspořádání manipulačního prostoru mechanismu jsou v jednotlivých grafech čárkově zakresleny poměry délek $\frac{l_1}{l_2}$. Návrh správné polohy závěsných bodů podle grafů je snadný.

Volíme jeden z krajních transformačních úhlů, např. úhel γ_K . Při zadaném zdvihu Z válce a zadaném rozkvy vahadla β_K najdeme ke zvolenému úhlu γ_K v příslušném



3. Přímovratný hydromotor se závěsem na čepu umístěném v polovině jeho délky

$$BC = B'C = \frac{9}{16} \cdot Z - \text{Reversible motor}$$

and rocker with the half-its-length suspension position $BC = B'C = \frac{9}{16} \cdot Z$

grafu úhly β_o , γ_o . Vzorec pro výpočet hledané délky $l_1 = \overline{AC}$ je u každého grafu uveden vpravo nahoře. Délku $l_2 = \overline{AB}$ počítáme u všech řešení ze stejného vzorce

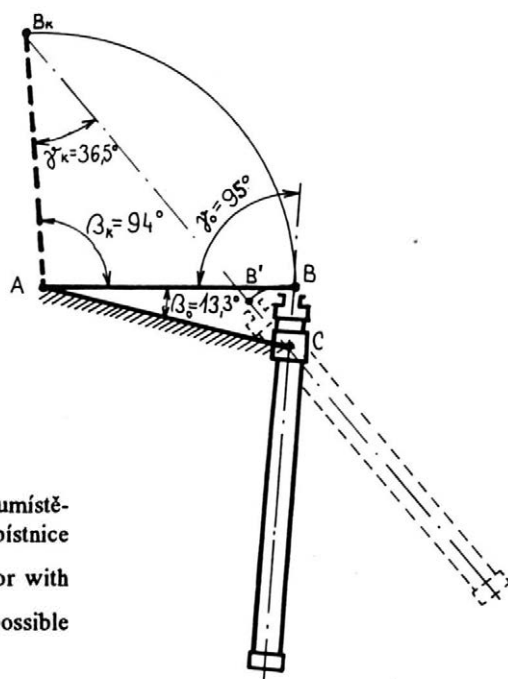
$$l_2 = l_1 \left(\cos \beta_o - \frac{\sin \beta_o}{\tan \gamma_o} \right) \quad (2)$$

Jako příklad na použití odvozených grafů provedeme návrh uspořádání závěsných bodů (postupně podle všech tří grafů) pro stejné provozní požadavky: Zdvih motoru $Z = 800$ mm. Rozkvyv vahadla $\beta_K = 94^\circ$. Transformační úhel na konci rozkvyvu volíme pro všechna řešení stejný $\gamma_K = 36,5^\circ$.

Řešení jsou uspořádána do tab. I. Nalezená řešení jsou v počáteční a konečné poloze nakreslena v měřítku na obr. 2, 3 a 4. Aproximace číselných hodnot v grafech je snadná, vzniklé chyby jsou běžně zanedbatelné.

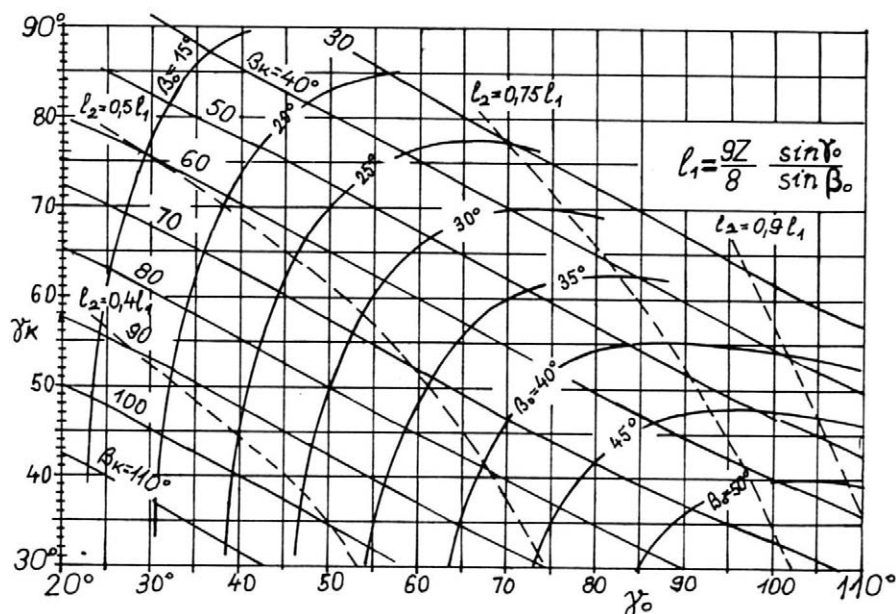
DISKUSE

Stanovení správné polohy závěsných bodů mechanismu s kývavým hydraulickým přímovratným motorem a vahadlem lze rychle provést s použitím odvozených grafů. Při řešení lze provádět variaci krajních transformačních úhlů s ohledem na průběh zatěžování vahadla. Nalezená řešení vyhovují silově i geometricky. Vzorec (1) respektuje, kromě požadavků 1. a 2. z úvodu, také možnosti mezilehlých závěsů motoru. Mezilehlý závěs na čepech umístěných uprostřed délky motoru umožňuje snížit rozměry mechanismu při zachování malého manipulačního prostoru motoru. Chyby vzniklé při aproximaci hodnot v grafu jsou při citlivém odečítání přijatelně malé. Přesnost řešení, a hlavně volnost ve výběru správného uspořádání

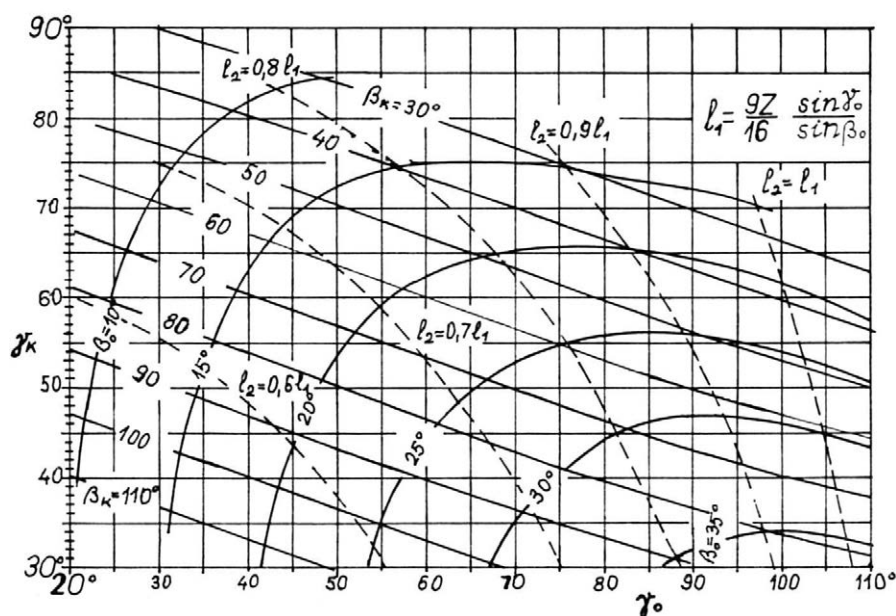


4. Hydromotor se závěsem na čepe umístěném co nejblíže k závěsnému oku pístnice

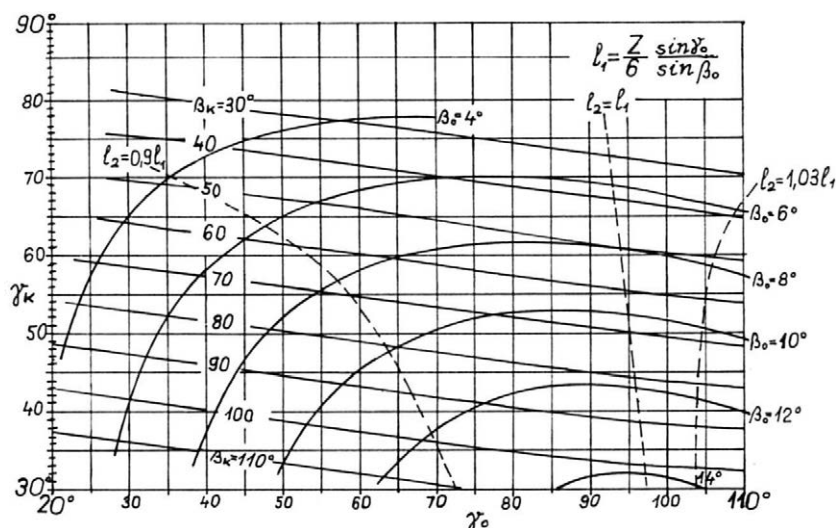
$BC = B'C = \frac{Z}{6}$ - Reversible motor with the suspension position as nearest as possible the piston rod end $BC = B'C = \frac{Z}{6}$



5. Závěs hydraulického přímovratného motoru na oku dna. Závislost úhlů rozevření β_o , β_k na krajních transformačních úhlech γ_o , γ_k - Suspensions of reversible motor and rocker on the piston head end. The dependence of opening angles β_o , β_k on the critical transformation angles γ_o , γ_k



6. Závěs hydraulického přímovratného motoru na čepu umístěném v polovině jeho délky. Závislost úhlů rozevření β_o , β_k na krajních transformačních úhlech γ_o , γ_k - Suspensions of reversible motor and rocker located half its length. The dependence of opening angles β_o , β_k on the critical transformation angles γ_o , γ_k



7. Závěs hydraulického přímovratného motoru na čepu umístěném co nejbližší k oku pístnice. Závislost úhlů rozevření β_o , β_k na krajních transformačních úhlech γ_o , γ_k - Suspensions of reversible motor and rocker located as nearest as possible the piston rod end. The dependence of opening angles β_o , β_k on the critical transformation angles γ_o , γ_k

I. Stanovení polohy závěsných bodů mechanismů s různými závěsy motoru při shodných provozních požadavcích - Determination of bearing point positions of the mechanisms with various motor suspensions at identical operational requirements

Zadáno: $\beta_k = 94^\circ$; $Z = 800$ mm. Zvoleno: $\gamma_k = 36,5^\circ$		
Z grafů odečteme		
obr. 5	obr. 6	obr. 7
$\gamma_o = 55,5^\circ$	$\gamma_o = 61^\circ$	$\gamma_o = 95^\circ$
$\beta_o = 35^\circ$	$\beta_o = 26,9^\circ$	$\beta_o = 13,3^\circ$
Pomocí vztahů uvedených v grafech vypočteme		
$l_1 = 1\,293$ mm	$l_1 = 870$ mm	$l_1 = 578$ mm
Pomocí rovnice (2) vypočteme		
$l_2 = 550$ mm	$l_2 = 558$ mm	$l_2 = 572$ mm

závěsných bodů, je mnohem větší než při intuitivním hledání náhodně vyhovujícího rozložení trojice závěsných bodů.

Literatura

HUNT, K. H.: Kinematic geometry of mechanisms. Oxford University Press, 1978.

ZACHARIÁŠ, L.: Převodové poměry a transformační úhly hydraulických mechanismů s kývajícím válcem a vahadlem. Zeměd. Techn., 18, 1972, č. 6-7, s. 337-345.

Došlo 18. 11. 1992

ZACHARIÁŠ, L. (University of Agriculture, Technical Faculty, Praha):

Determination of the position of bearing points in a mechanism with reversible motor and rocker.

Zeměd. Techn., 39, 1993 (1): 9-16.

The basic mechanism which consists of reversible motor and rocker uses a combination of mechanical and hydraulic transmission. Surface topology of bearing points influences the process of global transmission as well as it limits the manipulation area of the mechanism. The correct positioning of bearing points poses a need to respect geometrical and force conditions at both terminal positions of the mechanism and to utilize fully the motor trajectory while the requirement for the working swing of rocker must be met. Intuitive designing of bearing point positions used in practice often leads to mistakes which result in increased requirements for motor performance and consequently in requirements for increased rigidity of suspensions. In addition, every increase in reaction forces on suspensions leads to increased energy losses. A graphic-computation method for optimization of bearing-point topology is described in this article. The solution enables to respect the course of rocker loading while a set of geometrical and force conditions is fulfilled and the correct functional behaviour of the whole set is guaranteed.

mechanism with reversible motor and rocker

Kontaktní adresa:

Doc. ing. Ladislav Zachariáš, CSc., Vysoká škola zemědělská, technická fakulta, 165 21 Praha 6-Suchbát

URÝCHLENÉ ŤAHOVÉ SKÚŠKY S POČÍTAČOM

J. Semetko, I. Janoško

Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra

Výsledky urýchlených ťahových skúšok etalonového traktora Z-8011 s využitím ťahača ŠT 180 ako zaťažovacieho vozidla a univerzálneho meracieho a počítačového systému (PC/AT) ukazujú na materiálovú, priestorovú i časovú nenáročnosť skúšok. Vymedzené maximálne spomalenie pri brzdení ($0,013 \text{ m.s}^{-1}$) je pri skúškach náročné realizovať. Ukázala sa vhodnejšia korekcia nameranej ťahovej sily priamo počítačom podľa zmien teoretickej a skutočnej rýchlosti. Zaťažovací režim skúšaného traktora je charakterizovaný nameranými okamžitými hodnotami. Tieto hodnoty sú vhodné k voľbe zaťažovacieho režimu, resp. na jeho úpravy. Rozptýl okamžitých hodnôt je účelne zjemniť vhodnou úrovňou matematickej filtrácie. Preložením kriviek takto nameranými údajmi počítačový vyhodnocovací systém priamo vykreslí ťahovú charakteristiku hneď po ukončení skúšok (na počkanie) v usporiadaní podľa platnej normy (30 0415).

traktor; meranie; ťahová charakteristika; počítač

Základné technicko-exploatačné vlastnosti traktora, zistené ťahovými skúškami traktora, poskytujú objektívny a prehľadný obraz o úžitkových vlastnostiach traktora pre výrobcu i užívateľa. Účelom ťahových skúšok traktora je namerať potrebné veličiny k stanoveniu jeho ťahových ukazovateľov. Súčasná metodika stanovenia ťahových ukazovateľov je daná normou ČSN 30 0415.

Podstatou uvedenej metodiky je merať príslušné veličiny ťahových ukazovateľov zaťažovaním pohybujúceho sa traktora silou pôsobiaceou na pripojovacie zariadenie. Ťahové zaťaženie je treba pri týchto skúškach meniť pri každom skúšanom prevodovom stupni dôsledne od nulovej do maximálnej hodnoty. Počet variant zaťaženia má byť najmenej 12. Skúšky treba začínať z prevodového stupňa predchádzajúceho, resp. najbližšie nižšieho ako je najvyšší prevodový stupeň, pri ktorom je maximálny ťahový výkon (sila) ešte obmedzený medzným preklzom, a končiť prevodovým stupňom, nasledujúcim za prevodovým stupňom, resp. najbližším vyšším, pri ktorom bol zistený maximálny ťahový výkon.

Štandardné ťahové skúšky sú priestorové (skúšobná plocha) aj časové (meranie jednotlivých bodov) veľmi náročné. Preto so zvyšujúcou sa úrovňou snímačov, záznamových a vyhodnocovacích zariadení s výhodou možno využiť metódy urýchlených ťahových skúšok. G r e č e n k o (1968) skúmal podľa priebehu zaťažovania urýchlené ťahové skúšky dvoch typov:

1. zaťažovanie skúšaného traktora sa mení plynule a traktor sa pohybuje pri meraní nerovnomerne;
2. zaťažovanie skúšaného traktora sa mení postupne, skúšaný traktor sa na meracom úseku pohybuje rovnomerne a potom nasleduje malá zmena zaťaženia pre nový merací úsek.

Preukazateľne lepšie sa osvedčilo plynulé zaťažovanie skúšaného traktora, i keď je náročnejšie na meraciu techniku. Ako vyplýva z prác G r e č e n k a (1990), S t a n g a (1984), Š ō h n e h o et al. (1978), V e l e v a et al. (1979), metódy urýchlených ťahových skúšok sú podmienené technickou úrovňou použiteľných snímačov meraných veličín i výpočtovej techniky k spracovaniu nameraných výsledkov. Autori zohľadňujú požiadavky príslušných noriem pre štandardné ťahové skúšky a dbajú na to, aby urýchlenými ťahovými skúškami sa neovplyvnili negatívne namerané výsledky. Za rozhodujúce sa uvažuje dodržanie normou určených presností merania daných veličín.

TEORETICKÝ ROZBOR

Pri urýchlených ťahových skúškach vychádzame - okrem vymedzenia presnosti merania jednotlivých veličín - z toho, že norma ČSN 30 0415 nedefinuje rovnomernosť pohybu zaťažovaného traktora pri jeho ťahových skúškach. Dovoľený nerovnomerný pohyb - spomalenie skúšaného traktora pri zvyšovaní jeho zaťaženia - je daný potom prípustným rozdielom nameraných hodnôt pri urýchlených a štandardných ťahových skúškach.

Pre stanovenie prípustného zrýchlenia (spomalenia) pri postupnom zaťažovaní skúšaného traktora je účelné využiť analogický prístup ako uvádza G r e č e n k o (1968, 1980). Účinky nerovnomerného pohybu pre spomaľujúci sa skúšaný traktor vyjadríme z jeho pohybovej rovnice (obr. 1):

$$F_h - F_v - F_{ta} + F_a + F_{a1} + F_{a2} = 0 \quad (N) \quad (1)$$

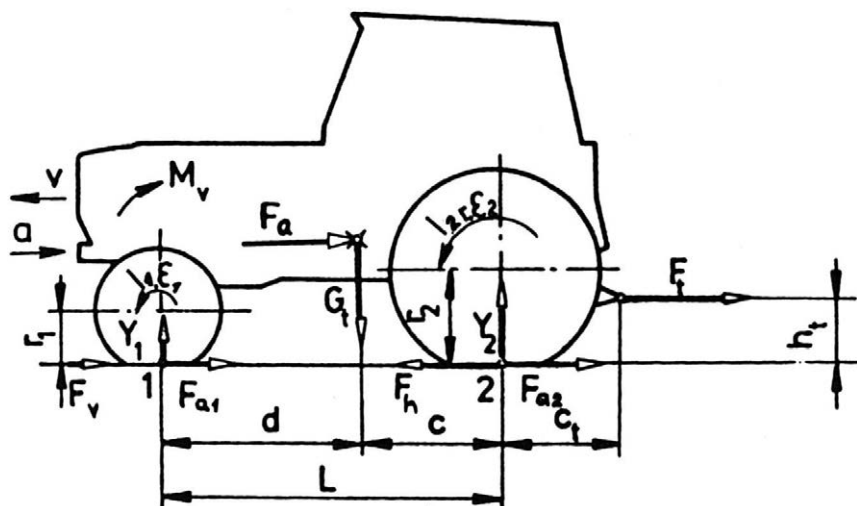
Nameraná ťahová sila F_{ta} je pri urýchlenej ťahovej skúške väčšia ako stacionárna ťahová sila F_t o účinky zotrvačnosti posuvných F_a a rotačných hmôt traktora F_{a1} a F_{a2} . Na hnacích kolesách sa stacionárna hnacia sila F_h zvýši o účinok F_{a2} , čo sa prejaví i zväčšeným preklzom δ . Preklz hnacích kolies δ je definovaný uhlovou rýchlosťou hnacích kolies ω_2 a skutočnou jazdnou rýchlosťou skúšaného traktora v pri účinnom polomeri jeho hnacích kolies r_2 :

$$\omega_2 = \frac{v}{1 - \delta} \cdot \frac{1}{r_2} \quad (\text{rad.s}^{-1}) \quad (2)$$

Zmena uhlovej rýchlosti hnacích kolies $d\omega_2$ skúšaného traktora pre jeho nerovnomerný pohyb pri jeho plynulom zaťažovaní môže byť sprevádzaná zmenou jazdnej rýchlosti dv i preklzu $d\delta$:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_2}{dt} = \varepsilon_2 &= \frac{1}{r_2} \left[(1 - \delta) \frac{dv}{dt} + v \frac{d\delta}{dt} \right] \frac{1}{(1 - \delta)^2} = \\ &= \frac{1}{r_2} \left[\frac{a}{1 - \delta} + \frac{v}{(1 - \delta)^2} \cdot \frac{d\delta}{dt} \right] \quad (\text{rad.s}^{-2}) \quad (3) \end{aligned}$$

Zmeny preklzu $d\delta$ a posuvného pohybu dv skúšanej súpravy naopak umožňujú, že hnacie ústrojenstvo skúšaného traktora sa môže otáčať celkom rovnomerne ($\varepsilon_2 = 0$) aj pri nerovnomernom posuvnom pohybe. Podľa G r e č e n k a (1980) zotrvačná sila



1. Silová schéma spomalujúceho sa zaťažného traktora - Diagramme of forces acting in a decelerating loaded tractor

F_{a2} hnacieho ústrojenstva redukovaná do osi hnacích kolies ovplyvňuje preklz rovnakým spôsobom ako hnacia sila F_h (napr. pri spomalenom pohybe ide o prípad analogický rovnomernému pohybu so zvýšeným hnacím momentom). V tomto prípade korekcia účinkov rotujúcich zotrvačných hmôt hnacieho ústrojenstva je zbytočná.

