

VĚDECKÝ ČASOPIS



# ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

**5**

ROČNÍK 31 (LVIII)  
PRAHA  
KVĚTEN 1985  
CENA 10 Kčs  
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ  
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ  
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

**Řídí redakční rada**

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc.,  
ing. Vladimír Dufek, prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Fran-  
tišek Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan  
Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Zdeněk Pastorek, CSc.,  
ing. Bohumil Studeník, CSc., prof. ing. Vladimír Suchý,  
CSc., prof. ing. Zdeněk Štefl, DrSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,  
Praha 1985

■  
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje  
studie, rozbor a vědecká pojednání o vyřešených úkolech  
výzkumu v oboru zemědělská technika. Vydává Českoslo-  
venská akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických  
informací pro zemědělství. Vychází měsíčně. Redakce: 120 56  
Praha 2, Slezská 7, telefon 257541-9. Celoroční předplatné  
Kčs 120,—.

■  
Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзо-  
ры, анализы и научные статьи о решенных заданиях по науч-  
ному исследованию в области сельскохозяйственной техники.  
Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Инсти-  
тут научно-технической информации по сельскому хозяйству. Вы-  
ход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 7.

■  
The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes  
studies, analyses and scientific treatises about the solved  
research tasks in the line of the agricultural mechanization.  
Published by the Czechoslovak Academy of Agriculture —  
Institute of Scientific and Technical Information for Agri-  
culture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Prague 2,  
Slezská 7.

■  
Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNI-  
KA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche  
Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf  
dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben von der  
Tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Akademie — In-  
stitut für wissenschaftlich-technische Information der Land-  
wirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Praha 2,  
Slezská 7.

# OBEČNÁ ROVNICE STATIKY VE VÝPOČTU SILOVÝCH POMĚRŮ V PRUŽNÝCH VAZBÁCH SOUSTAV TĚLES

K. Přikryl

---

PŘIKRYL, K. (Vysoké učení technické, Brno): *Obecná rovnice statiky ve výpočtu silových poměrů v pružných vazbách soustav těles*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 257-261.

Je řešena soustava těles s pružnými vazbami. K řešení je použita obecná rovnice statiky. Jako příklad použití je uvedeno řešení matematického modelu traktoru s odpruženými nápravami.

namáhání; deformace; traktor; vazby těles

---

V některých odvětvích národního hospodářství se používají vozidla a mechanismy s pružnými vazbami. U rychle jedoucích vozidel se obvykle sledují dynamické vlastnosti (např. Andrlík aj., 1980; Drátovský a Opička, 1977; Thai Nguyen Bach Lien, 1980). Někdy je však potřebné zjistit namáhání nosných částí, např. rámu vozidla, i za klidu nebo při pomalém pohybu, kdy se výrazně neuplatní setrvačné účinky odpružených hmot.

## MATEMATICKÝ POPIS SOUSTAVY TĚLES S PRUŽNÝMI VAZBAMI

Nutnou a postačující podmínkou pro rovnováhu soustav těles s ideálními stacionárními vazbami je, aby součet prací zobecněných sil působících na soustavu byl roven nule.

$$\delta W = \sum_{k=1}^n Q_k \cdot q_k = 0 \quad (1)$$

Obsahuje-li soustava pružné vazby a předpokládáme-li přemístění těles ve vertikálním směru, můžeme práci tíhových sil v deformovaných pružných vazbách nahradit negativní změnou potenciální energie tíhové  $\delta E_{pG}$  a elastické  $\delta E_{pE}$ .

Platí tedy

$$\delta W - \delta E_{pG} - \delta E_{pE} = 0 \quad (2)$$

nebo

$$\delta W = \delta E_{pG} + \delta E_{pE} \quad (3)$$

$\delta W$  má nyní význam práce všech aktivních sil na soustavu působících. Je-li okamžitá poloha těles jednoznačně určena zobecněnými souřadnicemi  $q_1, q_2, \dots, q_m$  a jsou-li posuvy bodů styku pružných vazeb s okolím soustavy určeny nezávislými souřadnicemi

$x_1, x_2, \dots, x_n$ , lze virtuální přemístění v pružných vazbách vnitřních vyjádřit vztahem

$$\delta u_i = \sum_{l=1}^m \frac{\partial u_i}{\partial q_l} \delta q_l \quad i = 1, 2, \dots, r \quad (4)$$

v pružných vazbách vnějších

$$\delta v_j = \sum_{l=1}^m \frac{\partial v_j}{\partial q_l} \delta q_l + \sum_{p=1}^n \frac{\partial v_j}{\partial x_p} \delta x_p \quad j = 1, 2, \dots, s \quad (5)$$

a přemístění těžišť těles

$$\delta w_k = \sum_{l=1}^m \frac{\partial w_k}{\partial q_l} \delta q_l \quad k = 1, 2, \dots, t \quad (6)$$

neboť platí

$$u_i = u(q_1, q_2, \dots, q_m) \quad (7)$$

$$v_j = v(q_1, q_2, \dots, q_m, x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (8)$$

$$w_k = w(q_1, q_2, \dots, q_m) \quad (9')$$

Počítáme-li dále s pružnými vazbami lineárními, charakterizovanými pružinovými konstantami  $k_i$  u vnitřních vazeb a  $k_{vj}$  u vnějších vazeb a je-li tíhová síla odpružených hmot  $F_{Gk}$ , bude

$$\delta E_{pG} = \sum_{k=1}^r F_{Gk} \delta w_k \quad (10)$$

a

$$\delta E_{pE} = \sum_{i=1}^r u_i k_i \delta u_i + \sum_{j=1}^s v_j k_{vj} \delta v_j \quad (11)$$

Uspořádáme-li virtuální přemístění v pružných vazbách a přemístění těles, podle indexů  $i, j, k$ , můžeme v maticovém tvaru napsat

$$\mathbf{u} = \mathbf{R}\mathbf{q} \quad (12)$$

$$\mathbf{v} = \mathbf{S}\mathbf{q} + \mathbf{T}\mathbf{x} \quad (13)$$

$$\mathbf{w} = \mathbf{G}\mathbf{q} \quad (14)$$

a také

$$\delta \mathbf{u} = \mathbf{R}\delta \mathbf{q} \quad (15)$$

$$\delta \mathbf{v} = \mathbf{S}\delta \mathbf{q} + \mathbf{T}\delta \mathbf{x} \quad (16)$$

$$\delta \mathbf{w} = \mathbf{G}\delta \mathbf{q} \quad (17)$$

kde matice  $\mathbf{R}, \mathbf{S}, \mathbf{T}, \mathbf{G}$  jsou matice, jejichž prvky jsou

$$R_{il} = \frac{\partial u_i}{\partial q_l}; \quad S_{jl} = \frac{\partial v_j}{\partial q_l}; \quad T_{jp} = \frac{\partial v_j}{\partial x_p}; \quad G_{kl} = \frac{\partial w_k}{\partial q_l} \quad (18)$$

Pomocí vztahů (12), (13), (14), je změna potenciální energie tíhové

$$\delta E_{pG} = \delta \mathbf{q}^T \mathbf{G}^T \mathbf{F}_G \quad (19)$$



a změna potenciální energie elastické

$$\delta E_{pE} = \delta \mathbf{q}^T \mathbf{R}^T [k'] \mathbf{R} \mathbf{q} + \{ \delta \mathbf{q}^T \mathbf{S}^T + \delta \mathbf{x}^T \mathbf{T} \} [k_v'] [\mathbf{S} \quad \mathbf{T}] \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{x} \end{bmatrix} \quad (20)$$

Nepůsobí-li na soustavu žádné další aktivní vnější síly, bude  $\delta W = 0$ . Předpokládáme-li dále, že v průběhu řešení je  $x_1 = x_2 \dots x_n = \text{konst}$ , bude také  $\delta \mathbf{x}^T = 0$ . Označení  $(\cdot)^T$  znamená transpozici matice a  $[k']$ ,  $[k_v']$ , matice diagonální. Za použití rovnic (19) a (20) a s uvažováním podmínky  $\delta \mathbf{x}^T = 0$ , bude obecná rovnice statiky (3) soustav těles s pružnými vazbami vyjádřena rovnicí v maticovém tvaru

$$\delta \mathbf{q}^T \{ \mathbf{R}^T [k'] \mathbf{R} + \mathbf{S}^T [k_v'] \mathbf{S} \} \mathbf{q} + \delta \mathbf{q}^T \{ \mathbf{S} [k_v'] \mathbf{T} \mathbf{x} + \mathbf{G}^T \mathbf{F}_G \} = 0 \quad (21)$$

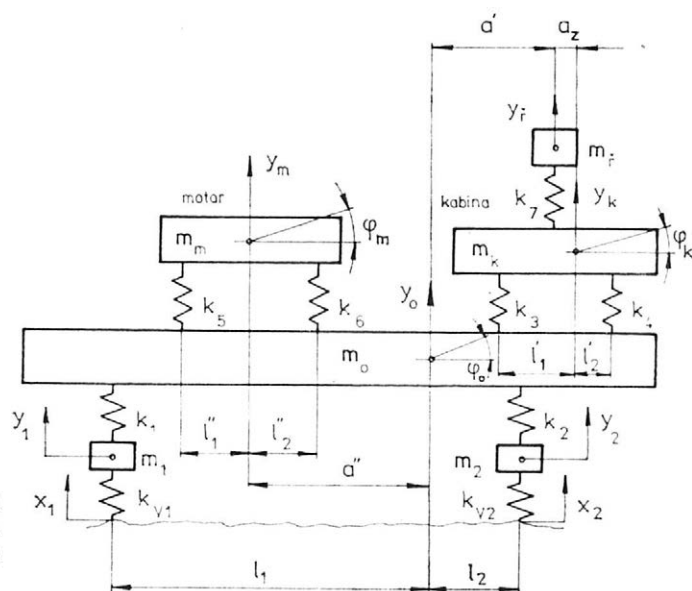
nebo pro  $\delta \mathbf{q}^T = 0$

$$\{ \mathbf{R}^T [k'] \mathbf{R} + \mathbf{S}^T [k_v'] \mathbf{S} \} \mathbf{q} = - \{ \mathbf{S}^T [k_v'] \mathbf{T} \mathbf{x} + \mathbf{G}^T \mathbf{F}_G \} \quad (22)$$

což je rovnice vhodná pro řešení na počítači. Je to soustava algebraických rovnic pro výpočet  $q_1, q_2, \dots, q_m$  zobecněných souřadnic.

## MATEMATICKÝ MODEL TRAKTORU (Furunžiev, 1977)

Bereme v úvahu např. traktor s odpruženými nápravami, motorem, kabinou a sedačkou. Je nutné stanovit síly působící na rám při různých nerovnostech (obr. 1).



1. Matematický model traktoru — The mathematical model of the tractor

Máme tedy zobecněné souřadnice

$$\mathbf{q} = [y_1 \ y_2 \ y_0 \ \varphi_0 \ y_k \ \varphi_k \ y_m \ \varphi_m \ y_f]^T$$

nerovnosti terénu

$$\mathbf{x} = [x_1 \ x_2]^T$$

Poznámka:  $[k']$ ,  $[k_v']$  = matice s prvky na hlavní diagonále.

### Deformace v pružných vazbách vnitřních

$$\begin{aligned}u_1 &= -y_1 + y_0 - \varphi_0 l_1 \\u_2 &= -y_2 + y_0 + \varphi_0 l_2 \\u_3 &= -y_0 - \varphi_0 (a' + a_z - l'_1) + y_k - \varphi_k l'_1 \\u_4 &= -y_0 - \varphi_0 (a' + a_z + l'_2) + y_k + \varphi_k l'_2 \\u_5 &= -y_0 + \varphi_0 (a'' + l''_1) + y_m - \varphi_m l''_1 \\u_6 &= -y_0 + \varphi_0 (a'' - l''_2) + y_m + \varphi_m l''_2 \\u_7 &= y_f - y_k + \varphi_k a_z\end{aligned}$$

### Deformace v pružných vazbách vnějších

$$\begin{aligned}v_1 &= y_1 - x_1 \\v_2 &= y_2 - x_2\end{aligned}$$

### Přemístění těžišť těles je

$$w_1 = y_1, w_2 = y_2, w_3 = y_0, w_4 = y_k, w_5 = y_m, w_6 = y_f$$

### Pružinové konstanty vnitřních vazeb

$$k_{11} = k_1, k_{22} = k_2, k_{33} = k_3, k_{44} = k_4, k_{55} = k_5, k_{66} = k_6, k_{77} = k_7$$

### Pružinové konstanty vnějších vazeb

$$k_{v11} = k_{v1}, k_{v22} = k_{v2}$$

### Tíhové síly odpružených hmot

$$\mathbf{F}_G = [F_{G1} F_{G2} F_{G3} F_{G4} F_{G5} F_{G6}]^T$$

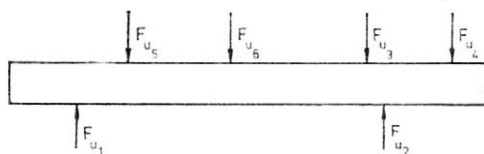
Provedeme-li nyní derivace podle vztahu (18) a ostatní naznačené úkony, obdržíme matice  $\mathbf{R}, \mathbf{S}, \mathbf{T}, \mathbf{G}$  potřebné do rovnice (22), jejímž řešením obdržíme zobecněné souřadnice  $q_1, q_2, \dots, q_m$ . Hledané síly v deformovaných pružinách vnitřních jsou v maticovém tvaru

$$\mathbf{F}_u = [\mathbf{k}] \mathbf{u}$$

a v pružných vazbách vnějších

$$\mathbf{F}_v = [\mathbf{k}_v] \mathbf{v}$$

Nyní, jak je při úlohách z mechaniky obvyklé, můžeme již uvolnit rám a provádět případné pevnostní výpočty. Uvolněný rám je znázorněn na obr. 2, včetně určených sil v pružných vazbách, které na rám působí.



2. Uvolněný rám traktoru — The free frame of the tractor

## ZÁVĚR

Uvedená metoda je dobře použitelná pro všechny případy statického řešení soustav těles s pružnými vazbami. Je nutné jen konkretizovat všechny potřebné matice, což není obtížné. Maticové vyjádření zpřehledňuje matematický popis problému a je přímo použitelné pro řešení na počítači. Samo řešení může potom sloužit jako základ pro případnou optimalizaci konstrukčních parametrů soustavy.

## Literatura

ANDRLÍK, S. — PŘIKRYL, K. — NENIČKA, A.: Použití modelu pružící soustavy pro vývoj automobilů s kyvadlovými polonápravami. [Výzkumná zpráva HS-3010/80.] Brno, Vysoké učení technické 1980.

DRÁTOVSKÝ, Z. — OPIČKA, F.: Automatizované generování zdrojových programů pro výpočet pérováných vozidel. [Výzkumná zpráva Z-4/77.] Praha, ÚVMV 1977.

FURUNŽIEV, R. I.: Avtomatizirovanoje projektirovanije kolebatel'nyh sistem. Minsk, Vyššaja škola 1977.

THAI NGUYEN BACH LIEN: Rozšíření matematického modelu odpružení silničního vozidla. Stavba automobilů II — 1980. Praha 1980.

Došlo dne 4. 4. 1984

ПРЖИКРЫЛ, К. (Политехнический институт, Брно): Общее уравнение статики в вычислении силовых отношений в гибких узлах систем тел. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (5) : 257-261.

В статье решается система тел с упругими связями. Для решения употребляется общее уравнение статики. В качестве примера употребления вводится решение математической модели трактора колесного с поддресорными осями.

напряжение; деформация; трактор; связи тел

PŘIKRYL, K. (Institute of Technology, Brno): *The Use of Work-Energy Equation for the Calculation of Forces in Elastically Interconnected Systems of Bodies*. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (5) : 257-261.

A system of elastically interconnected bodies is solved. The work-energy equation is used. A mathematical model of the tractor with spring-loaded axles is given as an example of application.

strain; deformation; tractor; constrained bodies

PŘIKRYL, K. (Technische Hochschule, Brno): *Allgemeine Gleichung der Statik in der Berechnung der Kräfteverhältnisse in elastischen Verbindungen von Körpersystemen*. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (5) : 257-261.

Es wird ein System von Körpern mit elastischen Verbindungen gelöst. Zur Lösung wird die allgemeine Gleichung der Statik angewandt. Als Applikationsbeispiel wird die Lösung des mathematischen Modells eines Traktors mit abgefederten Achsen angeführt.

Beanspruchung; Deformation; Traktor

---

Adresa autora:

Ing. Karel Přikryl, CSc., Vysoké učení technické, tř. Obránců míru 65, 602 00 Brno

---

## Výběr z nových přírůstků

### Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

#### z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si půjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Půjčovní doba: pondělí, úterý a čtvrtek od 9.00 do 16.30 hod., středa od 9.00 do 18.00 hod., pátek od 9.00 do 15.30 hod. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

BARALDI, G. — BENTINI, M.

C 25.993/153

**Caratteristiche ed evoluzione della produzione italiana di macchine per la raccolta delle bietole.**

Bologna, Università Istituto di meccanica agraria 1983. S. 87-105, obr., tab. Estr. da Macchine e motori agricoli, Anno XLI. n. 9, 1983. (Cukrovka — sklizeň — mechanizace)

PÁLFY, E.

C 24.245/202

**Energia-hasznosító adapter szemeszterményszárítókhoz.**

Budapest, Agroinform 1983. 2 s., obr., tab. Műszaki fejlesztési eredmények 202/1983. (Sušárny obilí — energie — adaptéry)

HEPOMNJAŠČIJ, Je. A.

D 74.796

**Kinetika separirovanija zernovych smesej.**

Moskva, Kolos 1982. 174 s., 66 obr. (Obilí — čištění — kinetika — příručka)

D 69.889/2417

**High temperature grain drying.** Grain drying and storage No. 3.

Pinner, MAFF 1982. 30 s., obr. Booklet 2417. (Obilí — sušení horkovzdušné — sušárny obilí)

C 28.546

**Voprosy racionalnogo ispol'zovanija električeskoj energii v sel'skom choz'jajstve.**

Kijev, Ukrajinskaja sel'skochoz. akademija 1983. 114 s., obr., tab. (Elektrická energie — zemědělství — využití — sborník — SSSR — USSR)

# VLIV TORZNÍHO KMITÁNÍ U MOBILNÍHO PROSTŘEDKU NA ENERGETICKÉ ZTRÁTY A NA ŽIVOTNOST PNEUMATIK

A. Andert

---

ANDERT, A. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy): *Vliv torzního kmitání u mobilního prostředku na energetické ztráty a na životnost pneumatik*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 263-278.

Při studiu problematiky energetických ztrát u traktorů byl až dosud většinou podceňován vliv torzního kmitání v pohonu pojezdového ústrojí na energetické ztráty a opotřebení pneumatik, popřípadě na bezpečnost jízdy. Z poznatků získaných analýzou poruch a nedostatků pojezdového ústrojí, zejména klesání součinitele soudržnosti záběru při přechodu od jedné hnané nápravy na dvě, a z rozboru příčin vzniku proměnného hnacího momentu i využití poznatků nové teorie o odvalování elastického tělesa (Andert, 1982) vyplynuly pro zmírnění nežádoucích kinematických a dynamických účinků torzního kmitání pohonu pneumatik tyto požadavky na zdokonalení pojezdového ústrojí: — sladit parametry pojezdového ústrojí (včetně pneumatik) jak z hlediska kinematického, tak i z hlediska silových a dynamických účinků; — zdokonalit stavbu tělesa pneumatik, aby bylo dosaženo velké obvodové poddajnosti (zdokonalit radiální konstrukci pneumatik); — vyvinout, vyrobit a používat vysoce poddajný článek pohonu.

pojezdové ústrojí; hnací pneumatiky; torzní a radiální poddajnost pneumatiky; kinematické a dynamické účinky pneumatiky; sladěnost parametrů pojezdového ústrojí s pneumatikou

---

Poznatky o poruchách a nedostatecích pojezdového ústrojí i poznatky získané při uplatňování nové teorie o odvalování pneumatiky jako elastického tělesa upozornily na potřebu blíže objasnit kinematické a dynamické účinky pulsujícího hnacího momentu na funkční činnost pojezdového ústrojí.

První etapu při řešení této problematiky představuje analýza dřívějších poznatků o nedostatecích pojezdového ústrojí v důsledku kinematických a dynamických vlastností jeho částí.

Dále je potřeba na základě rozboru činnosti pojezdového ústrojí zjistit příčiny vzniku cyklických silových a momentových účinků v podvozků.

Vzhledem k tomu, že významnou součástí pojezdového ústrojí jsou pneumatiky, je třeba posoudit, do jaké míry může problematiku nežádoucích kinematických a dynamických účinků pomoci řešit uplatnění nové teorie o odvalování pneumatiky jako elastického tělesa.



## METODA

Při výzkumu pojezdového ústrojí mobilních prostředků byly získány různé poznatky o příčinách přímo nebo nepřímo způsobujících energetické a materiálové ztráty. Tyto ztráty mají původ v kinematických a dynamických nedostacích pojezdového ústrojí. Aby mohly být blíže objasněny a řešeny, byla činnost v této fázi výzkumu rozdělena do několika etap.

Na základě analýzy dřívějších vlastních poznatků, popřípadě i poznatků z dalších pracovišť, bylo shledáno, že podnětem k těmto ztrátám jsou cyklické změny různého silového a momentového zatížení podvozku i pohonu a kinematické a dynamické parametry jejich částí, včetně jejich tuhosti. Pro zjištění podkladů, na jejichž základě by bylo zdokonaleno pojezdové ústrojí, byly nejdříve rozebrány příčiny vzniku cyklických silových i momentových změn v pojezdovém ústrojí. Vzhledem k tomu, že základními částmi pojezdového ústrojí jsou pneumatiky, považovali jsme za vhodné posoudit, zda je u nich již využíváno — a do jaké míry — nových poznatků vyplývajících z teorie o odvalování elastického tělesa (proti dřívější teorii o odvalování kola) vedoucím ke zmírnění účinku, který vyvolává cyklická silová a momentová zatížení podvozku.

Takto získaných poznatků lze použít k matematickému řešení parametrů pojezdového ústrojí.

## ANALÝZA PŘÍČIN NEDOSTATKŮ POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ TRAKTORŮ A AUTOMOBILŮ V DŮSLEDKU JEHO DYNAMICKÉ NESLADĚNOSTI, ZEJMÉNA S PNEUMATIKAMI A POHONY

Na základě dosažených poznatků [zejména vlastních] usuzujeme, že příčinou hlavních nedostatků pojezdového ústrojí traktorů a automobilů je především dynamická nesladěnost parametrů jejich hnacího ústrojí (popřípadě i celého traktoru) s parametry odvalujícího se elastického tělesa pneumatiky (nejčastěji hnací). Tyto nedostatky se projevují zejména:

- praskáním hřídelů hnacích kol traktoru;
- skákáním traktoru zatíženého, velkou tahovou silou při zařazení nízkého převodového stupně;
- nerovnoměrným obvodovým opotřebením hnací traktorové (pomalu se otáčející) i automobilové (rychle se otáčející) pneumatiky;
- zhoršením koeficientu soudržnosti záběru pneumatiky s podložkou při přechodu od jedné hnací nápravy na dvě či více náprav;
- velkým opotřebením pneumatik automobilu s více hnacími nápravami;
- energetickými ztrátami v tělese pneumatiky v důsledku nedostatečného uplatnění nových poznatků o odvalování kola s pneumatikou jako elastického obecného tvaru („schisoidovitého tvaru“) místo dřívější teorie vycházející z odvalování kola.

### PRASKÁNÍ HŘÍDELŮ HNAČÍCH KOL

Při vývoji nových typů traktorů nebo dalších mobilních prostředků, u nichž jsou hřídele hnacích kol alespoň krátkodobě namáhány vysokými hnacími momenty (nutnými k dosažení velkých tečných sil na hnacích kolech, potřebných pro pojezd), se mnohdy stává (zejména u rozbíhající se výroby nového výrobku), že v provozních podmínkách praskají hřídele hnacích kol. Pro konstruktéra to často bývá překvapující zjištění, neboť podle propočtu byly hřídele dimenzovány dostatečně. Závada se nejčastěji

odstraňuje zesílením hnacích hřídelů. Obdobně byl tento nedostatek úspěšně odstraněn při modernizaci dřívějšího traktoru Z-35 Super s motorem o výkonu 33 kW (42 k) a pneumatikami 13,00-28 na traktor Z-50 Super s výkonem motoru 38,5 kW (50 k) a pneumatikami typu Wide-Basse 14-28.

#### SKÁKÁNÍ TRAKTORU PŘI JÍZDĚ NA NÍZKÝ PŘEVODOVÝ STUPEŇ A ZATÍŽENÍ VĚTŠÍ TAHOVOU SILOU

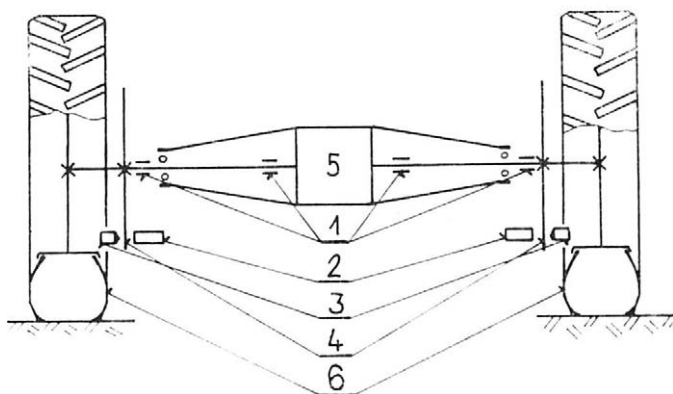
S některými kolovými traktory je za jízdy na nízký převodový stupeň a při zatížení větší tahovou silou práce často znemožněna, neboť začínou ve své svislé podélné rovině měnit svou polohu kýváním, až se přímo rozskáčí. Mohou to být traktory jak s pohonem dvou zadních kol, tak s pohonem všech čtyř kol, a to zejména při práci na pevné podložce. K obdobným poznatkům dospěli při testování některých zahraničních traktorů na příslušných státních nebo univerzitních zkušebnách v rámci zkoušek potřebných k vypracování příslušné tahové charakteristiky.

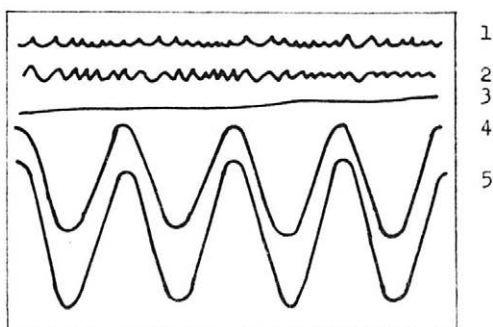
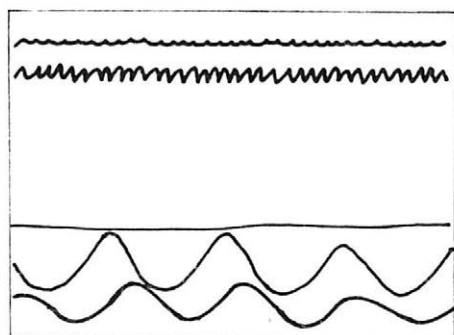
Při posuzování tahových vlastností bylo zjištěno, že náchylnost traktorů ke skákání je proměnná podle velikosti či typu pneumatiky. Ke stejným závěrům dospěl Kosek (1983) při testování tahových vlastností různých pneumatik nově připravovaných k výrobě.

Na základě rozboru poznatků Výzkumného ústavu zemědělské techniky v Praze-Řepích o průběhu změn velikosti styčné plochy odvalující se pneumatiky s podložkou vlivem různého tvaru dezénu a na základě zjištění, že větší styčná plocha dezénu (hustší dezén) má lepší soudržnost záběru pneumatiky s podložkou, a tím menší relativní vzájemný posuv než menší styčná plocha dezénu (řidší dezén), se předpokládá i vliv cykličnosti změn velikosti styčné plochy na frekvenci změn namáhání traktoru způsobujících jeho skákání. Pro bližší objasnění vztahu mezi cykličností změn velikosti styčné plochy pneumatiky s podložkou a proměnným obvodovým zatížením pneumatik a jejich hnacích hřídelů způsobujícím skákání traktoru byly ve VÚZT v letech 1958 až 1965 založeny širší laboratorní pokusy. Pro tento výzkum bylo ve VÚZT (oddělení měřicí techniky, ing. Sláma) zhotoveno speciální měřicí zařízení (obr. 1),

1. Schéma upevnění snímacích čidel na traktoru — A diagram of the fixation of sensing elements on the tractor

- 1 — tenzometrické snímače pro měření kroutícího momentu na hnacích hřídelích
- 2 — zdroj světla
- 3 — snímač světelných signálů
- 4 — kotouč s otvory po obvodě
- 5 — skříň zadního mostu
- 6 — hnací pneumatiky





2. Průběh krouticího momentu v hnacích hřídelích traktoru Zetor 50 Super při zatížení malou tahovou silou za jednu otáčku kola — The curve of the torsional moment in the driving shafts of the Zetor 50 Super tractor exposed to a low traction force per wheel revolution

- 1 — průběh otáčení levého kola
- 2 — průběh otáčení pravého kola
- 3 — průběh tažné síly traktoru
- 4 — průběh krouticího momentu v hřídeli levého hnacího kola
- 5 — průběh krouticího momentu v hřídeli pravého hnacího kola

3. Průběh krouticího momentu v hnacích hřídelích traktoru Zetor 50 Super při zatížení velkou tahovou silou za jednu otáčku kola — The curve of the torsional moment in the driving shafts of the Zetor 50 Super tractor exposed to a high traction force per wheel revolution

Označení jako u obr. 2

které umožňovalo během jízdy traktoru snímat a současně i registrovat tyto údaje :

- velikost krouticího momentu na hnacím hřídeli každého hnacího kola, a to odděleně;
- měřením a registrací doby potřebné pro otočení volené stálé části délky obvodu nepřímou určit okamžitou rychlost otočení obvodu;
- tahovou silou, kterou je traktor zatěžován;
- přesnou časovou základnu.

Průběhy naměřených údajů pro kolový traktor Z-50 Super vybavený pneumatikami Barum B (Soft-Soil) a veškerým přídatným zatížením jsou patrné z obr. 2 a 3.

Z těchto poznatků dospěli pracovníci VÚZT již tehdy k důležitým závěrům s připomínkou, že bližší analýza bude možná až po dalším objasnění elastických vlastností pneumatik ve vztahu k dynamickým parametrům jejich poháněcích hřídelů a tělesa kola. Tehdejší závěry byly shrnuty do těchto bodů :

- Přenos krouticího hnacího momentu od spalovacího motoru používaného u traktorů, aut a ostatních mobilních prostředků má v hnacích hřídelích kol s pneumatikou proměnnou hodnotu s cykličností dvojího charakteru. Jedná se jednak o frekvenci vyplývající z otáček motoru a nerovnoměrného krouticího momentu jím dodávaného, jednak o podstatně nižší „skákáci“ frekvenci, tzn. o vlastní frekvenci celého pohonu, která se však liší od cyklických změn dezénu pneumatik.

- Cykličnost změn krouticího momentu v obou hnacích hřídelích má stejnou frekvenci a v podstatě i amplitudu. Obě jsou synchronizovány

svým časovým průběhem od minima do maxima hodnoty krouticího momentu.

— Rychlost otáčení hnacích kol je nerovnoměrná a cyklicky se mění v souladu s cykličností změn krouticích momentů na jejich hnacích hřídelích. Vlivem setrvačné hmoty otáčejícího se kola je mírně zpožděná vůči průběhu změn krouticího momentu na hnacím hřídeli.

— Během postupného zatěžování traktoru tahovou silou, při níž u nízkého převodového stupně začíná traktor skákat, shledáváme, že již při zatížení traktoru malou tahovou silou dochází v hnacím hřídeli k proměnným cyklickým změnám krouticího momentu se „skákáckou frekvencí“. S postupným růstem zatěžující tahové síly se amplituda cyklických změn velikosti krouticího momentu při stálé frekvenci zvětšuje a namáhání hnacího hřídele se zvyšuje až asi o 100 % proti střední hodnotě, která odpovídá zatížení tahovou silou, odporu valení a poloměru valení kola vybaveného elastickým tělesem pneumatiky. V těchto podmínkách pak traktor začíná skákat.

— Výsledky zároveň vyvrátily původní předpoklad, že proměnnost cyklických změn krouticích momentů v hřídelích hnacích kol, a tím skákání traktoru, je v určité vazbě na cykličnost změn velikosti styčné plochy pneumatiky s podložkou. Z nových poznatků byl vyvozen závěr, že cykličnost je závislá na vlastnostech celé soustavy pohybujících se součástí traktoru počínaje motorem až po hnací kola, včetně vlastností pneumatiky.

— Z údajů získaných měření je zároveň patrné, že i drobné cyklické změny hnacího momentu mohou při určité frekvenci, torzní poddajnosti a při určitém momentu setrvačnosti jednotlivých článků tohoto řetězu způsobit podstatně větší pevnostní namáhání těchto článků, než odpovídá střední hodnotě přenášeného momentu.

## NEROVNOMĚRNÉ OPOTŘEBENÍ OBVODU HNACÍ PNEUMATIKY

Opotřebení obvodu hnací pneumatiky bývá nerovnoměrné jak u rychlé se otáčejících automobilových, tak i u pomalu se otáčejících hnacích traktorových pneumatik. Cyklické rozdělení průběhu velikostí změn opotřebení je pravidelné, ale opět není v přímém funkčním vztahu k cyklickým změnám dezénu s podložkou při odvalování pneumatiky. Opotřebení bývá prisuzováno jízdě s podhuštěnou, popřípadě s nevyváženou pneumatikou, ale tento jev není blíže objasněn. Příčina opět souvisí s vlastní frekvencí torzního kmitání celého poháněcího ústrojí a dynamických momentů jeho článků.

## ZHORŠENÍ SOUČiniteLE SOUDRŽNOSTI ZÁBĚRU ( $\mu_z$ ) PNEUMATIKY S PODLOŽKOU PŘI PŘECHODU OD JEDNÉ K VÍCE HNANÝM NÁPRAVÁM

Součinitel soudržnosti pojezdového ústrojí s podložkou může být trojí, a to :

- $\mu_z$  — hnací záběr,
- $\mu_v$  — vedení vyjadřující odolnost k bočním silám,
- $\mu_s$  — brzdění vyjadřující brzdící schopnost

a vyjadřuje se vztahy :

$$\mu_z = \frac{F_{Tz}}{F_G} \quad \mu_v = \frac{F_{Tv}}{F_G} \quad \mu_s = \frac{F_{Ts}}{F_G}$$

kde:  $F_G$  — radiální síla kolmá ve styčné ploše k podložce

$F_{Tz}$  — reakce podložky u hnacího tělesa pneumatiky

$F_{Tv}$  — reakce podložky proti boční síle

$F_{Ts}$  — reakce podložky proti brzdě síle

Snaha snížit u mobilních prostředků s pojezdovým ústrojím vybaveným pneumatikami energetické ztráty vzniklé v důsledku velkého procenta ztracené dráhy (prokluzem atd.), popřípadě dosáhnout velké tahové síly nebo průjezdnosti na málo soudržné a únosné podložce vedla konstruktéry k tomu, že sice používali pojezdové ústrojí stále ještě vybavené pneumatikami, ale s více hnanými nápravami. Tato úprava měla využít celé silové složky (popřípadě její větší části) působící od přepravované hmoty příslušného mobilního prostředku kolmo k pojezdové rovině podložky k tomu, aby se zlepšila tahová síla mobilního prostředku tím, že se bude využívat jeho celé hmotnosti. Proto byly a jsou i dále konstruovány a vyráběny různé typy dopravních traktorů a automobilů, popřípadě speciálních zařízení se dvěma i více hnanými nápravami.

Aby se mohlo vyčíslit a posoudit, jak se u takto řešených traktorů používaných v zemědělství zlepši tahové a pojezdové vlastnosti, byly ve VÚZT v letech 1958 až 1962 (K o s e k, 1958) laboratorně a provozně prozkoumány různé koncepce traktorů s náhonem na všechna čtyři kola (Unimog, Holder, Nordtrak, MAN).

Poznatky získané o součinitelích soudržnosti záběru jsou v podstatě shodné s výsledky, ke kterým s takto vybavenými mobilními prostředky došli i na dalších pracovištích zabývajících se touto problematikou. Potvrdilo se, že se u vícenápravového pohonu nedosahuje té hodnoty součinitele soudržnosti záběru, která se teoreticky předpokládala podle výše hodnot dosahovaných pro tytéž pneumatiky a při jejich stejném radiálním zatížení, ale s pohonem jen jedné nápravy.

Rozdílů jsou patrný z průběhů zjištěných charakteristik součinitele soudržnosti záběru ( $\mu$ ) pro traktor Unimog na betonu (obr. 4), který je charakteristický stejnou velikostí pneumatik umístěných na odpérovaném podvozku. Tento traktor je řešen tak, že obě nápravy mají poměrně stejné osově zatížení (při tahové síle asi 7000 N je osově zatížení obou náprav vyrovnané). Z průběhu charakteristik je zřejmé, o kolik jsou hodnoty součinitele soudržnosti nižší při pohonu obou náprav ( $\mu_{z12}$ ) než při pohonu jedné nápravy ( $\mu_{z2}$ ). Hodnoty  $\mu$  byly vypočteny na základě rovnic běžně používaných pro traktory s různým pohonem (G r e č e n k o, 1965).

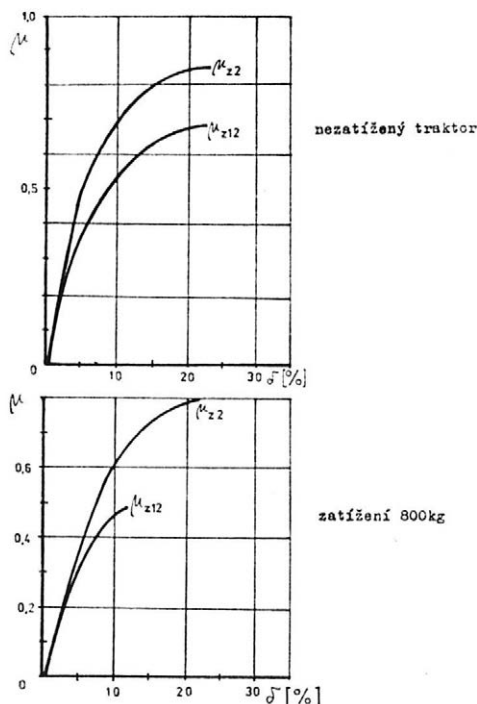
Tyto poznatky vedly pracovníky VÚZT k závěrům :

Rozdílů zjištěné mezi součiniteli soudržnosti záběru mohly mít tyto příčiny

a) Rozdílů obvodových rychlostí kol obou náprav; tyto rozdílů mohou být způsobeny :

- vlastní konstrukcí traktoru (zejména při použití rozdílných parametrů pneumatik pro každou nápravu);
- různým huštěním pneumatik při stejném zatížení radiální silou;
- různým radiálním zatížením pneumatik při stejném huštění;
- různým stavem opotřebení dezénu;

4. Porovnání součinitele soudržnosti záběru u traktoru UNIMOG při práci na betonu — Comparison of the coefficient of adhesion in the UNIMOG tractor at work on concrete ground



- výrobním rozptylem rozměrů i ostatních parametrů pneumatik;
- změnou vzájemné polohy poháněcích mechanismů obou náprav (při jízdě terénem nebo přes překážku);
- pružením celého podvozku.

Podle skutečného měření na traktoru však bylo zjištěno, že nedochází k velkému rozdílu rychlostí mezi pneumatikami obou hnaných náprav.

b) Parazitní výkony: Rozdílem obvodových rychlostí kol u dvou či více hnaných náprav vznikají za určitých podmínek zatížení parazitními výkony, které mimo jiné namáhají převodové ústrojí a snižují mechanickou účinnost traktoru. Při stejném rozdílu obvodových rychlostí a stejném silovém zatížení je velikost parazitního výkonu větší na pevnější podložce a při malé tahové síle.

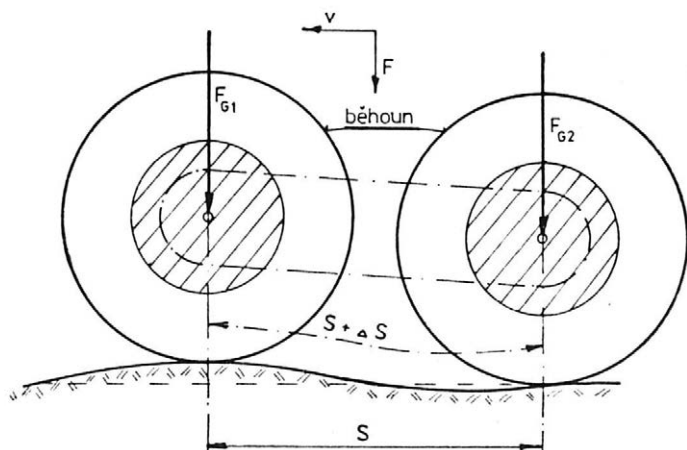
**Závěr k rozdílu součinitele soudržnosti záběru, zjištěným při použití jedné nebo dvou hnaných náprav**

Vzhledem k tomu, že nebyly naměřeny tak velké rozdíly otáček, a tím ani obvodových rychlostí kol, jaké by měly odpovídat zjištěným rozdílům součinitele soudržnosti záběru, předpokládali pracovníci řešící tuto problematiku vliv dalších faktorů, vyvolaných tuhostí převodů a charakteristikou pneumatik.

**ŽIVOTNOST PNEUMATIK NÁKLADNÍCH AUTOMOBILŮ S VÍCE HNANÝMI NÁPRAVAMI**

Při používání nákladních automobilů s více hnanými nápravami (dvě až tři) v provozu se zjišťuje, že životnost jejich pneumatik je nízká. Tato nízká životnost bývá zdůvodňována :





5. Schéma rozdílu délky dráhy odvalené běhounem pneumatiky  $\Delta S$  při jízdě zdvojené hnací nápravy po nerovné vozovce — Diagram of the difference in the length of track rolled away by the tread of tyre  $\Delta S$  when a tandem driving axle goes on uneven surface

— rozdílem součinitele soudržnosti záběru u dvou zadních náprav stále napojených na pohon; tento rozdíl způsobuje velké energetické ztráty při jízdě auta po pevné podložce;

— velkým parazitním výkonem, zejména u vozidla zatěžkaného dopravovaným nákladem a při jízdě po pevné podložce;

— nerovnostmi povrchu podložky, po níž se kola odvalují a překonávají v daném okamžiku různou délku odvalené dráhy při stejném směru jízdy pro všechna vozidla (obr. 5);

— výkyvnou nápravou (určenou pro jízdu v terénu) při jízdě po pevné podložce.

**Závěr k analýze poznatků o příčinách nedostatků pojezdového ústrojí traktorů i automobilů v důsledné malé dynamické sladění s pneumatikami**

Z analýzy poznatků o nedostacích pojezdového ústrojí traktorů a automobilů vyplynula malá dynamická i kinematická sladění jeho parametrů s parametry pneumatik. To pak umožnilo nežádoucí rozvoj dynamických a kinematických pulsujících silových i momentových účinků, které se promítají do energetických a materiálových ztrát při provozu mobilního prostředku.

Pro další stupeň objasnění a řešení těchto nedostatků pojezdového ústrojí je především potřebné blíže objasnit příčiny vyvolávající u pojezdového ústrojí při jízdě mobilního prostředku proměnné, zejména pak cyklicky proměnné silové a momentové zatížení s vyšší frekvencí změn, které mohou vyvolat nežádoucí rozkmitání celých částí a soustav mobilního prostředku.

Vzhledem k tomu, že základní částí těchto pojezdových ústrojí jsou pneumatiky, je účelné posoudit, do jaké míry se při řešení této problematiky již využívá nových poznatků vyplývajících z teorie o odvalování elastického tělesa (v porovnání s dřívější teorií o odvalování kola).

## **ROZBOR PŘÍČIN VZNIKU CYKlickÝCH SILOVÝCH A MOMENTOVÝCH PULSACÍ A VIBRACÍ V POJEZDOVÉM ÚSTROJÍ TRAKTORŮ A AUTOMOBILŮ**

Z uvedené analýzy nedostatků pojezdového ústrojí traktorů a automobilů je patrné, že při jeho hodnocení nebyl dostatečně doceněn roz-



sah příčin a význam vlivů, kterými mohou na funkční i ostatní činnost pojezdového ústrojí těchto mobilních prostředků působit kinematické a dynamické účinky vyvolané různými druhy proměnných až vibračních silových zatížení hnací části pojezdového ústrojí.

#### PROMĚNNÁ VELIKOST PRACOVNÍHO ODPORU ZEMĚDĚLSKÉHO STROJE A NÁRADÍ

Zatím byl v omezené míře blíže zkoumán vliv proměnné potřeby příkonu (nejčastěji jen vliv proměnného pracovního odporu) na zajištění pracovního pohybu mobilního agregátu traktoru se zemědělským strojem či náradím (B o l t i n s k i j, 1949; G r e č e n k o, 1965). Šíře a rozsah tohoto druhu proměnného pracovního a energetického zatížení různých mobilních mechanizačních prostředků vyplynuly z výzkumných poznatků pracovníků VÚZT z let 1966 až 1976, zabývajících se vlivem náhodně proměnných zemědělských velkovýrobních pracovních podmínek v různých výrobních oblastech na energetiku mobilních mechanizačních prostředků (A n d e r t a J a n e č e k, 1975).

Poznatky vyplývající z analýzy upozorňují i na další druhy proměnných energetických zatížení pojezdového ústrojí. V původně používané teorii se tato zatížení zdají být v porovnání s ostatními vlivy zanedbatelná, ale tím, že se jedná o změny cyklické (často i o vysoké frekvenci), mají možnost se s druhými cyklickými změnami skládat či rezonovat, a tak zesílit kinematické a dynamické účinky na pojezdové ústrojí až na nežádoucí míru.

#### CYKICKÉ ZMĚNY VELIKOSTI HNACÍHO MOMENTU DODÁVANÉHO SPALOVACÍM PÍSTOVÝM MOTOREM

Dalším velmi významným zdrojem cyklického proměnného hnacího momentu je nerovnoměrný chod spalovacího motoru. Nerovnoměrná dodávka kroutícího momentu je již přímo v jeho zdroji, to je v motoru, spojena s určitým momentem setrvačnosti. Mezi motorem a pojezdovým ústrojím i celým mobilním prostředkem je řada pružných členů, které se při jízdě mobilního prostředku rotačně či suvně pohybují, a tím všechny reagují na změny hnacího momentu odebíraného od motoru. Dynamické reakce na tyto změny, vyvolané proměnným odběrem, dosahují často významných hodnot. Je to způsobeno tím, že kinematické účinky kmitajících soustav vyvolávají různé formy jejich rezonance, popřípadě kritické frekvence vzniklého kmitání, u více hnaných náprav vzájemné fázové posunutí nebo tlumení účinků, ale za doprovodu energetických ztrát.

#### PROMĚNNÝ ZÁBĚR HNACÍHO MOMENTU, VZNIKAJÍCÍ CYKICKÝMI ZMĚNAMI VELIKOSTI STYČNÉ PLOCHY

Tento zdroj cyklických změn hnacích momentů může nabýt výrazných hodnot u některých speciálních traktorových pneumatik.

## VLIV VELKÉHO MOMENTU SETRVAČNOSTI OTÁČEJÍCÍHO SE KOLA S PNEUMATIKOU A VELKÉ TORZNÍ TUHOSTI TĚLESA PNEUMATIKY ZA STÁLÉ POJEZDOVÉ RYCHLOSTI TĚŽIŠTĚ MOBILNÍHO PROSTŘEDKU NA NEROVNÉ PODLOŽCE

Vlivem velkého momentu setrvačnosti kola s pneumatikou a velké torzní tuhosti tělesa pneumatik pohybujících se současně i stálou postupnou rychlostí, nestačí pneumatika kontinuálně sledovat povrch tělesa (svým běhounem) a proměnnou délku nerovného povrchu skutečné dráhy, která se má vykonat při odvalování po nerovné podložce. Tím dochází k tomu, že tato delší dráha je překonávána smykem (při překonávání vyvýšeniny nebo prohlubně). To je pak doprovázeno velkými energetickými ztrátami (zejména při jízdě po pevné vozovce s velkým součinitelem soudržnosti) a zároveň se tím přibrzdí obvodová rychlost otáčející se pneumatiky, což se u hnací pneumatiky projeví obvodovými změnami — vibracemi — hnacího momentu celého pojezdového ústrojí.

Tento nežádoucí vliv na vibraci a pulsování hnacího momentu se ještě zvýší u pojezdového ústrojí nákladních automobilů se dvěma hnacími nápravami pevně mezi sebou pohonově připojenými (bez diferenciálu nebo jiného torzně tlumícího zařízení). Vibrace potom dále zhoršují soudržnost pneumatiky s podložkou, a tím zvyšují energetické ztráty a zkracují životnost pneumatiky.

## VLIV RŮZNÉ ODVALOVANÉ DRÁHY DVOU (POPŘÍPADĚ I VÍCE) ZA SEBOU SE ODVALUJÍCÍCH HNACÍCH PNEUMATIK

Nákladní automobily (zejména terénní automobily nebo jiné terénní mobilní prostředky) bývají často řešeny tak, že mají dvě hnací nápravy umístěné těsně za sebou. Tyto nápravy jsou spolu propojeny pevnou vazbou bez vyrovnávacího zařízení. Pak se při dané konstantní pojezdové rychlosti celého automobilu nebo jiného mobilního prostředku a při jízdě po nerovné podložce potřebuje každá pneumatika odvalovat v daném okamžiku jinou obvodovou rychlostí tak, jak jí odpovídá délka nerovné podložky. Vzhledem k tomu, že kola mají mezi sebou pevnou vazbu a že tělesa pneumatik mají velkou torzní tuhost, vyrovnávají se rozdíly drah smykem ve styčné ploše pneumatiky s podložkou, což způsobuje jak energetické ztráty, tak velké opotřebení pneumatiky, zejména při jízdě po pevné podložce. Rozdíly v obvodových rychlostech se opět promítají do vibrací a pulsování hnacího momentu poháněcího ústrojí tohoto mobilního prostředku.

## VLIV RŮZNÉ DÉLKY OKAMŽITÉ DRÁHY HNACÍ PNEUMATIKY PŘI JÍZDĚ V PŘÍMÉM SMĚRU PO NEROVNÉM POVRCHU, KTERÝ DIFERENCIÁL PRO KRÁTKOST DOBY ÚČINKU NEMŮŽE VYROVNAT

Příčinami tohoto druhu energetických ztrát jsou posuvy ve styčné ploše pneumatiky s podložkou a vibrace hnacích momentů. Nedostatky tohoto charakteru jsou patrné u všech rychle se pohybujících mobilních prostředků i s jednou hnací nápravou.