Takto môžeme uvažovať pri zisťovaní závislosti preklzu na ťahovej sile $\delta = f(F_t)$. Ale ďalšie závislosti $v = f(F_t)$ a $P_t = f(F_t)$ sú ovplyvňované účinkom rotujúcich hmôt hnacieho ústrojenstva a treba nameranú ťahovú silu korigovať, prípadne voľiť spomalenie a len v takom rozsahu, v ktorom zotrvačné účinky nepresiahnu normou dovolenú nepresnosť merania.

Norma ČSN 30 0415 pripúšťa najväčšiu nepresnosť meracej aparatury merania ťahovej sily $0,01 F_t$. Korekcia s ohľadom na zotrvačné účinky nie je potrebná, ak sa tieto nachádzajú v pásme nepresnosti meracieho reťazca ťahovej sily (1 %). Z toho vyplýva prípustný rozdiel ťahových síl ΔF_t pri plynulom zaťažovaní skúšaného traktora F_{ta} a pri jeho stacionárnom zaťažovaní F_t :

$$\Delta F_t = F_{ta} - F_t = F_a + F_{a1} + F_{a2} \quad (\text{N}) \quad (4)$$

Hodnotu prípustného rozdielu ťahových síl ΔF_t podľa G r e č e n k a (1980) určíme z meracieho rozsahu dynamometra F_d a z jeho statickej nepresnosti p_d (%).

$$\Delta F_t \leq \frac{p_d}{100} F_d \quad (\text{N}) \quad (5)$$

Táto nepresnosť musí byť menšia ako normou vymedzená nepresnosť meracej aparatury p_n (%). Pre predpokladanú maximálnu ťahovú silu $F_{\max}$, čo býva 60 % z hmotnosti traktora m , vyjadríme hodnotu prípustnej nepresnosti v súlade s G r e č e n k o m (1980):

$$p_d \cdot F_d \leq p_n \cdot F_{\max} = p_n \cdot m \cdot g \cdot 0,6 \quad (\text{N}) \quad (6)$$

Obvykle merací rozsah dynamometra F_d (vzhľadom na dynamické účinky) sa volí 1,5-násobok maximálnej ťahovej sily $F_{t\max}$ preto aj $p_d \leq p_n$.

V zmysle vzťahu (2) musíme zohľadniť rozdiel medzi zrýchlením posuvných hmôt a a zrýchlením a_2 vyjadreným z uhlového zrýchlenia hnacích kolies skúšaného traktora ε_2 - vplyvom preklzu δ :

$$a_2 = \varepsilon_2 \cdot r_2 = \frac{a}{1 - \delta} \quad (\text{m.s}^{-2}) \quad (7)$$

Účinky nerovnomerného pohybu plynule zaťažovaného traktora vyjadríme jeho hmotnosťou m , momentom zotrvačnosti predných kolies I_1 a momentom zotrvačnosti rotačných hmôt hnacieho ústrojenstva redukovaný do osi hnacích kolies I_{2r} :

$$F_a + F_{a1} + F_{a2} = a \left(m + \frac{I_1}{r_1^2} + \frac{I_{2r}}{r_2^2 (1 - \delta)} \right) \quad (\text{N}) \quad (8)$$

Z prípustného rozdielu ťahových síl ΔF_t , vzťahu (6) a účinkov nerovnomerného pohybu (8) môžeme si vyjadriť hodnotu prípustného spomalenia skúšaného traktora:

$$a \cdot m \left(1 + \frac{I_1}{r_1^2 \cdot m} + \frac{I_{2r}}{r_2^2 \cdot m (1 - \delta)} \right) \leq \frac{p_d}{100} F_d \leq \frac{p_n}{100} m \cdot g \cdot 0,6 \quad (\text{N}) \quad (9)$$

Experimentálne výsledky autorov Anilovič, Vodolážčenko (1976), Semetko et al. (1975), Váradí, Komándi (1980) potvrdzujú závislosti medzi momentom zotrvačnosti redukovaných hmôt na osu hnacích kolies I_{2r} a hmotnosťou vozidla m , resp. medzi hmotnosťou vozidla a účinkami jeho nerovnomerného pohybu. Moment zotrvačnosti predných kolies pre jazdné rýchlosti traktorov a malé spomalenie pri ťahových skúškach môžeme zanedbať. Pre menšie jazdné rýchlosti traktorov s mechanickou prevodovkou uvádzaná literatúra odporúča uvažovať s redukovaným momentom zotrvačnosti I_{2r} odpovedajúcim trojnásobku hmotnosti traktora. Pri priamom zábere prevodovky - pri najvyššej dopravnej rýchlosti traktora - sa odporúčajú hodnoty (1,5 - 1,2) m. Ak uvažujeme pri zaťažovaní skúšaného traktora preklz do 15 % na betóne prípustné spomalenie zo vzťahu (9) je určené hodnotou $a \leq 0,013 \text{ m.s}^{-2}$:

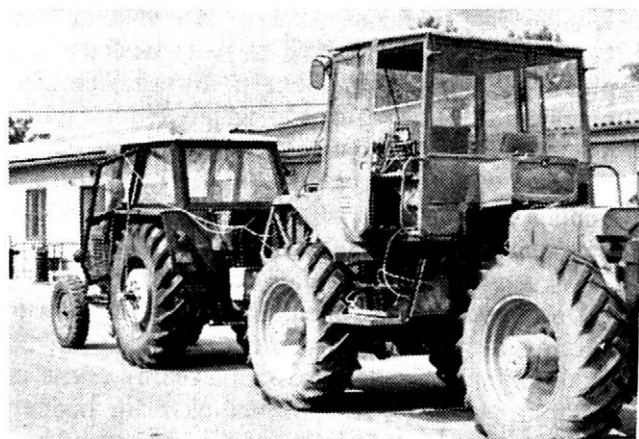
$$a \left(m + 0 + \frac{3m}{1 - 15} \right) \leq \frac{1}{100} \cdot m \cdot g \cdot 0,6 \quad (\text{N}) \quad (10)$$

Z prípustného spomalenia si môžeme určiť dĺžku dráhy, resp. čas plynulého zaťažovania skúšaného traktora z maximálnej rýchlosti na danom prevodovom stupni až po jeho úplné zastavenie. Pri vyhodnocovaní záznamov merania počítačom je ale výhodnejšie korigovať nameranú ťahovú silu v zmysle vzťahu (10). Je účelné, aby táto korekcia bola priamo súčasťou programu.

MATERIÁL A METÓDA

Podľa zásad vymedzeným teoretickým rozborom a normou ČSN 30 0415 sme ťahové skúšky s etalónovým traktorom Z-8011 uskutočnili na asfaltovej dráhe Katedry vozidiel a tepelných zariadení Vysokej školy poľnohospodárskej v Nitre koncom mája 1992. Konfigurácia experimentálnej súpravy je zrejma z obr. 2. Skúša-

2. Pohľad na súpravu skúšaného traktora - View of the combination set of a tested tractor



ný traktor Z-8011 je spojený cez spojovacie ťahadlo so snímačom ťahovej sily spojeným s brzdiacim vozidlom - traktorom ŠT-180. Pre plynulú zmenu kontinuálneho zaťaženia sme využili vzduchovú brzdovú sústavu traktora ŠT-180 s progresívnym brzdičom.

Normou vymedzené veličiny sme merali vhodnými snímačmi. Ťahovú silu F_t sme merali tenzometrickým silomerom rozsahu 50 kN, ktorý bol napájaný meracou a zosilňovacou ústredňou M-1000. Pre meranie teoretickej a skutočnej jazdnej rýchlosti sme zvolili inkrementálne snímače IRC 106 (1250 impulzov na jednu otáčku). Snímač teoretickej rýchlosti sme cez konzolu letmo uchytili na závažie hnacieho kolesa. Snímač jazdnej rýchlosti bol reťazovým prevodom spojený s nezávislým piatym kolesom, uchyteným na ráme medzi predným a zadným kolesom skúšaného traktora. Pulzný signál zo snímačov rýchlosti sme privádzali do prevodníka f/U, kde sa upravoval na požadovanú vstupnú úroveň A/D prevodníka meracieho počítača. Spotrebu paliva sme merali prietokomerom ADAST s mikroprocesorovým monitorovacím zariadením DR-200. Pulzný signál z prietokomera bol tvarovaný a zosilnený v samostatnom elektronickom obvode a upravovaný prevodníkom f/U. Minimalizovali sme aj potrebný personál pre ťahovú skúšku na dve osoby. Použitý informačný, komunikačný a technický systém vyžaduje len vodiča skúšaného traktora a meracieho technika v brzdiacom vozidle.

Digitalizácia analógových signálov prebehla vo vstupnej časti meracieho počítačového systému umiestneného priamo v kabíne zaťažovacieho vozidla. Zaznamenávané údaje boli skonvertované do decimálneho tvaru pre vyhodnocovací program Statgraphics ver. 2.6 a úpravu nameraných údajov sme urobili v zmysle teoretického rozboru (korekcia) a normy ČSN 30 0415 pre vyjadrenie požadovaných ukazovateľov.

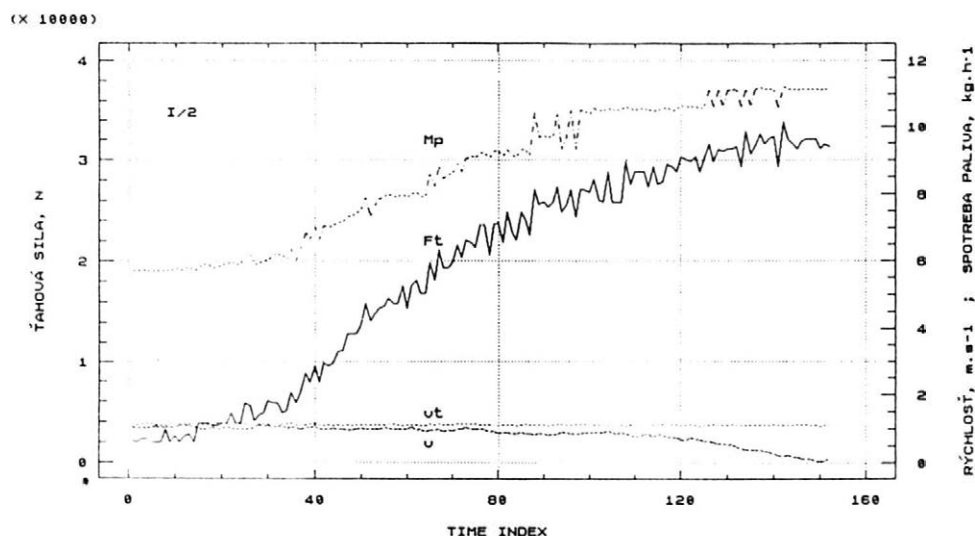
DOSIAHNUTÉ VÝSLEDKY

Kontrola nameraných údajov vo forme časových závislostí meraných veličín (hneď po meracej jazde) potvrdila nielen operatívnosť zvoleného systému, jeho spo-

ľahivosť, ale aj hodnotovú orientáciu, vhodnosť systému zaťažovania i voľbu ďalšieho postupu skúšky. Ukážka časovej závislosti meraných veličín pre prevodový stupeň I/2 je zobrazená na obr. 3. Narastajúca ťahová sila F_t dokumentuje priebeh postupného zaťažovania, čo sa prejavilo v primeranom zvýšení spotreby paliva a znížení skutočnej rýchlosti v oproti teoretickej v_t . Tieto priebehy sú ovplyvnené aj voľbou vzorkovacej frekvencie meraného spojitého analógového signálu. Ako vhodná frekvencia sa nám javila 20 Hz - desaťnásobok vlastnej frekvencie najviac premennej veličiny - ťahovej sily.

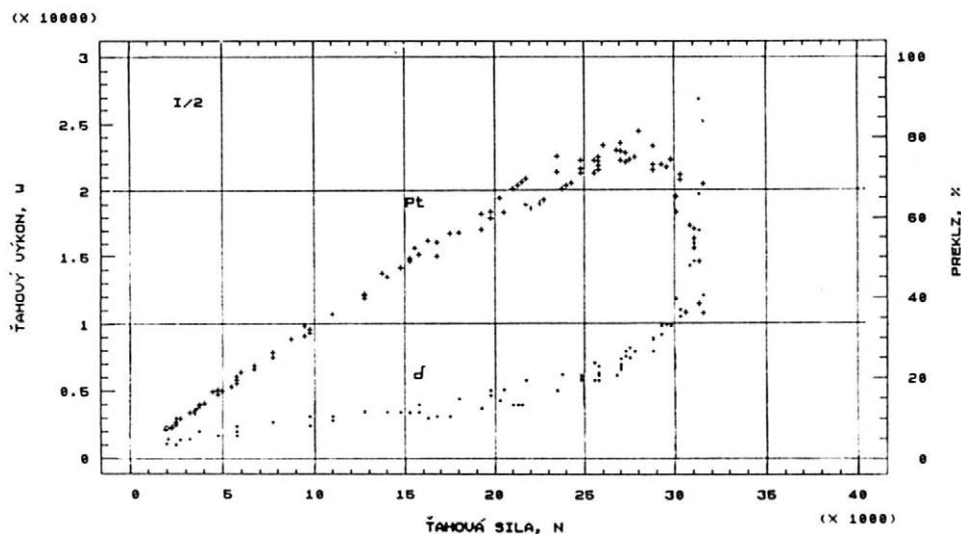
Navzorkované namerané hodnoty vzhľadom na okamžitú premenlivosť najmä dotykových podmienok pneumatík s podložkou majú väčší rozptyl ako pri statickom zaťažovaní (štandardné skúšky). Vhodnou úrovňou matematického filtra rozptylu okamžitými hodnotami získame reálny obraz zaťažovacieho režimu skúšaného traktora. Na obr. 4 sú namerané okamžité hodnoty vykreslené počítačom pre prevodový stupeň I/2. Dokumentujú väčší rozptyl hodnôt ako ťahového výkonu P_t , tak aj preklzu δ pri väčšom zaťažení. Tu sa viac prejavuje zmena záberových vlastností pneumatiky.

Priebeh jazdných rýchlostí pre vybrané prevodové stupne (obr. 5), vykreslený počítačom s navzorkovanými okamžitými hodnotami, má väčší rozptyl pri väčšom zaťažení skúšaného traktora a pri väčších jazdných rýchlostiach. Priebeh ťahových výkonov pre vybrané prevodové stupne (obr. 6), vykreslený navzorkovanými okamžitými hodnotami, vykazuje väčší rozptyl zaťažovacieho režimu v oblasti väčšieho zaťaženia. Pri malých ťahových silách sú tieto priebehy veľmi vyrovnané a málo sa tu prejaví vplyv väčšieho rozptylu priebehu jazdných rýchlostí z obr. 5. Je to najmä z dôvodu výrazne menšej premenlivosti ťahovej sily pri zaťažovaní malými ťahovými silami. Z priebehu ťahových výkonov je zrejmé, že použité zaťažo-

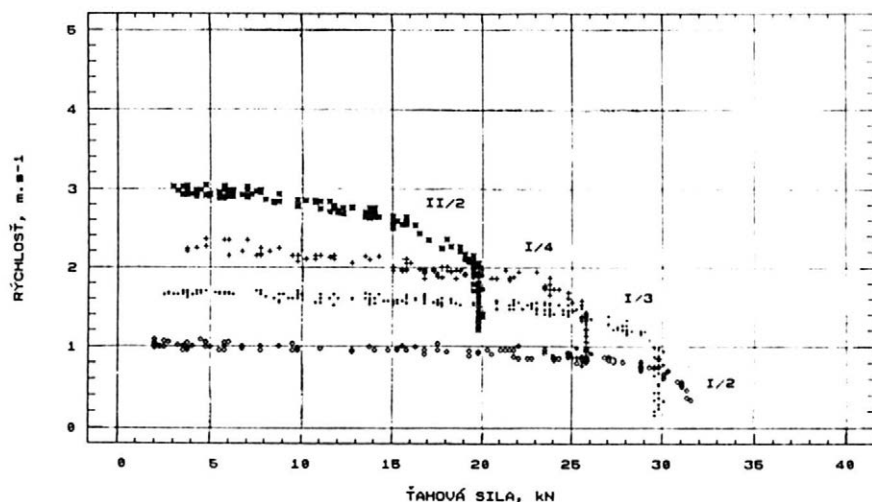


3. Časová závislosť meraných veličín vykreslených počítačom - Time dependence of recorded characteristics plotted by a computer

vacie vozidlo umožňovalo plynulé zaťažovanie (bez rázov) z nenulovej ťahovej sily skúšaného traktora, ale o niečo vyššej. Nie je to však na závalu, lebo priebehy ťahových výkonov jednoznačne smerujú do počiatku. A naopak okamžité hodnoty preklzu (obr. 4) potvrdzujú priebeh do počiatku hnacích síl.



4. Namerané okamžité hodnoty P_t a δ - Recorded instantaneous values P_t and δ



5. Okamžité hodnoty jazdných rýchlostí pre vybrané prevodové stupne I/2 až II/2 - Instantaneous values of riding speeds for the transmission gears I/2 to II/2

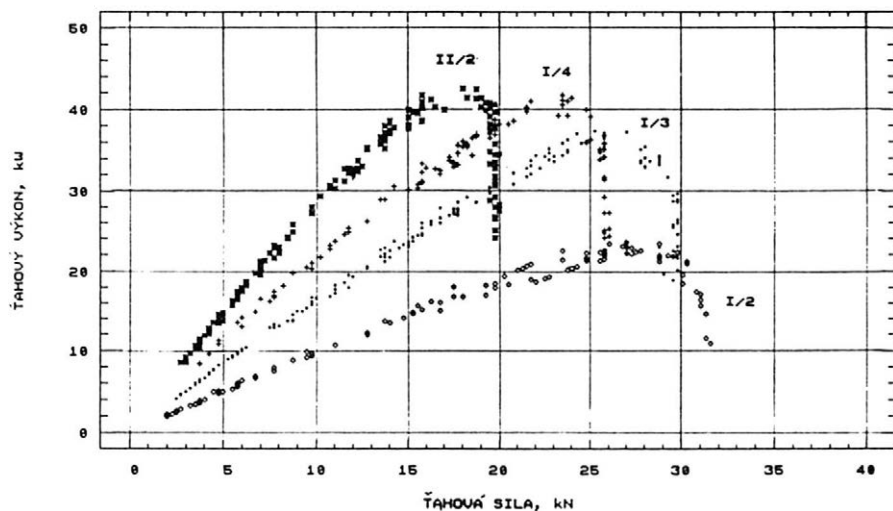
Navzorkované okamžité hodnoty vykreslené počítačom pre hodinovú spotrebu (obr. 7) aj mernú spotrebu paliva (obr. 8) majú väčší rozptyl pri väčšom zaťažovacom režime. To je v súlade s tým, že tieto ukazovatele sú závislé predovšetkým na zaťažovaní skúšaného traktora, na odoberanom ťahovom výkone. Kvôli prehľadnosti uvádzame priebehy spotrieb len pre jeden vybraný prevodový stupeň.

Posudzovanie technicko-exploatačných vlastností traktora je najprehľadnejšie pri usporiadaní priebehov jazdných rýchlostí, ťahových výkonov, hodinovej a mernej spotreby i preklzu klasickým spôsobom v zmysle normy (obr. 9). Pri takomto usporiadaní by vykreslené okamžité hodnoty pôsobili rušivo. Preto je vhodnejšie nameranými okamžitými hodnotami preložiť krivky príslušných ukazovateľov. Takéto obvyklé vyhotovenie ťahovej charakteristiky je pre užívateľa prehľadnejšie. Použitými technickými a programovanými prostriedkami získame takéto priebehy hneď po uskutočnení potrebných skúšobných jazd - „na počkanie“.

Rozptyly zaťažovacích spektrier definované nameranými okamžitými hodnotami (obr. 5 až 8) sú naopak cenným podkladom pre konštruktérov, výrobcov traktorov ako aj skúšobných pracovníkov. Poskytnú informácie pre posudzovanie zŕadenosti jednotlivých agregátov a mechanizmov traktorov, pre cesty dosiahnutia optimálneho usporiadania a vysoké úžitkové hodnoty skúšaného traktora.