## VLIV PROMĚNNÉ VELIKOSTI RADIÁLNÍ SILOVÉ SLOŽKY VE STYČNÉ PLOŠE PNEUMATIKY S PODLOŽKOU NA VELIKOST ZMĚN JEJÍ SOUDRŽNOSTI, A TÍM I NA VELIKOST ODPOVÍDAJÍCÍCH ENERGETICKÝCH ZTRÁT A OPOTŘEBENÍ PNEUMATIK

Při jízdě po nerovné podložce, popřípadě v důsledku silových vibrací celého mobilního mechanického prostředku, eventuálně jen jeho podvozku (často vyvolaných dynamickými účinky jiných momentových či silových vibrací), dochází k proměnnému silovému působení mobilního prostředku ve styčných plochách pneumatiky s podložkou (někdy dokonce až k odsakování pneumatiky od podložky, zejména při špatné činnosti tlumičů a při přehuštění pneumatik). Toto proměnné zatížení ve styčné ploše se promítá do proměnného relativního posuvu mezi obvodem pneumatiky (běhounem) a podložkou, což způsobí jak odpovídající energetické ztráty, tak i torzní vibraci v hnací části pojezdového ústrojí. Torzní vibrace jsou opět významně ovlivněny torzní tuhostí a tlumicími účinky tělesa pneumatiky, dále jeho momentem setrvačnosti a frekvencí vlastního kmitočtu. Zároveň je třeba mít na zřeteli, že při stejné pojížděcí rychlosti mobilního prostředku a stejné nerovnosti podložky má na změny silového působení ve styčné ploše u stejného uspořádání pojezdového ústrojí a hmotnosti jednotlivých částí mobilního prostředku velký vliv radiální poddajnost a tlumicí vlastnost použitých pneumatik.

### **Závěr k rozboru příčin vzniku cyklických silových a momentových pulsací a vibrací v pojezdovém ústrojí**

Z uvedeného rozboru příčin vzniku cyklických silových a momentových pulsací a vibrací pojezdového ústrojí je patrné, jak významné poslání při snižování nežádoucích kinematických a dynamických účinků má zdokonalování tělesa pneumatik z hlediska zvýšení jeho obvodové poddajnosti, jakož i vývoj a výroba torzního vysoce poddajného článku pohonu.

### **ROZSAH UPLATNĚNÍ POZNATKŮ VYPLÝVAJÍCÍCH Z NOVÉ TEORIE O ODVALOVÁNÍ PNEUMATIKY JAKO ELASTICKÉHO TĚLESA KE ZMÍRNĚNÍ NEŽÁDOUCÍCH DYNAMICKÝCH A KINEMATICKÝCH ÚČINKŮ VYVOLÁVAJÍCÍCH CYKICKÉ ZMĚNY VELIKOSTI ZATÍŽENÍ**

Nové poznatky o odvalování pneumatiky, při kterých byla dosavadní teorie (vycházející z původní teorie o odvalování pevného kola) nahrazena teorií o odvalování elastického tělesa, jehož obrys v rovině kolmé k ose otáčení, umístěné souměrně k tomuto otáčejícímu se elastickému tělesu, nemá tvar kruhu, a nelze je tedy považovat za kolo. Obecný tvar elastického tělesa proto není označován jako kolo, ale jako „schizoid“, charakterizovaný těmito druhy deformací:

- požadovanými, což jsou deformace radiální a obvodové;
- nežádoucími, které jsou opět dvojí, a to tangenciální a kolmé na rovinu otáčení tělesa pneumatiky.

U pevného kola (ale i u dalších druhů kol použitých v různých druzích dopravy, popřípadě použitých jako válečků v ložiscích atd.) je požadováno, aby jeho styk s podložkou byl v přímce. Větší styčná plocha je nežádoucí v důsledku deformací kola a podložky. Při odvalování elastického tělesa pneumatik je tomu naopak, tzn., že se požaduje velká styčná plocha. Ta se nebudě zvětšovat, protože rozměr pneumatiky je třeba zmenšovat především kvůli zmenšení celkové hmotnosti elastického tělesa při zachování stejné únosnosti. Menší rozměr tělesa pneumatiky je požadován z hlediska ekonomiky, ale hlavně z hlediska dynamiky.

Zvýšenou styčnou plochou odvalujícího se elastického tělesa pneumatiky s podložkou se má dosáhnout (A n d e r t, 1983):

— zlepšení součinitele soudržnosti tělesa s podložkou ve všech třech směrech, čímž se má

a) zvýšit bezpečnost jízdy v zatáčkách, při brzdění, při jízdě na svahu;

b) snížit energetické ztráty u hnacích pneumatik;

— zmenšení kontaktních tlaků mezi pneumatikou a podložkou, čímž se má zlepšit plnění agrotechnických požadavků při jízdě mobilních prostředků po poli;

— snížení tlaku huštění pneumatik, a tím (kromě snížení kontaktních tlaků mezi pneumatikou a podložkou) zvýšení radiální poddajnosti tělesa pneumatiky. To umožní zlepšit odpružení pojezdového ústrojí mobilního prostředku, aby lépe tlumilo chvění a rázy při jízdě po nerovné podložce a aby při větších rychlostech zabránilo radiálnímu odlehčení, popřípadě i odskakování pneumatiky od podložky, což zhoršuje bezpečnost jízdy a působí energetické ztráty.

Proto se požadavek na radiální deformaci odvalujícího se elastického tělesa v pojezdovém ústrojí mobilních prostředků bude stále zvyšovat, hlavně v důsledku růstu úrovně techniky, zvyšování přepravní rychlosti při současném zvyšování bezpečnosti a zmírnění otřesů a chvění při jízdě. Tento požadavek nejvýrazněji charakterizuje náš zájem o tvar odvalujícího se elastického tělesa. Těleso s nekruhovým obvodem, kterým se odvaluje po pojezdové podložce, má velkou styčnou plochu, nízký kontaktní tlak a velkou soudržnost s podložkou. Zároveň má mít pneumatika velkou radiální poddajnost. Rozvoj radiální deformace pneumatik byl neuspokojivý, protože byl brzděn pomalým přechodem od diagonálních pneumatik k radiálním. U diagonálních pneumatik vyráběných v současné době se projevují značné radiální deformace, což zvyšuje energetické ztráty a zkracuje životnost pneumatiky (A n d e r t, 1983a, b).

#### PŘEDNOSTI OBVODOVÉ DEFORMACE TĚLESA PNEUMATIKY

Na základě teorie o odvalování pevného kola bylo těleso pneumatiky (od původní křížové pneumatiky až po pneumatiku diagonální) konstruováno tak, aby bylo odolné proti obvodovým deformacím (což je vhodné jen pro dezén pneumatiky).

Tento směr konstrukce pneumatik, používaných v automobilismu

i v zemědělské mobilní technice, je doprovázen jednak velkými energetickými ztrátami v důsledku nerozvinuté obvodové deformace hnacích pneumatik během jejich odvalování (A n d e r t, 1983a), jednak energetickými ztrátami vznikajícími v důsledku torzní tuhosti při přenosu pulsujícího momentu na hnací nápravě.

Základní možnost pro hospodárné využití rozvinuté obvodové deformace elastického tělesa pneumatiky poskytuje rozšiřující se konstrukce radiálních pneumatik, výhledově i skořepinových pneumatik (A n d e r t, 1982).

Rychlost rozvoje konstrukce pneumatik je závislá na úrovni využívání nových poznatků. Zkušenosti s rychlostí, kterou byly do výroby zaváděny radiální pneumatiky, ukazují, že velké výrobní podniky (jež zajišťují většinou výrobu pneumatik) reagují na nové poznatky zdlouhavě a těžkopádně.

#### ODSTRAŇOVÁNÍ NEDOSTATKŮ VZNIKAJÍCÍCH TANGENCIÁLNÍ DEFORMACÍ PNEUMATIK

Poznatky o nežádoucím vlivu tangenciální deformace tělesa i dezénu hnací pneumatiky na růst valivého odporu a z toho vyplývajících energetických ztrát (A n d e r t, 1973), stejně jako poznatky o tom, do jaké míry může deformaci změnit radiální konstrukce pneumatik (proti konstrukci diagonální), jsou známy již delší dobu. Přesto přispěly k urychlení celkového přechodu od pneumatik diagonálních na pneumatiky radiální jen malou měrou.

Poddajnosti diagonálních těles v tangenciálním směru bylo v určité míře využito ke zmírnění vlivu pulsujícího momentu na hřídeli hnacích kol. V porovnání s požadovanou poddajností tělesa pneumatiky má tato deformace nedostatek spočívající v tom, že je doprovázena trvalou energetickou ztrátou v důsledku valivého odporu rostoucího s nárůstem tangenciální deformace, zatímco energii pro pružnou obvodovou deformaci můžeme z větší části získat zpět při poklesu pulsujícího hnacího momentu.

Dá se očekávat, že s rozvojem používání radiálních pneumatik bude nežádoucí vliv tangenciální deformace na energetické ztráty postupně ustupovat.

#### DEFORMACE TĚLESA PNEUMATIKY A JEJÍHO DEZÉNU KOLMO NA ROVINU JEJÍHO OTÁČENÍ

Význam potřeby snižovat boční deformaci tělesa i dezénu pneumatiky tak, aby se zvýšila bezpečnost jízdy zejména v zatáčkách a na bočním svahu a aby se snížily energetické ztráty v důsledku odchylky směru průsečnice roviny otáčení pneumatiky s podložkou od směru pohybu, je ve vývoji pneumatik chápán a postupně řešen, a to především:

- snižováním výšky boku tělesa pneumatiky,
- zvětšováním šířky pneumatiky (válnový tvar je odolnější k boční deformaci),
- ztužováním tvarování dezénu.



Význam změn zatížení pojezdového ústrojí z energetického hlediska nebyl zatím dostatečně doceněn. Proměnnost příkonu pro pohon mobilního zemědělského mechanizačního prostředku byla brána (ze zřetel vlastností zdroje energie či jejího odběru) v úvahu v podstatě jen z hlediska vlivu změn pracovních odporů na změny hnacího momentu (Boltinskij, 1946; Grečenko, 1963). Později byly změny rozpracovány jako vliv náhodně proměnných pracovních podmínek v zemědělské velkovýrobě na potřebu energetického příkonu pro zajištění pracovní činnosti mobilního zemědělského mechanizačního prostředku.

V první etapě rozborů účinku tangenciální obvodové radiální deformace odvalujících se elastického tělesa, zejména z hlediska energetických ztrát při přenosu stálých momentů, bylo proto zatím doporučeno věnovat se při konstrukci tělesa pneumatiky řízení jeho radiální deformace (Andert, 1983).

U zemědělských traktorů a mobilních mechanizačních prostředků byly blíže zkoumány otřesy traktorů a odpérování sedadla řidiče (Grečenko, 1965). Tento výzkum navazuje na široké poznatky zpracované o pérování automobilů a ostatních mobilních prostředků při zvyšování přepravní rychlosti, bezpečnosti při jízdě a pohodlí řidičů.

Malá pozornost je však věnována řešení dynamických a kinematických účinků torzního kmitání poháněcího ústrojí podvozků mobilních prostředků. Jen některé větší firmy (jako Fiat) uvažovaly o účelnosti větší torzní poddajnosti pohonu hnacích kol a vkládají do poháněcího ústrojí torzní poddajnou vložku, zlepšující kinematické a dynamické podmínky práce pneumatik.

Dosažené poznatky upozorňují na nutnost (pro snížení energetických ztrát, zvýšení životnosti pneumatik a bezpečnosti jízdy mobilními prostředky, zejména traktory a automobily všech druhů) soustavně věnovat zvýšenou pozornost při konstrukci mobilního prostředku sladění parametrů všech částí jeho pojezdového ústrojí z hlediska jejich kinematických a dynamických účinků. Zejména je pak třeba zvyšovat měkkost obvodové i radiální deformace pohonu i tělesa pneumatiky, kterou umožňuje rozvinout především radiální konstrukce pneumatik.

## ZÁVĚR

Pro další zdokonalení pojezdového ústrojí traktorů, automobilů a ostatních mobilních prostředků z hlediska snižování energetických ztrát, zvyšování bezpečnosti jízdy a životnosti pneumatik je nutné řešit lepší sladění kinematických a dynamických účinků všech částí pojezdového ústrojí (včetně pneumatik a hnacích částí). Proto je potřebné věnovat zvýšenou pozornost zejména:

- torzním cyklickým vibracím a rezonancím v poháněcím a pojezdovém ústrojí mobilního prostředku, vyvolaným především změnami hnacího momentu a rychlostí odvalování;

- bližšímu rozboru vlivů cyklických změn a torzních vibrací v hnacím ústrojí na radiální i surné rozkmitání celého mobilního prostředku;

- urychlenému zdokonalování stavby tělesa pneumatiky (stavbu radiálních pneumatik zdokonalovat řízením velikosti obvodové i radiální poddajnosti);



— vývoji a výrobě torzního článku pohonu (vločky) s vysokou torzní poddajností, určenému pro poháněcí ústrojí s jednou hnací nápravou, popřípadě i se dvěma nápravami, nejčastěji umístěnými těsně za sebou (nákladní automobily);

— výběru vhodného typu pneumatiky (s odpovídajícími základními parametry uváděnými na tělese pneumatiky, s odpovídající hmotností, momentem setrvačnosti celkovým i částí tělesa a s požadovanou radiální i obvodovou poddajností při předepsaném huštění).

## Literatura

ANDERT, A.: Význam radiálních, diagonálních a nízkotlakových válcových pneumatik pro mobilní techniku v zemědělství. Gum. Bull. plastik., VÚGPT Gottwaldov, 1982, č. 4, s. 1-19.

ANDERT, A.: Teorie energetických ztrát elastické pneumatiky. Zeměd. Techn., 29, 1983a, č. 7, s. 433-448.

ANDERT, A.: Význam řízení velikosti radiální deformace elastického tělesa pneumatiky a upřesnění teorie jejího odvalování. Zeměd. Techn., 29, 1983b, č. 10, s. 579-597.

ANDERT, A. — JANEČEK, A.: Vliv náhodných změn terénu na namáhání i energetické ztráty. [Závěrečná zpráva Z-1176.] Praha-Řepy, Výzk. ústav zeměd. techniky 1975. 78 s.

BOLTINSKIJ, V. N.: Rabota traktornogo dvigatelja. Moskva, Selchozgiz 1949. 261 s. GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. Praha, Státní zeměd. nakladatelství 1965. 356 s.

KOSEK, J.: Výzkum využitelnosti náhonu na čtyři kola pro čs. traktory. [Závěrečná zpráva Z-452.] Praha-Řepy, Výzk. ústav zeměd. techniky 1958. 123 s.

Došlo dne 3. 10. 1984

АНДЕРТ, А. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Влияние торсионного колебания у тракторов на потерю энергии и на срок службы шин. Земед. Техн., 31, 1985 (5) : 263-278.

При изучении проблематики потерь энергии у тракторов часто вплоть до сих пор недооценивалось влияние торсионного (крутильного) колебания в природе ходовой части на потерю энергии и износ шин, или же на безопасность движения. Из данных, полученных путем анализа дефектов и недостатков ходовой части, главным образом коэффициента когезии захвата при переходе от одной к двум ведомым осям, и из анализа причин появления переменного приводного момента и использования сведений новой теории об обкате эластического тела (Андерт, 1982), для уменьшения нежелательных кинематических и динамических действий торсионного колебания привода шин вытекают следующие требования к совершенствованию ходовой части: согласовать параметры ходовой части (включая шины) как с точки зрения кинематической, так и с точки зрения силовых и динамических факторов; усовершенствовать строение шин, чтобы достичь большой контурной податливости (усовершенствовать радиальную конструкцию шин); разработать, изготовить и применять высокоподатливое звено привода.

ходовая часть; ведущие шины; торсионная и радиальная податливости шин; кинематические и динамические действия шин; слаженность параметров ходовой части с шиной

ANDERT, A. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Řepy): *The Effect of the Torsional Vibration in a Tractor on Energy Losses and Tyre Service Life*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 263-278.

The effect of the torsional vibration in the drive of the travelling gear on energy losses, tyre wear and/or safety of ride has been usually underestimated in the energy-loss studies in tractors. Failures and drawbacks of the travelling gear were

analyzed (particularly the decrease of the coefficient of adhesion when shifting from one driven axle to two). From these results and from the analysis of the causes of variable driving moment and from application of the findings of the new theory of the rolling of an elastic object (A n d e r t, 1982), the following requirements for improvement of the travelling gear are derived, aimed at reducing the undesired kinematic and dynamic effects of the torsional vibration of tyre drive: — to adjust the parameters of the travelling gear (including tyres) from the kinematic point of view and with respect to force and dynamic effects; — to improve the construction of tyre body to reach the high peripheral flexibility (improve the radial construction of the tyres); — to develop, produce and use a highly flexible drive unit.

travelling gear; driving tyres; torsional and radial flexibility of tyre; kinematic and dynamic effects of tyre; adjustment of driving gear parameters and tyre parameters

ANDERT, A. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Řepý): *Einfluß der Torsionsschwingung der Fahrzeuge auf energetische Verluste und die Laufzeit der Reifen*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 263-278.

Beim Studium der Problematik der energetischen Verluste bei Traktoren wurde bisher der Einfluß der Torsionsschwingung beim Antrieb des Getriebes auf energetische Verluste und den Reifenverschleiß bzw. auf die Fahrsicherheit unterschätzt. Aus der Analyse der Pannen und Mängel des Getriebes, insbesondere des Rückgangs des Eingriffskohäsionskoeffizienten beim Übergang von einer zu zwei Antriebsachsen, aus der Analyse der Ursachen der Entstehung eines veränderlichen Antriebsmoments, sowie aus der Verwertung der neuen Erkenntnisse der Theorie über das Abwälzen des elastischen Körpers (A n d e r t, 1982) ergingen für die Senkung der unerwünschten kinetischen und dynamischen Wirkungen der Torsionsschwingung des Reifenantriebes folgende Anforderungen an die Vervollkommnung des Getriebes: — Vereinheitlichung der Parameter des Getriebes (einschließlich der Reifen) sowohl vom kinetischen Gesichtspunkt als auch vom Gesichtspunkt der Kräfte- und Dynamikwirkungen; — Verbesserung der Reifenkonstruktion mit dem Ziel, eine große Umfangselastizität zu erreichen (Vervollkommnung der Radialkonstruktion der Reifen); — Entwicklung, Herstellung und Anwendung eines hochflexiblen Antriebelementes.

Getriebe; Antriebsreifen; radiale und Torsionsschmiegsamkeit der Reifen; kinetische und dynamische Wirkungen der Reifen; Vereinheitlichung der Parameter des Getriebes mit den Reifen

---

Adresa autora:

Ing. Antonín A n d e r t, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, 163 07 Praha 6 - Řepý

---

# ZARIADENIE NA MERANIE ÚČINNOSTI TECHNOLOGICKEJ SÚPRAVY POHÁŇANEJ SPAĽOVACÍM MOTOROM

J. Knoll, L. Chlebec, J. Šabík, L. Vachal

---

KNOLL, J. — CHLEBEC, L. — ŠABÍK, J. — VACHAL, L. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra; Výrobné družstvo invalidov, Nitra): *Zariadenie na meranie účinnosti technologickej súpravy poháňanej spaľovacím motorom*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 279-284.

Je popísaný model určený na meranie časovej a energetickej účinnosti spaľovacieho motora. Meracie a vyhodnocovacie zariadenie je možné montovať do traktorov a strojov používaných v súčasnosti.

meranie; vyhodnocovanie; energia; model

---

V súčasnej dobe, ale aj v dohľadnej budúcnosti, bude v poľnohospodárstve používaný vznetový spaľovací motor ako najrozšírenejší zdroj mechanickej energie. Poľnohospodárstvo je veľkým spotrebiteľom tekutých palív, a je teda nanajvýš zaujímavé zaoberať sa minimalizovaním, resp. optimalizáciou spotreby pohonných hmôt.

Najrozšírenejším spotrebiteľom tekutého paliva je piestový spaľovací motor. Jeho účinnosť je limitovaná porovnávacím obehom, ktorý je zostavený z ideálnych nevratných zmien. Preto je potrebné zamerať pozornosť nielen na motor, ale aj na celý kinematický reťazec prenosu energie poľnohospodárskeho stroja. Na prenose energie sa zúčastňujú: prevodový mechanizmus, pneumatika (alebo pás) a podložka (najmä pôda), pričom nesmieme zabudnúť na kinematické a dynamické vlastnosti traktora s agregátom. Každý z týchto činiteľov môže významne zvýšiť alebo znížiť účinnosť mechanickej energie získanej zo spaľovacieho motora na energiu potrebnú v technologickom procese.

Transformáciu energie paliva na energiu mechanickej, potrebnú na technologicky nutnú energiu, musíme optimalizovať v každom člene celého reťazca. Táto skutočnosť je limitovaná súčasnými technologickými prostriedkami — mechanickými, hydrostatickými, prípadne elektrickými prevodníkmi.

Pretože zdroj mechanickej energie (najmä traktor alebo iný mobilný poľnohospodársky prostriedok) pracuje v prvom rade na poli, musíme mať na zreteli, že prenosový člen, napr. pneumatika, môže významne ovplyvniť prenos mechanickej energie. Hoci sa pneumatika z hľadiska prenosu javí ako najvýhodnejšia, môže byť voči pôde alebo porastu agresívna (ničenie štruktúry pôdy alebo porastu).

Z naznačených problémov je zužitkovanie tepelnej energie paliva značne komplikovaná záležitosť, preto je potrebné celú problematiku posudzovať komplexne. Napr. ak budeme sledovať minimálnu mernú spotrebu paliva motora, nie je ešte dané, že sme optimálne zužitkovali

získanú energiu v technologickom procese. Z praxe vieme, že aj keď spaľovací motor pracuje v optimálnom režime, v žiadnom prípade to neznamena, že aj traktor s technologickou súpravou pracujú v optimálnom režime (Vachal, 1982). Ak je prekážka pneumatík príliš veľká, veľká časť energie sa stráti práve v prenose energie na pôdu.

Nie je najvhodnejšie ponechať na subjekte, teda na operátorovi (vodičovi), aby „volil“ optimálny režim, najmä u stroja s vysokým výkonom.

V súčasnej dobe nastupuje aj u nás vedeckotechnická revolúcia, v každom odvetví národného hospodárstva sa zavádza elektronika a s ňou v poslednom období mikroprocesory (Alexík, 1982). Preto je na mieste zveriť túto optimalizáciu činnosti elektronike a vodičovi ponechať len riadenie stroja v teréne.

Pretože v našich podmienkach vykazovanie spotreby paliva značne závisí od subjektu (to znamená od vodiča, mechanizátora a celej administratívy), je potrebné zaviesť objektívne hodnotenie využitia pohonných hmôt ako celku.

Limity pohonných hmôt, určované nadriadenými orgánmi podľa rajónov či geografických pozícií jednotlivých poľnohospodárskych podnikov a prevažujúcich typov pôd, resp. množstva priemerných ročných zrážok, nezodpovedajú skutočnosti.

Vzhľadom na uvedené fakty na jednej strane a na dodržanie agro-technických podmienok na strane druhej sa žiada objektivizovať celú činnosť prostredníctvom mikroelektroniky.

Túto problematiku sa v súčasnosti snažia riešiť v MLR, kde je princíp merania spotreby energie založený na meraní teploty výfukových plynov motora. Informácia o spotrebe energie v technologickom procese je však značne nepresná. Prístroj, ktorý vyhodnocuje, má označenie ELKON SD 303. Odporúča sa korigovať údaje prístroja podľa počtu odpracovaných hodín, čo je opäť záležitosť značne subjektívna. Namerané hodnoty sa líšia o 15 až 20 %, čo objektívnemu hodnoteniu spotrebovanej energie nestačí.

## METÓDA

Našou snahou bolo realizovať také zariadenie, ktoré by spĺňalo požiadavky merania spotreby paliva a ostatných parametrov s presnosťou lepšou ako 5 %. Výsledkom je realizácia dvoch variantov technických zariadení, ktoré sú vhodné na trvalú montáž pre vznietové spaľovacie motory používané v poľnohospodárskych alebo zemných a stavebných strojoch. Sú to:

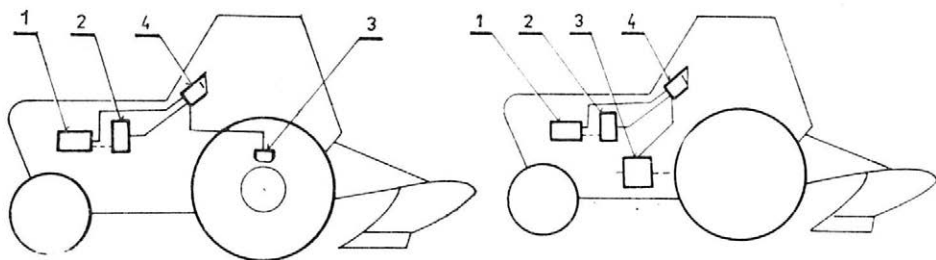
- a) stroje, ktoré pracujú v prevádzke v súčasnosti (traktory, buldozéry),
- b) stroje a zariadenia, ktoré budú použité v budúcnosti.

U týchto strojov je potrebné merať veľkosť krútiaceho momentu, čo si vyžiada určité zásahy v prevodovke.

Výsledkom vhodne spracovaných nameraných hodnôt budú objektívne informácie pre riadiaceho pracovníka: čas voľnobehu, pracovný čas, spotreba paliva vo voľnobehu, spotreba paliva v pracovnom režime a veľkosť energie spotrebovanej na technologickú operáciu.

## RIEŠENIE

1. Prvým typom je zariadenie, ktoré je možné montovať na súčasné stroje (s malou úpravou). Toto zariadenie je prihlásené ako vynález (Knoll a Vachal, 1984; Vachal a Knoll, 1984).



1. Schéma zariadenia pre stroje pracujúce v súčasnosti — Diagram of the equipment for currently used machines

2. Schéma zariadenia pre stroje v budúcnosti — Diagram of the equipment for machines used in future

Podstata zariadenia: Po uvedení motora do činnosti (štart motora) je zaznamenávaný celkový čas a celková spotreba paliva. Po uvedení stroja do chodu (technologický pohyb) začne zariadenie zaznamenávať pracovný čas stroja a spotrebu paliva v pracovnej činnosti. Ak si označíme  $t_c$  — celkový čas,  $Q_c$  — celkovú spotrebu,  $t_p$  — pracovný čas a  $Q_p$  — spotrebu paliva v pracovnom režime, môžeme získať tieto údaje:

a) čas voľnobehu (prestož)

$$t_v = t_c - t_p$$

b) spotrebu paliva pri voľnobehu

$$Q_v = Q_c - Q_p$$

c) koeficient využitia času stroja

$$k_c = \frac{t_c - t_v}{t_c} \cdot 100 \%$$

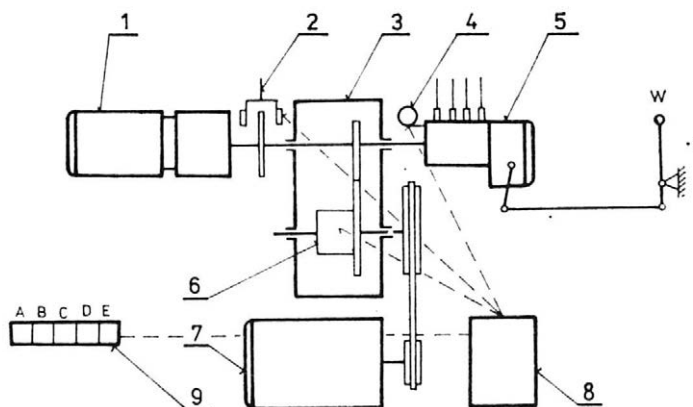
d) koeficient využitia paliva

$$k_p = \frac{Q_c - Q_v}{Q_c} \cdot 100 \%$$

Tieto údaje sú pre riadiaceho pracovníka veľmi cenné. Schéma zariadenia je na obr. 1, kde: 1 — snímač obrátok, 2 — snímač množstva paliva, 3 — snímač technologického pohybu, 4 — vyhodnocovacie a zobrazovacie zariadenie. (Na zobrazovacom zariadení sú hodnoty:  $t_c$ ,  $t_p$ ,  $Q_c$ ,  $Q_p$ ).

2. Druhým typom je zariadenie na meranie časovej a energetickej účinnosti spaľovacieho motora. Je prihlásené ako vynález (Vachal a Knoll, 1984).

Podstata tohoto zariadenia je v tom, že rozlišuje spotrebu paliva a čas prevádzky v závislosti od zaťaženia spaľovacieho motora, pričom pod zaťažením je myslený nárast krútiaceho momentu od predom zvolenej hladiny. Po uvedení spaľovacieho motora do činnosti (štart) začne zariadenie zaznamenávať celkový čas a celkovú spotrebu paliva. Po uvedení stroja do chodu (nárast krútiaceho momentu) začne zariadenie zaznamenávať veľkosť krútiaceho momentu, pracovný čas a spotrebu paliva na prácu. V tomto prípade máme oproti predošlému zariadeniu



3. Schéma zariadenia na meranie časovej a energetickej účinnosti spaľovacieho motora — Diagram of the equipment for measuring the time and energy efficiency of an internal combustion engine

o jeden parameter viac, a to o krútiaci moment. Zo získaných údajov môžeme vyjadriť hodnoty ako v prvom prípade (1; a, b, c, d).

Zariadenie sníma otáčky, pracovný čas a krútiaci moment. Z týchto ukazovateľov môžeme vyjadriť prácu potrebnú v technologickom procese.

Práca odvedená v technologickom procese je:

$$E = M_k \cdot \omega \cdot t_p$$

kde:  $\omega$  — uhlová rýchlosť  
 $t_p$  — pracovný čas  
 $M_k$  — krútiaci moment

Tento údaj je pre riadiaceho pracovníka veľmi cenný, pretože objektívne hodnotí palivo spotrebované na technologickú operáciu a veľkosť spotrebovanej práce bez ohľadu na predom uvedené skutočnosti (typ pôdy, vlhkosť atď.). Pri použití tohoto systému odpadá tvorba noriem.

Schéma zariadenia je na obr. 2, kde: 1 — snímač otáčok, 2 — snímač množstva paliva, 3 — snímač krútiaceho momentu, 4 — vyhodnocovacie a zobrazovacie zariadenie.

#### FUNKČNÝ MODEL ZARIADENIA

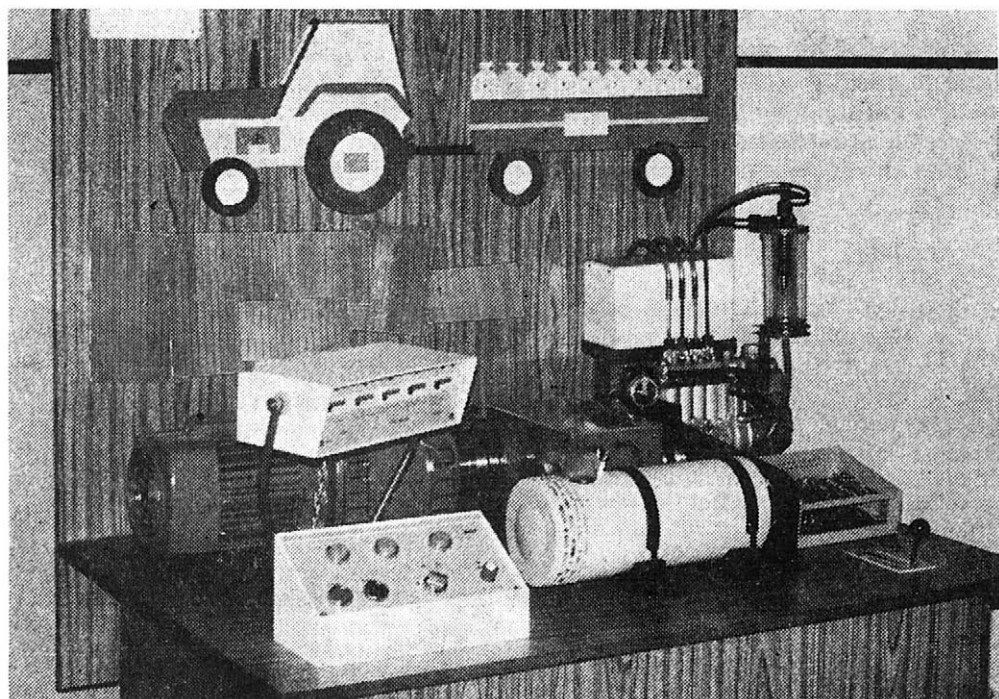
K realizácii uvedených dvoch systémov sme v ÚMVT zhotovili model — zariadenie na meranie časovej a energetickej účinnosti spaľovacieho motora, ktorý bol vystavený na Agrokomplexe '83 v Nitre.

Schéma zariadenia je na obr. 3, kde: 1 — elektrický motor s indukčnou spojkou, 2 — snímač otáčok, 3 — prevodovka, 4 — snímač polohy palivovej tyče, 5 — vstrekovacie čerpadlo, 6 — snímač krútiaceho momentu, 7 — záťaž (dynamo), 8 — vyhodnocovacie zariadenie, 9 — zobrazovacie zariadenie, W — žiadaná hodnota otáčok.

Po stlačení tlačítka ŠTART sa uvedie do činnosti elektrický motor s indukčnou spojkou (1) a zároveň sa na číselnom zobrazovači (9) začne zaznamenávať celkový čas (9A) a celková spotreba paliva (9C). Po zvýšení otáčok W (alebo nastavenej hladiny krútiaceho momentu) sa na zobrazovači (9B) začne zaznamenávať čas pracovného režimu a na zobrazovači (9D) spotreba paliva v pracovnom režime. Na zobrazovači (9E) je zaznamenaná práca odvedená do záťaže.

Celkový pohľad na model je na obr. 4.





4. Model zariadenia na meranie časovej a energetickej účinnosti spaľovacieho motora — Model of the equipment for measuring the time and energy efficiency of an internal combustion engine

#### INFORMÁCIE PRE RIADIACEHO PRACOVNÍKA A NADRIADENÉ ORGÁNY

Pre vedúceho pracovníka, ktorý zodpovedá za využitie strojového parku, poskytujú uvedené systémy tieto údaje:

a) prehľad o technickom stave spaľovacieho motora na základe priemernej spotreby, ktorá je určovaná v súčinnosti s ukazovateľom využitia inštalovaného výkonu (merná spotreba je funkciou miery využitia výkonu spaľovacieho motora);

b) prehľad o využití inštalovaného výkonu;

c) prehľad o časovom využití spaľovacieho motora;

d) prehľad o využití pohonných hmôt;

e) prehľad o využití pracovného času obsluhy (porovnanie údajov z pracovného výkazu obsluhy stroja s údajmi meracieho zariadenia).

Uvedené systémy (bod 1 a 2) by odstránili nutnosť cyklických diagnostických prehliadok spaľovacieho motora, a tým by sa značne znížila doba prestojov z dôvodu diagnostiky. Do úvahy by pripadla len opravárenská diagnostika vykonaná na základe signalizácie meracieho zariadenia, podmienenej zhoršením technického stavu motora.

#### ZÁVER

Uvádzame niekoľko možných prístupov k riešeniu hospodárenia s pohonnými hmotami.

Použitie meracích a vyhodnocovacích systémov na súčasne používané stroje by v podstatnej miere prinieslo mnoho progresívneho v oblasti organizácie a využitia strojového parku, ako aj v tvorbe noriem.

Niektoré problémy sú iba naznačené, pretože vzhľadom na ich veľký rozsah nie je možné ich vyčerpať v jednom článku.

## Literatúra

ALEXÍK, M.: Mikropočítač ako regulátor vznetového motora — simulácia. In: Zbor. VŠP v Nitre. Nitra 1982.

KNOLL, J. — VACHAL, L.: Vyhodnocovacie zariadenie pre stanovenie využitia paliva a pracovného času spaľovacieho motora. Prihláška vynálezu PV 8311-82. 1984.

VACHAL, L. — KNOLL, J.: Zapojenie obvodov na meranie energetickej a časovej účinnosti spaľovacieho motora. Prihláška vynálezu PV 8320-82. 1984.

VACHAL, L.: Využitie matematických modelov pre analýzu práce energetických prostriedkov. In: Zbor. Ref. VŠP v Nitre. Nitra 1982.

Došlo dňa 9. 4. 1984

KNOLL, Я. — ХЛЕБЕЦ, Л. — ШАБИК, Я. — ВАХАЛ, Л. (Сельскохозяйственный институт, Нитра; Служба, Производственный кооператив инвалидов, Нитра): Устройство для измерения эффективности технологического агрегата с приводом от двигателя внутреннего сгорания. Земед. Техн., 31, 1985 (5) : 279-284.

Описана модель, предназначенная для измерения временного и энергетического действия двигателя внутреннего сгорания. Измерительное и оценочное устройство можно устанавливать на современных тракторах и машинах.

измерения; оценка; энергия; модель

KNOLL, J. — CHLEBEC, L. — ŠABÍK, J. — VACHAL, L. (University of Agriculture, Nitra; Služba, Manufacturing Cooperative of Invalids, Nitra): *Equipment for Measuring the Performance of a Combination Set Driven by an Internal Combustion Engine*. Zeméd. Techn., 31, 1985 (5) : 279-284.

A model is described to be used for measuring the time and energy efficiency of an internal combustion engine. This measuring and data processing equipment can be fitted on the currently used tractors and machines.

measurement; data processing; energy; model

KNOLL, J. — CHLEBEC, L. — ŠABÍK, J. — VACHAL, L. (Hochschule für Landwirtschaft, Nitra; Služba — Produktionsgenossenschaft von Invaliden, Nitra): *Einrichtung zur Messung des Wirkungsgrads eines durch Verbrennungsmotor angetriebenen technologischen Aggregats*. Zeméd. Techn., 31, 1985 (5) : 279-284.

Es wird ein zur Messung des zeitlichen und des energetischen Wirkungsgrads eines Verbrennungsmotors bestimmtes Modell beschrieben. Die Meß- und Auswertungseinrichtung kann in die gegenwärtig in Betrieb befindlichen Traktoren und Maschinen einmontiert werden.

Messung; Auswertung; Energie; Modell

---

## Adresy autorov:

Ing. Jozef Knoll, CSc., ing. Ladislav Chlebec, ing. Ján Šabík, Ústav pre meráciu a vyhodnocováciu techniku VŠP, 949 67 Nitra

Ing. Ladislav Vachal, SLUŽBA — Výrobné družstvo invalidov, ul. Štúrova 12, 949 82 Nitra

---

# ZDOKONALENÍ FUNKCE PRACOVNÍCH ORGÁNŮ OBILNÍCH SUŠÁREN

R. Pawlica

PAWLICA, R. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy): *Zdokonalení funkce pracovních orgánů obilních sušáren*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 285-296.

Pracovní orgány obilní sušárny — kanálky vzduchotechnické vestavby šachty — byly podrobeny rozboru z hlediska vlivu na promíchávání zrna a na rovnoměrnost náhřevu zrna. Intenzita promíchávání byla posuzována kritériem promíchávání  $e$  a výsledky byly tyto: vestavba typu ZSPŽ-8 a LSO  $e = 1,56$ ; typu T-664 a M-807  $e = 2,82$ ; nové řešení SSZ-2  $e = 2,08$ . Kritérii, podle kterých byly posuzovány základní systémy rozmístění kanálků, byly: rovnoměrnost náhřevu sloupce  $\eta_v$  a rovnoměrnost náhřevu celého systému  $\eta_s$ . Závažné nedostatky se vyskytly v systému A používaném typu ZSPŽ-8 a LSO, u něhož hodnota  $\eta_s = 1,86$ ; nevyhovuje ani systém B používaný typu T-663, DSP a dalšími, protože hodnota  $\eta_s$  je sice  $= 1$ , ale  $\eta_v = 4$ . Vyhovují systémy C a D, u nichž  $\eta_s$  i  $\eta_v = 1$ . Praktické ověření u sušárny SSZ-2, u které byl na základě rozboru změněn tvar kanálku a systém vestavby z typu A na typ C, prokázalo, že se výkonnost zvýšila o 13 až 20 %, měrná spotřeba energie snížila o 8 až 18 % a že byly odstraněny potíže s poškozováním kvality zrna. Obdobné změny vestavby budou aplikovány při inovaci i u typové řady sušáren LSO.

vzduchotechnická vestavba šachty; kanálek; intenzita promíchávání; kritérium promíchávání; rovnoměrnost náhřevu; systém uspořádání; kritérium rovnoměrnosti; zvýšení výkonnosti; spotřeba energie; kvalita sušení

Intenzivní zemědělská velkovýroba vyžaduje použití takových technologických postupů, které umožňují nejen dosáhnout vysoké výkonnosti a kvality práce, ale i omezit negativní vlivy proměnných klimatických podmínek. Při výrobě zrnin je nejkritičtější úsekem sklizeň a posklizňové ošetření zrna. Kritickou operací je konzervace sklizeného vlhkého zrna. V našich podmínkách je nutné i pro budoucnost za základní metodu konzervace považovat teplovzdušné sušení.

Teplovzdušné sušení je proces energeticky náročný. Nutnost zachovat kvalitu zrna vymezuje období pro ošetření zrna jen krátkým úsekem. Proto je třeba využívat vysoce výkonných sušáren. Z hlediska nízké měrné spotřeby tepla to jsou sušárny jednoúčelové, speciálně konstruované pro sušení zrna. Daným požadavkům nejlépe vyhovují šachtové sušárny, které díky velkému objemu vsázky zrna dosahují velkých výkonů i poměrně nízké měrné spotřeby tepla. Ostatní známé principy sušení (např. vakuové, fluidní, proudové) nejsou pro velkovýrobu použitelné. Zásadní nevýhodou šachtových sušáren však je nerovnoměrnost procesu sušení, která má vliv na kvalitu práce a především na technicko-ekonomické parametry operace.

Z tohoto pohledu je naléhavě nutné zlepšit funkci vlastního pracovního orgánu — vzduchotechnické vestavby šachty sušárny, tvořené kanálky přivádějícími a odvádějícími sušící prostředí do šachty a z ní, jakožto základního okruhu otázek při řešení úspor energie, kvality práce i výkonnosti. Druhým okruhem jsou pak otázky využívání potenciálu sušícího prostředí (např. metodou recirkulace), uplatnění metod rekuperace tepla, racionalizace procesu ap.

Problematickou řešení konstrukčního detailu vzduchotechnické vestavby — vlastního tvaru a rozměru kanálu — se zabývalo mnoho autorů (např. Geržoj a Samočetov, 1955; Hall, 1957; Platonov, 1960 a jiní). Ke zdokonalení řešení šachty stanovili Okuň aj. (1976) tři kritéria:

- a) vlhkostní napětí ( $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$ ), udávající poměr výkonnosti k celkovému objemu šachty,
- b) měrná spotřeba prostředí ( $\text{m} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{t}^{-1}$ ), udávající poměr množství prostředí k hmotnosti náplně,
- c) koeficient zaplnění ( $-$ ), vyjadřující poměr obsahu náplně k celkovému obsahu šachty.

Pomocí těchto kritérií lze podle našeho názoru hodnotit úspěšnost konstrukce šachty, zejména z hlediska úspory materiálu na výrobu sušárny. Méně vhodná jsou pro posouzení rovnoměrnosti procesu, kvality práce a celkové efektivity.

Dosavadní práce na optimalizaci pracovních prostor sušáren sledovaly především řešení otázek z pohledu konstruktéra-strojaře. Mnohem menší pozornost byla věnována zdokonalení funkce z hlediska vlastního procesu sušení, z hlediska lepší kvality práce. Kvalitu zrna během sušení ovlivňuje hodnota nejvyššího náhřevu zrna (Pticyň, 1964; Pawlica, 1980). Je tedy potřeba, aby zdokonalování pracovních orgánů respektovalo biologický limit náhřevu zrna.

## METODA

Při ověřování prototypu sušárny typu SSZ-2 byly pozorovány nepříznivé jevy jak z hlediska kvality práce, tak i z hlediska dosahovaných technických parametrů. Podstata těchto jevů byla teoreticky analyzována a byl odhalen vliv tvaru a systému uspořádání vzduchotechnických kanálů v šachtě sušárny na výsledné technicko-ekonomické parametry (výkonnost, spotřeba energie) i na kvalitu práce (pokles klíčivosti a dalších kvalitativních prvků v procesu sušení) obilních sušáren.

Na základě těchto analýz byla odvozena obecně platná kritéria, s jejich pomocí je možné vyhodnotit různá konstrukční řešení pracovních orgánů šachtových obilních sušáren z hlediska intenzity a rovnoměrnosti sušícího procesu.

Průkaznost teoretických rozborů byla prověřena srovnáváním technicko-ekonomických a kvalitativních parametrů sušáren, a to při původním a novém řešení jejich pracovních orgánů.

Výkonnost sušárny byla měřena metodou tzv. základní zkoušky po ustálení poměrů: start měření, odběry průměrných vzorků vstupního a výstupního materiálu po 0,5 h, záznam hodnot teploty média, teploty zrna, teploty a relativní vlhkosti okolního vzduchu po 0,5 h, průchodnost — hmotnost suchého materiálu za čas zkoušky, spotřeba paliva za dobu zkoušky. Doba zkoušky: minimálně čtyři hodiny, maximálně deset hodin. Teploty zrna byly měřeny v termoláhvi, vlhkost zrna jsme zjišťovali vázkovou metodou v elektrické peci.

Kvalitu práce jsme posuzovali porovnáváním hodnot klíčivosti, popř. hodnot fyzikálně mechanických vlastností lepku u vzorků vstupního a výstupního materiálu.

## VLASTNÍ PRÁCE

Při našich výzkumných pracích se ukázalo jako nezbytné věnovat se zdokonalení pracovních orgánů sušárny — vzduchotechnické vestavby šachty, a to zejména ve dvou oblastech:

- a) zlepšení promíchávání zrna při sušení,
- b) dosažení lepší rovnoměrnosti procesu sušení, a to z hlediska uspořádání systému kanálů a vlivu tohoto systému na rovnoměrnost náhřevu sloupců zrna.

### KRITÉRIUM PROMÍCHÁVÁNÍ

Jedním ze základních požadavků intenzivního procesu sušení je požadavek na efektivní omývání povrchu jednotlivých zrn sušicím prostředím. Markantním příkladem je sušení ve vznosu, kde intenzita sušení může být značná, ale ekonomická efektivnost je malá. U šachtových sušáren, které suší materiál v pohyblivé svislé vrstvě, je intenzifikační požadavek omývání povrchu vyjádřen intenzitou promíchávání vrstvy.

Pracovní orgány šachty — vzduchotechnická vestavba — jsou pasivní. Při gravitačním pohybu vrstvy materiálu v šachtě se však uplatní jejich funkce promíchávání. Podílí se na ní především tvar, rozměry a vzájemná poloha vzduchotechnických kanálů. Rozbor funkce lze provést na tzv. „konstrukčním detailu vestavby“ (obr. 1).

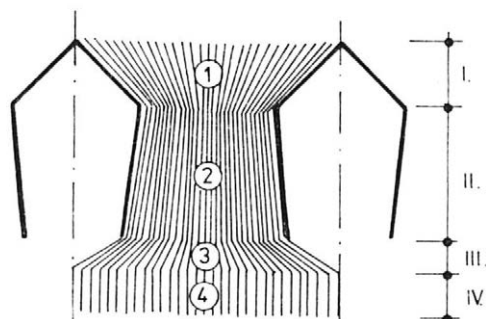
Svislá vrstva — sloupec — zrna při obtékání kanálů vzduchotechnické vestavby prochází úseky kontrakce, difúze a volného toku. Z hlediska intenzity promíchávání je žádoucí dosáhnout většího podílu aktivních úseků (kontrakce, difúze) a omezit úseky pasivní (volný tok). Intenzitu promíchávání daného konstrukčního detailu jako celku lze hodnotit pomocí tzv. kritéria promíchávání  $e$ .

Při odvození kritéria promíchávání lze vycházet z obecného schématu konstrukčního detailu (obr. 2) a z pořadí úseků (obr. 1). Poměrný součinitel promíchávání  $e'$ , vyjadřující souhrnně intenzitu promíchávání v aktivních úsecích, lze vyjádřit:

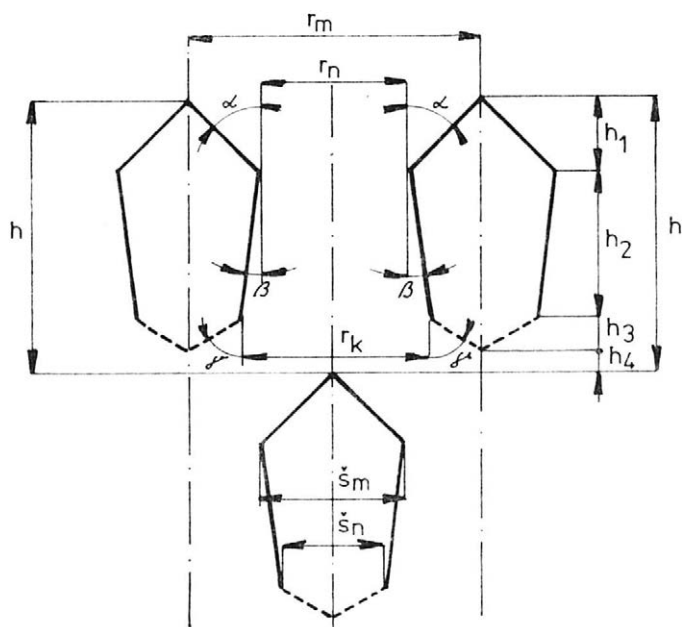
$$e' = (r_m \cdot r_n^{-1} \cdot h_1 + r_n \cdot r_k^{-1} \cdot h_2^{-1} + r_k \cdot r_m^{-1} \cdot h_3) \cdot h^{-1} \quad (—)$$

Pro zahrnutí vlivu pasivního úseku je vhodné vyjádřit tzv. objemový poměr  $i_o$ , který je dán jako podíl plochy aktivních úseků k ploše celkové:

$$i_o = \bar{S}_m (h_1 + h_3) + 2h_2 (2\bar{S}_m - \bar{S}_n) \cdot (2 \cdot r \cdot h)^{-1} \quad (—)$$



1. Funkce konstrukčního detailu vestavby (I — kontrakce, II — difúze, III — difúze, IV — volný tok) — Function of the structural element of the air distribution system (I — contraction, II — diffusion, III — diffusion, IV — free flow)



2. Označení rozměrů konstrukčního detailu vestavby — The dimensions of the structural element of the air distribution system

Redukováním součinitele promíchávání  $e'$  pomocí objemového poměru  $i_o$  lze získat kritérium promíchávání sloupce zrna v konstrukčním detailu vzduchotechnické vestavby  $e$ .

$$e = \frac{e'}{i_o} \quad [-]$$

Hodnotící rozsah hodnot kritéria promíchávání  $e$  je od 1,0 do 3,0, objemového poměru  $i_o$  0,0 až 0,5 a součinitele promíchávání  $e'$  1,0 až 1,5.