DISKUSIA

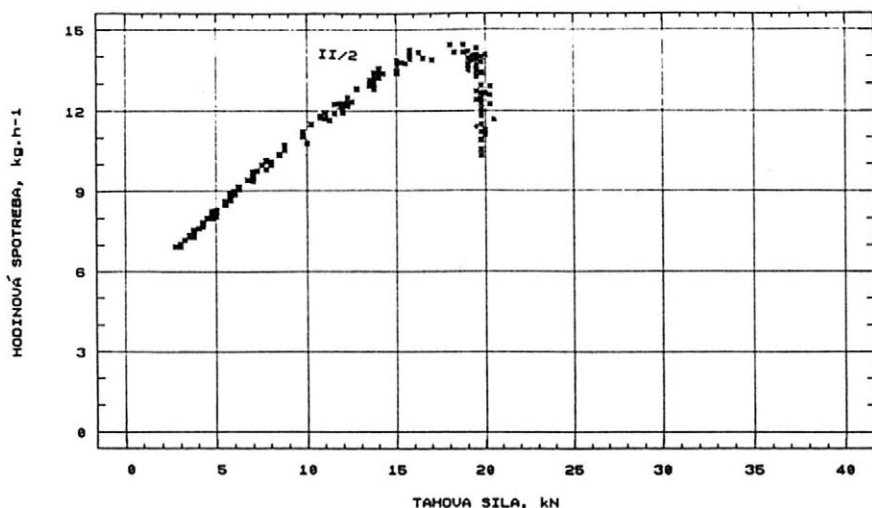
Rozvoj technických i programových prostriedkov si žiada neustále skúmať aj metódy zisťovania a hodnotenia pracovno-úžitkových vlastností traktorov, a to



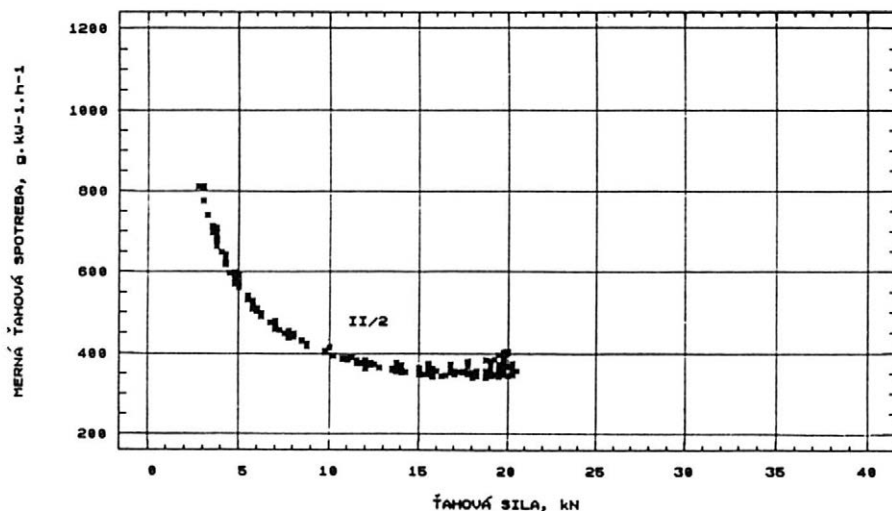
6. Okamžité hodnoty ťahových výkonov pre vybrané prevodové stupne - Instantaneous values of drawbar pulls for some transmission gears

i napriek značnému rozsahu získaných poznatkov z dostupnej literatúry v tejto oblasti.

Štandardné ťahové skúšky vymedzené normou ČSN 30 0415 sú veľmi náročné priestorovo aj časovo. V takejto podobe sa ich robí čím ďalej tým menej. Urýchlené ťahové skúšky podľa metodiky uvádzanej G r e č e n k o m (1968, 1980) a S e - m e t k o m et al. (1975) sú násobne menej pracné. Napriek tomu sa však týchto ťahových skúšok nerobí dostatočný počet a ich nedostatok signalizujú aj užívatelia.

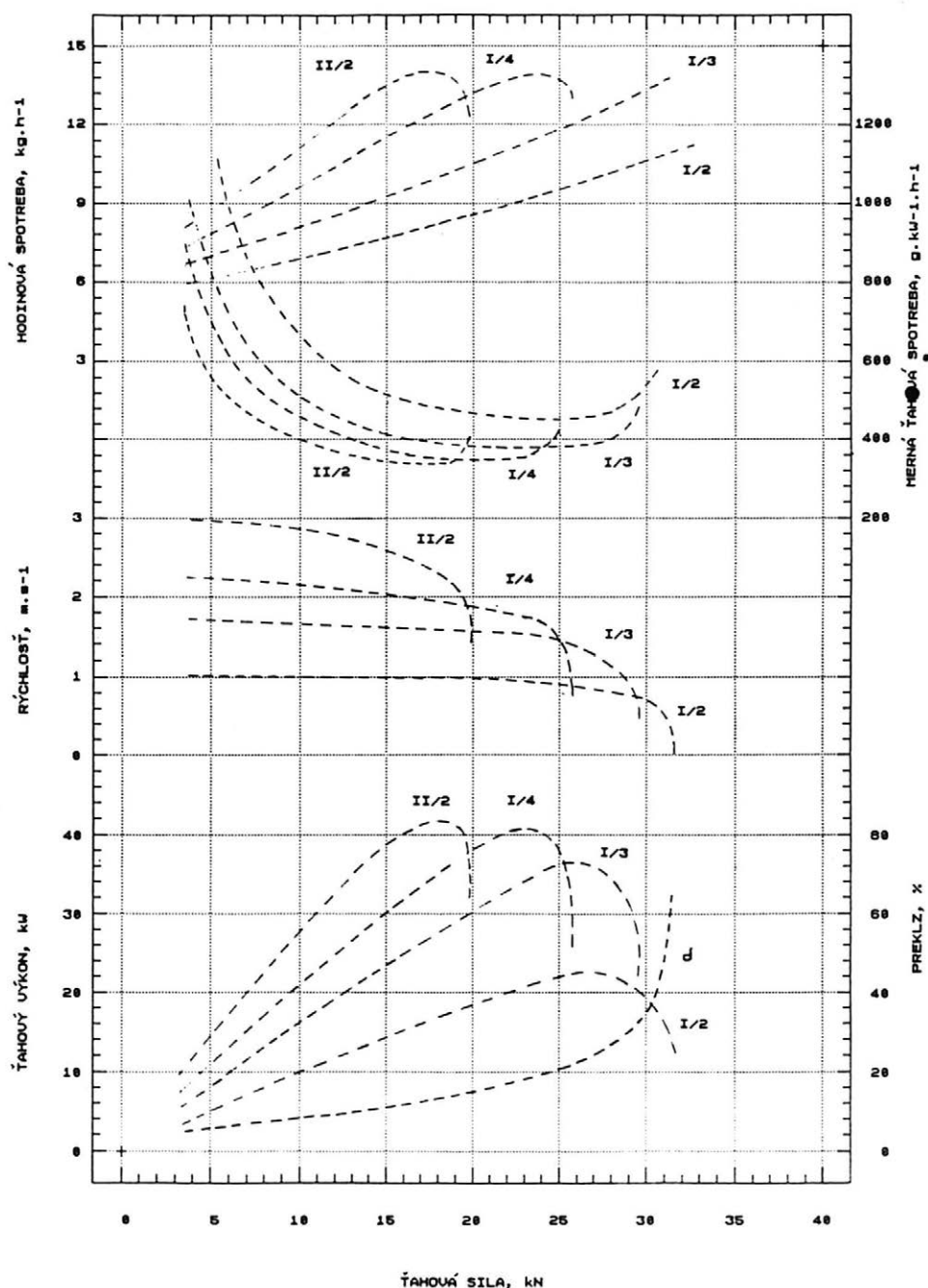


7. Okamžité hodnoty hodinovej spotreby paliva - Instantaneous values of per-hour fuel consumption



8. Okamžité hodnoty mernej spotreby paliva - Instantaneous values of specific fuel consumption

Dostáva sa im menej ťahových charakteristík traktorov ako v šesťdesiatych rokoch. Určitou brzdou v tomto smere bola aj praconosť spracovania nameraných údajov, resp. prenosu dát pre strojové spracovanie.



9. Preložené krivky okamžitými hodnotami - ťahová charakteristika traktora - Fitted curves through instantaneous values - drawbar characteristic of the tractor

Počítačové meracie a vyhodnocovacie systémy v súčasnosti prinášajú najväčšiu racionalizáciu do získavania ťahových charakteristík, čo môžeme potvrdiť vyše štvrtstoročným experimentovaním na tomto úseku.

Použitý univerzálny počítačový merací a vyhodnocovací systém (i cenovo dostupný) vhodnými podprogramami umožnil opätovné prehodnotenie odporúčaných metód urýchlených ťahových skúšok. Teoretický rozbor ukázal, že zanedbanie vplyvu zotrvačných hmôt hnacieho ústrojenstva i motora, odporúčané G r e - č e n k o m (1980), je možné len pri zisťovaní priebehu preklzu v závislosti na ťahovej či hnacej sile. Pri zisťovaní ostatných ukazovateľov ťahových vlastností i hospodárnosti traktora zotrvačné účinky rotačných hmôt treba uvažovať. Metodicky i technicky je jednoduchšie urobiť matematickú korekciu nameraných ťahových síl počítačom ako dodržať dovolenú hodnotu spomalenia skúšaného traktora s ohľadom na uvedené zotrvačné sily. Je to výhodnejšie priestorovo aj časovo.

Experimenty potvrdili aj možnosti dodržania požiadaviek štandardných ťahových skúšok použitou metódou urýchlených ťahových skúšok. Potvrdila sa využiteľnosť univerzálného meracieho a vyhodnocovacieho systému a významnej časti štandardne dodávaného štatisticko-grafického vybavenia Statgraphics. Podmienkou urýchlených ťahových skúšok nie sú ani investične náročné počítačom ovládateľné zaťažovacie vozidlá. Upravenou metodikou sa ukázal vhodným aj väčší traktor s analógovou signalizáciou zaťažovacieho režimu pre obsluhu.

Výsledky urýchlených ťahových skúšok v uvedených grafických prevedeniach vytlačí „na počkanie“ počítačový vyhodnocovací systém. Ďalšie formy grafických i tabuľkových výstupov programového systému ostali zachované, ale pre tento účel nie sú obvyklé.

Literatúra

- ANILOVIČ, V. - VODOLAŽČENKO, J.: Konstruирование и расчёт сельскохозяйственных тракторов. Москва, Машиностроение 1976, 455 s.
- GREČENKO, A.: Výzkum urychlené metody tahových zkoušek traktorů. [Výzkumná zpráva.] Praha, MF VŠZ 1968. 56 s.
- GREČENKO, A.: Urychlená meraní ťahových vlastností terénnych vozidiel - techniky meraní. Zeměd. Techn., 26, 1980, č. 11, s. 643-664.
- SEMETKO, J. - PETRANSKÝ, I. - DRABANT, Š.: Racionálne ťahové skúšky traktorov. Zeměd. Techn., 21, 1975, č. 11, s. 41-54.
- SÖHNE, W. - SCHWANGHART, H.: Stand und Entwicklung von Prüfmethode bei Schlepperumsfurchschutzvorrichtungen. Grundl. Landt., 31, 1978, č. 5, s. 178-185.
- STANGE, K.: Microcomputer goes to the field to gather tractor test data. Agric. Engng, 65, 1984, č. 1, s. 21-25.
- VÁRADI, J. - KOMÁNDI, G.: Traktorok-autók. Budapest, Mezőgazdasági könyvkiadó 1980, 243 s.
- VELEV, N. N. - SMRIKAROV, A. - STANČEV, D. J.: Elektronnoizčislitel'naja informacionna sistema za izpitvanie traktori i samohodni mašin. Selskostop. Techn., 16, 1979, č. 3, s. 77-80.

Došlo 19. 1. 1993

Accelerated drawbar tests on a computer.

Zeměd. Techn., 39, 1993 (1): 17-28.

The basic technical and exploitation properties of a tractor are in principle given by its drawbar characteristic. An experimental drawbar characteristic is determined by drawbar tests, which are defined by a particular standard. The results of drawbar tests illustrate the working characteristics of a tractor, hence both the user and the manufacturer often want to know them. The need of operative determination of tractor characteristics has evoked the development of various methods of accelerated drawbar tests. The current standards of drawbar tests define only standard drawbar tests in which the same drawbar pull is maintained during the test ride. This is the reason why all methods of accelerated drawbar tests have to guarantee the same accuracy of recorded results as standard tests. Respecting these postulates, the paper defines the requirement for an accelerated drawbar test in which the drawbar pull is increasing continuously during the test ride, from small drawbar pull to the maximum one. The recorded drawbar pulls are influenced by forces and moments of inertia in this case if compared with standard drawbar pulls. The allowable value of these effects of inertia is determined from the permissible inaccuracy of a measuring equipment for drawbar pull (as stated by the particular standard) - equation (10). For small riding speeds slow-down smaller than 0.013 m/s is required while the tested tractor loading shall be continuous. The track and/or the time of continuous loading for the particular transmission gears can be determined from permissible slow-down. The determined values of slow-down, track or time are suitable for special measuring vehicles with computer-controlled loading including the differentiated drive of a decelerating vehicle. Mathematical adjustment of recorded drawbar pull according to equations (1) to (9) is somewhat simpler with respect to measuring methods and technical equipment. For the purposes of evaluation of measurement records it is useful that this adjustment be an inherent part of the programme.

Following the described method, accelerated drawbar tests of a standard Z-8011 tractor were performed while a universal measuring and computer system was used. An ŠT-180 tractor was used as a loading vehicle. Mathematical adjustment of recorded drawbar pull was controlled by a computer programme in dependence on changes in theoretical and actual speeds. In this way the effect of the time behaviour of loading force was excluded. The time dependences of measured characteristics (Fig. 3) were obtained for control from the computer instantly after the test ride finished. The loading regime of the tested tractor is characterized by recorded instantaneous values. It is useful to modify the variance of instantaneous values by application of an adequate level of mathematical filtration (Figs. 5 to 8). The variance is larger than in standard drawbar tests due to changes in contact conditions. Fitting the curves through recorded data, the computer evaluation system will directly draw the drawbar characteristic of the tractor in usual arrangement. The drawbar test performed according to the described method does not require much time nor space and the computer with a laser printer will draw the drawbar characteristics „in a second“ (Fig. 9).

tractor; measurements; drawbar characteristics; computer

Kontaktní adresa:

Doc. Ing. Jozef S e m e t k o , DrSc., Vysoká škola poľnohospodárska, Kalvária 3, 949 76 Nitra

MOŽNOSTI VYUŽITÍ ADIABATICKÉHO CHLAZENÍ VZDUCHU V HALÁCH PRO CHOV NOSNIC

V. Šleger, P. Kic

Vysoká škola zemědělská, technická fakulta, Praha

Článek obsahuje základní úvahy o možnostech využití principu adiabatického chlazení vzduchu v halách pro chov nosnic. Jsou zde uvedeny výsledky zkoušek speciálního zařízení s tlakovou rozptylovou tryskou na chlazení a zvlhčování vzduchu. Zařízení bylo ověřováno za různých tlaků vody, toků vzduchu a při odlišných uspořádáních celého systému.

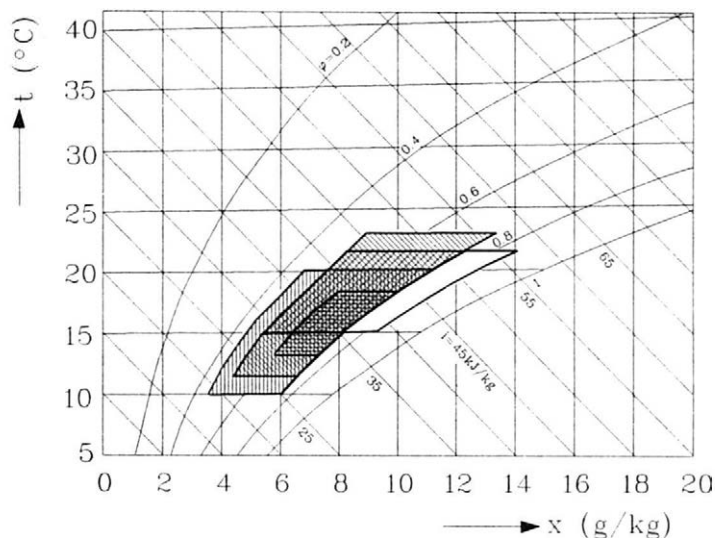
chov nosnic; chlazení vzduchu; tryska; teplota; vlhkost; adiabatická účinnost; spotřeba vody

Jednou ze základních podmínek úspěšného intenzivního chovu drůbeže v uzavřených halách je udržování vhodného mikroklimatu. V literatuře lze nalézt teploty, vlhkosti i další parametry stájového vzduchu doporučené pro drůbež. Příspěvek je zaměřen na možnosti zlepšování tepelně vlhkostních podmínek v halách pro chov nosnic.

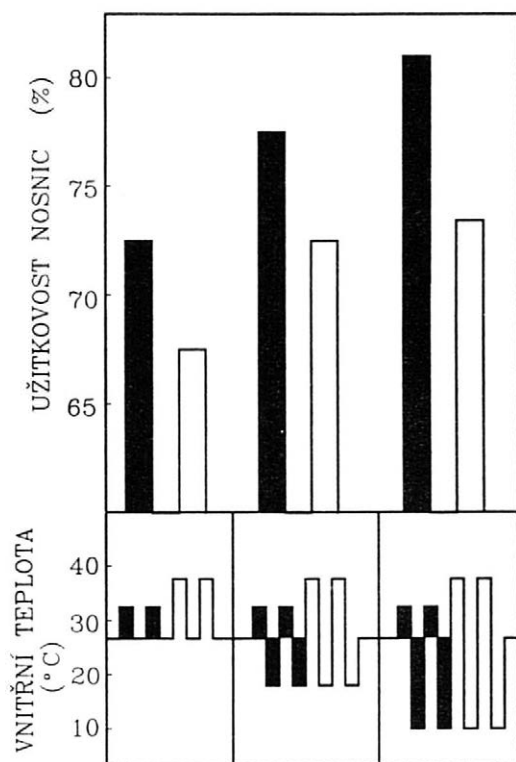
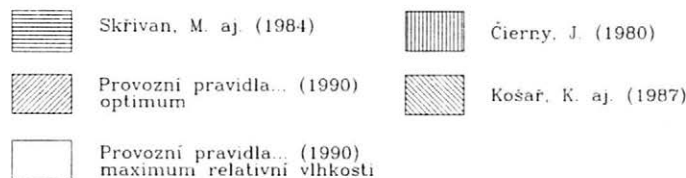
V obr. 1 jsou uvedeny v i - x diagramu požadavky na teploty a vlhkosti vzduchu podle Provozních pravidel pro větrání a vytápění stájových objektů (1990) a podle některých vybraných autorů z literatury.

Jak je z přehledu zřejmé, přestože se požadavky mohou lišit, určité optimální podmínky lze pro nosnice doporučit. Jedná se především o potřebu nevystavovat nosnice vysokým teplotám vzduchu. Za hraniční hodnotu optima lze pokládat 22 °C. Doporučované relativní vlhkosti by měly být v rozmezí 0,5 - 0,75. Maximální relativní vlhkost, kterou připouští Provozní pravidla (1990), je 0,85.

Při zátěži nosnic vysokými teplotami má velmi příznivý vliv na užitkovost i krátkodobé ochlazení jejich organismu na optimální teplotu. Velmi přesvědčivý důkaz podává např. práce H o w e s a et al. (1965). V průběhu jejich šestiměsíčního experimentu byly nosnice v prostředí s teplotou 26,7 °C, dvakrát týdně byly vystaveny dvouhodinovému působení teplot 32,5 °C nebo 37,5 °C. Po tomto působení vysokých teplot byly nosnice vráceny zpět do podmínek 26,7 °C nebo byly ochlazeny opět po dobu dvou hodin v ovzduší o teplotě 18 °C nebo 10 °C a pak vráceny do prostředí s 26,7 °C. Vliv vysokých teplot na pokles užitkovosti a naopak kladné působení chlazení vzduchu - následné i po působení velmi vysokých teplot - je nejlépe patrný z obr. 2. Hodnotil se i vliv teploty vzduchu v halách nosnic na hmotnost snesených vajec (např. S m i t h, O l i v e r, 1972; M o w b r a y, S y k e s, 1971). Výsledky jejich prací a dalších pokusů ukázaly na pokles hmotnosti vajec v důsledku působení vysokých teplot (26 + 35 °C) na nosnice.



1. Požadavky na teplotu a vlhkost vzduchu v halách pro nosnice - The requirements for air temperature and humidity in laying houses



2. Vliv změny teploty na užitkovost nosnic bílých leghornek během šestiměsíčního období v klimatizované hale se základní teplotou 26,7 $^{\circ}\text{C}$ a s dvouhodinovým vystavením teplotě 32,5 $^{\circ}\text{C}$ nebo 37,5 $^{\circ}\text{C}$ s následným nebo bez následného dvouhodinového ochlazení na teplotu 18 $^{\circ}\text{C}$ nebo 10 $^{\circ}\text{C}$ - The effect of temperature variations on the performance of laying hens of the White Leghorn breed during a six-month period in an air-conditioned house with the basic temperature of 26.7 $^{\circ}\text{C}$ after two-hour exposure of these layers to temperatures of 32.5 $^{\circ}\text{C}$ or 37.5 $^{\circ}\text{C}$ with subsequent two-hour cooling to the temperature of 18 $^{\circ}\text{C}$ or 10 $^{\circ}\text{C}$ or without it

Vliv teploty vzduchu na velikost snášky sledoval v našich podmínkách Č i e r n ý (1980). Optimální teplota podle jeho výsledků je 10 - 17 °C. Při teplotě 24 °C klesne snáška o 11 %, při teplotě 30 °C až o 22 %. Vliv vlhkosti na snášku se prokazatelně nezjistil, autor pouze konstatuje, že relativní vlhkost vzduchu mimo interval vyžadovaný v zootechnických požadavcích působí negativně na zdravotní stav drůbeže (malátnost, vyšší výskyt chorob apod.).