Výsledky analýzy konstrukčních detailů současných sušáren kritériem promíchávání  $e$  udává tab. I.

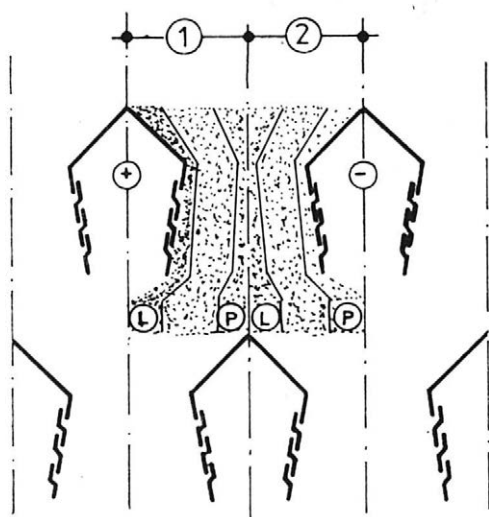
#### KRITÉRIA ROVNOMĚRNOSTI NÁHŘEVU $\eta_p$ A $\eta_s$

Při sesypu kolem kanálů vzduchotechnické vestavby se zrno štěpí na sloupce. Bylo zjištěno, že tyto sloupce nejsou u různých systémů ve-

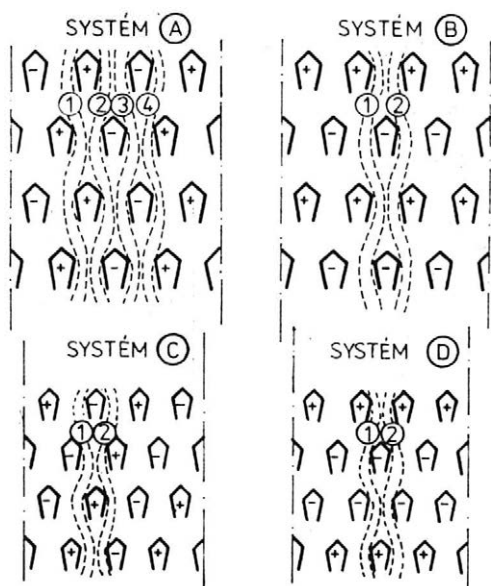
I. Vyhodnocení konstrukčních detailů vzduchotechnické vestavby kritériem promíchávání  $e$  — Evaluation of the structural elements of the air distribution system using the criterion of stirring  $e$

| Typ sušárny         | $e'$ | $i_o$ | $e$  |
|---------------------|------|-------|------|
| Rozsah hodnot — min | 1,0  | 0,0   | 1,0  |
| — max               | 1,5  | 0,5   | 3,0  |
| ZSPŽ-8              | 1,11 | 0,29  | 1,56 |
| Řada LSO            | 1,11 | 0,29  | 1,56 |
| SSZ-2 staré řešení  | 1,11 | 0,29  | 1,56 |
| T-663, M-807        | 1,41 | 0,50  | 2,82 |
| SSZ-2 nové řešení   | 1,27 | 0,39  | 2,08 |





3. Schéma náhřevu sloupců zrna 1 a 2 (L — levá mezní vrstva, P — pravá mezní vrstva) — Diagram of the heating of grain columns 1 and 2 (L — left marginal layer, P — right marginal layer)



4. Systémy uspořádání vstupních a výstupních kanálků vestavby (1, 2, 3, 4 — základní typy sloupců vestavby; + přívod sušicího prostředí, — odvod sušicího prostředí) — Systems of the arrangement of the inlet and outlet channels of the air distribution system (1, 2, 3, 4 — basic types of system columns; + supply of drying medium, — outlet of drying medium)

stavby shodně exponovány, tzn. že nejsou sušeny stejně intenzívně. I v sloupci samém vzniká nerovnoměrnost mezi expozicí pravé a levé mezní vrstvy (obr. 3). Sušící prostředí vystupující z přírodního kanálu má nejvyšší teplotu a nejmenší relativní vlhkost — mezní vrstva u přírodního kanálu je tedy sušena velmi tvrdým režimem, mezní vrstva u výstupního kanálu je naopak sušena při podstatně nižší teplotě prostředí a jeho vyšší relativní vlhkosti — tedy režimem měkkým. Mezní vrstvy ve středu mezi kanály jsou sušeny středním režimem při průměrných hodnotách sušicího prostředí.

Základní, prakticky použitelné symetrické systémy rozmístění vstupních a výstupních kanálků vzduchotechnické vestavby jsou znázorněny na obr. 4 a jsou označeny A, B, C, D. Pro vyšetření vlivu použitého systému rozmístění na rovnoměrnost sušení, a tedy i na kvalitu sušení a na technicko-ekonomické parametry, použijeme kritéria rovnoměrnosti náhřevu sloupce  $\eta_v$  a kritéria rovnoměrnosti náhřevu systému vestavby  $\eta_s$ . Kritéria vyjadřují poměr mezi nejvyšším a nejnižším průměrným teplotním zatížením mezních vrstev  $\omega_{L,P}$  nebo celých sloupců  $\omega_v$ .

Doplňkovým údajem pro vyjádření poměrů je směrodatná odchylka  $S'$  a variační koeficient  $k_v$  pro sloupec nebo systém.

Kritérium rovnoměrnosti náhřevu sloupce potom bude:

$$\eta_v = \max \{i_1, i_2\} \quad i_1 = \frac{\omega_L}{\omega_P}; \quad i_2 = \frac{\omega_P}{\omega_L}$$

| Systém              | A     |       |       |       |       |       |       |       |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Sloupec             | 1     |       | 2     |       | 3     |       | 4     |       |
| Mezní vrstva        | 1 L   | 1 P   | 2 L   | 2 P   | 3 L   | 3 P   | 4 L   | 4 P   |
| $\omega_{L,P}$ (°C) | 65    | 65    | 65    | 35    | 35    | 35    | 35    | 65    |
| $S'$ (—)            | 17,30 | 17,30 | 17,30 | 17,30 | 17,30 | 17,30 | 17,30 | 17,30 |
| $k_v$ (—)           | 0,27  | 0,27  | 0,27  | 0,49  | 0,49  | 0,49  | 0,49  | 0,27  |
| $\omega_v$ (°C)     | 65    |       | 50    |       | 35    |       | 50    |       |
| $S'$ (—)            | 16,04 |       | 22,68 |       | 16,04 |       | 22,68 |       |
| $k_v$ (—)           | 0,25  |       | 0,45  |       | 0,46  |       | 0,45  |       |
| $\eta_v$ (—)        | 1,00  |       | 1,86  |       | 1,00  |       | 1,86  |       |

a kritérium rovnoměrnosti náhřevu celého systému:

$$\eta_s = \frac{\omega_v \max}{\omega_v \min}$$

Je-li zrno při průchodu daným sloupcem rovnoměrně teplotně zatěžováno, kritérium  $\eta_v = 1$ ; vyskytují-li se rozdíly v teplotním zatížení, hodnota  $\eta_v$  je větší než 1 a roste úměrně s podílem maxima a minima náhřevu. Kritérium  $\eta$  vyjadřuje násobek tepelného přetížení jedné mezní vrstvy proti druhé nebo přetížení nejzatíženějšího sloupce systému proti nejméně zatíženému sloupci.

Teoretický rozsah hodnot pro  $\eta_v$ ;  $\eta_s$  je  $[1; \infty)$ . Systém zajišťuje rovnoměrnost při výsledku  $\eta_v = 1$  i  $\eta_s = 1$ .

Pro názornost volíme modelové teplotní zatížení, dané rozdílem teploty sušicího prostředí a zrna na začátku procesu, podle obr. 3 takto:  $\omega_{1L} = 80$  °C,  $\omega_{1P} = \omega_{2L} = 50$  °C,  $\omega_{2P} = 20$  °C. Výsledky aplikace na systémech A, B, C, D podle obr. 4 v úsecích uzavřené kombinace, tj. čtyři řady kanálků po vertikále a dva nebo čtyři (u systému A) sloupce zrna,

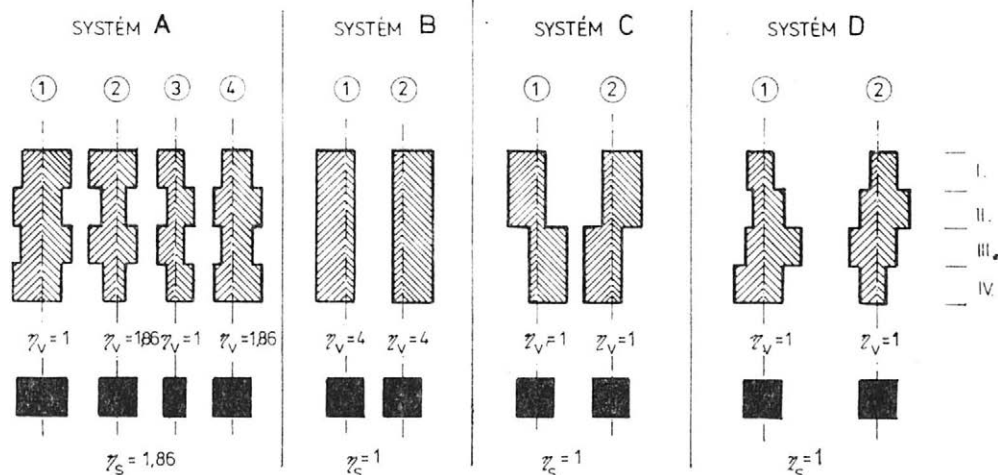
| Systém          | A     |    |    |    | B     |    | C     |    | D     |    |
|-----------------|-------|----|----|----|-------|----|-------|----|-------|----|
| Sloupec         | 1     | 2  | 3  | 4  | 1     | 2  | 1     | 2  | 1     | 2  |
| $\omega_v$ (°C) | 65    | 50 | 35 | 50 | 50    | 50 | 50    | 50 | 50    | 50 |
| $\omega_s$ (°C) | 50    |    |    |    | 50    |    | 50    |    | 50    |    |
| $S'$ (—)        | 21,55 |    |    |    | 32,07 |    | 21,91 |    | 32,07 |    |
| $k_v$ (—)       | 0,43  |    |    |    | 0,64  |    | 0,44  |    | 0,64  |    |
| $\eta_v$        | 1,86  |    |    |    | 1,00  |    | 1,00  |    | 1,00  |    |

| B     |      |       |      | C     |       |       |       | D     |       |       |       |
|-------|------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1     |      | 2     |      | 1     |       | 2     |       | 1     |       | 2     |       |
| 1 L   | 1 P  | 2 L   | 2 P  | 1 L   | 1 P   | 1 L   | 1 P   | 1 L   | 1 P   | 1 L   | 1 P   |
| 80    | 20   | 80    | 20   | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    | 50    |
| 0,00  | 0,00 | 0,00  | 0,00 | 24,50 | 24,50 | 24,50 | 24,50 | 42,40 | 42,40 | 42,40 | 42,40 |
| 0,00  | 0,00 | 0,00  | 0,00 | 0,49  | 0,49  | 0,49  | 0,49  | 0,85  | 0,85  | 0,85  | 0,85  |
| 50    |      | 50    |      | 50    |       | 50    |       | 50    |       | 50    |       |
| 34,64 |      | 34,64 |      | 22,68 |       | 22,68 |       | 34,64 |       | 34,64 |       |
| 0,69  |      | 0,69  |      | 0,45  |       | 0,45  |       | 0,69  |       | 0,69  |       |
| 4,00  |      | 4,00  |      | 1,00  |       | 1,00  |       | 1,00  |       | 1,00  |       |

udávají tab. II a III. Graficky je pak nerovnoměrnost systémů patrna z obr. 5.

#### PRAKTICKÉ OVĚŘENÍ TEORETICKÝCH ROZBORŮ

Rozbory konstrukčních řešení různých typů známých vestaveb z hlediska promíchávání a rovnoměrnosti náhřevu pomocí kritéria promíchávání  $e$  a kritérií rovnoměrnosti náhřevu  $\eta_v$  a  $\eta_s$  vedly k návrhu nového konstrukčního řešení šachty. V prototypu sušárny SSZ-2 byly používány kanálky typu ZPŽ-8 a systém vestavby typu A. Při ověřování



5. Nerovnoměrnost náhřevu mezních vrstev a sloupů zrna u jednotlivých systémů vestavby ( $\eta_v$  — kritérium rovnoměrnosti sloupce,  $\eta_s$  — kritérium rovnoměrnosti systému) — The irregularity of the heating of the marginal layers and columns of grain in different air distribution systems ( $\eta_v$  — criterion of the uniformity of the column,  $\eta_s$  — criterion of the uniformity of the system)

| Druh obilí         | Teplota média |     | Vlhkost zrna |          |           | Průchodnost<br>t. h <sup>-1</sup> | Výkonnost                       |                    | Měrná spotřeba tepla<br>KJ. kg <sup>-1</sup> |
|--------------------|---------------|-----|--------------|----------|-----------|-----------------------------------|---------------------------------|--------------------|----------------------------------------------|
|                    | Ip            | Iip | vstupní      | výstupní | od-sušená |                                   |                                 |                    |                                              |
|                    | °C            | °C  | %            | %        | %         |                                   | t <sub>0</sub> .h <sup>-1</sup> | kg.h <sup>-1</sup> |                                              |
| Pšenice krmná      | 94            | 120 | 20,2         | 12,4     | 7,8       | 7,5                               | 58,5                            | 733                | 5711                                         |
| Pšenice krmná      | 99            | 115 | 17,8         | 13,7     | 4,1       | 15,0                              | 61,5                            | 748                | 5748                                         |
| Pšenice krmná      | 100           | 115 | 17,0         | 12,5     | 4,5       | 14,0                              | 63,0                            | 759                | 5514                                         |
| Ječmen krmný       | 80            | 106 | 20,1         | 15,2     | 4,9       | 13,0                              | 63,8                            | 797                | 4291                                         |
| Ječmen krmný       | 70            | 90  | 20,2         | 13,4     | 6,8       | 7,6                               | 51,7                            | 647                | 5192                                         |
| Ječmen sladovnický | 66            | 76  | 17,3         | 14,4     | 2,9       | 11,0                              | 31,9                            | 385                | —                                            |
| Ječmen sladovnický | 74            | 81  | 18,3         | 15,0     | 3,3       | 13,2                              | 43,5                            | 533                | —                                            |

tohoto prototypu byly konstatovány nedostatečné parametry jak výkonnostní, tak i z hlediska kvality sušení. Na základě rozborů byla šachta přepracována. Nové řešení sušáren SSZ-2 používá zcela nový tvar kanálků a systém rozmístění C.

Tab. IV uvádí parametry naměřené při původním řešení, tab. V parametry dosažené u nového řešení. Jiné změny v pracovní části sušárny se nedělaly, takže výsledek reprezentuje vliv nového tvaru kanálku a nového systému vestavby souhrnně.

## DISKUSE

Výsledky svědčí o tom, že u konstrukčního detailu odvozeného od základního typu sušárny ZSPŽ-8 (tj. i sušárny řady LSO a staré provedení SSZ-2) je úroveň promíchávání nízká. Lze to zdůvodnit tím, že v této vývojové etapě byl důraz položen na zajištění maximálního poměru množství sušicího vzduchu k objemu zrna; v souvislosti s tím se kanály v úseku  $h_2$  opatřovaly průduchy a stěna se z výrobních důvodů volila svislá. Rovněž ostatní rozměry sledovaly především výrobní hledisko a promíchávací funkce nebyla respektována.

Vysoké hodnoty kritéria v detailu typu T-663 jsou v celkovém efektu kompenzovány jeho výrobní, a tedy i ekonomickou náročností. Nové provedení konstrukčního detailu u sušárny SSZ-2 podstatně zlepšilo promíchávání při zachování přenosu velkého množství vzduchu. Zvýšení hodnoty kritéria  $e$  o 0,52, tj. o 93 %, představovalo podstatné zlepšení, které se projevilo ve vyšší výkonnosti i v lepší kvalitě práce.

Hodnocení rovnoměrnosti sušení v různých systémech vestaveb pomocí standardních parametrů — směrodatné odchylky a variačního koeficientu — má omezené použití. Strídání teplotního zatížení není u sušení negativním jevem. Naprosto nežádoucí je však rozdílné zatížení jednotlivých sloupců, popřípadě i mezních vrstev. Navržená kritéria  $\eta_v$  a  $\eta_s$  umožňují rychlé vyhodnocení.

Nejdůležitějším kritériem je kritérium rovnoměrnosti náhřevu ce-

| Číslo zkoušky | Druh obilí         | Teplota média |     | Vlhkost zrna |          |          | Průchodnost<br>t.h <sup>-1</sup> | Výkonnost<br>t <sup>0</sup> .h <sup>-1</sup> kg.h <sup>-1</sup> |      | Měrná spotřeba tepla<br>KJ.kg <sup>-1</sup> |
|---------------|--------------------|---------------|-----|--------------|----------|----------|----------------------------------|-----------------------------------------------------------------|------|---------------------------------------------|
|               |                    | Ip            | IIP | vstupní      | výstupní | odsušená |                                  |                                                                 |      |                                             |
|               |                    | °C            | °C  | %            | %        | %        |                                  |                                                                 |      |                                             |
| 1             | pšenice krmná      | 96            | 104 | 18,8         | 15,0     | 3,8      | 20,2                             | 76,8                                                            | 907  | 4639                                        |
| 2             | pšenice krmná      | 98            | 103 | 17,6         | 14,3     | 3,3      | 22,3                             | 73,4                                                            | 856  | 4819                                        |
| 3             | pšenice osivová    | 60            | 70  | 17,6         | 14,1     | 3,5      | 16,5                             | 57,8                                                            | 701  | 4856                                        |
| 4             | ječmen sladovnický | 68            | 76  | 17,7         | 14,0     | 3,7      | 18,5                             | 68,4                                                            | 832  | 4806                                        |
| 5             | pšenice krmná      | 112           | 128 | 20,0         | 14,7     | 5,3      | 12,8                             | 67,8                                                            | 848  | 5455                                        |
| 6             | pšenice krmná      | 105           | 126 | 22,1         | 14,8     | 7,3      | 11,3                             | 82,5                                                            | 1058 | 4372                                        |
| 7             | ječmen sladovnický | 62            | 73  | 15,9         | 13,9     | 2,0      | 17,5                             | 35,0                                                            | 417  | 6927                                        |
| 8             | ječmen sladovnický | 75            | 87  | 16,7         | 13,9     | 2,8      | 15,9                             | 44,5                                                            | 534  | 6398                                        |

Zkoušky 1 až 4 dělala SZLPS (1975), zkoušky 5 až 8 autor (1980).

lého systému  $\eta_s$ . Velká hodnota  $\eta_s$  svědčí o celkové nerovnoměrnosti, takže v některém sloupci se zrno zbytečně přesušuje, v jiném je sušení nedostatečné. To svědčí o špatném využití energie i o nízké měrné výkonnosti, vztahené na objem šachty.

Kritérium rovnoměrnosti náhřevu sloupce  $\eta_v$  odhaluje dílčí nerovnoměrnost, která se nepříznivě projeví zejména z hlediska kvality sušení. Např. při sušení osiv musí sušárna s velkým  $\eta_v$  používat mnohem nižší sušicí teploty s ohledem na kritickou přetěžovanou vrstvu. Pro zhodnocení funkce lze využít grafického znázornění teplotního zatěžování vrstev při sestupu zrna v šachtě sušárny (obr. 4).

Výrazně nejhorší rovnoměrnost je u systému A; začal se používat u sušáren ZSPŽ-8, u nichž měl umožnit nátok sušicího prostředí do kanálku pomocí svislých usměrňovacích plechů. Tento systém je nevhodný z hlediska výkonnosti, ale především z hlediska kvality zrna při sušení (tj. klíčivosti, obsahu lepku ap.). Sušárny používající tohoto systému nejsou vhodné ani pro sušení potravinářského obilí a působí obtíže při regulaci procesu sušení. Systém A používají i sušárny typové řady LSO z n. p. TMS Pardubice.

Systém B je ze všech systémů nejrozšířenější; používají jej sušárny T-663, M-807, DSP a mnohé jiné zahraniční sušárny. Z hlediska výkonnosti je vyhovující, protože jednotlivé sloupce jsou zatěžovány shodně. Nevyhovuje však z hlediska efektivního sušení materiálu, u kterého se nesmí snížit kvalita. Nepříznivé důsledky tohoto systému lze z části kompenzovat vysokou intenzitou promíchávání, popř. nerovnoměrností rychlosti sestupu zrna (Pawlica, 1982).

U systému C je rovnoměrnost sloupců i obou mezních vrstev dokonalá. Postup teplotního zatížení zrna v mezní vrstvě je vyjádřen sinusoidou, takže se vytvářejí optimální podmínky pro vyrovnávání zatížení ve vrstvě. Systém C, který je nejvhodnějším systémem pro sušení osiv, je použit u sušárny SSZ-2 Kovodružstva Strážov.

Systém D vykazuje rovněž dobrou rovnoměrnost s inverzí maxim a minim. Je vhodný pro určité speciální aplikace v souvislosti s doplňkovými opatřeními.

## ZÁVĚR

Tvar kanálku vzduchotechnické vestavby ovlivňuje promíchávání zrna při sušení. Pomocí kritéria promíchávání  $e$  byl vyhodnocen účinek u dosavadních provedení a na základě rozboru pak bylo navrženo nové provedení, které bylo realizováno na sušárně typu SSZ-2.

Pomocí navržených kritérií rovnoměrnosti náhřevu sloupce  $\eta_v$  i systému  $\eta_s$  byla odhalena špatná funkce šachet obilních sušáren, které používají systému A, částečně i systému B. Na základě rozboru pak byl pro sušárnu SSZ-2 navržen systém C, který byl od roku 1974 realizován v sériové výrobě.

Rovněž při inovaci sušáren typu LSO z n. p. TMS Pardubice, která probíhá v současné době, byly projekčním týmem převzaty poznatky o promíchávání a o rovnoměrnosti náhřevu vrstev; nová sušárna používá systému vestavby C, tvar kanálku je obdobný jako u typu SSZ-2.

Výsledky praktického ověřování prokazují, že změna tvaru kanálku a změna systému uspořádání vestavby u sušárny SSZ-2 přinesla podstatné zvýšení výkonnosti sušárny (o 100 až 150 kg odpařené vody za hodinu, tj. o 13 až 20 %) při zachování celkových rozměrů. Přinesla pokles měrné spotřeby energie cca o 0,5 až 1 MJ na kilogram odpařené vody, tj. o 8 až 18 %.

Zásluhou nového provedení šachty bylo umožněno efektivně sušit v sušárnách SSZ-2 osivo, sladovnický ječmen i potravinářské obilí tak, aby se nesnižovala kvalita.

## Použitá označení

- $e'$  — poměrný součinitel promíchávání (—)
- $i_o$  — objemový poměr (—)
- $e$  — kritérium promíchávání sloupce zrna (—)
- $\eta_v$  — kritérium rovnoměrnosti náhřevu sloupce zrna (—)
- $\eta_s$  — kritérium rovnoměrnosti náhřevu systému vestavby (—)
- $\omega_{L,P}$  — teplotní zatížení mezní vrstvy (L — levá, P — pravá) (°C)
- $i$  — poměr teplotního zatížení (—)
- $S'$  — směrodatná odchylka od průměru teplotního zatížení (°C)
- $k_v$  — variační koeficient teplotního zatížení (—)

## Literatura

- GERŽOJ, A. P. — SAMOČETOV, V. F.: Sušení zrní. Praha, Stát. zeměd. nakl. 1955.
- HALL, C. W.: Drying farm crops. Reynoldsburg, Agric. consult. Assoc. Inc. 1957.
- OKUŇ, G. S. a kol.: Sozdanije šachtnoj zernosušilki 40 t.h<sup>-1</sup>. Moskva, Vsesojuz. Inst. Mech. 1974.
- PAWLICA, R.: Procesy sušení zrna ve velkovýrobních podmínkách. [Kandiátská disertace.] Praha 1980. — Výzkumný ústav zemědělské techniky.
- PAWLICA, R.: Nerovnoměrnost rychlosti sestupu zrna v šachtě obilní sušárny. Zeměd. Techn., 28, 1982, č. 6, s. 321-332.
- PTICYN, S. D.: Zernosušilki. Moskva, Mašinostrojenije 1964.
- PLATONOV, P. N.: Avtomatizacija šachtnych zernosušilok. Moskva, Kolos 1962.

Došlo dne 5. 11. 1984



ПАВЛИЦА, Р. (Научно-исследовательский институт сельхозтехники, Прага - Ржепы): Совершенствование функции рабочих органов зерносушилок. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 285-296.