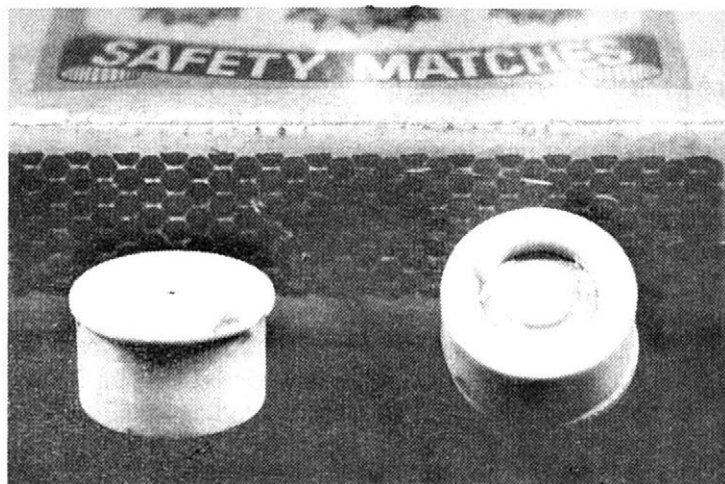
METODA

Energeticky výhodná a technicky jednoduchá úprava vzduchu je adiabatické chlazení a vlhčení vzduchu rozptýlenou vodou. Při bezprostředním kontaktu vzduchu s vodou v tepelně izolované soustavě dojde ke vzájemnému přenosu tepla a hmoty. Výsledkem těchto procesů je odvod citelného tepla ze vzduchu na vypaření vody, což způsobuje snížení teploty vzduchu a zvýšení jeho vlhkosti.

Pro ověření možností adiabatického ochlazování vzduchu se v laboratořích technické fakulty Vysoké školy zemědělské v Praze zkoušely účinky vodního rozprašovacího zařízení s tlakovou rozptylovou tryskou DIM (Č e r m á k , 1987).

Tryska DIM prošla několikaletým vývojem, kdy se měnily její základní parametry - především tvary funkčních ploch. Na obr. 3 je uvedena varianta trysky DIM, jejíž vlastnosti se v práci podrobně zkoumají. Po vypracování metodiky je však možné každý další typ trysky rychle vyhodnotit a výsledků použít při návrhu zařízení s novými tryskami.

Uvedené postupy mají obecnější platnost a lze je uskutečnit i pro trysky jiných typů než je tlaková tryska DIM. Ověřovala se např. i tryska pneumatická. Některé výsledky z provedených měření s touto tryskou uvádí práce K i c , Š l e g e r (1992).



3. Zkoušená tryska DIM - Tested DIM jet nozzle

ZAŘÍZENÍ S VERTIKÁLNÍM SMĚŠOVACÍM PROSTOREM

Pro zjištění účinku rozptýlové trysky byl sestaven model zařízení s vertikálním směšovacím prostorem (obr. 4).

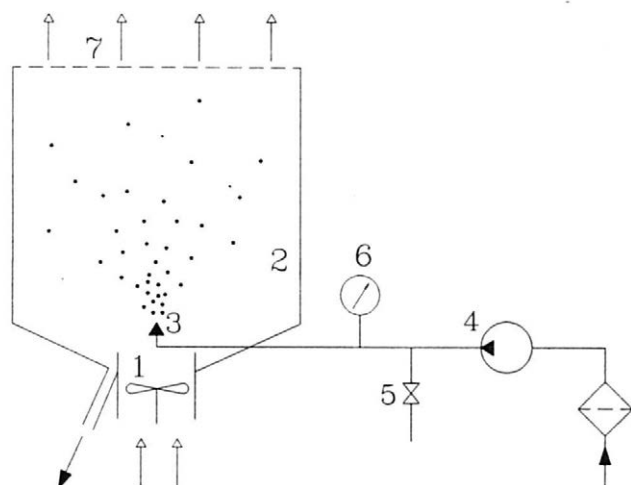
Průtok vzduchu zařízením zajišťovaný ventilátorem 1 byl neproměnný, přibližně $0,059 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Válcový směšovací prostor 2 měl průměr 1 m, délku 0,7 m. Tryska 3 byla umístěna v ose válce těsně za ventilátorem a směžovala vzhůru, tedy ve směru proudění vzduchu. Čerpadlo 4 umožňovalo pomocí ventilu 5 měnit tlak vody před tryskou v rozsahu od 0,3 do 1,5 MPa.

Měření jsme uskutečnili venku v červenci a srpnu roku 1990 tak, aby byl vyšetřen účinek zařízení v širokém pásmu teplot a relativních vlhkostí vstupujícího vzduchu. Při měření jsme zjišťovali následující veličiny:

- tlak vody p před tryskou pomocí membránového tlakoměru 6 (obr. 4). Měření se provádělo při tlacích 0,5 (bez čerpadla), 1,0 a 1,5 MPa (s čerpadlem),

- teplotu t_1 a relativní vlhkost ϕ_1 vstupujícího vzduchu pomocí rtuťového teploměru a vlasového vlhkoměru. Přístroje byly umístěny poblíž místa, kde ochlazovaný vzduch vstupoval do zařízení, byly chráněny před přímým slunečním zářením i před ostatními nežádoucími vlivy (vypařující se vodní plochy, sálající povrchy, proudící vzduch atd). Vlhkoměr byl každý den před měřením regenerován při 100% relativní vlhkosti a seřazen podle měřicího přístroje Therm 2246 firmy AMR. Měření jsme prováděli vždy od 7 hodin ráno, kdy byla teplota nízká (pod 20°C) a relativní vlhkost vysoká (nad 60 %), přes poledne, kdy teplota dosahovala nejvyšších hodnot (přes 30°C) a vlhkost byla nejnižší (kolem 25 %) až do 19 hodin večer, kdy teploty opět poklesly.

- Dále jsme měřili teplotu t_2 a relativní vlhkost ϕ_2 vystupujícího vzduchu ze zařízení pomocí přístroje Therm 2246 firmy AMR. Zde bylo nutné dbát na odstranění kapek vody rozprášených ve vzduchu, aby nedosadaly na čidlo teploměru (odlučovač kapek 7) a eliminovat vliv větru na normalizovaný průtok měřeného vzduchu zajišťovaný ventilátorkem psychrometru. Po změně parametrů (tlak vody před



4. Zařízení se svislým směšovacím prostorem - Equipment with vertical mixing chamber

tryskou, teplota a vlhkost vstupujícího vzduchu) bylo nutné čekat s odečtením hodnot, dokud se údaje přístroje neustálily.

Neodpařenou vodu jsme sbírali do nádoby a měřili její teplotu t_k rtuťovým teploměrem.

ZAŘÍZENÍ S HORIZONTÁLNÍM SMĚŠOVACÍM PROSTOREM

Dále jsme uskutečnili laboratorní měření na zařízení, jehož schéma bylo velice podobné předchozímu zařízení. Rozdíly mezi oběma zařízeními byly následující: směšovací prostor tvořil vodorovný válec o průměru 0,24 m a délce 6,4 m. Ventilátor dodávající vzduch do zařízení byl regulovatelný škrtícím kuželem v rozsahu od 0,035 do 0,335 m³·s⁻¹. Tryska byla opět umístěna v ose potrubí, ale ve vzdálenosti 1,5 m od ventilátoru, a směřovala proti směru proudění vzduchu.

Měření proběhlo při čtyřech různých průtocích $\dot{Q}_a$ vzduchu zařízením a to při 0,335 m³·s⁻¹, 0,235 m³·s⁻¹, 0,113 m³·s⁻¹ a 0,035 m³·s⁻¹. Průtoky $\dot{Q}_a$ byly zjištěny stejně jako u předchozího zařízení měřením střední rychlosti proudění v potrubí pomocí anemometru se žhaveným drátkem GGA-65P firmy ALNOR a výpočtem podle vztahu:

$$\dot{Q}_a = \frac{\pi \cdot d^2}{4} v \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) \quad (1)$$

kde: d - vnitřní průměr vzduchovodu (m),

v - naměřená střední rychlost proudění (m·s⁻¹).

Tlak vod p před tryskou se pohyboval po menších krocích: 0,3, 0,4, 0,5, 0,6 (bez čerpadla), 0,7, 0,8, 1,0, 1,2 a 1,5 MPa (s čerpadlem).

Vstupní teplota t_1 a relativní vlhkost ϕ_1 měřená přístrojem Therm 2246 byla pomocí vytápění a vlhčení vzduchu v laboratoři udržována na extrémních letních hodnotách, kdy má být ochlazovací zařízení použito, tj. t_1 okolo 30 °C a ϕ_1 okolo 35 %.

Na výstupu ze zařízení jsme při větších průtocích vzduchu ($\dot{Q}_a = 0,335 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a $0,235 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) vzhledem k velké rychlosti proudění neodečítali hodnotu relativní vlhkosti ϕ_2 . Tuto hodnotu jsme dopočítali z teploty t_1 , t_2 a relativní vlhkosti ϕ_1 za předpokladu, že děj ochlazování vzduchu rozprašenou vodou probíhá adiabaticky. Při menších průtocích vzduchu ($\dot{Q}_a = 0,113 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a $0,035 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) již nedocházelo k ovlivnění normalizovaného průtoku měřeného vzduchu psychrometrem a relativní vlhkost ϕ_2 jsme měřili opět pomocí přístroje Therm 2246. Výstupní teplotu t_2 měřil rtuťový teploměr.

Vzduchovod byl vyspádovaný a neodpařená voda se zachycovala v nádobě pod nejnižším místem. Kromě teploty t_k bylo měřeno i její množství $\dot{Q}_{wk}$ za časovou jednotku (1 min) pomocí odměrného válce.

Pro určení ochlazovacího a vlhčícího účinku jednotlivých typů zařízení je nejvhodnější veličina zvaná adiabatická účinnost, která je dána vztahem:

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{ad}} = \frac{\Delta t}{t_1 - t_{ad}} \quad (-) \quad (2)$$

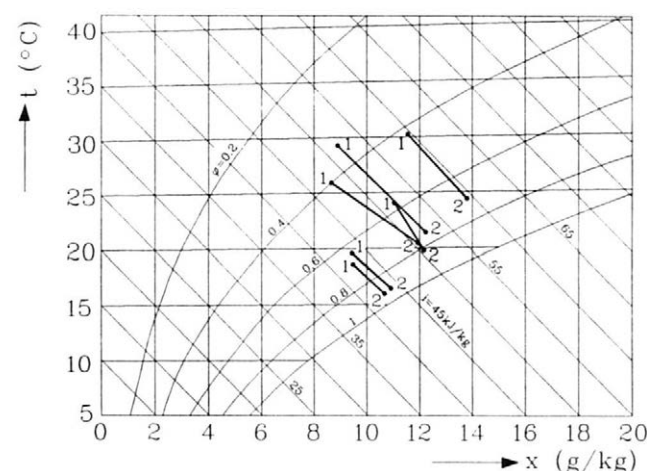
kde: t_1 - teplota vzduchu před zařízením (°C),

- t_2 - teplota ochlazovaného vzduchu ($^{\circ}\text{C}$),
 t_{ad} - teplota mezního adiabatického ochlazení, příslušná stavu vzduchu před zařízením ($^{\circ}\text{C}$),
 Δt - rozdíl teplot na vstupu a výstupu ze zařízení ($^{\circ}\text{C}$).

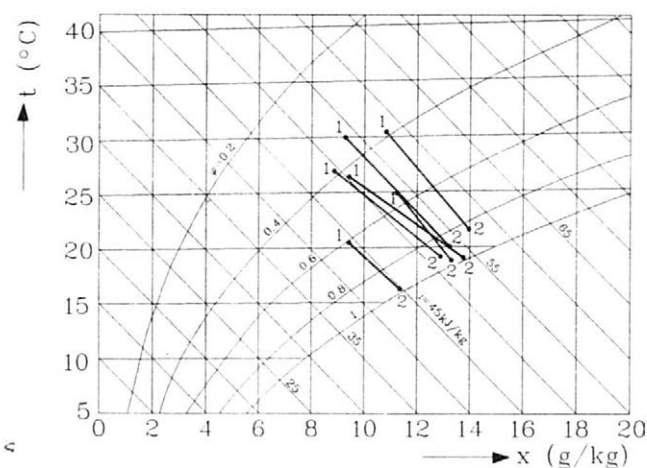
Tato veličina charakterizuje skutečný stupeň ochlazení a zvlhčení vzduchu k maximálně možnému. Měla by záviset pouze na konstrukci zařízení a ne na parametrech vstupujícího vzduchu, což je pro praktické použití výsledků měření důležité. Ze známé adiabatické účinnosti zařízení je potom možné pro danou teplotu a relativní vlhkost vstupujícího vzduchu nalézt pomocí Mollierova i - x diagramu vlhkého vzduchu a vztahu (2) parametry vzduchu, který bude ze zařízení vystupovat.

VÝSLEDKY

Hodnoty získané měřením na zařízení se svislým směšovacím prostorem jsou zřejmé z obr. 5 a 6.



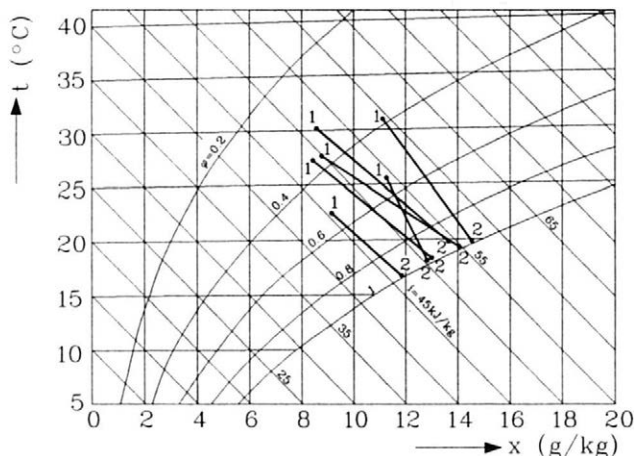
5 a, b, c. Naměřené parametry vzduchu na zařízení se svislým směšovacím prostorem; a - tlak vody $p = 0,5$ MPa, b - tlak vody $p = 1$ MPa, c - tlak vody $p = 1,5$ MPa - The air parameters recorded on equipment with vertical mixing chamber; a - water pressure $p = 0.5$ MPa, b - water pressure $p = 1$ MPa, c - water pressure $p = 1.5$ MPa



5 b.

Na obr. 5 jsou v Mollierově i - x diagramu vyznačeny naměřené hodnoty teplot a relativních vlhkostí vstupujícího (1) a vystupujícího (2) vzduchu. Z diagramů je patrné, že změny stavu vzduchu v zařízení se skutečně blížily adiabatickým dějům ($i = \text{konst.}$). Naměřené teploty neodpařené vody t_k byly v průměru o 1 až 2 °C vyšší

5 c.

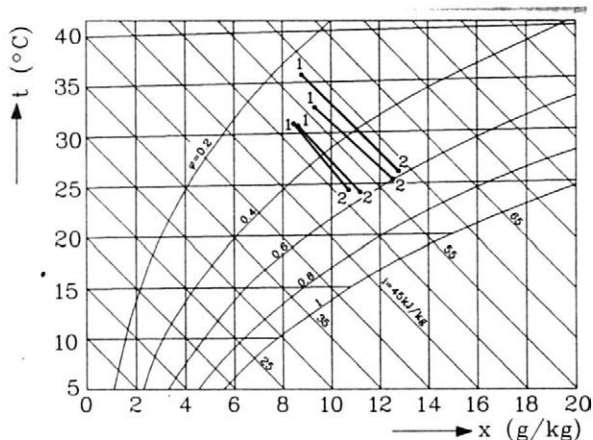


než příslušné adiabatické teploty t_{ad} , což je pravděpodobně způsobeno tím, že se voda rychle ohřívá průtokem od okolního vzduchu ohřátými částmi zařízení.

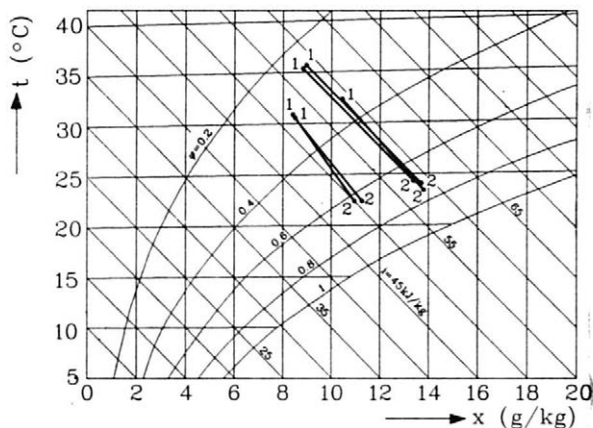
Na obr. 6 je závislost adiabatické účinnosti η (-) na tlaku vody p (MPa) před tryskou DIM. Z grafu vyplývá, že hodnoty účinnosti opravdu nezáleží na teplotě vstupujícího vzduchu. Bez použití čerpadla (při tlaku 0,5 MPa) se dosahuje průměrné účinnosti asi 68 %. S čerpadlem (při tlaku 1 a 1,5 MPa) je průměrná účinnost vyšší - přes 90 %, což je způsobeno větším povrchem vody roztržštěné vysokým tlakem na menší kapičky. Vysoké účinnosti zařízení se dosahuje proto, že rychlost vzduchu ve směšovací komoře díky jejím rozměrům je velmi malá (průměrně $0,075 \text{ m.s}^{-1}$) a dochází tedy k relativně dlouhému styku vzduchu a vypařujících se kapiček vody.

Výsledky měření na zařízení s vodorovným směšovacím prostorem jsou obsaženy na obr. 7 až 12.

Molierův i - x diagram s výsledky měření je z důvodu velkého množství naměřených hodnot uveden pouze pro průtok vzduchu $\dot{Q}_a = 0,035 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$ a tlak vody před



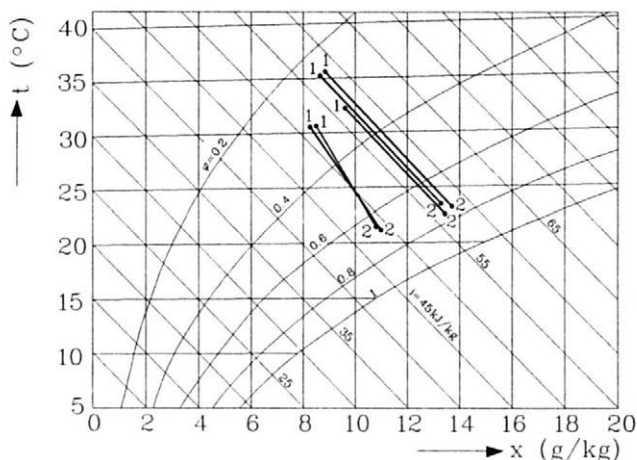
7 a, b, c. Naměřené parametry vzduchu na zařízení s vodorovným směšovacím prostorem pro $\dot{Q}_a = 0,035 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$; a - tlak vody $p = 0,5 \text{ MPa}$, b - tlak vody $p = 1 \text{ MPa}$, c - tlak vody $p = 1,5 \text{ MPa}$ - The air parameters recorded on equipment with horizontal mixing chamber for $\dot{Q}_a = 0.035 \text{ m}^3/\text{s}$; a - water pressure $p = 0.5 \text{ MPa}$, b - water pressure $p = 1 \text{ MPa}$, c - water pressure $p = 1.5 \text{ MPa}$



7 b.

tryskou $p = 0,5, 1$ a $1,5$ MPa na obr. 7. Stav vzduchu před zařízením je označen 1, stav vzduchu na výstupu 2. Je třeba konstatovat, že také u tohoto modelu, pokud se měřila výstupní relativní vlhkost ϕ_2 , byly úpravy vzduchu přibližně adiabatické ($i = \text{konst.}$).

7 c.



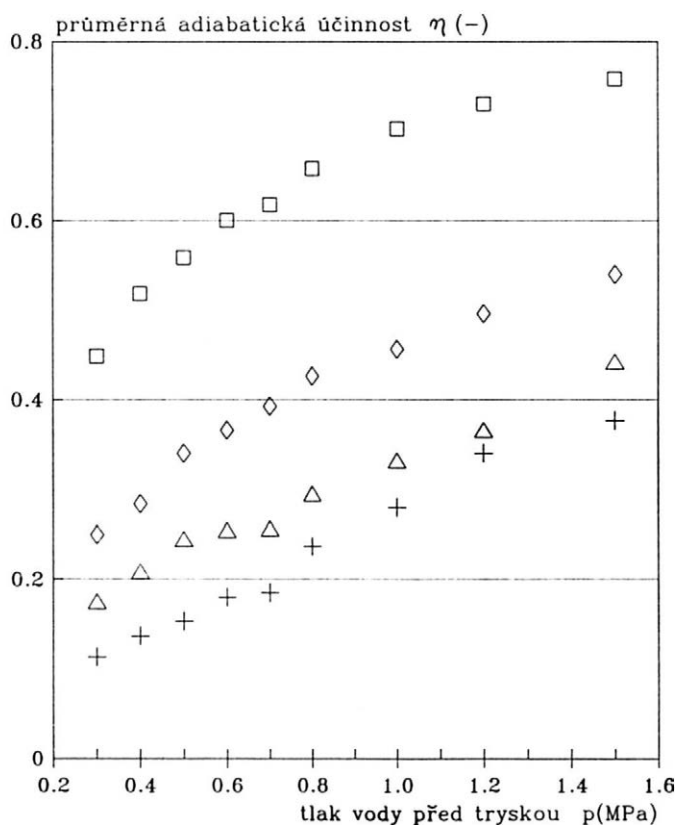
8. Průměrné účinnosti vo-
dodorovného zařízení s prů-
tokem - Average
efficiencies of horizontal
equipment with air flow

+ $\dot{Q}_a = 0,335 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Δ $\dot{Q}_a = 0,235 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

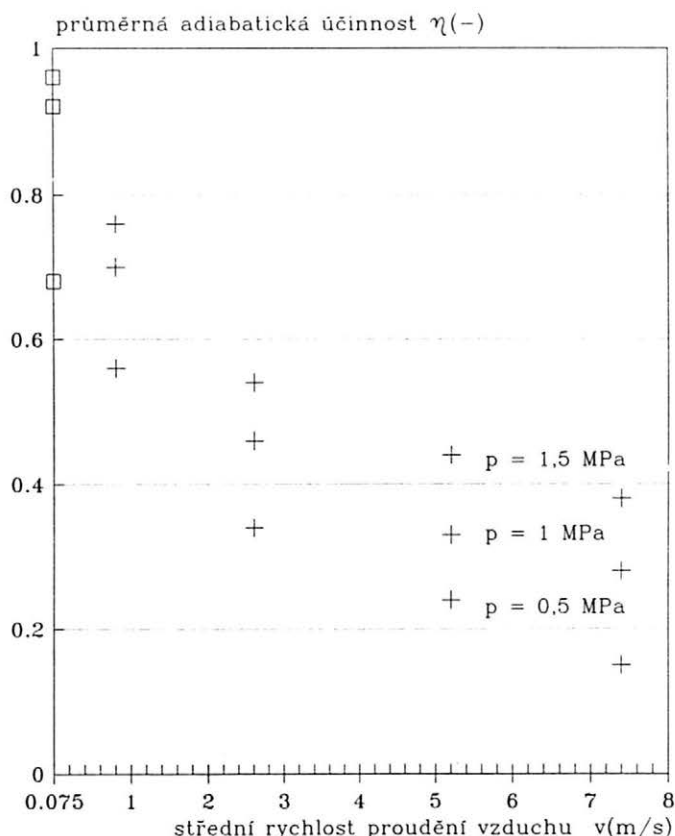
$\diamond$ $\dot{Q}_a = 0,113 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

$\square$ $\dot{Q}_a = 0,035 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$



Na obr. 8 jsou shrnuty průměrné adiabatické účinnosti η (-) změřené při určitém průtoku vzduchu $\dot{Q}_a$ ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) zařízením v závislosti na tlaku vody p (MPa) před tryskou DIM. Na svislé ose je vynesena průměrná adiabatická účinnost při daném průtoku zařízením a na vodorovné ose tlak vody před tryskou. Z grafu vyplývá předpokládaná skutečnost, že účinnost roste s rostoucím tlakem vody a klesajícím průtokem vzduchu. Při srovnání účinnosti předchozího typu zařízení (směšovací komora o průměru 1 m) s účinností, kterou by mělo toto zařízení (směšovací komora o průměru 0,24 m) při odpovídajícím průtoku vzduchu je zřejmé, že účinnost předchozího typu zařízení je asi o 0,2 vyšší. Účinnost zřejmě závisí nejen na průtoku, ale také na rychlosti proudícího vzduchu, která je vzhledem k průřezům u druhého zařízení asi 17krát vyšší.

Graf závislosti průměrné adiabatické účinnosti η (-) na rychlosti proudění vzduchu v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) potrubím pro vybrané tlaky vody p (MPa) před tryskou DIM je vidět na obr. 9. Čtverečky znázorňují průměrnou účinnost zařízení se svislou směšovací komorou, křížky se týkají zařízení s vodorovným směšovacím prostorem. Z této závislosti vyplývá možnost výrazného zvýšení účinnosti zařízení při zachování stejného průtoku upravovaného vzduchu snížením jeho rychlosti ve směšovacím prostoru. Z grafu je také patrné, že účinnost zařízení není významně závislá na orientaci směšovacího prostoru vzhledem k vektoru tíhového zrychlení.



9. Závislost adiabatické účinnosti na rychlosti vzduchu; □ zařízení se svislou směšovací komorou, + zařízení s vodorovným směšovacím prostorem - The dependence of adiabatic efficiency on air velocity; □ equipment with vertical mixing chamber, + equipment with horizontal mixing chamber

DISKUSE

Pro posouzení vhodnosti využití adiabatického chlazení v objektech chovu nosnic v konkrétních podmínkách určité klimatické oblasti je třeba provést srovnání vnitřní teploty a vlhkosti, kterých by bylo dosaženo v případě užití tohoto způsobu chlazení, s teplotami a vlhkostmi, které by byly v objektu bez chlazení.

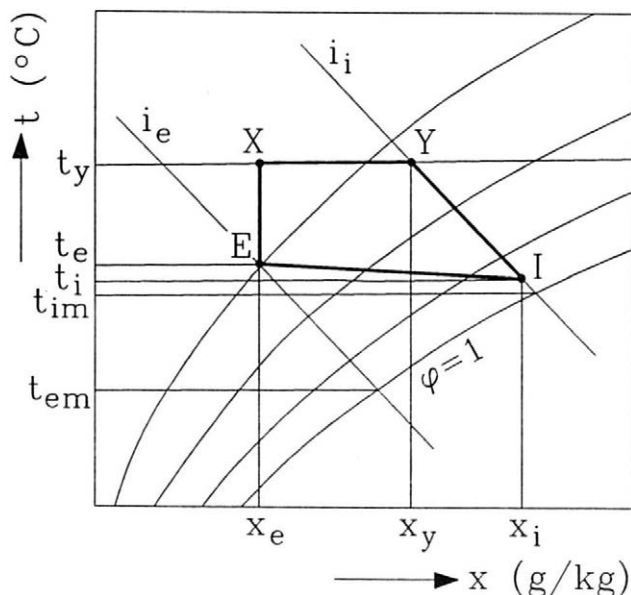
Při vyjádření tepelné bilance citelného tepla a vlhkostní bilance vnitřního vzduchu v hale je:

$$\dot{M}_a \cdot c_a \cdot t_e - \dot{M}_a c_a \cdot t_i + \dot{Q}_c - o \cdot \dot{M}_w \cdot l_w = 0 \quad (\text{W}) \quad (3)$$

$$\dot{M}_a \cdot x_e - \dot{M}_a \cdot x_i + \frac{\dot{Q}_v}{l_w} + o \cdot \dot{M}_w = 0 \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}) \quad (4)$$

kde: $\dot{M}_a$ - hmotnostní tok větracího vzduchu (kg.s^{-1}),
 c_a - měrná tepelná kapacita vzduchu ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$),
 t_e - teplota vzduchu (suchého teploměru) venkovní ($^{\circ}\text{C}$),
 t_i - teplota vzduchu (suchého teploměru) vnitřní ($^{\circ}\text{C}$),
 $\dot{Q}_c$ - tepelný tok citelného tepla ze stěn, ustájených nosnic, osvětlení atd. (W),
 ϕ - poměrná část rozstřikované vody, která se odpaří (-),
 $\dot{M}_w$ - přiváděný tok rozstřikované vody (kg.s^{-1}),
 l_w - skupenské teplo výparné (J.kg^{-1}),
 x_e - měrná vlhkost venkovního vzduchu (kg.kg^{-1}),
 x_i - měrná vlhkost vnitřního vzduchu (kg.kg^{-1}),
 $\dot{Q}_v$ - tepelný tok vázaného tepla produkovaný ustájenou drůbeží (W).

Proces chlazení vzduchu rozstřikováním vody v hale nosnic je analyzován v i - x diagramu na obr. 10. Body E a I představují vnější (E) a vnitřní (I) stav vzduchu. Pro znázornění všech dějů jsou v tomto diagramu zakresleny body X a Y .



10. Proces chlazení vzduchu v hale pro chov nosnic; E - stav venkovního vzduchu, I - stav vnitřního vzduchu, EX - sdílení citelného tepla (ohřev), XY - sdílení vázaného tepla (vlhčení), YI - adiabatické chlazení - The process of air cooling in a laying house; E - outside air condition, I - inside air condition, EX - sensible heat transmission (warming), XY - bound heat transmission (moistening), YI - adiabatic cooling

Úsečka EX vyjadřuje sdílení citelného tepla, XY vyjadřuje sdílení vázaného tepla a YI představuje adiabatické chlazení. Vnější teplota mokrého teploměru odpovídající vnitřním podmínkám v hale je t_{im} . Vnitřní teplota vzduchu, která by se vyskytla v případě větrání bez adiabatického chlazení, je teplota suchého teploměru t_y . Účinnost adiabatického chlazení vzduchu v hale nosnic rozstřikováním vody lze pak vyjádřit:

$$\eta = \frac{t_y - t_i}{t_y - t_{im}} \quad (-) \quad (5)$$

Teplota t_y , která by byla v hale nosnic v případě, že by vzduch nebyl chlazen:

$$t_y = t_e + \frac{\dot{Q}_c}{\dot{M}_a \cdot c_a} \quad (^\circ\text{C}) \quad (6)$$

Lze předpokládat, že hodnoty η daného systému rozstřikování vody se stálým tokem rozstřikované vody se budou měnit tak, jak lze očekávat změny $\dot{M}_a$, $\dot{Q}_c$ a $\dot{Q}_v$. Poloha bodů X a Y odpovídající vnějším podmínkám E se bude měnit, ale teplotní rozdíl $t_y - t_i$, určený hlavně množstvím rozstřikované vody, bude téměř konstantní.

Teplota t_i , které by bylo dosaženo při chlazení vzduchu, se vypočte z rovnic (5) a (6):

$$t_i = t_e + \frac{\dot{Q}_c}{\dot{M}_a \cdot c_a} - \eta \left(t_e + \frac{\dot{Q}_c}{\dot{M}_a \cdot c_a} - t_{im} \right) \quad (^\circ\text{C}) \quad (7)$$

Teplotu mokrého teploměru t_{im} je možné stanovit podle **Bottchera** aj. (1991) přibližným vztahem vycházejícím z předpokladu, že vzrůst entalpie je úměrný vzrůstu teploty mokrého teploměru:

$$t_{im} \approx t_{em} + \frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}_v}{\dot{M}_a \cdot c_w} \quad (^\circ\text{C}) \quad (8)$$

kde: c_w - měrná tepelná kapacita vody ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

Po dosazení do rovnice (7) platí pro t_i vztah:

$$t_i = t_e + \frac{\dot{Q}_c}{\dot{M}_a \cdot c_a} - \eta \left(t_e - t_{em} + \frac{\dot{Q}_c}{\dot{M}_a \cdot c_a} - \frac{\dot{Q}_c + \dot{Q}_v}{\dot{M}_a \cdot c_w} \right) \quad (^\circ\text{C}) \quad (9)$$

Při známé adiabatické účinnosti η pak lze stanovit i podíl využití rozstřikované vody na chlazení o z celkového toku přiváděné vody $\dot{M}_w$. Z rovnic (3), (5) a (6) vyplývá, že tato hodnota je:

$$o = \frac{\eta}{\dot{M}_w \cdot l_w} [\dot{M}_a \cdot c_a (t_e - t_{em}) + \dot{Q}_c - \frac{c_a}{c_w} (\dot{Q}_c + \dot{Q}_v)] \quad (^\circ\text{C}) \quad (10)$$

Možnosti uplatnění zjištěných výsledků je třeba posuzovat s ohledem na dané klimatické podmínky, ve kterých by se měl uvedený systém aplikovat.

Podle **Čierného** (1980) je třeba v našich klimatických podmínkách chladit vzduch v halách pro nosnice po dobu 1000 až 1200 h a zvlhčovat asi 1300 h. Ekonomicky efektivní je podle jeho názoru chlazení vzduchu samostatným chladičem

při teplotách nad 22,8 °C nebo chlazení se zvlhčováním od 21,2 °C. Tyto údaje jsou však značně proměnlivé; ovlivňuje je především cenová politika ve státě.

ZÁVĚR

Z diagramů a výpočtů vyplývá, že pro využití v objektech pro chov nosnic bude potřebné posuzovat možnosti a vhodný způsob chlazení vzduchu z více hledisek.

Účinek zařízení je značně závislý na množství ochlazovaného vzduchu jednou tryskou. Vhodnější bude větší počet trysek vedle sebe v širokém proudu vzduchu s minimální rychlostí. Závislost poklesu teploty a zvýšení relativní vlhkosti vzduchu na tlaku před tryskou není významná natolik, aby bylo nutné používat extrémně vysoké tlaky. U ověřovaných trysek postačí tlak vody 0,5 MPa, což je běžný tlak vodovodní sítě. Nebude tedy potřebný další zdroj tlaku vody.

Chlazení vzduchu spojené se zvlhčováním v halách pro drůbež by bylo vhodné k uplatnění pouze v určitých klimatických podmínkách; u nás by se jednalo především o teplé letní období. Ještě významnější jsou výhody této aplikace v podmínkách tropických a subtropických oblastí se suchým klimatem.

Použité symboly

- c_a - měrná tepelná kapacita vzduchu ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
- c_w - měrná tepelná kapacita vody ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
- d - vnitřní průměr vzduchovodu (m)
- i - entalpie (J.kg^{-1})
- l_w - skupenské teplo výparné (J.kg^{-1})
- $\dot{M}_a$ - hmotnostní tok větracího vzduchu (kg.s^{-1})
- $\dot{M}_w$ - přiváděný tok rozstřikované vody (kg.s^{-1})
- o - poměrná část rozstřikované vody, která se odpaří (-)
- p - tlak vody před tryskou (MPa)
- $\dot{Q}_a$ - objemový tok vzduchu ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$)
- $\dot{Q}_c$ - tepelný tok citelného tepla ze stěn, ustájených nosnic, osvětlení atd. (W)
- $\dot{Q}_v$ - tok vázaného tepla produkovaný ustájenou drůbeží (W)
- $\dot{Q}_{wk}$ - objemový tok neodpařené vody ($\text{cm}^3.\text{min}^{-1}$)
- $\Delta\dot{Q}_{wk}$ - rozdíl naměřeného a teoretického množství vypařené vody ($\text{cm}^3.\text{min}^{-1}$)
- t - teplota (°C)
- t_{ad} - teplota mezního adiabatického ochlazení, příslušná stavu vzduchu před zařízením (°C)
- t_e - teplota vzduchu (suchého teploměru) venkovní (°C)
- t_{em} - venkovní teplota mokrého teploměru (°C)
- t_i - teplota vzduchu (suchého teploměru) vnitřní (°C)
- t_{im} - vnitřní teplota mokrého teploměru v hale (°C)
- t_k - teplota neodpařené vody (°C)
- t_y - teplota vzduchu při větrání bez adiabatického chlazení (°C)
- t_1 - teplota vzduchu před zařízením (°C)
- t_2 - teplota ochlazovaného vzduchu (°C)
- Δt - rozdíl teplot na vstupu a výstupu ze zařízení (°C)

- v - střední rychlost proudění (m.s^{-1})
- x - měrná vlhkost vzduchu (kg.kg^{-1} , g.kg^{-1})
- x_e - měrná vlhkost venkovního vzduchu (kg.kg^{-1} , g.kg^{-1})
- x_i - měrná vlhkost vnitřního vzduchu (kg.kg^{-1} , g.kg^{-1})
- η - adiabatická účinnost chlazení (-)
- φ - relativní vlhkost vzduchu (-)

Indications

- c_a - air specific heat capacity (J/kg/K)
- c_w - water specific heat capacity (J/kg/K)
- d - air duct inside diameter (m)
- i - enthalpy (J/kg)
- l_w - latent heat of vaporization (J/kg)
- $\dot{M}_a$ - mass flow of ventilating air (kg/s)
- $\dot{M}_w$ - flow of supplied jetted water (kg/s)
- o - relative portion of jetted water which will evaporate (-)
- p - water pressure before jet nozzle (MPa)
- $\dot{Q}_a$ - volume flow of air (m^3/s)
- $\dot{Q}_c$ - flow of sensible heat coming from the walls, housed laying hens, lights, etc. (W)
- $\dot{Q}_v$ - flow of bound heat generated by housed poultry (W)
- $\dot{Q}_{wk}$ - volume flow of nonevaporated water (cm^3/min)
- $\Delta\dot{Q}_{wk}$ - difference between the recorded and the theoretical amount of evaporated water (cm^3/min)
- t - temperature ($^{\circ}\text{C}$)
- t_{ad} - temperature of limit adiabatic cooling, corresponding to the air condition before equipment ($^{\circ}\text{C}$)
- t_e - outside air dry-bulb temperature ($^{\circ}\text{C}$)
- t_{em} - outside wet-bulb temperature ($^{\circ}\text{C}$)
- t_i - inside air dry-bulb temperature ($^{\circ}\text{C}$)
- t_{im} - inside wet-bulb temperature in the house ($^{\circ}\text{C}$)
- t_k - temperature of nonevaporated water ($^{\circ}\text{C}$)
- t_y - air temperature at ventilation without adiabatic cooling ($^{\circ}\text{C}$)
- t_1 - air temperature before equipment ($^{\circ}\text{C}$)
- t_2 - temperature of cooled air ($^{\circ}\text{C}$)
- Δt - difference between the inlet and outlet temperatures ($^{\circ}\text{C}$)
- v - average rate of flow (m/s)
- x - specific air humidity (kg/kg , g/kg)
- x_e - specific humidity of outside air (kg/kg , g/kg)
- x_i - specific humidity of inside air (kg/kg , g/kg)
- η - adiabatic efficiency of cooling (-)
- φ - relative air humidity (-)

Literatura

- BOTTCHER, R. W. et al.: Characterizing efficiency of misting systems for poultry. ASAE, 34, 1991, č. 2, s. 586-590.
- ČERMÁK, V.: Zařízení pro velmi jemný rozptýl kapalin. Autorské osvědčení č. 240 678. 3. 9. 1987.
- ČIERNY, J.: Vplyv klimatizácie ustajňovacích priestorov na ekonomickú efektívnosť výroby vajec. In: Vetrание a klimatizácia objektov v potravinárskom priemysle a v poľnohospodárstve. DT ČSVTS, Bratislava, 1980, s. 159-164.
- HOWES, J. R. - GRUB, W. - ROLLO, C. A.: Highlts agric. Rec. 12, 1965, č. 2, 10 s.
- KIC, P. - ŠLEGER, V.: Adiabatic cooling of the air for ventilation in animal husbandry. In: Trends in agricultural engineering. Prague, University of Agriculture 1992, s. 268-273.
- KOŠAŘ, K.: Stroje a zariadenia v hydinnárstve. Bratislava, Príroda 1987, 374 s.
- MOWBRAY, R. M. - SYKES, A. H.: British poultry science. 1971, č. 12, s. 25-29.
- SKŘIVAN, M. et al.: Speciální zootechnika I. Praha, VŠZ 1984, 129 s.
- SMITH, A. J. - OLIVER, J.: Rhodesian journal of agricultural research. 1972, č. 10, s. 43-60.
- Provozní pravidla pro větrání a vytápění stájových objektů. Praha, MZ ČR 1990, 23 s.

Došlo 26. 11. 1992

ŠLEGER, V. - KIC, P. (University of Agriculture, Technical Faculty, Praha):

Opportunities for the use of adiabatic air cooling in laying houses.

Zeměd. Techn., 39, 1993 (1): 29-43.

The paper contains deliberations concerning opportunities for the application of the adiabatic air cooling principle in laying house. The results of tests of a special air cooling and moistening equipment with pressure jet nozzle are presented in this paper. The equipment was tested for various water pressures, air flows and for different arrangements of the whole system. The maintenance of convenient microclimate is one of the principal conditions of the successful intensive poultry management in windowless poultry houses. A short-time cooling of poultry organisms to the optimum temperature also has positive effects on performance. Adiabatic air cooling and moistening through jetted water is energetically suitable and technically simple air treatment. The diagrammes and calculations show that the opportunities for and convenient method of air cooling should be evaluated from more aspects if this method is to be used in laying houses. The application of this method is convenient only in certain climatic conditions, particularly in the warm summer season in the climatic conditions of this country. The application of this method is more important in the conditions of tropical and subtropical regions with dry climate.

laying hen management; air cooling; jet nozzle; temperature; air humidity; adiabatic efficiency; water consumption

Kontaktní adresa:

Ing. Vladimír Šleger, Vysoká škola zemědělská, technická fakulta, 165 21 Praha 6-Suchbát

INZERCE

Redakce časopisu nabízí tuzemským i zahraničním firmám možnost inzerce na stránkách časopisu ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA. Prostřednictvím inzerátů uveřejňovaných v našem časopise budou o Vašich výrobcích informováni pracovníci z výzkumu a provozu u nás i v zahraničí.

Bližší informace získáte na adrese:

Redakce časopisu ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA
k rukám Mgr. R. Chlebečkové
Ústav zemědělských a potravinářských informací
Slezská 7
120 56 P r a h a 2

ADVERTISEMENT

The Editors of the journal offer to the Czech as well as foreign firms the possibility of advertising on pages of the ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA (Agricultural engineering) journal. Through your adverts published in our journal, the specialists both from the field of research and production will be informed about your products.