Рабочие органы зерносушилок — воздухотехнические каналы внутришахтного устройства — анализировались с точки зрения влияния на перемешивание зерна и равномерность его нагрева. Интенсивность перемешивания оценивалась критерием перемешивания  $e$ , результаты были следующими: внутреннее устройство типа ZSPŽ-8 и LSO  $e = 1,56$ ; типа T-664 и M-807  $e = 2,82$ ; новое выполнение SSZ-2  $e = 2,08$ . Критерии, по которым оценивались основные системы размещения каналов, были следующими: равномерность нагрева столбца  $\eta_v$  и равномерность нагрева всей системы  $\eta_s$ . Крупные недостатки проявились в системе A используемого типа ZSPŽ-8 и LSO, у которого значение  $\eta_s = 1,86$ ; не удовлетворяет и система B используемого типа T-663, DSP и другие, поскольку значение  $\eta_s$  хотя и  $= 1$ , однако  $\eta_v = 4$ . Удовлетворяют системы C и D, у которых  $\eta_s$  и  $\eta_v = 1$ . Практическая проверка у сушилки SSZ-2, у которой — на основе анализа — форма канала и система внутреннего устройства типа A была переделана на тип C доказала, что производительность повысилась на 13—20 %, удельный расход энергии понизился на 8—18 % и что были устранены затруднения с нарушением качества зерна. Аналогичные изменения внутреннего устройства будут учтены при нововведении также у типового ряда сушилок LSO.

воздухотехнические внутришахтные устройства; канал; интенсивность перемешивания; равномерность нагрева; система организации; критерий равномерности; повышение производительности; расход энергии; качество сушки

PAWLICA, R. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Řepry): Improving the Function of the Working Elements of Grain Driers. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 285-296.

The channels of the air-distribution system of the shaft as the working elements of the grain drier were analyzed for the effect on grain stirring and uniform heating. The intensity of stirring was evaluated on the basis of the stirring criterion  $e$  and the results were as follows: air-distribution system types ZSPŽ-8 and LSO  $e = 1,56$ ; types T-664 and M-807  $e = 2,82$ ; the newly designed system SSZ-2  $e = 2,08$ . The following criteria were used for the evaluation of the basic systems of the distribution of channels: uniformity of the heating of column  $\eta_v$  and uniformity of the heating of the whole system  $\eta_s$ . Serious drawbacks were found in system A used in the ZSPŽ-8 and LSO types where the value of  $\eta_s$  was 1.86. Neither is system B, used in the T-663, DSP and other types, satisfactory: although its  $\eta_s$  is 1, its  $\eta_v$  is as high as 4. The satisfactory systems are those denoted as C and D with  $\eta_s$  and  $\eta_v$  equal 1. On the basis of the analysis, channel shape was changed in the SSZ-2 drier and its air distribution system A was replaced by C. In practical tests the performance of the drier increased by 13—20 %, the specific power consumption decreased by 8—18 %, and the problems associated with grain quality impairment were removed. Similar changes in the air-distribution system of the shaft will be made in the innovation of the LSO series of driers.

air-distribution system of shaft; channel; intensity of stirring; stirring criterion; uniformity of heating; system of arrangement; criterion of uniformity; increase in performance; power demand; drying quality

PAWLICA, R. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Řepry): Vervollkommnung der Funktion der Arbeitsorgane der Getreidetrockner. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 285-296.

Es werden die Arbeitsorgane des Getreidetrockners — die Kanäle des lufttechnischen Einbaus des Schachtes — in bezug auf den Einfluß auf die Mischung des Kornes und auf die Gleichmäßigkeit der Erwärmung der zu behandelnden Körner analysiert. Die Mischungsintensität wurde anhand des Mischungskriteriums  $e$  bewertet und es wurden dabei folgende Ergebnisse erzielt: Einbau vom Typ ZSPŽ-8 und LSO  $e = 1,56$ ; Einbau vom Typ T-664 und E-807  $e = 2,82$ ; neue Lösung SSZ-2  $e = 2,08$ . Als Kriterien der Beurteilung der Grundsysteme der Verteilung der einzelnen Kanäle dienten: Gleichmäßigkeit der Säulenerwärmung  $\eta_v$  und Gleichmäßigkeit der Erwärmung des ganzen Systems  $\eta_s$ . Schwerwiegende Mängel traten im Sy-

stem A auf, das bei den Typen ZSPŽ-8 und LSO angewendet worden war, wo der Wert  $\eta_s$  1,86 betrug; nicht einmal das System B, das bei den Typen T-663, DSP, u. a. angewendet wird, ist zufriedenstellend, da der Wert  $\eta_s$  zwar 1 beträgt, der Wert  $\eta_v$  beträgt aber schon 4. Vollkommen zufriedenstellend sind die Systeme C und D, bei denen die Werte  $\eta_s$  und  $\eta_v$  1 betragen. Die praktische Überprüfung beim Trockner SSZ-2, wo aufgrund der Analyse die Form der Kanäle und das Einbausystem vom Typ A zum Typ C modifiziert worden sind, zeigte, daß die Leistung um 13 bis 20 % zunahm, der Meßenergieverbrauch um 8 bis 18 % abnahm und daß die mit der Beschädigung des Kornes zusammenhängenden Schwierigkeiten beseitigt werden konnten. Ähnliche Veränderungen des Einbaus sollen bei der Innovation auch bei der Typenreihe der LSO-Trockner durchgeführt werden.

lufttechnischer Einbau des Schachts; Kanäle; Mischungsintensität; Mischungskriterium; Erwärmungsgleichmäßigkeit; Anordnungssystem; Gleichmäßigkeitskriterium; Leistungssteigerung; Energieverbrauch; Trocknungsqualität

---

*Adresa autora:*

Ing. Rudolf Pawlica, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, 163 07 Praha 6 - Řepy

---

# POSOUZENÍ ZPŮSOBŮ ŘEŠENÍ MATERIÁLOVÉHO TOKU PŘI SKLIZNI PÍCNIN SKLÍZECÍMI ŘEZAČKAMI

J. Šrefl

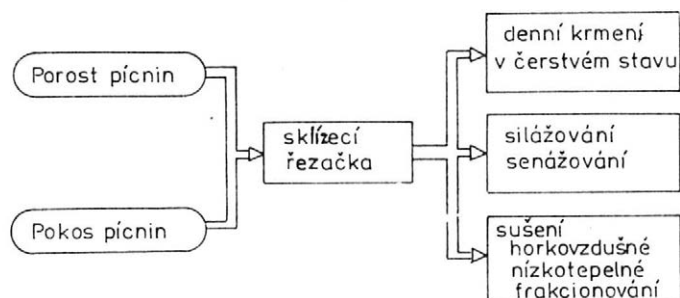
ŠREFL, J. (Vysoká škola zemědělská, Brno): *Posouzení způsobů řešení materiálového toku při sklizni pícnin sklízecími řezačkami*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 297-315.

Sklízecí řezačky patří mezi nejvýznamnější stroje používané při sklizni pícnin. V nedávném období se při jejich vývoji významně zvýšila jejich výkonnost. Tím se podstatně zvýšily i nároky na řešení toku materiálu z pole na stacionární pracoviště strojních linek. Prozatím převažující řešení s nakládáním řezanky do vedle jedoucí dopravní soupravy je spojeno s mnoha nevýhodami. Nová technická řešení toku materiálu jsou obvykle charakterizována vložením mezizásobníku. V práci jsou modelovým způsobem posouzeny vybrané varianty technického řešení materiálového toku při sklizni pícnin v čerstvém stavu sklízecími řezačkami traktorovými i samojízdnými bez zásobníku, se zásobníkem i s možností připojení návěsu za řezačku. Variantně je posuzována doprava traktorová a automobilová s rozdílnými ložnými objemy. Posuzované ukazatele charakterizují potřebu mechanizačních prostředků a potřebu strojové práce; energetická náročnost je vyjádřena celkovým instalovaným výkonem a celkovou materiálovou náročností, ekonomický dopad je vyjádřen ukazatelem investiční náročnosti. Posouzení ukazatelů u jednotlivých řešení dost jednoznačně vyznívá ve prospěch mezizásobníku. Nepříznivě se projevuje rozpor mezi výkonností jednotlivých článků strojní linky. Vztah mezi traktorovou a automobilovou dopravou je nutné citlivě posuzovat. U většiny řešení se projevuje jako účelnější zvýšit ložný objem než dopravní rychlost, pokud jsou tyto faktory postaveny alternativně.

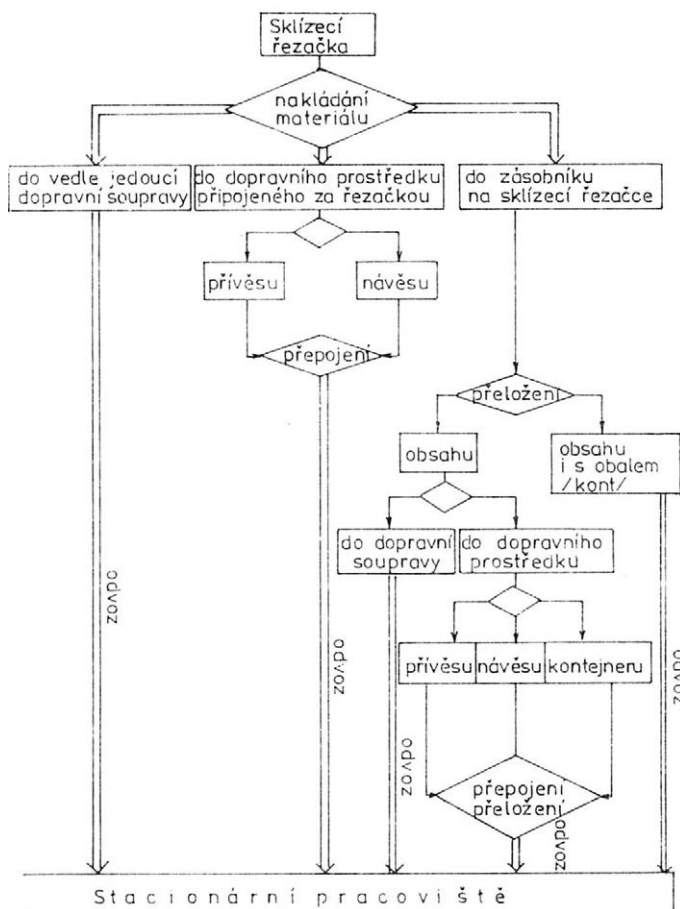
strojní linka; materiálový tok; sklízecí řezačka; mezizásobník

V posledním desetiletí se výrazně rozšířilo využívání sklízecích řezaček při sklizni pícnin. Sklízecí řezačky se používají při sklizni zelené i zavadlé píce k dennímu krmení, silážování, horkovzdušnému i nízkoteplotnímu sušení (obr. 1).

1. Formy konzervace a využití pícnin po sklízecí řezačce — Forms of the preservation and use of forage harvested by the chopper-harvester



2. Řešení toku materiálu od sklízecích řezaček  
— The variants of material flow from chopper-harvesters



Ustoupilo používání traktorových přívěsových řezaček, došlo k výraznému přechodu na řezačky samojízdné, převážně s nakládáním materiálu do vedle jedoucích dopravních souprav.

Vzhledem k poměrně vysokým výnosům píce a zvyšujícím se výkonnostem sklízecích řezaček se zvyšují i požadavky na řešení materiálového toku pořezaného materiálu. Při nakládání materiálu ze sklízecích řezaček, jejichž výkonnost přesahuje 50 t.h<sup>-1</sup>, dochází k velmi rychlému naplnění ložného prostoru vedle jedoucí soupravy. Její ložný objem se u dostupných technických řešení obvykle pohybuje v rozmezí 14 až 25 m<sup>3</sup>, což vyžaduje příliš častou výměnu naplněných dopravních souprav. Z tohoto důvodu i z důvodu poměrně vysokých ztrát úletem pořezaných částic je řešení materiálového toku nakládáním do vedle jedoucích dopravních souprav nevyhovující.

Jako vhodné řešení se ukazuje vložení mezizásobníků do materiálového toku ve strojních linkách (Š r e f l, 1979) ať už připojením stabilního zásobníku na sklízecí řezačku (např. Field Queen), stálým připojením za sklízecí řezačku (např. Dania D-5500), popřípadě jako kontejneru (např. Kockhum).

Některá z těchto technických řešení charakterizoval S t r o u h a l

(1980), sklízecí řezačku s připojeným zásobníkem popsal L a n ě a (1976), sklízecí řezačku s kontejnerovým zásobníkem L u c a s (1978). Koncepce rozvoje zemědělské dopravy (F i š e r a j., 1978) s nutností nového přístupu k řešení materiálového toku rovněž počítá.

Schématické znázornění možností řešení toku materiálu ze sklízecích řezaček je uvedeno na obr. 2.

Vložení mezizásobníku do materiálového toku představuje sice zvýšení počtu manipulačních operací (minimálně o jednu), což je neúčelné při přepravě na krátké vzdálenosti, výhodou je však uvolnění vazby mezi sklízecím a dopravním článkem strojní linky, které se příznivě projevuje v plynulé činnosti strojní linky. Další výhodou je, že energetický prostředek (tahač návěsů, přívěsů, nosič kontejnerů apod.) nemusí být přítomen během plnění ložného prostoru dopravního prostředku (tj. návěsu, přívěsu, kontejneru). Tím se zvýší efektivnost jeho využití, sníží se spotřeba pohonných hmot snížením neproduktivních přejezdů s plněným dopravním prostředkem.

Přestože se způsob technického řešení toku materiálu ve strojních linkách výrazně projevuje na jejich výsledných ukazatelích, nebyla této problematice dosud věnována dostatečná pozornost.

V práci jsou modelovým způsobem posouzeny vybrané varianty technického řešení materiálového toku při sklizni píce v čerstvém stavu sklízecími řezačkami traktorovými i samojízdnými bez zásobníku, se zásobníkem i s možností připojení návěsu za řezačku. Variantně je posuzována doprava traktorové i automobilové s rozdílnými ložnými objemy.

Metodický postup využívá matematického modelu sestaveného na VŠZ Brno (Š r e f l a Š t e f a n o v á, 1983). Vstupní údaje pro výpočet byly naměřeny v podnicích, ve kterých byla část vybraných technických řešení ověřována (OSSS Bezno, JZD Louňovice, Státní statek Rokycany). Pro možnost objektivního zobecnění výsledných ukazatelů byla část vstupních údajů konfrontována s literárními prameny.

## CHARAKTERISTIKA VSTUPNÍCH ÚDAJŮ

Do výběru byly zahrnuty čtyři základní typy sklízecích řezaček:

1. traktorová sklízecí souprava Z-8011 + SKPU-220,
2. samojízdná řezačka SPS-35 s adaptérem Z-331,
3. samojízdná řezačka s návěsným sedlem pro připojení návěsu Promill Apollo 4 X 2,
4. samojízdná řezačka s připojeným vysokozdvížným zásobníkem Dania D-5500.

Variantně jsou posuzována různá řešení dopravního článku (číslo varianty odpovídá označení varianty v grafickém znázornění):

1. traktorová souprava Z-8011 + RUR-5V,
2. traktorová souprava Z-8011 + Horal 13 SKBD,
3. traktorová souprava Z-8011 + NTVS-7,
4. automobilová souprava IFA W-50 LA/Z + nástavba KA-16,
5. automobilová souprava T-815 Agro + nástavba V-1010,
6. automobilová souprava T-813 NT + návěs s nástavbou NS-26280,
7. automobilová souprava T-813 NT + velkoobjemový návěs SR-19.

U traktorové sklízecí řezačky je posuzována i možnost připojení traktorových návěsů při plnění, u sklízecí řezačky se zásobníkem jsou posuzovány dvě varianty:

1. dopravní souprava zajíždí ke sklízecí řezačce s naplněným zásobníkem,

# I. Charakteristika mechanizačních prostředků — Characteristics of the machines

| Značka<br>mechanizačního prostředku | Výkon<br>motoru | Kon-<br>strukční<br>záběr | Ložný<br>objem<br>(objem<br>zásob-<br>níku) | Hmot-<br>nost | Orientační<br>cena  |
|-------------------------------------|-----------------|---------------------------|---------------------------------------------|---------------|---------------------|
|                                     | kW              | m                         | m <sup>3</sup>                              | t             | 10 <sup>3</sup> Kčs |
| Z-8011                              | 58              | —                         | —                                           | 4,51          | 105,93              |
| SKPU-220                            | —               | 2,20                      | —                                           | 2,50          | 46,80               |
| SPS-35 + Z-331                      | 170             | 4,27                      | —                                           | 7,88          | 393,30              |
| Promill Apollo 4 × 2                | 184             | 3,60                      | —                                           | 6,45          | 450,00              |
| Dania D-5500                        | 177             | 3,66                      | 16,5                                        | 6,20          | 440,00              |
| RUR 5 V                             | —               | —                         | 14,0                                        | 2,38          | 37,54               |
| Horal 13 SkBD                       | —               | —                         | 25,0                                        | 2,00          | 40,30               |
| NTVS-7                              | —               | —                         | 50,0                                        | 3,80          | 70,00               |
| IFA W-50 LA/Z + KA-16               | 92              | —                         | 16,0                                        | 6,54          | 141,75              |
| T-815 Agro + V-1010                 | 188             | —                         | 28,5                                        | 9,98          | 420,00              |
| T-813 NT                            | 198             | —                         | —                                           | 7,00          | 278,30              |
| NS-26280                            | —               | —                         | 50,0                                        | 8,32          | 170,00              |
| SR-19                               | —               | —                         | 62,0                                        | 9,58          | 195,00              |

2. sklízecí řezačka s naplněným zásobníkem zajišťuje k odstavenému dopravnímu prostředku.

Aby mohly být některé technické principy realizovány v praxi, vyžadují určité technické úpravy. Poněvadž účelem předkládané práce je posoudit vliv změny vstupních parametrů na výsledné ukazatele u jednotlivých technických řešení, je tento fakt v modelovém řešení pomínut.

Základní technické údaje o použitých mechanizačních prostředcích jsou uvedeny v tab. I.

# II. Průměrná přepravní rychlost (km . h<sup>-1</sup>) — The average transport speed (km . h<sup>-1</sup>)

|                      | Přepravní vzdálenost (km) |    |    |    |
|----------------------|---------------------------|----|----|----|
|                      | 1                         | 3  | 5  | 10 |
| Traktorová doprava   | 15                        | 18 | 20 | 22 |
| Automobilová doprava | 20                        | 30 | 35 | 40 |

Pro modelové řešení byly použity údaje ze zemědělského podniku, který pěstuje vojtěšku na výměře 595 ha s výnosem 20 tun zelené hmoty z hektaru. Objemová hmotnost pořezané vojtěšky se předpokládá 0,4 t . m<sup>-3</sup>.

Cílem práce je posoudit různé varianty technického řešení, a proto se pro všechny varianty počítá se stejnou rychlostí samojízdných řezaček  $v_p = 6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , u soupravy s traktorovou řezačkou  $v_p = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Všechny varianty technického řešení jsou posuzovány v rozmezí přepravních vzdáleností 1 až 10 km. Průměrné přepravní rychlosti pro traktorovou i automobilovou dopravu pro různé přepravní vzdálenosti jsou uvedeny v tab. II.



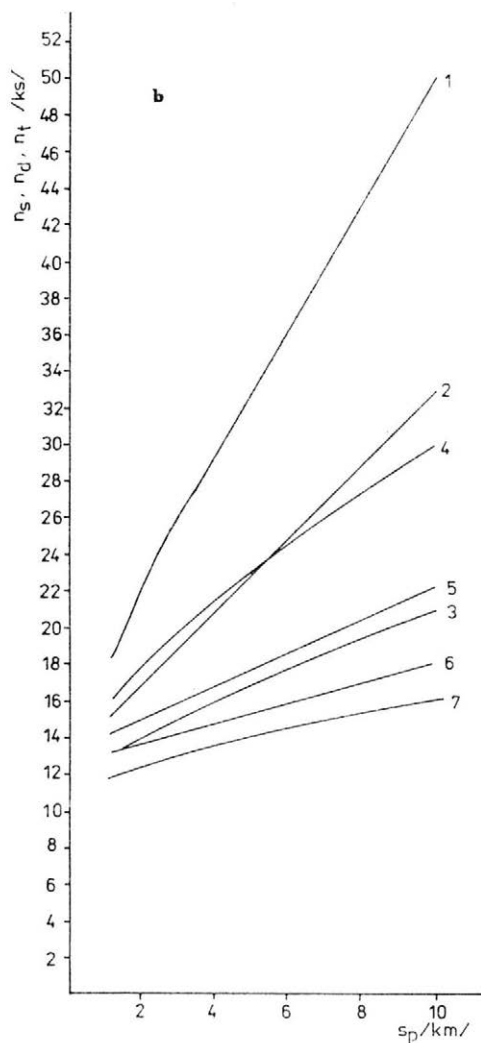
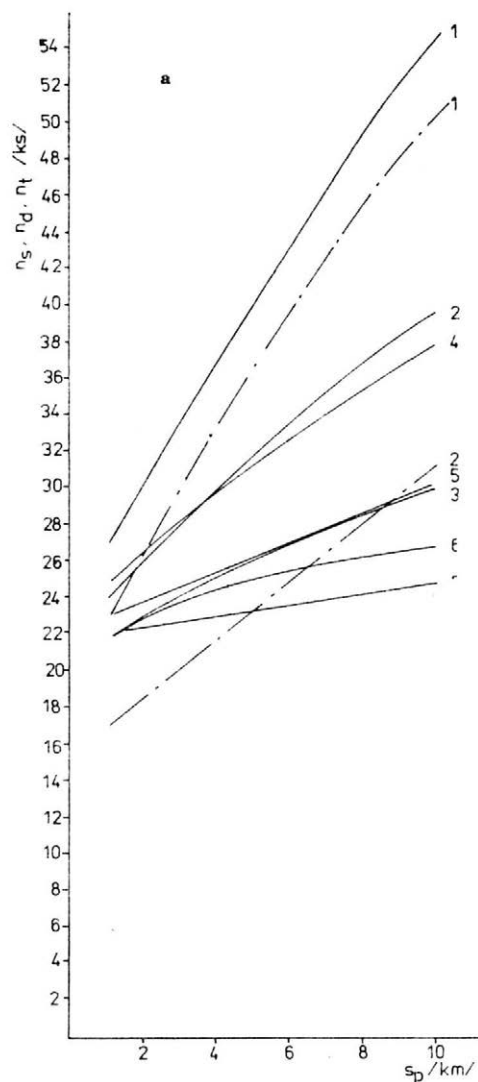
## POSOUZENÍ VÝSLEDNÝCH UKAZATELŮ

Pro posouzení jednotlivých variant technického řešení bylo vybráno několik základních ukazatelů: potřeba mechanizačních prostředků (sklízecích souprav  $n_s$ , dopravních prostředků  $n_d$  a jejich tahačů  $n_t$ ), potřeba strojové práce  $A$  ( $\text{h} \cdot \text{t}^{-1}$ ), celkový instalovaný výkon  $P$  (kW), investiční náročnost  $C_p$  ( $10^3$  Kčs) a celková hmotnost mechanizačních prostředků — materiálová náročnost  $M$  (t). Všechny uvedené ukazatele jsou posuzovány v závislosti na změně přepravní vzdálenosti v rozmezí 1 až 10 km.

## POTŘEBA MECHANIZAČNÍCH PROSTŘEDKŮ

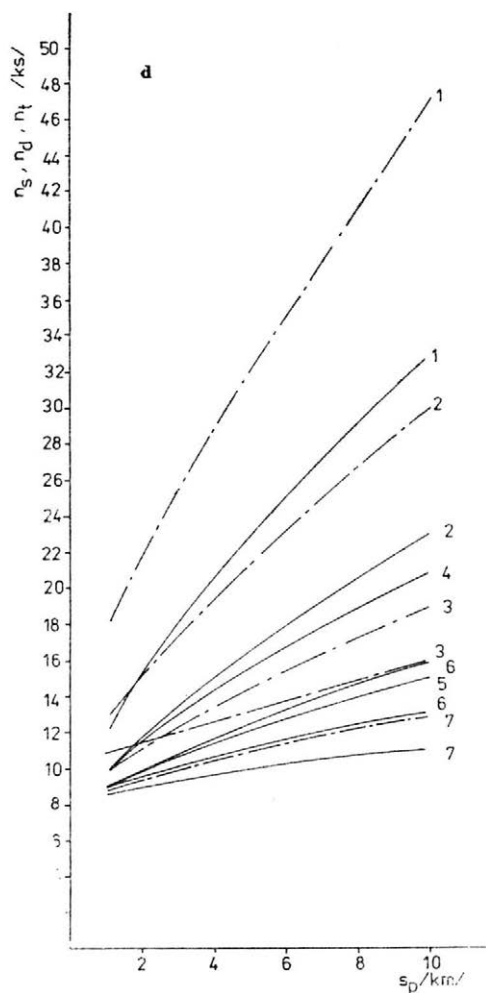
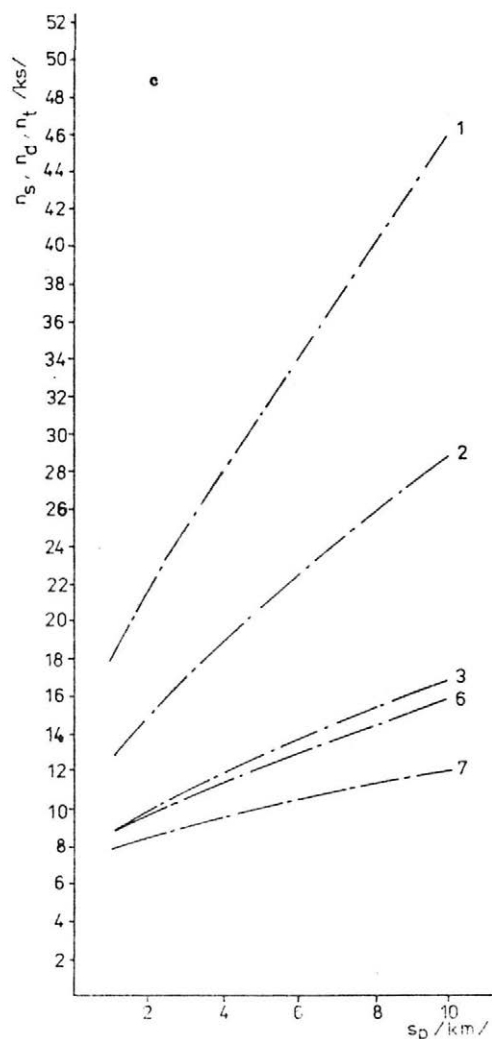
Průběh změny potřeby mechanizačních prostředků pro jednotlivé varianty řešení strojních linek v závislosti na změně přepravní vzdálenosti je znázorněn na obr. 3a—d. Obr. 3a znázorňuje závislosti pro traktorovou soupravu Z-8011 + SKPU-220. Plná čára znamená součet počtu sklízecích souprav  $n_s$  a počtu dopravních souprav  $n_d$  při nakládání řezanky do vedle jedoucí dopravní soupravy, čerchovaná čára součet počtu sklízecích souprav  $n_s$  a traktorových tahačů návěsů  $n_t$  při nakládání řezanky do návěsu připojeného za řezačkou. Obr. 3b znázorňuje závislosti pro samojízdnou řezačku SPS-35 při nakládání řezanky do vedle jedoucích dopravních souprav ( $n_s + n_d$ ). Obr. 3c znázorňuje závislosti pro samojízdnou řezačku s návěsným sedlem Promil Apollo 4 X X 2 při nakládání řezanky do návěsu připojeného za řezačkou. Čerchovaná čára znázorňuje součet počtu sklízecích řezaček a počtu traktorových nebo automobilových tahačů návěsů ( $n_s + n_t$ ). Obr. 3d znázorňuje závislosti pro samojízdnou sklízecí řezačku se zásobníkem Dania D-5500. Plná čára znamená součet počtu sklízecích řezaček s naplněným zásobníkem, čerchovaná čára znamená součet počtu sklízecích řezaček  $n_s$  a traktorových nebo automobilových tahačů návěsů  $n_t$  při nakládání řezanky do stojícího návěsu, ke kterému sklízecí řezačka s naplněným zásobníkem zajíždí.