For more detailed information, please contact:

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA
attn. Mgr. R. Chlebečková
Ústav zemědělských a potravinářských informací
Slezská 7
120 56 P r a h a 2

URČENIE POVRCHOVÝCH NAPÄTÍ Z HOLOGRAFICKÝCH INTERFEROGRAMOV

Ľ. Kubík, D. Brozman

Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra

Práca sa zaoberá problematikou matematického spracovania experimentálnych údajov, posunutí na vložkách valcov, ktorých meranie je uvedené v práci B r o z m a n , K u b í k (1991). Popísané je určenie povrchových napätí na vnútorných plochách vložiek valcov motora traktora Zetor UR-IV. Veľká pozornosť je venovaná hodnoteniu presnosti určenia napätí.

motor traktora; vložka valca; napätie; presnosť merania; holografická interferometria

V našej práci (B r o z m a n , K u b í k , 1991) sme sa zaoberali určením zdeformovania vnútorných plôch vložiek valcov motora, vznikajúceho pri montáži hlavy motora. Meraním metódou holografickej interferometrie sme zistili rozloženie posunutí na vnútorných plochách dvoch krajných vložiek a jednej strednej vložky valcov motora. V tejto práci, ktorá nadväzuje na predchádzajúcu, sa zaoberáme matematickým spracovaním posunutí, ktoré slúžia na výpočet napätí. Je využívaná aproximácia experimentálnych hodnôt rôznymi regresnými metódami. Napätia určujeme deriváciou aproximačných funkcií. Informácia o napätiach poskytuje konštruktérom nový pohľad na správanie sa vložiek valcov pri statickej deformácii.

MATERIÁL A METÓDY

Ako je zrejmé z práce B r o z m a n , K u b í k (1991), podkladom pre určenie napätí je rozvinutá plocha vložiek valcov. Rozvinutá vnútorná zdeformovaná plocha vložky predstavuje výsledný efekt od všetkých síl, pôsobiacich na vložku. Je to výsledný, ďalej sa nemeniaci stav. Pretože jednotlivé axiálne alebo radiálne rezy cez rozvinutú plochu vložky sú ekvivalentami tenkých tyčí, využívame v prvom priblížení pre výpočet napätí vzťahy platiace pre tenkú tyč, namáhanú pričnou silou v smere osi z a axiálnymi silami v smere osí x , y (hrúbka tyče h je veľmi malá v porovnaní s dĺžkou tyče). Pre jednotlivé axiálne a radiálne rezy cez plochu vložky môžeme písať (V e s t , 1982):

$$\sigma_x = \frac{Eh}{2} \cdot \frac{\partial^2 z}{\partial x^2}; \quad \sigma_y = \frac{Eh}{2} \cdot \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \quad (1)$$

kde: σ_x, σ_y - napätia v smere osí x a y ,
 E - modul pružnosti,
 h - hrúbka tyče.

Príslušné druhé derivácie môžeme získať z posunutí alebo numerickou, alebo priamou deriváciou. Numerické derivácie sú pomerne nepresné (K u b í k , 1992; B a l á š , S z a b ó , 1986). Vyžadujú predchádzajúce vyhladenie experimentálnych hodnôt a sú náročné na výpočet. Pri využití splajnov pre numerickú deriváciu dosahujeme nepresné hodnoty aj po vyhladení (K u b í k , 1992). V našej práci sa preto zaoberáme určením druhých derivácií priamou deriváciou aproximačnej funkcie, ktorú sme získali metódou regresie. Veľkú pozornosť venujeme určeniu presnosti jednotlivých výpočtov. Pre ohodnotenie presnosti regresných koeficientov aproximačných funkcií, hodnôt aproximačných funkcií a hodnôt derivácií

I. Vložka č. 4. Axiálne rezy. Hodnoty regresných koeficientov - Liner no. 4. Axial sections. The values of regression coefficients

Rez ¹ (mm)	Regresia ²	a	b	c	d
43,2	reciproká	29172	60786	-	-
86,4	kvadratická	3,6 E-5	-2,0 E-5	7,5 E-5	-
129,6	kvadratická	4,6 E-5	-1,5 E-5	-2,4 E-4	-
172,8	kvadratická	1,4 E-5	1,6 E-4	-3,7 E-4	-
216,0	lineárna	1,9 E-5	5,1 E-5	-	-
259,2	lineárna	3,0 E-5	0,0	-	-
302,4	lineárna	2,5 E-5	3,1 E-5	-	-
345,6	lineárna	3,7 E-5	-5,8 E-5	-	-

¹section, ²regression

II. Vložka č. 4. Axiálne rezy. Hodnoty koeficienta korelácie a stredných chýb regresných koeficientov - Liner no. 4. Axial sections. The values of correlation coefficient and of the root mean-square errors of regression coefficients

Rez ¹ (mm)	k	sa (%)	sb (%)	sc (%)	sd (%)
43,2	0,99	2,7	8,9	-	-
86,4	-	11,0	408,0	437,0	-
129,6	-	8,2	517,0	128,6	-
172,8	-	22,7	41,5	72,5	-
216,0	0,99	3,0	7,9	-	-
259,2	1,00	0,0	0,0	-	-
302,4	0,99	1,7	9,6	-	-
345,6	1,00	0,7	2,8	-	-

¹section

využívame vzťahy pre výpočet stredných chýb nepriamych veličín (B r o ž , 1983; K u b í k , 1992). Vložky sú vyrobené zo šedej liatiny so špeciálnymi prísadami (ČSN 42 2440, $E = 1,259 \cdot 10^{11}$ Pa).

VÝSLEDKY A DISKUSIA

V práci udávame napätia a presnosť ich určenia na krajných valcoch (č. 1, č. 6) a na strednom valci (č. 4). Pre všetky vložky sme využili rovnaký algoritmus vyhladenia rezov a výpočtu napätí, preto pre ilustráciu uvádzame podrobnejšie údaje týkajúce sa aproximačných funkcií len pre jednu vložku, a to vložku č. 4. Údaje pre vložku č. 4 pre axiálne rezy sú uvedené v tab. I a II. V tab. I sú uvedené typy použitých regresíí a regresné koeficienty, v tab. II je uvedený koeficient korelácie k a stredné chyby regresných koeficientov. Poloha rezov pozdĺž vložky je znázornená na obr. 1. Údaje pre vložku č. 4 pre radiálne rezy obsahujú tab. III a IV. Polohy radiálnych rezov zodpovedajú umiestneniu na prednom priemere, v štvrtine, v polovici, v troch štvrtinách a na zadnom priemere po dĺžke vložky. Rozpätie stredných chýb posunutí sz pre axiálne rezy je (0,1 - 18) %, pre radiálne rezy (1 - 31) %. Údaje

III. Vložka č. 4. Radiálne rezy. Hodnoty regresných koeficientov - Liner no. 4. Radial sections. The values of regression coefficients

Rez ¹ (mm)	Regresia ²	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
0,0	kubická	3,1 E-5	2,2 E-4	-2,2 E-3	4,7 E-3
58,5	kubická	2,1 E-5	3,2 E-4	-2,6 E-3	4,9 E-3
117,0	kubická	1,1 E-5	5,4 E-4	-3,3 E-3	5,4 E-3
175,5	kvadratická	2,4 E-5	7,0 E-5	-1,8 E-4	-
234,0	kvadratická	2,3 E-5	9,7 E-5	-2,7 E-4	-

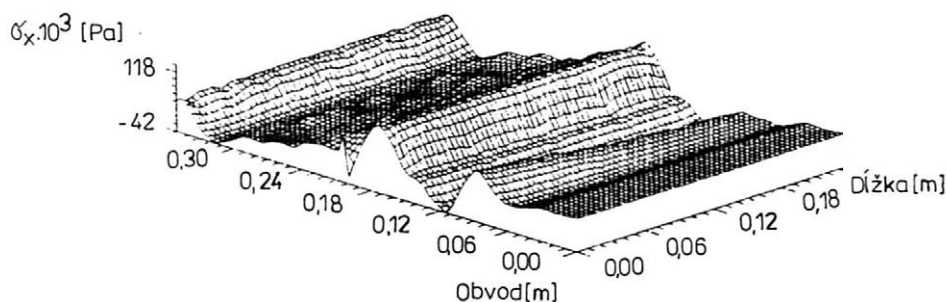
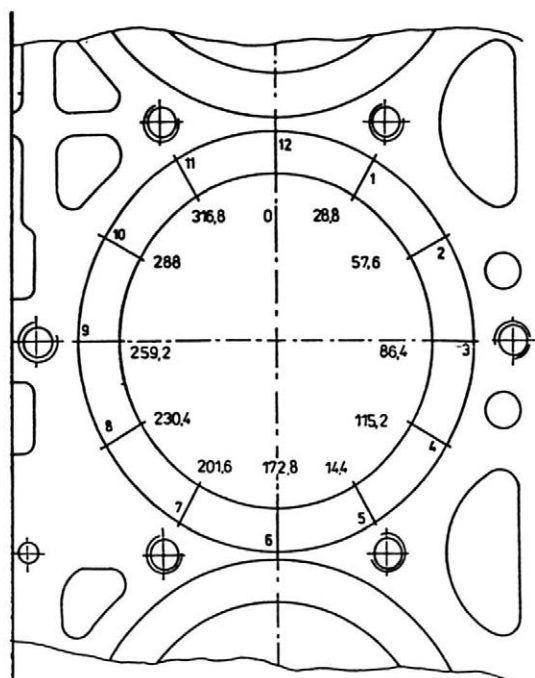
For 1 - 2 see Tab. I

IV. Vložka č. 4. Radiálne rezy. Hodnoty stredných chýb regresných koeficientov - Liner no. 4. Radial sections. The values of the root mean-square errors of regression coefficients

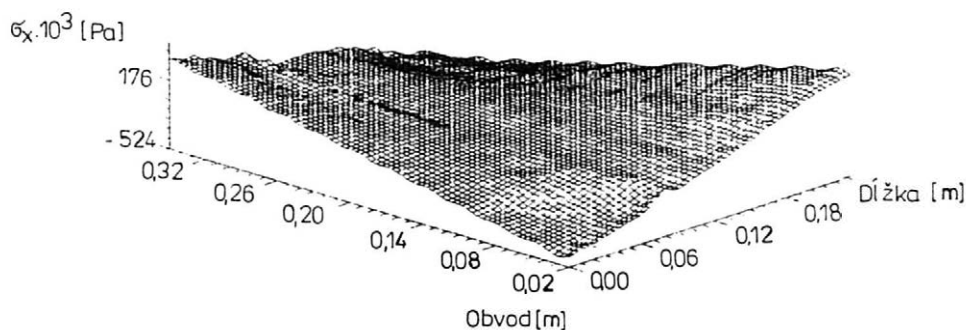
Rez ¹ (mm)	<i>k</i>	<i>sa</i> (%)	<i>sb</i> (%)	<i>sc</i> (%)	<i>sd</i> (%)
0,0	-	77	233	133	105
58,5	-	106	132	104	94
117,0	-	115	47	45	46
175,5	-	10	41	41	-
234,0	-	26	74	68	-

¹ section

1. Označenie poloh axiálnych rezov.
Veľkosť úsekov je udaná v mm - De-
signation of the positions of axial
sections. The segment size is in mm



2. Vložka č. 1. Plocha napätí σ_x - Liner no. 1. The area of stresses σ_x



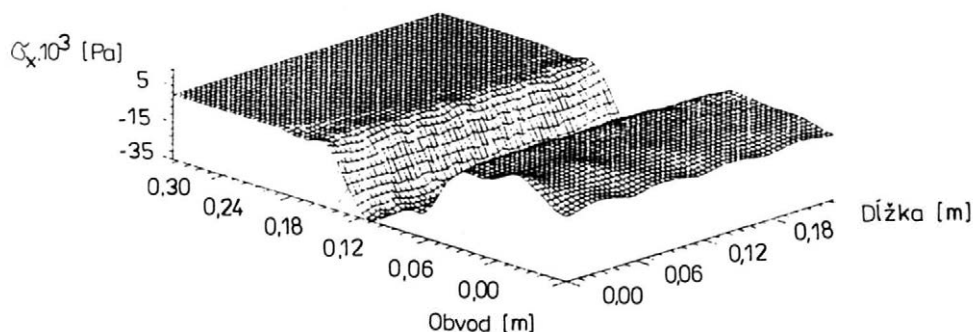
3. Vložka č. 1. Plocha napätí σ_y - Liner no. 1. The area of stresses σ_y

predstavujú najlepšie a najhoršie hodnoty zo všetkých troch vložiek. Z axiálnych rezov boli určené napätia σ_x , z radiálnych napätia σ_y .

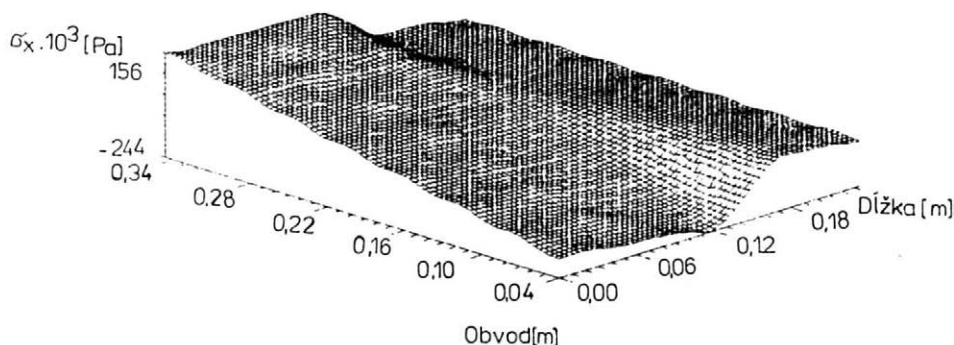
Na obr. 2 - 7 sú zobrazené plochy napätí pre všetky vložky. V miestach, kde je napätie znázornené kladnými hodnotami, dochádzalo k tlaku; v miestach, kde je znázornené zápornými hodnotami, dochádzalo k ťahu. Všetky vložky boli vystavené obom druhom namáhania. U vložky č. 6 však došlo v priečnom smere iba k tlaku. Je to zrejmé z obr. 7. Napätia σ_x sú pre všetky vložky menšie ako napätia σ_y , čo potvrdzuje, že došlo k väčšiemu priečnemu a menšiemu pozdĺžnemu namáhaniu vložiek. Najnepravidelnejšiemu namáhaniu bola vystavená vložka č. 1 v pozdĺžnom smere (obr. 2).

Malé nepravidelné zvlnenie sietí preložené cez plochy napätí je spôsobené počítačovým spracovaním plôch napätí. Na niektorých obrázkoch nezačína zobrazenie plôch napätí od začiatku obvodu vložky, pretože počítačové spracovanie plôch napätí by spôsobilo nežiadúce rozvlnenie plochy na úrovni rezu 0, ktorý je totožný s rezom 12 (orientácia rezov podľa obr. 1).

V tab. V a VI uvádzame porovnanie stredných chýb napätí σ_x , σ_y pre všetky tri vložky. Najmenšími strednými chybami σ_x , σ_y , vznikajúcimi v dôsledku dvojnásobnej derivácie aproximačnej funkcie, bola zaťažená vložka č. 6. Je to preto,



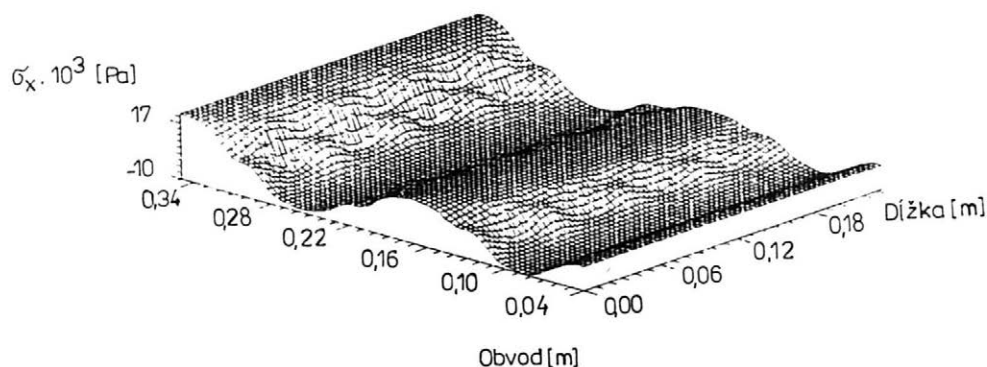
4. Vložka č. 4. Plocha napätí σ_x - Liner no. 4. The area of stresses σ_x



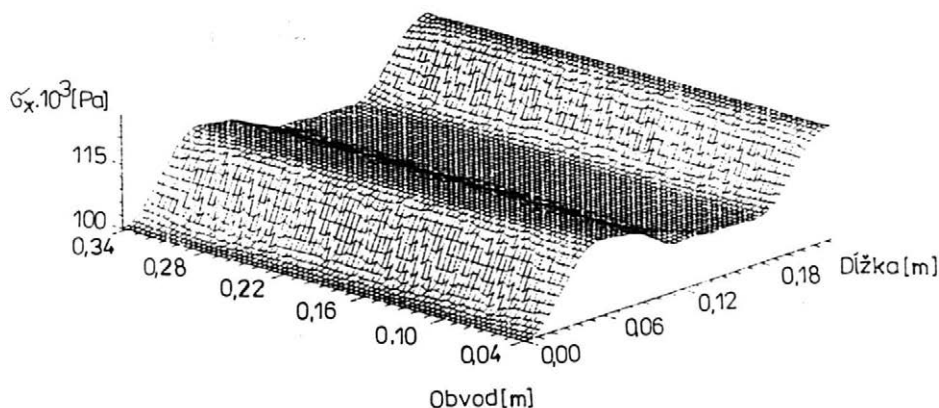
5. Vložka č. 4. Plocha napätí σ_y - Liner no. 4. The area of stresses σ_y

že jej plocha posunutí má najsymetrickejší tvar (B r o z m a n , K u b í k , 1991) v porovnaní s ostatnými plochami. Všeobecne napätia σ_x sú zaťažené menšími chybami ako napätia σ_y , je to opäť z dôvodu väčšej symetrie axiálnych rezov voči rezom radiálnym. Extrémne vysoké hodnoty stredných chýb napätí uvádzaných v tab. V a VI sú chyby štatisticky odľahlých hodnôt, ktoré z merania neboli vylúčené. Za platné hodnoty treba preto považovať stredné hodnoty rozpätí chýb uvádzaných v tab. V a VI.

Záverom môžeme konštatovať, že popisovaná metóda umožňuje jednoduchým spôsobom a s dostatočnou presnosťou určiť povrchové napätia z posunutí získaných metódou holografickej interferometrie.



6. Vložka č. 6. Plocha napätí σ_x - Liner no. 6. The area of stresses σ_x



7. Vložka č. 6. Plocha napätí σ_y - Liner no. 6. The area of stresses σ_y

V. Středné chyby napětí σ_x - The root mean-square errors of stresses σ_x

	Vložka ² č. 1	Vložka č. 4	Vložka č. 6
Rez ¹ (mm)	$s\sigma_x$ (%)	$s\sigma_x$ (%)	$s\sigma_x$ (%)
28,8	28	-	-
43,2	-	14 - 25	59 - 73
57,6	9 - 20	-	-
86,4	1 - 7	436	34
115,2	127	-	-
129,6	-	128	20
144,0	7 - 14	-	-
172,8	73	72	9 - 22
201,6	22	-	-
216,0	-	-	-
230,4	4	-	-
259,2	19 - 23	-	379
288,0	-	-	-
302,4	-	-	21 - 28
316,8	85	-	-
345,6	97	-	5,6

¹section, ²liner

VI. Středné chyby napětí σ_y - The root mean-square errors of stresses σ_y

	Vložka ² č. 1	Vložka č. 4	Vložka č. 6
Rez ¹ (mm)	$s\sigma_y$ (%)	$s\sigma_y$ (%)	$s\sigma_y$ (%)
0,0	8 - 384	40 - 529	17
58,5	14 - 457	30 - 514	15
78,0	18	-	-
117,0	103 - 817	12 - 285	24
175,5	8 - 443	40	29
234,0	7 - 253	68	30

For 1 - 2 see Tab. V

Literatúra

- BALÁŠ, J. - SZABÓ, V.: Holografická interferometria v experimentálnej mechanike. Bratislava, Veda 1986.
- BROZMAN, D. - KUBÍK, L.: Meranie vyosenia a deformácie vložiek valcov motora traktora Zetor UR-IV pomocou holografickej interferometrie. Zeměd. Techn., 37, 1991, č. 11-12, s. 633-640.
- BROŽ, J.: Základy fyzikálních měření I. Praha, SPN 1983.
- KUBÍK, L.: Zhodnotenie presnosti merania zvyškových napätí. In: Zbor. 30. medzinár. konferencie EAN 92, Praha, 1992.
- VEST, CH.: Holographic interferometry (ruský preklad). Moskva, Mir 1982.

Došlo 18. 11. 1992

KUBÍK, L. - BROZMAN, D. (University of Agriculture, Nitra):

Determination of surface stresses from holographic interferogrammes.

Zeměd. Techn., 39, 1993 (1): 45-52.

Mathematical computation of displacement on inner surfaces of cylinder liners in the ZETOR UR-IV tractor engine is treated in this paper. Displacements were determined by the method of holographic interferometry in the paper written by Brozman, Kubík (1991). There is a description of determining surface stresses on inner surfaces of cylinder liners by means of direct derivative of regression smooth curves which originated from axial and radial sections through the liner developed surface. This model supposes that the different curves will be deformed thin beams to which equations (1) are applied. Great attention was paid to estimation of the accuracy of regression coefficients of approximation functions, values of approximation functions and derivatives. The stress and accuracy of its determination for the lateral cylinders (no. 1, no. 6) and for the central cylinder (no. 4) are given in the paper. Figs. 2 - 7 show the stress areas for all three liners. At the places where stress is represented by positive values the acting force was pressure, at the places where stress is represented by negative forces, it was tension.

The smallest root mean-square error of stresses resulting from the double derivative of the approximation function was determined in liner no. 6 because its displacement area had the most symmetrical shape in comparison with the other areas. It can be stated in general that stresses σ_x have smaller errors than stresses σ_y , it is also due to the better symmetry of axial sections in comparison with radial ones. The extremely high values of the root mean-square errors of stresses shown in Tabs. V and VI are the errors of statistical outliers which have not been excluded from measurements.

tractor engine; cylinder liner; stress; accuracy of measurements; holographic interferometry

Kontaktní adresa:

RNDr. Ľubomír K u b í k , Vysoká škola poľnohospodárska, Tr. A. Hlinku 2, 949 01 Nitra

VPLYV VEKU CHLADIACICH ZARIADENÍ NA NÁKLADY NA OPRAVY

J. Juríček

Výskumný ústav ekonomiky poľnohospodárstva a potravinárstva, Bratislava

Príspevok sa zaoberá sledovaním veku na náklady na opravy piatich typov chladiacich zariadení. Zvyšovaním veku zariadení sa zvyšujú aj merné náklady na ich opravy. Tieto náklady sú vyjadrené nákladmi na opravy prepočítanými na 1000 l zariadením schladeného mlieka. Pri veľkokapacitných chladiacich zariadeniach ZD6-014 a ZD6-016 boli nižšie merné náklady na opravy ako pri malokapacitných. Najnižšie merné náklady boli pri nových zariadeniach. Závislosti merných nákladov na opravy zariadení od ich veku sú vyjadrené logaritmickými funkciami.

chladiace zariadenie; merné náklady na opravy; vek

Poľnohospodárska technika sa stala jedným z najdôležitejších racionalizačných prvkov poľnohospodárskej výroby. Prvoradou podmienkou efektívneho využívania tejto techniky je zabezpečenie jej optimálnej prevádzkovej spoľahlivosti. Pri jej prevádzke dôležitú úlohu majú náklady na jej prevádzku a najmä náklady na opravy.

Celkové náklady na opravy od uvedenia stroja do prevádzky (akumulované náklady) je možné vyjadriť rovnicou (H u n t , 1983):

$$T = I \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot L^{C_3} \quad (1)$$

kde: T - akumulované náklady na opravy vyjadrené v dolároch,
 L - doba prevádzky stroja od jeho uvedenia do prevádzky vyjadrená v percentách z celkovej doby životnosti,
 I - nadobúdacia cena stroja vyjadrená v dolároch,
 C_1, C_2, C_3 - koeficienty závislé od druhu stroja.

Na základe skúseností viacerých autorov bol spracovaný „štandardný model“ pre určovanie objemu nákladov na opravy poľnohospodárskych strojov (R o t z , 1987).

$$T = I \cdot C_1 \cdot U^{C_2} \quad (2)$$

kde: U - doba prevádzky stroja od jeho uvedenia do prevádzky v tis. hodinách.

Ďalším spôsobom výpočtu akumulovaných nákladov na opravy je pomocou vzorca (K e p n e r , 1978):

$$y = c_1 \cdot x + c_2 \cdot x^2 + c_3 \cdot x^3 \quad (3)$$

kde: y - akumulované náklady na opravy vyjadrené v dolároch,
 x - doba prevádzky stroja od jeho uvedenia do prevádzky vyjadrená v tis. hodinách,
 c_1, c_2, c_3 - koeficienty závislé od druhu stroja.

Viacero autorov sa zaoberalo určovaním nákladov na opravy strojov počas ich celej doby životnosti. Ich skúsenosti jednoznačne zvyrazňujú, že náklady na opravy sú ovplyvňované úrovňou pracovníkov obsluhy a údržby, konštrukciou, technickou úrovňou, funkciou, spoľahlivosťou prevádzky stroja a úrovňou a pohotovosťou technického servisu (M o r r i s , 1988).

V porovnaní s rokom 1967 bol u nás absolútny nárast nákladov na starostlivosť o techniku v roku 1987 v JRD 4,5-násobný, v ŠM 3,5-násobný, čo zvýšilo podiel z celkových nákladov v JRD z 11,2 % na 18 % a u ŠM z 15,1 % na 24,6 % (pričom narastali pochopiteľne celkové náklady) (J a v o r s k ý , 1989).

V Anglicku náklady na techniku tvoria 40 - 45 % z fixných nákladov, pričom pracovné a strojové náklady tvoria priemerne 65 % z fixných nákladov (L e i v a , 1989).

Náklady na stroje a zariadenia na farmách zameraných na chov dojníc predstavujú 260 libier na hektár a na farmách zameraných na pestovanie obilnín sú 200 libier na hektár (M o r r i s , 1988).

Náklady na opravy, údržbu a diagnostiku tvoria asi 25 % zo strojových nákladov a sú jedným z najdôležitejších bodov pri rozhodovaní o obnove zariadenia. V Anglicku tieto náklady predstavujú 40 libier na hektár na farmách zameraných na pestovanie obilnín (M o r r i s , 1988).

Vo Švédsku náklady na opravy, údržbu, opravu a diagnostiku poľnohospodárskych strojov tvoria 17 % z celkových nákladov na prevádzku techniky (S v e n s s o n , 1989).

Veľkosť nákladov na opravy podstatne ovplyvňuje úroveň obsluhy a údržby. Pri zlej úrovni sú náklady na opravy väčšie o 25 % ako pri priemernej úrovni a pri veľmi dobrej úrovni sú o 24 % menšie ako pri úrovni priemernej.

Starostlivosť o prevádzkovú spoľahlivosť poľnohospodárskej techniky bola u nás realizovaná trojstupňovým systémom starostlivosti (A d a m e c , 1988; J a n e - č e k , J i r a n , 1980). Princípy zabezpečovania starostlivosti o techniku vychádzali zo vzájomnej deľby práce medzi podnikmi poľnohospodárskej prvovýroby (prvý stupeň) a podnikmi technických služieb (STS a OPS - druhý a tretí stupeň). Realizáciou tohoto systému dosiahli sa pozitívne výsledky, ale súčasne sa trvale vyskytovali mnohé nedostatky najmä v oblasti nákladov a kvality opráv, pričom dochádzalo k predčasnemu vyradeniu dobrých súčiastok pri generálnych opravách (H r u b e c , 1990). Tento systém je v súčasnom období prekonaný a nevyhovujúci.

Napriek tomu, že sa realizoval systém starostlivosti o prevádzkovú spoľahlivosť, nebola nikdy vyhodnotená jeho ekonomická efektívnosť. Pri zabezpečovaní systému sa prvoradá dôraz kládol na prevádzkovú schopnosť stroja, pričom náklady boli druhoradé. Dôsledkom týchto skutočností boli vysoké náklady na prevádzku strojov a nadväzne na jednotku vyrábaného produktu. Hodnota strojov a zariadení na prepočítaný hektár poľnohospodárskej pôdy stúpala zo 7303 Kčs.ha⁻¹ v roku 1981 na 12 698 Kčs.ha⁻¹ v roku 1988, teda o 74 %. Súbežne sa za uvedené obdobie zvýšili aj náklady na prevádzku, a to o 39 %. Podiel nákladov na mechanizáciu na celkových nákladoch je až 23 % (H a m a š , 1978).

Pri zabezpečovaní činnosti chladiacej techniky sú dôležitým činiteľom náklady na jej prevádzku. Stredné jednotkové náklady na prevádzku chladiaceho zariadenia

pozostávajú zo stredných nákladov na obnovu, stredných nákladov na odstránenie porúch, stredných nákladov na diagnostické prehliadky a z nákladov spojených so zmenami ekonomiky prevádzky chladiaceho zariadenia, vyvolanými zmenami technického stavu (H a v l í ě k et al., 1989). K nim je nevyhnutné pričítať i náklady na spotrebu elektrickej energie.

Pri sledovaní nákladov na schladenie mlieka predstavujú náklady na opravy chladiacich zariadení (objem 1000 - 2000) len 2,5 % (N o s a l, 1989). Najväčšiu časť predstavujú náklady na energiu (F l u c k i g e r, W a l t e r, 1974), pričom náklady na opravy tvoria len 2 %.

Na Slovensku priemerné náklady na diagnostické prehliadky a opravy chladiacich zariadení v roku 1988 boli 0,0127 Kčs na jeden liter (J u r í ě k, 1990).

MATERIÁL A METÓDA

Meranie sme uskutočnili na 96 kusoch chladiacich zariadení typu CM-500, na 127 kusoch CM-1000, na 21 kusoch typu ZD6-017, 12 kusoch typu ZD6-016 a na 16 kusoch chladiacich zariadení typu ZD6-014. Pri meraniach sme zisťovali náklady na opravy a množstvo chladeného mlieka jednotlivými zariadeniami. Z týchto údajov sme vypočítali merné náklady na opravy v Kčs na 1 m³ (1000 l) schladeného mlieka. Súčasne sme sledovali i vek jednotlivých chladiacich zariadení. Merania boli vykonané počas piatich rokov. Z údajov bola stanovená závislosť merných nákladov na opravy chladiacich zariadení od ich veku. Rovnice tejto závislosti boli určené na základe ich testovania pomocou rezidiálnych súčtov štvorcov z rovníc, ktoré vyjadrovali lineárnu, logaritmickú, kvadratickú, exponenciálnu a hyperbolickú závislosť. Výsledky sme spracovali a vyhodnotili na počítači PC AT 486 IBM.

VÝSLEDKY A DISKUSIA

Vek zariadení ovplyvňuje prevádzkovú spoľahlivosť chladiacich zariadení a náklady na ich opravy. Z tohoto dôvodu bola sledovaná závislosť merných nákladov na opravy zariadení od veku.

Pri sledovaní tejto závislosti sa vek chladiacich zariadení CM-500 pohyboval od jedného do 15 rokov. Pri týchto zariadeniach zvyšovaním veku rástli i merné náklady na ich opravy (obr. 1), čo vystihuje rovnica:

$$n = 1,42 \cdot \log(t) + 16,18 \quad (4)$$

Podstatne výraznejší vplyv veku na merné náklady na opravy je možné sledovať pri chladiacich zariadeniach typu CM-1000 (obr. 1). Táto závislosť je vyjadrená rovnicou:

$$n = 3,93 \cdot \log(t) + 14,97 \quad (5)$$

Chladiace zariadenia typu ZD6-017 sú v prevádzke pomerne krátke časové obdobie - od roku 1985. Z toho dôvodu vplyv veku na merné náklady na opravy nie je výrazný (obr. 2). Uvedený vplyv vyjadruje rovnica:

$$n = 2,19 \cdot \log(t) + 14,32 \quad (6)$$

Podobne i pri zariadeniach typu ZD6-016 vplyv veku na merné náklady na opravy nie je výrazný (obr. 2). Zariadenia tohoto typu sú taktiež nové. Závislosť merných nákladov na opravy od veku vystihuje rovnica:

$$n = 2,31 \cdot \log(t) + 7,85 \quad (7)$$

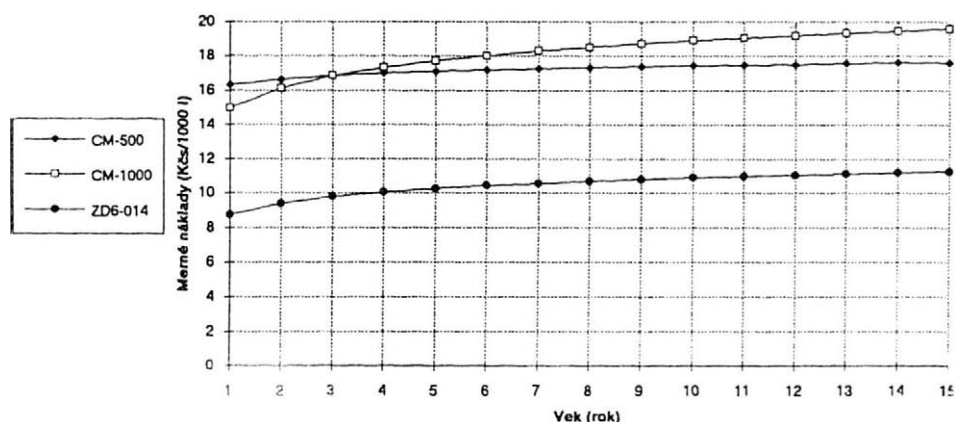
Veľkokapacitné chladiace zariadenia ZD6-014 sú v prevádzke od roku 1975. Pri nich sa pomerne výrazne prejavil vplyv veku na merné náklady na opravy (obr. 1). Tento vzťah je vyjadrený rovnicou logaritmickej funkcie:

$$n = 2,13 \cdot \log(t) + 8,76 \quad (8)$$

Na základe dosiahnutých výsledkov je možné konštatovať, že vplyv veku na veľkosť merných nákladov chladiacich zariadení je podstatne výraznejší pri starších zariadeniach CM-500, CM-1000, ZD6-014. Výsledky jednoznačne poukazujú i na skutočnosť, že merné náklady na opravy v prvom roku prevádzky sú najväčšie pri malokapacitných chladiacich zariadeniach. V tom prípade v logaritmických rovniciach (4 - 8) $\log(t) = 0$ a príslušné koeficienty majú pomerne vysoké hodnoty pri malokapacitných zariadeniach. V týchto merných nákladoch nie sú obsiahnuté náklady na montáž a ďalšie náklady spojené s uvádzaním nových zariadení do prevádzky.

Pri porovnávaní dosiahnutých výsledkov s výsledkami, ktoré uvádzajú H u n t (1983) a W e n d l (1984) je možné konštatovať súlad, pretože aj oni zistili, že zvyšovaním doby prevádzky strojov rastú náklady na ich opravy. Merné náklady na všetky typy nových chladiacich zariadení sú menšie ako na zariadenia, ktoré boli v prevádzke dlhšie časové obdobie.

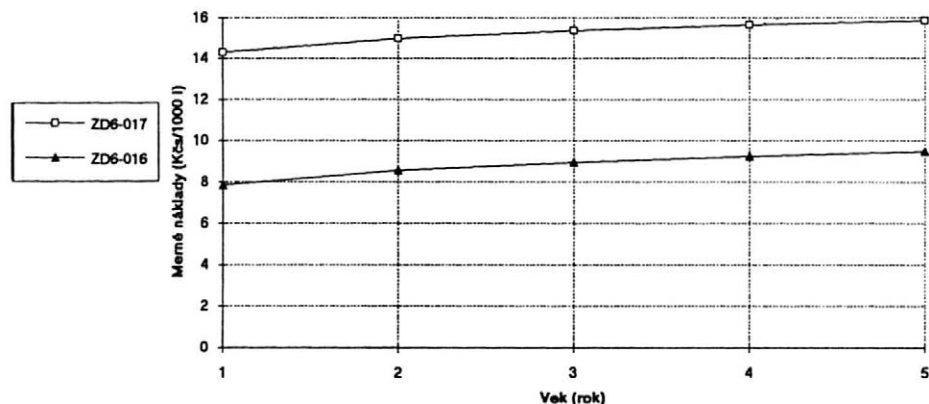
Pri sledovaní merných nákladov na jednotlivé typy chladiacich zariadení je možné konštatovať, že najväčšie merné náklady sú na opravy chladiacich maloka-



1. Závislosť merných nákladov na opravy chladiacich zariadení typov CM-500, CM-1000 a ZD6-014 od ich veku - A relationship between the specific repair costs in cooling systems CM-500, CM-1000 and ZD6-014 and their age

vek (rok) - age (year)

merné náklady (Kčs/1000 l) - specific costs (Kčs/1000 l)



2. Závislosť merných nákladov na opravy chladiacich zariadení typov ZD6-017 a ZD6-016 od ich veku - A relationship of the specific repair costs in cooling systems ZD6-017 and ZD6-016 and their age

pacitných zariadení (objem nádrže 500 - 1250 l), a to od 14,32 do 19,59 m³ (Kčs.1000 l⁻¹).

ZÁVER

Dosiahnuté výsledky jednoznačne potvrdzujú, že vek chladiacich zariadení ovplyvňuje náklady na ich opravy. Zvyšovaním veku všetkých typov chladiacich zariadení rastú merné náklady na ich opravy. Najväčšie merné náklady na opravy majú najstaršie chladiace zariadenia.

Malokapacitné chladiace zariadenia CM-500, CM-1000 a ZD6-017 majú podstatne väčšie merné náklady na opravy (od 14,32 - 19,59 Kčs.m⁻³) ako veľkokapacitné zariadenia - ZD6-014 a ZD6-016 (od 7,85 - 11,27 Kčs.m⁻³). Z tohoto dôvodu je taktiež vhodnejšie vo veľkokapacitných ustajňovacích priestoroch využívať i veľkokapacitné chladiace zariadenia.

Literatúra

- ADAMEC, B.: Organizácia a systém starostlivosti o poľnohospodársku techniku v SR. Bratislava, Príroda 1988, 151 s.
- FLUCKIGER, E. - WALTER, F.: Ergebnisse einer Ivergleichenden Prufung von Tauchkuhlern für die Kuhlung nicht vorgekühlter, frisch ermolkener Milch in Kannen. EFAM - Inform., 1974, č. 6, s. 1-8.
- HAMAŠ, J.: Starostlivosť o prevádzkovú schopnosť dojacej techniky. Mechanizácia poľnohospodárstva, 27, 1978, č. 6, s. 249-250.
- HAVLÍČEK, J. et al.: Provozní spolehlivost strojů. Praha, SZN 1989.
- HRUBEC, J.: Zisťovanie technického stavu prvkov pri generálnych opravách. Spôľahlivosť poľnohospodárskej techniky. Zbor. DT ČSVTS, Banská Bystrica, 1990, s. 49-54.
- HUNT, D.: Farm power and machinery management (8th edition). Iowa State University Press. Ames, USA, 1983, 352 s.

- JANEČEK, A. - JIRAN, P.: Integrovaný automatizovaný systém péče o zemědělskou techniku. Zeměd. Techn., 26, 1980, č. 9, s. 555-569.
- JAVORSKÝ, V.: Zemědělská technika a nákladovost výroby. Hospodářský zpravodaj, 1989, č. 3, s. 10-11.
- JURÍČEK, J.: Niektoré problémy pri realizácii starostlivosti o dojaciu a chladiacu techniku. In: Racionálne využívanie dojacej a chladiacej techniky. Zbor. DT ČSVTS Košice, 24. - 25. 4. 1990, s. 35-40.
- KEPNER, R. A. a kol.: Principles of farm machinery. Third edition. The AVI Publishing Company, Westport 1978.
- LEIVA, F. L.: Simulation model for farm machinery planing using. Spreadsheets. Granfield Institute of technology Silsoe College, 1989, 67 s.
- MORRIS, J.: Estimation of tractor repair and maintenance costs. Journal Agricultural Engineering Research, 41, 1988, s. 191-200.
- NOSAL, D.: Kosten der Milchkuhlung und Varmerückgewinnung. FAF-Berichte, 1989, č. 364, s. 1-9.
- ROTZ, A. C.: A Standard model for repair costs of agricultural machinery. Applied Engineering in Agriculture, General Edition. May 1987, Vol. 3, č. 1, s. 3-9.
- SVENSSON, J. E. T.: Maintenance for farm machinery. In: Land and Water Use. Dodd and Grace. Rotterdam, Balkema 1989, s. 2669-2671.
- WENDL, G.: Reparaturkostenermittlungen am Beispiel von Melkanlagen. Landtechnik, 39, 1984, č. 4, s. 189-192.

Došlo 5. 10. 1992

JURÍČEK, J. (Economic Research Institute for Agriculture and Food Production, Bratislava):
The effect of age on the costs of cooling system repairs.
 Zeměd. Techn., 39, 1993 (1): 53-58.

The age of the cooling system influences the level of repair costs. As we wanted to follow changes in the costs of cooling system repairs in dependence on their age, we investigated the repair costs of five different types of cooling systems with capacities of 500, 1000, 1250 and 5000 l. The amount of cooled milk and cooling system age were followed at the same time. The data obtained from these investigations were used to calculate the specific costs of repairs given in Kčs per 1000 litres of cooled milk. The measurements cover the period of five years. The data were applied to determine the dependences of the specific costs of cooling system repairs on their age. The comparison of the obtained results with the results presented by foreign authors (Hunt, 1983; Wendl, 1984) documents identical findings - the growing age of cooling systems increases the repair costs. The specific repair costs are substantially higher for small-capacity cooling systems (capacities of 500, 1000 and 1250 litres) than for the large-capacity ones (capacities 2500 and 5000 l), for which the specific costs amount to 7.85 - 11.27 Kčs/l. Hence it is better to use larger-capacity cooling systems in large cowsheds.

cooling system; specific costs of repairs; age

Kontaktní adresa:

Ing. Ján Juríček, CSc., Výskumný ústav ekonomiky poľnohospodárstva a potravinárstva,
 Trenčianska 55, 824 80 Bratislava

ZÁVĚRY A DOPORUČENÍ ZE 4. ZASEDÁNÍ BOLOŇSKÉHO KLUBU

Na 4. zasedání Boloňského Klubu pro strategii rozvoje mechanizace zemědělství se ve dnech 4. a 5. listopadu 1992 za účasti 46 expertů z 20 zemí projednávaly a diskutovaly tyto okruhy problémů:

- Všeobecná dohoda o clech a obchodu (GATT) a zemědělství: vliv na zemědělské strojírenství a související průmyslová odvětví,
- energie získávaná ze zemědělství: nové technologie a možnosti,
- přenos výrobních technologií v zemědělském strojírenství,
- úloha podnikatelů ve službách pro zemědělství: vliv využití strojů pro větší počet farem na vývoj zemědělské techniky.