Průběh potřeby mechanizačních prostředků v závislosti na změně přepravní vzdálenosti, znázorněný na obr. 3a—d, potvrzuje některé skutečnosti, které je možné logicky předpokládat. Znamená to, že zvýšení výkonnosti sklízecích řezaček (traktorové a samojízdné řezačky) a zvýšení výkonnosti dopravních souprav (traktorové a automobilové dopravní soupravy s menším nebo větším ložným objemem) se příznivě projeví ve snížení celkové potřeby mechanizačních prostředků. Zajímavé je porovnání traktorové a automobilové dopravy (otázka vzájemného vztahu změny ložného objemu a přepravní rychlosti). Podstatné rozdíly nejsou mezi traktorovou dopravou s ložným objemem  $25 \text{ m}^3$  (var. 2) a automobilovou dopravou s ložným objemem  $16 \text{ m}^3$  (var. 4), ev. traktorovou dopravou s ložným objemem  $50 \text{ m}^3$  (var. 3) a automobilovou dopravou s ložným objemem  $28,5 \text{ m}^3$  (var. 5) u sklízecích řezaček SKPU-220 a SPS-35 při nakládání řezanky do vedle jedoucí dopravní soupravy. Traktorová souprava se projevuje jako výhodnější u řezačky SPS-35 až do přepravní vzdálenosti 5 km, zvýšením ložného objemu na  $50 \text{ m}^3$  je traktorová souprava výhodnější než automobilová doprava s ložným objemem  $28,5 \text{ m}^3$ . Použitím varianty s nakládáním řezanky do návěsu



3. Potřeba mechanizačních prostředků: a) Z-8011 + SKPU-220; b) SPS-35; c) Promill-Apollo 4 X 2; d) Dania D-5500 — The requirement for machines: a) Z-8011 + SKPU-220; b) SPS-35; c) Promill-Apollo 4 X 2; d) Dania D-5500

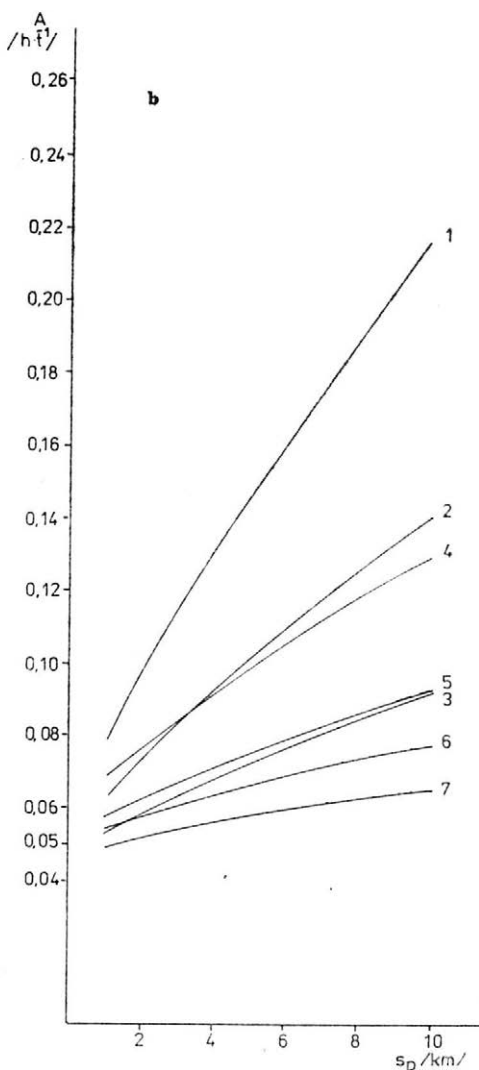
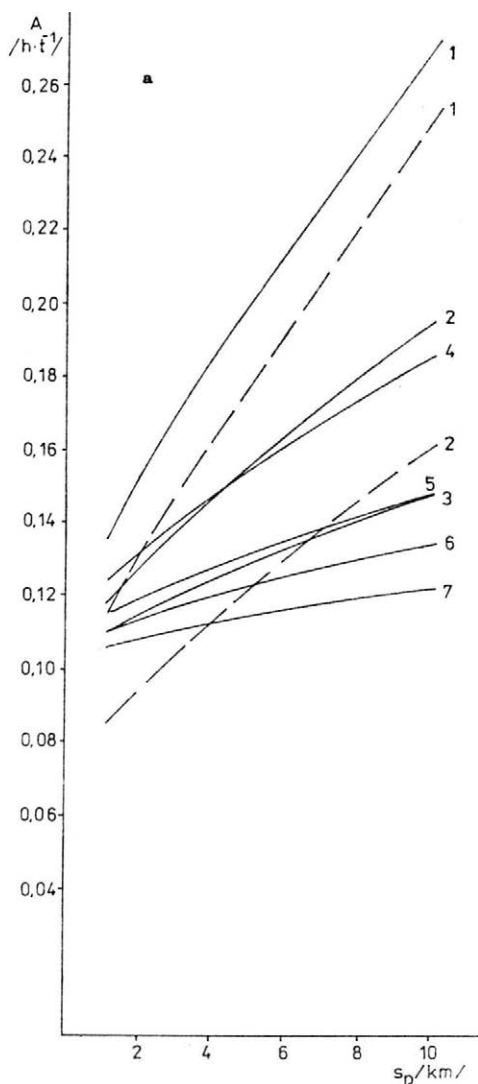
připojeného za sklízecí řezačkou je možné významně snížit celkovou potřebu energetických prostředků (sklízecí řezačky SKPU-220 a Promill Apollo 4 X 2). Traktorová doprava s ložným objemem 50 m<sup>3</sup> je u této varianty výhodnější než automobilová doprava s ložným objemem 62 m<sup>3</sup> při nakládání do vedle jedoucí soupravy až do přepravní vzdálenosti 10 km. Ještě příznivěji než nakládání řezanky do návěsu za sklízecí řezačkou se projevují varianty s použitím zásobníku na sklízecí řezačce (Dania D-5500). Výhodnější je řešení, při němž dopravní souprava zajíždí ke sklízecí řezačce s naplněným zásobníkem. Zajíždění sklízecí řezačky s naplněným zásobníkem ke stojícímu dopravnímu prostředku klade vyšší nároky na celkový počet mechanizačních prostředků.



## POTŘEBA STROJOVÉ PRÁCE

Průběh změny potřeby strojové práce  $A$  ( $\text{h} \cdot \text{t}^{-1}$ ) pro jednotlivé varianty řešení strojních linek v závislosti na změně přepravní vzdálenosti je znázorněn na obr. 4a—d. Označení obrázků i použitá symbolika odpovídají u tohoto i u dalších ukazatelů značení použitému u grafického znázornění potřeby mechanizačních prostředků (obr. 3a—d), proto nebudou zvlášť rozváděny.

Průběh potřeby strojové práce a vzájemné relace mezi jednotlivými variantami jsou zcela obdobné jako u potřeby mechanizačních prostředků, průvodní komentář je proto rovněž obdobný. Z obr. 4a a 4b je zřejmý rozpor mezi malým ložným objemem dopravního prostředku (var. 1) a použitým způsobem nakládání řezanky do návěsu připojeného za sklízecí rezačku s vyšší výkonností. Čas přepojování návěsu je relativně pří-



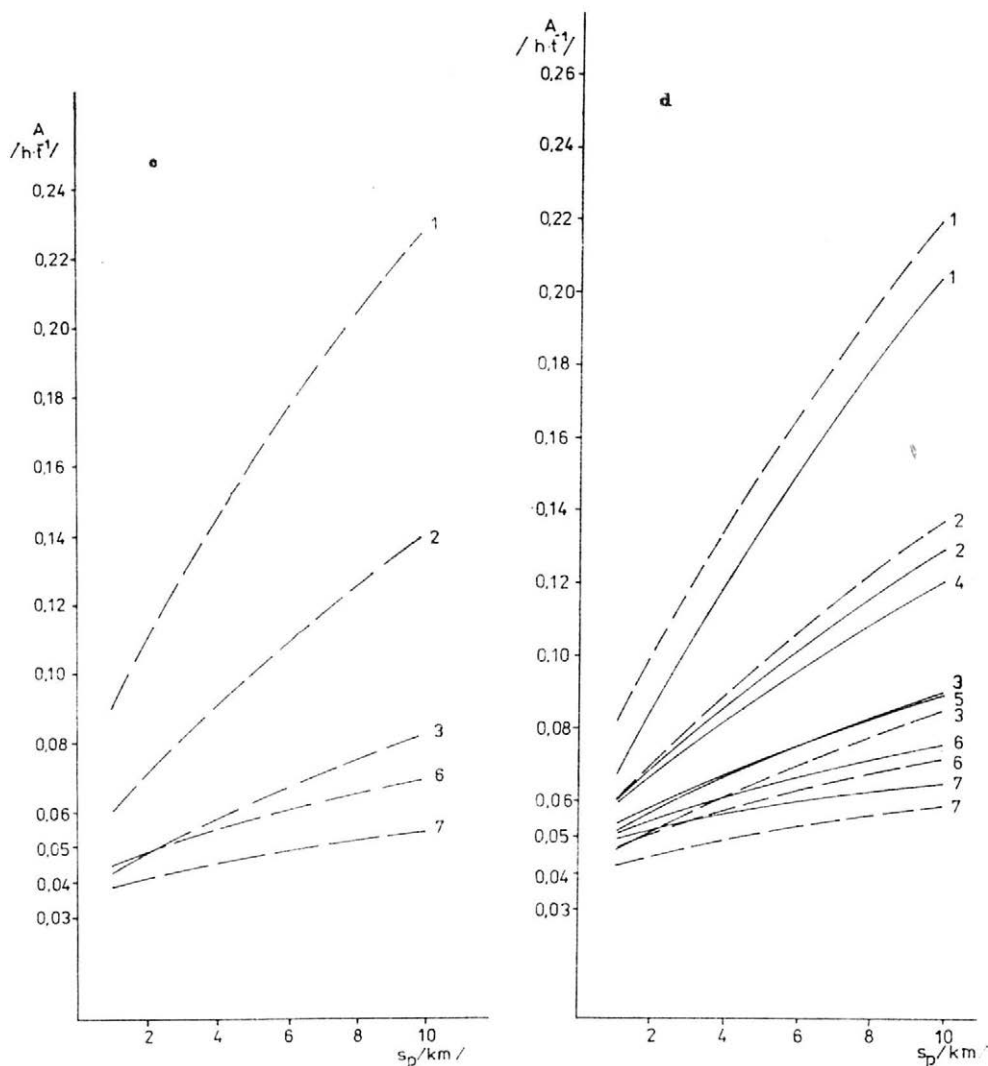
4. Potřeba strojové práce: a) Z-8011 + SKPU-220; b) SPS-35; c) Promill-Apollo 4 × 2; d) Dania D-5500 — The requirement for machine work: a) Z-8011 + SKPU-220; b) SPS-35; c) Promill-Apollo 4 + 2; d) Dania D-5500

liš vysoký vzhledem k času nakládání dopravního prostředku s malým ložným objemem.

#### CELKOVÝ INSTALOVANÝ VÝKON

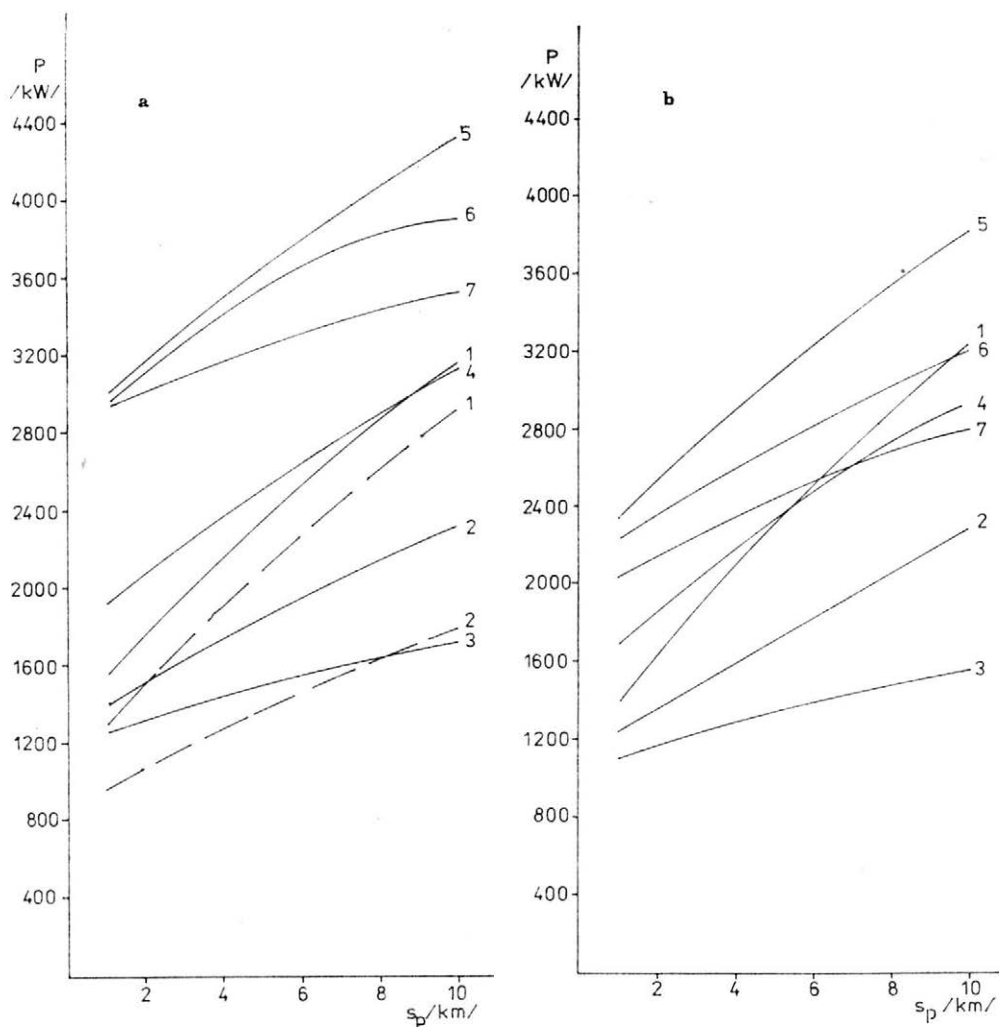
Průběh změny celkového instalovaného výkonu  $P$  [kW] pro jednotlivé varianty řešení strojních linek v závislosti na změně přepravní vzdálenosti je znázorněn na obr. 5a—d.

U traktorové řezačky SKPU-220 (obr. 5d) se dostává do rozporu použití řezačky s nízkou výkonností s použitím automobilových dopravních souprav s vysokou výkonností. Automobilová doprava (u které je velké zdržení při nakládání řezanky) je u této varianty nepříznivá.



Efektivněji se zde používá traktorové dopravy při zvětšení jejího ložného objemu. Varianta s nakládáním řezanky do návěsu připojeného za řezačkou je ve všech případech příznivá. Varianta s použitím návěsu o ložném objemu  $25 \text{ m}^3$  je příznivější než nakládání řezanky do vedle jedoucí traktorové dopravní soupravy s ložným objemem  $50 \text{ m}^3$  až do přepravní vzdálenosti 8 km.

U samojízdné sklízecí řezačky SPS-35 (obr. 5b) se dostává do rozporu zvýšení výkonnosti sklízecí řezačky a nízká výkonnost traktorové dopravní soupravy s malým ložným objemem ( $14 \text{ m}^3$ ). Teprve zvětšením ložného objemu dopravních souprav a celkovým zvýšením jejich výkonnosti je použití strojních linek se samojízdou sklízecí řezačkou výhodnější než strojní linky s traktorovou sklízecí řezačkou (porovnání obr. 5a a 5b). U této varianty se použití traktorové dopravy s větším ložným objemem projevuje výhodněji než použití dopravy automobilové. To znamená, že zvětšení ložného objemu je efektivnější než zvýšení dopravní rychlosti.

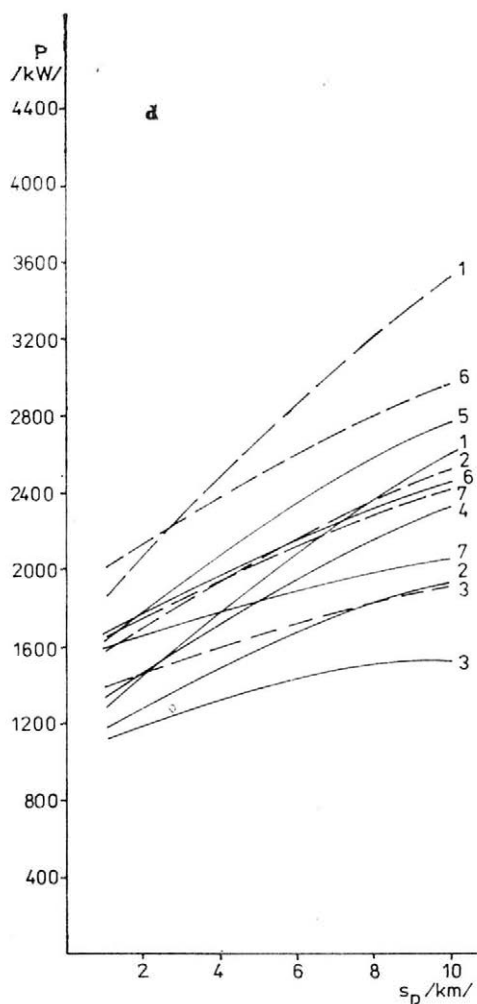
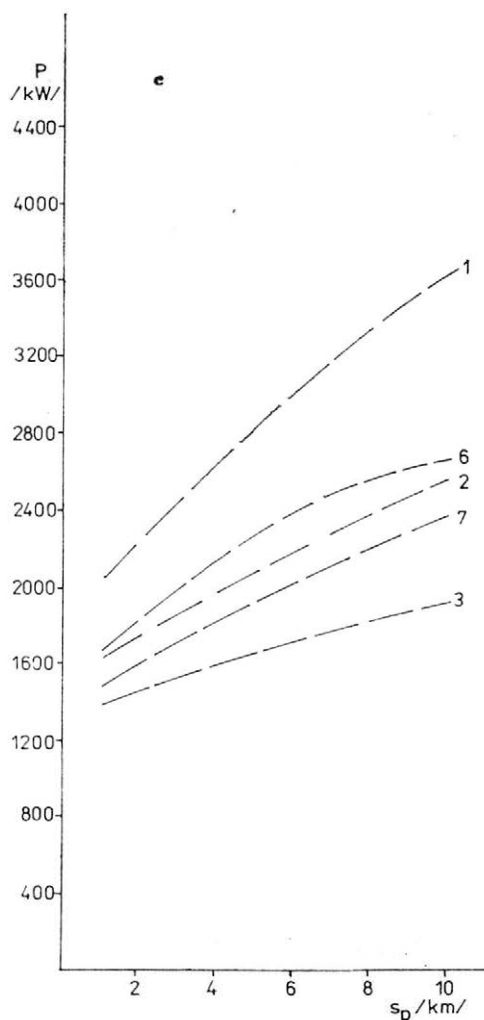


5. Celkový instalovaný výkon: a) Z-8011 + SKPU-220; b) SPS-35; c) Promill-Apollo 4 × 2; d) Dania D-5500 — Total installed capacity; a) Z-8011 + SKPU-220; b) SPS-35; c) Promill-Apollo 4 × 2; d) Dania D-5500

U samojízdné sklízecí řezačky s návěsným sedlem Promill Apollo 4 × 2 (obr. 5c) se potvrzuje rozpor mezi vyšší výkonností řezačky a malým ložným objemem přepojovaného návěsu. Zvětší-li se ložný objem návěsu, je tento způsob řešení příznivý. Snižuje se rozdíl mezi automobilovou a traktorovou dopravou proti variantě s nakládáním řezanky do vedle jedoucí dopravní soupravy ve prospěch automobilové dopravy — projevuje se skutečnost, že automobilový tahač návěsů není zdržován během plnění ložného prostoru návěsu, jeho vyšší dopravní rychlost zvyšuje výkonnost dopravních souprav.

Ještě výhodněji než sklízecí řezačka s návěsným sedlem se projevuje použití sklízecí řezačky se zásobníkem Dania D-5500 (obr. 5d). Zejména varianta se zajištěním dopravních souprav k řezačce s naplněným zásobníkem je příznivá. V rozsahu předpokládaných přepravních vzdáleností je příznivější traktorová doprava s větším ložným objemem



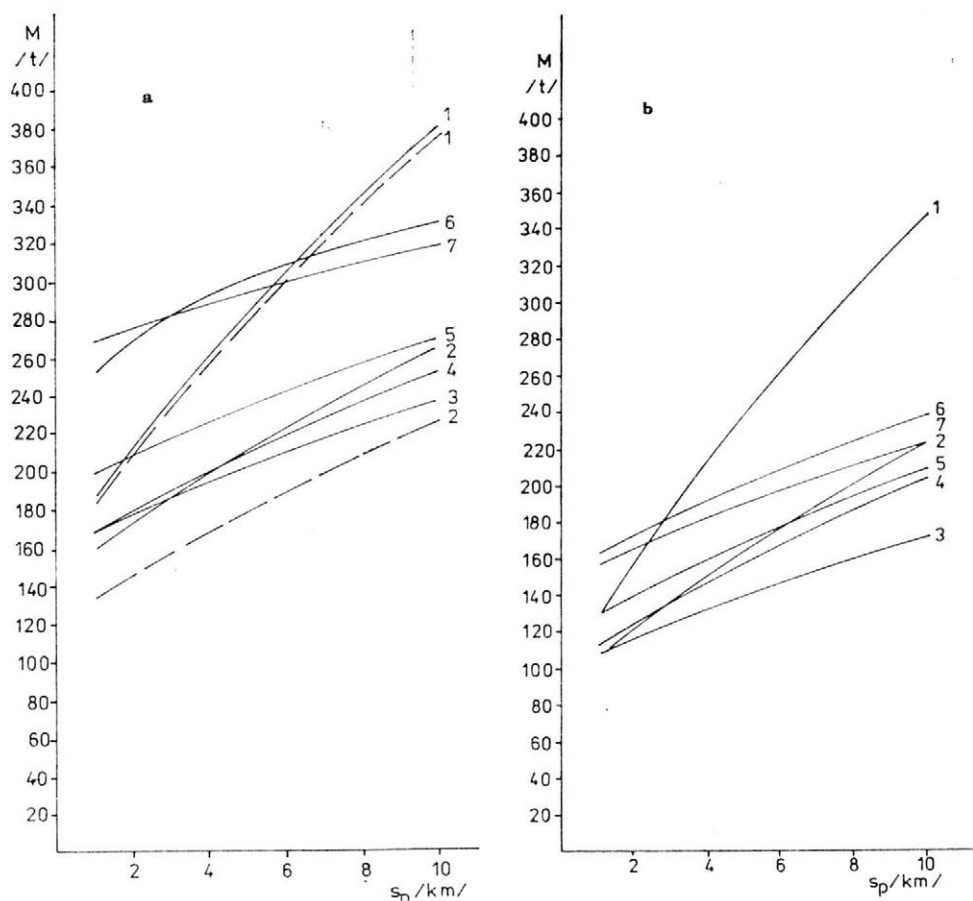


( $50 \text{ m}^3$ ) než doprava automobilová. Ve srovnání s nakládáním řezanky do vedle jedoucí dopravní soupravy ze sklízecí řezačky SPS-35 je průběh instalovaného výkonu u traktorových dopravních souprav s ložným objemem  $50 \text{ m}^3$  přibližně stejný.