GATT a zemědělství: vliv na zemědělské strojírenství a související průmyslová odvětví

Všeobecná dohoda o clech a obchodu (GATT) v zemědělství, která bude působit po dobu deseti let, má za cíl omezit ochranné praktiky, po léta zkreslující systémy výroby v zemědělství v mnoha zemích; ty značně ohrožují otevření jejich ekonomik světovému trhu se zemědělskými produkty. Dohoda GATT povede k harmonizaci světového trhu a k dlouhodobě kladně působícím výsledkům pro světové zemědělství.

Očekávané změny povedou k přesunu zaměření výroby od některých produktů (obiloviny a olejnin) ke komoditám s nižšími výrobními náklady. Postupné uvolňování trhu bude mít vliv na nabídku traktorů a zemědělských strojů a poptávku po nich s posunem směrem k zemím, které mohou být spíše konkurenceschopné. Také předpokládané změny ve struktuře výroby na farmách vyústí do značných změn v požadavcích na zemědělskou techniku v celosvětovém měřítku.

V průmyslově vyspělých zemích snížená kupní síla zemědělců silně zmenšila trh se zemědělskou technikou. Očekávaný geografický posun ve výrobě některých plodin a možné strukturální změny v zemědělství mohou vyústit v některých oblastech do zvýšené poptávky po zemědělské technice. Lze předpokládat zájem o novou techniku, vyvolaný zejména pěstováním nových a alternativních plodin, nutností zvýšené ochrany životního prostředí a zkvalitnění zemědělských produktů, potřebami venkova nejen v zemědělské sféře činnosti a vývojem nových technologií, schopných obstát v konkurenčním prostředí v zemědělství budoucnosti.

Doporučení:

Na základě uvedených názorů účastníci:

- doporučují celkové přezkoumání všech forem mechanizace vynucené měnicemi se podmínkami v zemědělství. Zřetelnější je tato potřeba v zemích ES a v Japonsku než v USA, kde jsou počáteční podmínky pro přizpůsobení se dohodě GATT snazší;
- zdůrazňují potřebu podpořit spolupráci mezi výrobcí techniky s cílem vytvořit větší a efektivnější výrobní jednotky. V budoucnosti budou převládat dvě hlavní úrovně technologií výroby a mechanizačních prostředků:

● velké kapacity, velmi výkonné traktory a technické vybavení pro velké efektivní zemědělské jednotky; využívání technických služeb poskytovaných zemědělcům a hospodaření zemědělců v částečném pracovním úvazku, což pravděpodobně povede k zakládání výrobních společností,

- standardní technologie, které budou zajišťovat výrobci v rozvojových zemích;
- soudí, že velká příležitost se naskytne ze střednědobého a dlouhodobého hlediska na trzích východní Evropy vzhledem k právě začínající zemědělské reformě a nižším nákladům zemědělské výroby;
- doporučují vážně se zamýšlet nad možnostmi, které ze střednědobého a dlouhodobého hlediska představují rozvojové země. Výhodné budou možnosti na trhu, ale i tamní výroba prostřednictvím utváření joint-ventures na výrobu traktorů a zemědělské techniky, která bude díky nižším nákladům konkurenceschopná na trzích v průmyslových i rozvojových zemích;
- zvláště zdůrazňují potřebu zlepšit infrastrukturu a vytvořit joint-ventures mezi různými výrobci komponentů.

Energie získávaná ze zemědělství: nové technologie a možnosti

Analýza různých druhů paliva, které lze získat z biomasy, potvrdila, že největší perspektivu má:

- *pro plyná paliva*: pyrolýza a získávání plynů z lignocelulózy biomasy s dolní výhřevností kolem $5,6 \text{ MJ.m}^{-3}$ a s celkovým poměrem energie získané k energii dodané pro tyto pochody 2,8, anaerobní fermentace biomasy může produkovat plyn s dolní výhřevností kolem $25 - 30 \text{ MJ.m}^{-3}$ a celkovým poměrem energie získané k energii dodané do procesu produkce plynu přes 2,
- *pro tekutá paliva*: extrahované a esterifikované rostlinné oleje poskytují palivo s vlastnostmi blízkými motorové naftě a tak využitelné v současných typech motorů s celkovým poměrem energie získané k energii dodané do procesu přibližně 2,4 (včetně hodnoty vedlejších produktů), využití nerafinovaných rostlinných olejů pro motory s vnějším spalováním s podobným poměrem energie získané k dodané; v některých případech může být využitelná etanolová extrakce založená na existujících integrovaných systémech,
- *pro pevná paliva*: přímé spalování lignocelulózy biomasy v hořácích na sušení, vytápění a ve vyvíječích páry pro pohon elektrických generátorů nebo jako palivo pro motory s vnějším spalováním s celkovým poměrem energie získané k energii dodané dosahujícím až hodnoty 3.

Když uvažujeme v ekonomických termínech, je velký zájem na výrobě bionafty a přímém spalování, ačkoliv náklady nejsou dosud schopné konkurovat minerálním palivům.

Z hlediska dalších možností využití obnovitelných zdrojů energie ve formě paliv pro motory účastníci pokládají za potřebné vzít v úvahu pro další vývoj vhodných motorů:

- těsnou vazbu mezi návrhem motoru a specifikací paliva,
- potřebu snižovat znečišťování životního prostředí,
- potřebu spolupráce mezi rozvinutými a rozvojovými zeměmi.

Potřebné je uvažovat se zlepšením současných konstrukcí spalovacích motorů tak, aby odpovídaly potřebám světového zemědělského trhu. Lze předpokládat, že hlavní zdroje obnovitelné energie, které by se měly vyvíjet, jsou rostlinné oleje, využitelné rafinované pro vznětové motory, alkohol, který by měl být využitý buď čistý nebo míchaný s benzínem v zážehových motorech, surové oleje, alkohol a lignocelulózová biomasa, které by se měly využít v motorech s vnějším spalováním a přímo pro vytápění a sušení.

S přihlédnutím ke všem okolnostem účastníci soudí, že úspěch budoucího využití bionafty bude silně ovlivněn vnějšími vlivy jako je životní prostředí a ekonomické činitele. Úzce s tím souvisí i to, zda bude pěstování olejnin pro zemědělce výhodné. To bude záviset na světových cenách motorové nafty včetně daní a celních poplatků, na cenách zemědělských surovin a rafinovaných vedlejších produktů a na působení smluv (GATT).

S ohledem na současnou situaci na trhu účastníci doporučují, aby vlády přijaly opatření na ekonomickou podporu různých programů rozvoje v této oblasti jak ve sféře zemědělské, tak v průmyslu. Lze předpokládat, že genetickým zdokonalováním plodin využitelných jako zdroje energie a jejich zlepšením zpracováním lze směřovat k budoucímu výraznému snížení celkových výrobních nákladů.

Jako všeobecný závěr účastníci *doporučují*:

- urychlenou přípravu výzkumných programů na zlepšení ve výrobě plodin využitelných jako zdroje energie - zvláště olejnin a rychle rostoucích lignocelulóзовých druhů,
- přípravu výzkumných programů zaměřených na zlepšení účinnosti zpracování,
- zahájení výzkumu zaměřeného na zlepšení využití biopaliv prostřednictvím:
 - levného zjednodušeného zážehového spalovacího motoru využívajícího bioalkohol,
 - zjednodušeného vznětového motoru využívajícího surových rostlinných olejů,
 - motorů s vnějším spalováním, využívajících různé druhy paliv z obnovitelných zdrojů,
 - pokračujícího výzkumu systémů získávání elektrické energie z biomasy.

Přenos výrobních technologií v zemědělském strojírenství

Úvodem k projednávání této tematiky byly dva referáty pojednávající o zkušenostech z praktických příkladů přenosu technologií v historii zemědělského strojírenství.

Prvním příkladem bylo zřízení joint-ventures na výrobu motorů a traktorů německé firmy Deutz v Alžírsku. Dohoda byla podepsána v roce 1969, výroba zahájena v r. 1974 a dosud bylo vyrobeno asi 100 000 traktorů.

Hlavní obtíže, které se vyskytly:

- malá schopnost místních středních řídících pracovníků plánovat,
- nedostatečná údržba výrobních zařízení,
- nevyhovující přízpůsobivost v dodávkách součástí,
- nedostatek místních středně velkých průmyslových dodavatelů.

Přesto ale projekt umožnil Alžírsku rozvinout program industrializace a podstatně zvýšit úroveň vzdělanosti a praktické přípravy místních pracovníků. Budoucnost podniku závisí především na jeho schopnosti udržet výrobní náklady a ceny na konkurenceschopné úrovni; dále mít kvalitu výroby na standardní úrovni a zlepšit svůj přístup na trhy v rámci zemí třetího světa i být schopen konkurence jako dodavatel průmyslově vyspělým zemím.

Druhým příkladem byla výroba mlátiček v Egyptě. Jednalo se o vývoj a komercializaci dvojúčelové mlátičky, která se může využít pro všechny obiloviny pěstované v rozvojových zemích a pro přípravu krmiva pro hospodářská zvířata z pšeničné slámy při mlácení.

Zkušenosti získané se zaváděním této nové technologie v Egyptě ukázaly především význam:

- pečlivého prozkoumání potřeb a požadavků zemědělců, aby bylo jisté, že nová technologie je přiměřená místním podmínkám,
- rozsáhlého ověření a vyzkoušení strojů pro různé plodiny při odlišných polních podmínkách,
- vývoje strojů výzkumnými ústavy v těsné spolupráci s výrobcí tak, aby byla umožněna rychlá komercializace.

Na základě diskuse a poskytnutých informací účastníci *doporučují*:

- při zakládání nových výrobních jednotek by se měla věnovat velká pozornost zlepšení potřebné infrastruktury i dodavatelských průmyslových odvětví, vzdělávacích a výzkumných zařízení. Vlády by měly podporovat spolupráci mezi výrobcí a zachovávat vysokých norem kvality;
- výrobci by měli být ochotni akceptovat nové myšlenky a návrhy zvenčí;
- výrobci by měli usilovat o kvalitní výrobky a o tvorbu prodejní a obchodní sítě se zajištěním vhodného servisu;
- výrobci by měli být schopni překonat z vlastních zdrojů počáteční obtíže a období tvorby trhu a počítat s budoucím zvyšováním objemu výroby;
- vláda i výrobci by měli zohledňovat dlouhodobá hlediska vývoje obchodu a netrvat na okamžitých ziscích;
- měla by se podporovat těsná spolupráce mezi výrobcí a výzkumnými a vývojovými ústavami,
- výrobní společnosti v průmyslově vyspělých zemích zakládající joint-ventures by měly uvažovat o úpravách existující techniky ve shodě s místními výrobcí a brát v úvahu názory místních uživatelů;
- výrobní podniky by měly provádět průzkum trhu;

- vývoj soukromého sektoru výrobních podniků se prokázal být efektivnější než státem řízené programy.

Úloha podnikatelů ve službách pro zemědělství: vliv využití strojů pro větší počet farem na vývoj zemědělské techniky

V průmyslově vyspělých zemích musí současné zemědělství čelit nedostatku pracovních sil a přebytku zemědělské techniky. Tím se vytvářejí obtíže při vykonávání některých zemědělských operací a dochází i k nedostatečnému využití traktorů a strojů a ke zvyšování celkových nákladů.

Jako jedno z možných řešení se nabízí vývoj a posílení úlohy podnikatelů ve službách pro zemědělství. Hodnotila se situace ve Španělsku a v Itálii, kde se tyto služby vyvinuly spontánně bez působení vládních orgánů a mají značný význam.

V případě Itálie mnohé služby poskytují rodinné podniky (celkový výkon méně než 200 kW), které mají významnou úlohu v zajišťování mnoha polních operací jak pro malé, tak pro velké farmy. Hlavními činnostmi jsou orba, předseťová příprava pole a sklizeň (hlavně obilovin).

Ceny za tyto poskytované služby v různých zemích značně kolísají. Ve státě New York (USA) jsou např. ceny služeb poskytovaných podnikateli přibližně o 40 % nižší než v severní Itálii. Zdá se, že to je dáno odlišnou velikostí farem a různou úrovní využití strojů. Zatímco ve státě New York podnikatelé pracují na území v okruhu 50 i více kilometrů, v zemích ES v okruhu do 10 km.

Na základě technických a ekonomických analýz lze říci, že větší podnikatelské jednotky jsou s největší pravděpodobností hospodárnější a mohou poskytovat služby za mnohem přijatelnějších cenových relací.

Zdůrazňuje se i potřeba techniky speciálně konstruované pro využití podnikateli; cílem je dosažení dalšího snížení nákladů a zlepšení kvality práce.

V případě *rozvojových zemí* účastníci soudí, že s ohledem na současný vývoj snižování potřeby pracovních sil a pokrytí špiček potřeby práce budou podnikatelé poskytující služby zemědělcům nabývat na významu.

Vyplyvá to z toho, že:

- je tím umožněno využití moderní techniky, která může zlepšit kvalitu různých polních operací a následně zvýšit výrobu;
- není nutný vysoký investiční kapitál jednotlivých zemědělců;
- usnadní se včasnost a sníží se náklady na provedení některých operací.

Jako praktický příklad lze uvést Jordánsko, kde přes 50 % farmářů hospodáří pouze část pracovní doby na svých farmách, které jsou velmi malé. Různí podnikatelé se službami pro zemědělce zde již existují - včetně soukromých, veřejných a polosoukromých. Náklady na provedení různých operací formou služeb jsou mnohem nižší než u samotných zemědělců.

Souhrnně lze říci, že zajišťování služeb pro zemědělce může zmenšovat celkovou potřebu strojů a traktorů ve srovnání s potřebou vyžadovanou samostatně hospodařícími zemědělci.

V závěrech účastníci jednání:

- potvrzují významnou úlohu, kterou má využití techniky pro více farem jak v průmyslově vyspělých zemích, tak v zemích rozvojových;
- doporučují, aby vlády podpořily racionální vývoj (včetně školení a technické pomoci) soukromých podnikatelů ve službách pro zemědělce a aby výrobci upřednostňovali výrobu techniky s vhodnějším výkonem, kvalitou práce, konstrukcí atd., řešenou pro využití ve službách zemědělcům v daných místních podmínkách;
- navrhuje, že by vlády měly zajišťovat odpovídající podporu a vhodnou infrastrukturu;
- doporučují nadále se touto závažnou oblastí hlouběji zabývat.

*Doc. ing. Pavel K i c, DrSc.,
Vysoká škola zemědělská, Praha*

ZAHAJUJETE ŘEŠENÍ NOVÉHO VÝZKUMNÉHO ÚKOLU?

Potom budete zcela jistě potřebovat nejnovější domácí i zahraniční informace o stavu vědy a výzkumu v oblasti, kterou se zabýváte.

**Ústav zemědělských a potravinářských informací,
oddělení informačních systémů, Vám nabízí:**

Rešerše z mezinárodního informačního systému AGRIS. Báze dat AGRIS obsahuje téměř 2 000 000 záznamů z oblasti zemědělství, potravinářství a lesnictví s retrospektivou od roku 1975.

Retrospektivní rešerše se zpracovávají z kompaktních disků. Při formulaci dotazu se mohou kromě tematického zaměření zohlednit i další specifické požadavky uživatele (jazyk dokumentu, autor, země původu ap.). Doba dodání rešerše je jeden týden po obdržení objednávky. V případě zájmu se uživatel může zpracování zúčastnit osobně a upřesňovat v průběhu vyhledávání svůj dotaz. Rešerše dodáváme tištěné nebo na disketách.

Průběžné rešerše se zpracovávají na základě trvalé objednávky a pečlivě odladěného dotazu. Na požádání uživatelů je možné provádět v zadání potřebné změny. Rešerše dodáváme uživatelům jednou měsíčně v tištěné formě.

Rešerše ze zahraničníchází dat. Nabízíme zpracování retrospektivních rešerší z více než 500ází dat, uložených v databázových centrech v Evropě i v USA. Databázová centra zpřístupňují dokumentografické i faktografické informace, statistické a ekonomické údaje a informace o zahraničních firmách. Rešerše dodáváme tištěné nebo na disketách.

Veškeré informace Vám poskytne a Vaše objednávky přijme:

**Ústav zemědělských a potravinářských informací
oddělení informačních systémů
120 56 Praha 2, Slezská 7
(metro A, stanice nám. Míru)**

tel.: 25 14 21, 25 74 75, 25 75 41/274, 276, 340

fax: 25 70 90



**VÝHODNÝ LEASING
STROJŮ A ZAŘÍZENÍ
NEJEN PRO ZAČÍNÁJÍCÍ
PODNIKATELE**

ADEKO a. s. Vám nabízí

- ☐ kapitálovou účast v jiných podnikatelských subjektech
- ☐ společné podnikání
- ☐ poradenskou, konzultační a zprostředkovatelskou činnost v oboru ekologie
- ☐ investorskou a investiční činnost
- ☐ řešení odbytových potíží výrobcům a obchodním organizacím formou leasingového financování

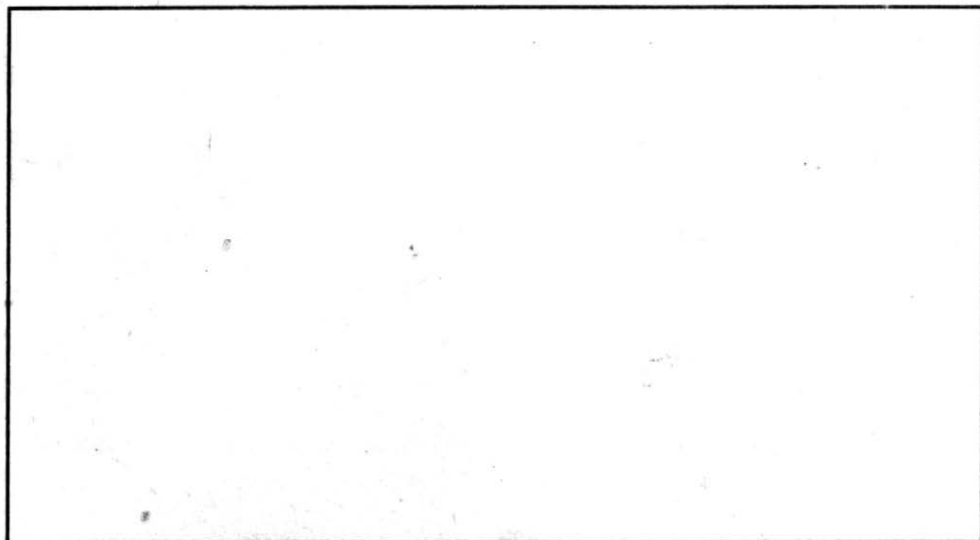
**ADEKO a. s.
Slezská 7
120 56 Praha 2**

**tel.: 258 342
fax: 207 229**



OBSAH – CONTENTS

Jech J., Poničan J., Sloboda A., Rataj V.: Evaluation of divider operation quality in pea stand – Hodnotenie kvality práce oddeľovačov v poraste hrachu	1
Zachariáš L.: Stanovení polohy závěsných bodů u mechanismu s kývavým hydraulickým přímovratným motorem a vahadlem – Determination of the position of bearing points in a mechanism with reversible motor and rocker	9
Semetko J., Janoško I.: Urýchlené ťahové skúšky s počítačom – Accelerated drawbar tests on a computer	17
Šleger V., Kic P.: Možnosti využiti adiabatického chlazení vzduchu v halách pro chov nosnic – Opportunities for the use of adiabatic air cooling in laying houses	29
Kubík L., Brozman D.: Určenie povrchových napätí z holografických interferogramov – Determination of surface stresses from holographic interferogrammes	45
Juríček J.: Vplyv veku chladiacich zariadení na náklady na opravy – The effect of age on the costs of cooling system repairs	53
INFORMACE	
Kic P.: Závěry a doporučení ze 4. zasedání Boloňského Klubu	59



Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA ● Vydává Česká akademie zemědělských věd a Slovenská akadémia pôdohospodárskych vied - Ústav zemědělských a potravinářských informací ● Čtvrtletník ● Redaktorka Mgr. Radka Chlebečková ● Redakce: Slezská 7, 120 56 Praha 2, telefon 02/25 75 41 ● Sazba Studio DOMINO - ing. Jakub Černý, Popovice 144, Králův Dvůr, tel.: 0311/21642 ● Tisk ÚZPI Praha ● © Ústav zemědělských a potravinářských informací, Praha 1993.

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, doručovatel tisku a Administrace centralizovaného tisku, Hvoždanská 5 - 7, 149 00 Praha 4 - Roztyly.