#### CELKOVÁ HMOTNOST STROJŮ

Průběh změny celkové hmotnosti strojů  $M$  (t) pro jednotlivé varianty řešení strojních linek v závislosti na změně přepravní vzdálenosti je znázorněn na obr. 6a—d.

Použití traktorové dopravy s malým ložným objemem (var. 1) je u sklízecí řezačky traktorové SKPU-220 (obr. 6a) přijatelné pouze na krátké přepravní vzdálenosti (do 2 km). S růstem přepravní vzdálenosti



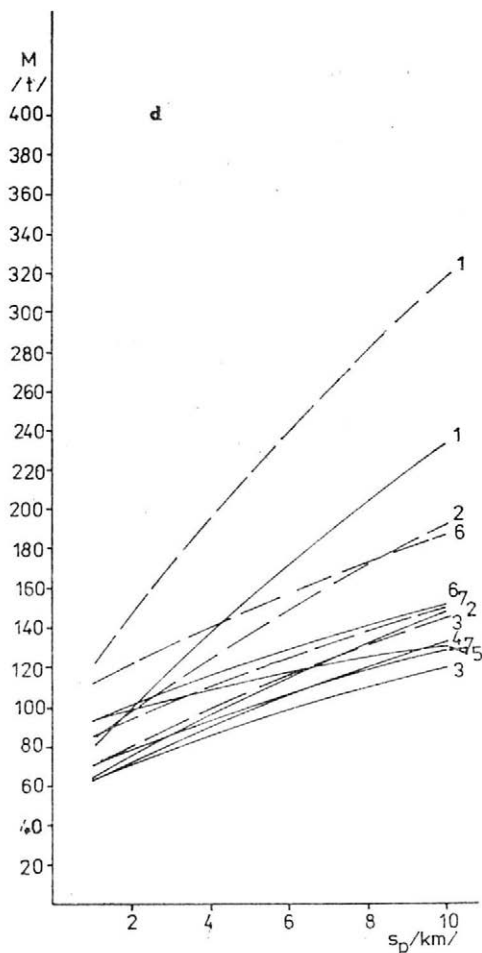
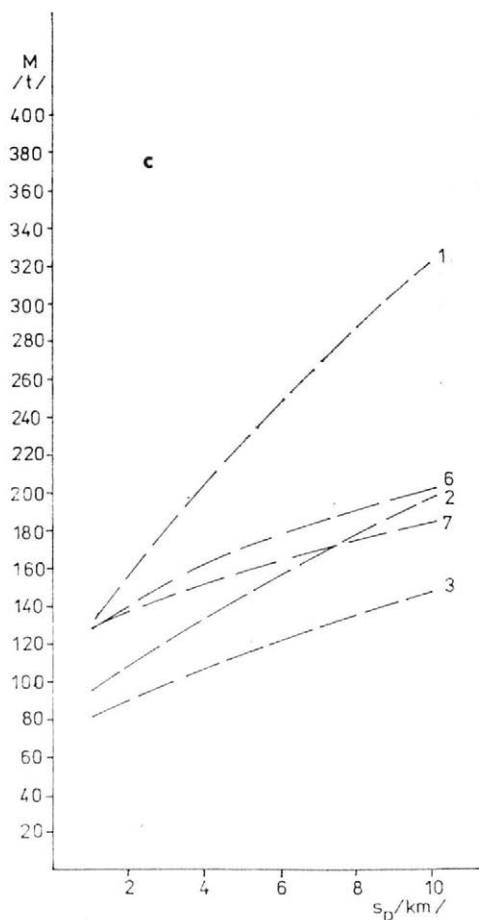
6. Celková hmotnost strojů: a) Z-8011 + SKPU-220; b) SPS-35; c) Promill-Apollo 4 × 2; d) Dania D-5500 — Total weight of the machines: a) Z-8011 + SKPU-220; b) SPS-35; c) Promill-Apollo 4 × 2; d) Dania D-5500

se toto řešení stává velmi nevýhodné. Podle tohoto ukazatele je výhodnější traktorová doprava s větším ložným objemem (var. 2 a 3) nebo automobilová doprava (var. 4 a 5). Lepší průběh ukazatele vykazuje řešení s nakládáním řezanky do návěsu připojeného za řezačkou (za předpokladu, že se zvětší ložný objem návěsu).

Při použití samojízdné sklízecí řezačky SPS-35 (obr. 6b) je průběh sledovaného ukazatele u všech variant řešení dopravy řezanky příznivější než u řezačky traktorové. Traktorová doprava s malým ložným objemem je přijatelná pouze na krátké přepravní vzdálenosti (maximálně do 2 km).

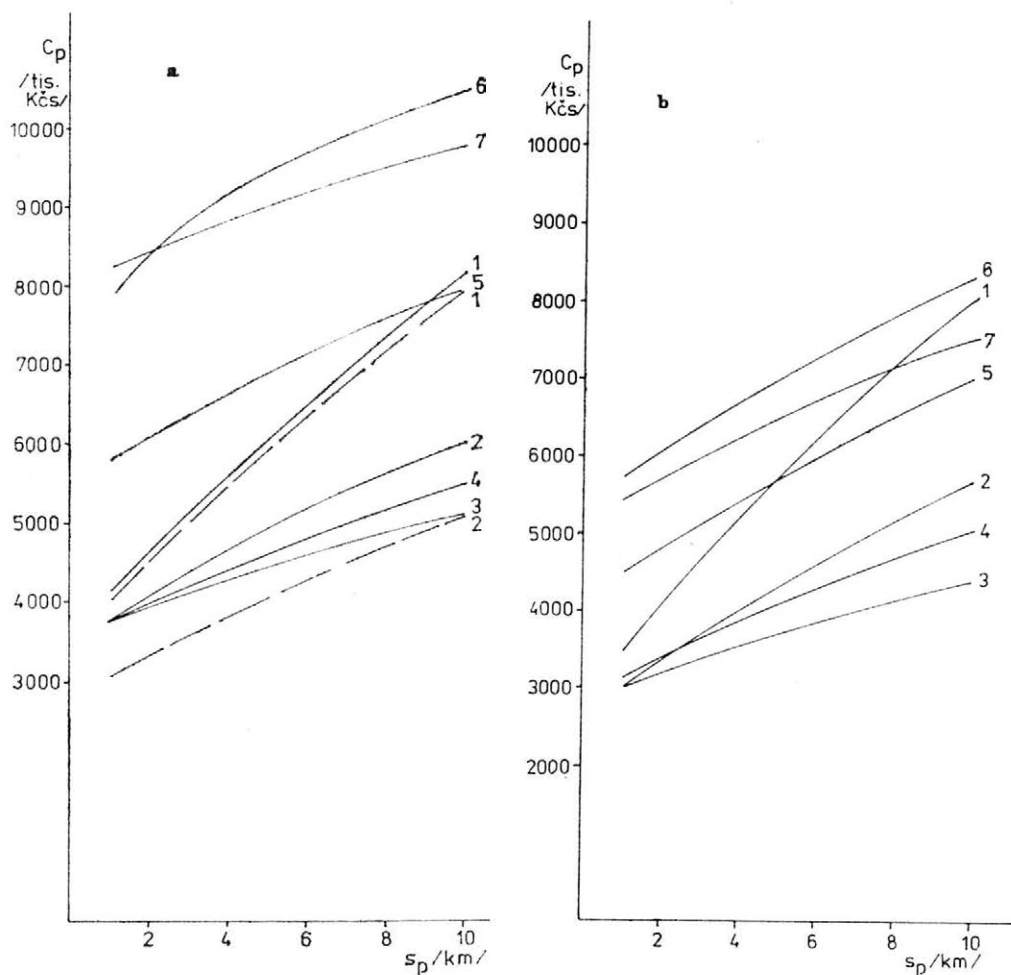
V celém rozsahu sledovaných přepravních vzdáleností se jako nejvýhodnější projevuje použití traktorové dopravy s větším ložným objemem (var. 3). Snižují se rozdíly mezi traktorovou a automobilovou dopravou. Doprava automobilovými návěsy s velkoobjemovou nástavbou je vhodná zejména se zvyšováním přepravní vzdálenosti.

Technické řešení se samojízdou řezačkou s návěsným sedlem Promill Apollo 4 × 2 s nakládáním řezanky do návěsu připojeného za řezačkou (obr. 6c) je u všech variant dopravy příznivější než řešení s naklá-



dáním do vedle jedoucí dopravní soupravy. Nevhodné je zde použití traktorové dopravy s malým ložným objemem (var. 1), a to i na krátké vzdálenosti. V celém rozsahu přepravních vzdáleností je nejprůzlivější traktorová doprava s větším ložným objemem. Stále výhodněji se projevuje doprava automobilovými návěsy (varianta 6 a zejména 7), do přepravní vzdálenosti 7 km je však ještě výhodnější doprava traktorová se středním ložným objemem (var. 2).

Ze všech sledovaných sklízecích řezaček je nejvhodnější samojízdná sklízecí řezačka se zásobníkem Dania D-5500 (obr. 6d). Zejména řešení s vyprazdňováním zásobníku sklízecí řezačky do ložného prostoru dopravní soupravy, která k řezačce zajíždí, má příznivější průběh sledovaného ukazatele. Traktorová doprava s malým ložným objemem je přijatelná pouze na krátké přepravní vzdálenosti (asi do 2 km). Nejprůzlivější se v celém rozsahu sledovaných přepravních vzdáleností projevuje traktorová doprava s větším ložným objemem. Rozdíly mezi traktorovou a automobilovou dopravou nejsou však do přepravní vzdálenosti 10 km výrazné. S nárůstem přepravní vzdálenosti se projevuje příznivě zejména automobilová doprava s velkoobjemovým návěsem (var. 7).



7. Investiční náročnost: a) Z-8011 + SKPU-220; b) SPS-35; c) Promill-Apollo 4 × 2; d) Dania D-5500 — Capital requirement: a) Z-8011 + SKPU-220; b) SPS-35; c) Promill-Apollo 4 × 2; d) Dania D-5500

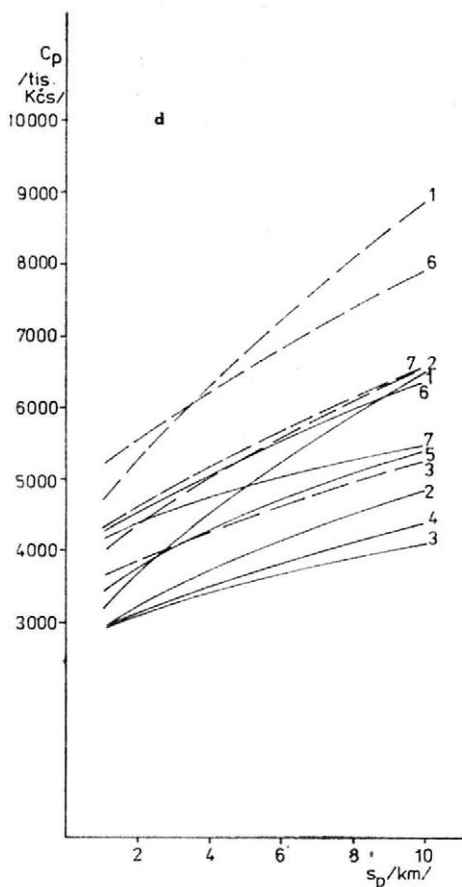
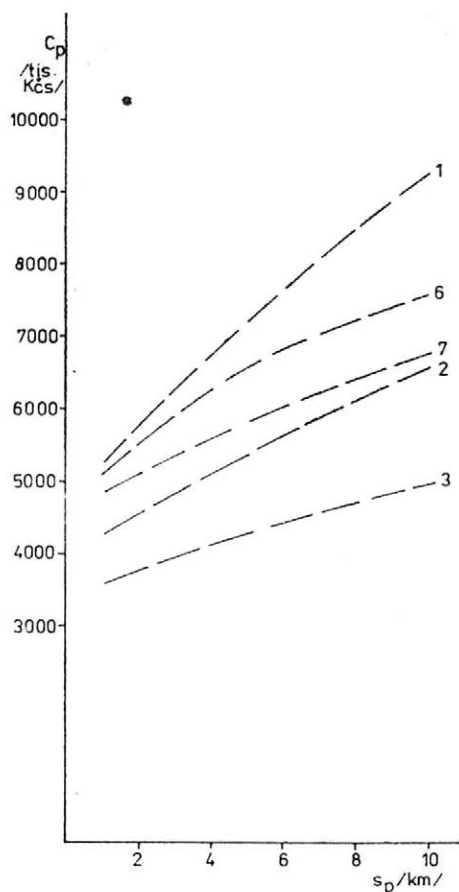
## INVESTIČNÍ NÁROČNOST

Průběh investiční náročnosti  $C_p$  ( $10^3$  Kčs) pro jednotlivé varianty řešení strojních linek v závislosti na změně přepravní vzdálenosti je znázorněn na obr. 7a—d.

Hodnocení tohoto ukazatele pro účely posouzení je možné považovat pouze za orientační, poněvadž mnoho strojů je z devizové oblasti (SR-19, Promill Apollo 4 × 2, D-5500). Ceny těchto strojů byly přepočteny tak, aby v technických relacích odpovídaly srovnatelným strojům vyráběným u nás nebo v rámci RVHP.

Při použití traktorové sklízecí řezačky SKPU-220 (obr. 7a) je nejvýhodnější traktorová doprava se zvýšeným ložným objemem. Výhodněji se projevuje použití principu nakládání řezanky do návěsu připojeného za sklízecí řezačkou. Vysoké investiční nároky představuje výkonná automobilová doprava, zejména použití automobilových tahačů návěsů.

Příznivější průběh investičních nároků je zjišťován u řešení se samo-



jízdnu řezačkou SPS-35 (obr. 7b). Přestože nejvýhodnější průběh má traktorová doprava s větším ložným objemem (var. 3), rozdíly mezi traktorovou a automobilovou dopravou se snižují. Traktorová doprava s malým ložným objemem (var. 1) je přijatelná pouze na krátké přepravní vzdálenosti.

Technická řešení se samojízdnu řezačkou Promill Apollo 4 X 2 (obr. 7c) jsou ovlivněna hodnotou pořizovací ceny řezačky i návěsu SR-19. V případě použití návěsného sedla na řezačce SPS-35 by byl průběh investiční náročnosti příznivější při nakládání řezanky do návěsu připojeného za řezačkou než při nakládání do vedle jedoucí dopravní soupravy. Přestože se jako nejvýhodnější řešení projevuje traktorová doprava s větším ložným objemem (var. 3), rozdíly mezi traktorovou a automobilovou dopravou se v daném rozsahu přepravních vzdáleností opět snižují. Do rozporu se dostává vyšší výkonnost samojízdne sklízecí řezačky a nízká výkonnost traktorové dopravy s malým ložným objemem.

Rovněž řešení se samojízdou řezačkou se zásobníkem Dania D-5500 (obr. 7d) jsou ovlivněna hodnotou pořizovací ceny řezačky a návěsu SR-19. Průběh ukazatele je ve všech případech poněkud příznivější než u řezačky s návěsným sedlem. Vhodné je zejména řešení s vyprazdňováním zásobníku sklízecí řezačky do dopravní soupravy, která zajišťuje k řezačce s naplněným zásobníkem. Příznivější je traktorová doprava s větším ložným objemem (var. 3, event. 2), malý ložný objem je u traktorové dopravy přijatelný pouze u krátkých přepravních vzdáleností. Investičně náročnější je automobilová doprava, zejména použije-li se automobilový tahač.

## DISKUSE A ZÁVĚR

Cílem předkládané práce bylo posoudit vliv změny základních parametrů strojní linky na výsledné ukazatele činnosti strojní linky na sklizeň píce v čerstvém stavu sklízecími řezačkami. Byla posuzována změna výkonnosti sklízecí řezačky (traktorové a samojízdové sklízecí řezačky) a změna výkonnosti dopravních souprav jednak cestou změny ložného objemu, jednak cestou změny dopravní rychlosti (traktorové a automobilové dopravní soupravy). V posledních letech se ve vývoji zemědělské techniky stále více objevují snahy o uvolnění vazby mezi články strojní linky vložením mezizásobníku umístěného buď na sklízecí řezačce, nebo připojením za ní. Poněvadž se prokazuje, že uvolnění vazby mezi články strojní linky se příznivěji projevuje na její celkové činnosti, bylo posuzováno použití jak zásobníku na sklízecí řezačce (Dania D-5500), tak návěsu za sklízecí řezačkou (Promill Apollo 4 X 2). Zatím není možné posoudit všechna předpokládaná řešení ve srovnatelných provozních podmínkách. Proto byla zvolena forma modelového řešení, pro něž údaje naměřené v provozních podmínkách byly porovnány s údaji z literárních pramenů a ty pak byly korigovány tak, aby se vstupní údaje co nejvíce přibližovaly objektivní realitě.

Posuzované ukazatele charakterizují potřebu mechanizačních prostředků, potřebu strojové práce, se kterou úzce souvisí potřeba lidské práce a potřeba pracovníků; energetická náročnost je vyjádřena celkovým instalovaným výkonem a celkovou materiálovou náročností, ekonomický dopad je vyjádřen ukazatelem investiční náročnosti.

Vzhledem k tomu, že vzájemné relace mezi jednotlivými variantami technického řešení strojních linek jsou u všech posuzovaných ukazatelů velmi obdobné, není rozhodnutí o nejvhodnějším řešení obtížné.

Téměř u všech ukazatelů se potvrzuje nepříznivý dopad rozporu mezi výkonností jednotlivých článků strojní linky. Pokud se v technickém řešení zvýší výkonnost jednoho článku strojní linky, je nutné v zájmu efektivního provozu celé strojní linky úměrně zvýšit i výkonnost článků ostatních. Použití výkonné automobilové dopravy ztrácí význam u traktorové sklízecí řezačky, kde je výkonnost automobilové dopravy snižována dlouhou dobou plnění ložného prostoru automobilové soupravy. Použití dopravních souprav s malým ložným objemem k výkonné samojízdové řezačce znamená zase nutnost často měnit dopravní soupravy, a tím výrazně narůstají ztrátové časy.

Prokazuje se, že použití levnějších mechanizačních prostředků s nižším instalovaným výkonem neznamená nižší investiční náročnost celé



strojní linky nebo její nižší energetickou náročnost. Toto řešení se ve výsledných ukazatelích může naopak projevit velmi nepříznivě. Při použití výkonnějších a dražších mechanizačních prostředků však do popředí vystupuje požadavek na jejich racionální využití, každý zbytečný prostoj se v konečných důsledcích projevuje podstatně nepříznivěji než u mechanizačních prostředků levnějších, málo výkonných.

Jako významný problém se ukazuje celkové řešení materiálového toku ve strojní lince. Způsob, který prozatím v provozních podmínkách převažuje — nakládání materiálu ze sklízecí řezačky do ložného prostoru vedle jedoucí dopravní soupravy — je spojen s mnoha nevýhodami. Jsou zde vyšší ztráty úletem částic, na poli musí jezdit dvě výkonné soupravy — sklízecí a dopravní — vedle sebe, což znamená, že se zdržuje tahač nebo nosič dopravního prostředku, stoupá spotřeba paliva a zvyšuje se utužení půdy se všemi nepříznivými důsledky. Vložení mezizásobníku mezi sklízecí a dopravní článek strojní linky formou zásobníku na sklízecí řezačce neseného nebo za ní připojeného s možností vyprazdňování nebo přepojování se ukazuje jako účelné. Všechny posuzované ukazatele mají příznivější průběh u sklízecí řezačky s návěsným sedlem, zejména u sklízecí řezačky se zásobníkem.

U objemných materiálů s nízkou objemovou hmotností se ukazuje, že je nutné citlivě posuzovat vztah mezi traktorovou a automobilovou dopravou. U většiny řešení je účelnější zvýšit ložný objem než dopravní rychlost při průměrných přepravních vzdálenostech, které v současném zemědělském provozu převažují.

Přestože modelové řešení vychází ze vstupních údajů naměřených v provozních podmínkách, bude nutné předpokládaný průběh posuzovaných ukazatelů v provozních podmínkách potvrdit. Technická řešení, která prozatím máme k dispozici, splnění tohoto požadavku nedovolují. Posouzení ukazatelů u jednotlivých řešení však dost jednoznačně vyznívá ve prospěch mezizásobníku ve strojních linkách se sklízecími řezačkami. V provozních podmínkách bude nutné posoudit i vliv omezujících faktorů, které patří k negativním stránkám použití mezizásobníku, tj. zejména zvýšení hmotnosti a zhoršení kinematických vlastností sklízecí soupravy.

## Literatura

- FÍŠER, Z. — MAREŠ, Z. — STROUHAL, E. — SYROVÝ, O.: Koncepce rozvoje zemědělské dopravy na období do r. 1990. [Výzkumná zpráva Z-1445.] Praha, Výzk. ústav zeměd. techniky 1978.
- LANČA, I.: Zkoušky samojízdné sklízecí řezačky Dania D-5500. [Výzkumná zpráva VZ 3625/a.] Praha, Výzk. ústav zeměd. strojů 1976.
- LUCAS, N. G.: Whole crop harvesting. Pwr Fmg, 1978, č. 8.
- STROUHAL, E.: Vztah vozidel a samojízdných řezaček. Zeměd. Techn., 26, 1980, č. 7, s. 407-418.
- SREFL, J.: Vliv základních variant technického řešení materiálového toku na využití zemědělské techniky při sklizni plodin. KDIS. Brno, VŠZ 1979.
- SREFL, J. — ŠTEFANOVÁ, J.: Model variant technického řešení materiálového toku při sklizni. Zeměd. Techn., 29, 1983, č. 7, s. 417-431.

Došlo dne 23. 7. 1984

ШРЕФЛ, Й. (Сельскохозяйственный институт, Брно): Оценка способов решения потока материала при уборке кормовых силосоуборочными комбайнами. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 297-315.

При уборке кормовых силосоуборочные комбайны относятся к самым ценным машинам. За короткий срок их развития значительно повысилась их производительность, в результате чего повысились и требования к решению потока материала с поля к стационарным местам машинных линий. Погрузка резки в рядом идущее транспортное средство все еще пока связана с большими недостатками. Новое техническое решение потока материала обычно характеризовалось подключением промежуточного бункера. В данной статье модельным способом оценивались выбранные варианты технического решения потока материала при уборке кормовых в свежем состоянии силосоуборочными тракторными и самоходными жатками без бункера, с бункером и с возможностью агрегации с жатками. Вариантно оценивался тракторный и автомобильный транспорт с разными вместимостями. Оцениваемые показатели характеризуют потребность в средствах механизации и машинном труде; энергоемкость выражена общей установленной производительностью и общей материалоемкостью; экономический эффект выражен показателем капиталоемкости. Оценка показателей у отдельных решений говорит в пользу промежуточных бункеров. Однако плохо проявляется несогласие между производительностью отдельных звеньев машинной линии. Необходимо с чувством ценить отношение между тракторным и автомобильным транспортом. У большинства решений полезнее повышать вместимость, чем транспортную скорость, поскольку эти факторы сопоставляются.

машинная линия; поток материала; силосоуборочный комбайн; промежуточный бункер

ŠREFL, J. (University of Agriculture, Brno): *Evaluation of the Variants of Material Flow at Forage Harvest with Chopper-Harvesters*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 297-315.

Chopper-harvesters belong to the most important machines used for forage harvest. Their recent development has resulted in a marked increase of their performance. This implies a substantial increase in the requirements for the flow of material from the field to the stationary machine lines. The systems prevailing at present when the chopped material is loaded onto a truck going along the harvester have many drawbacks. Newly designed systems of material flow usually include an intermediate storage container. In the study, models were used for the evaluation of selected variants of the technical designs of material flow during the harvest of fresh forage using chopper-harvesters (both tractor-mounted and self-propelled) with and without storage container, and with the possibility of coupling a trailer with the chopper. Tractors and trucks are compared as variants of transport with different carrying capacities. The requirement for machines and the requirements for machine work are characterized by the studied parameters. Energy requirement is expressed by the total installed capacity and by the total requirement for material. The economic impact is expressed by the parameter of capital requirement. It is suggested by the evaluation of the parameters in each variant that the use of the intermediate storage container is the best variant. The differences in the performance of different parts of the line cause discrepancies inside the system. The relationship between tractor and truck transport should be evaluated carefully. In the majority of variants it appears more advantageous to increase the carrying capacity instead of transport speed if these factors are presented as alternatives.

machine line; material flow; chopper-harvester; intermediate storage container

ŠREFL, J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Brno): *Beurteilung der Methoden zur Lösung des Materialflusses bei der Futterpflanzenernte mit Feldhäckslern*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (5) : 297-315.

Die Feldhäcksler zählen zu den bedeutendsten bei der Futterpflanzenernte eingesetzten Landmaschinen. In der jüngsten Zeit wurde im Rahmen ihrer Entwicklung die Leistung bedeutend erhöht. Damit stiegen auch wesentlich die an die Lösung des Materialflusses vom Felde zu stationären Arbeitsstätten der Maschinenstraßen gestellten Ansprüche. Die bis heute überwiegende Lösung mit der Beladung des daneben fahrenden Wagenzuges mit Häcksel ist mit bestimmten Nachteilen ver-

bunden. Die neuen technischen Lösungen des Materialflusses können üblicherweise mit dem Einsatz eines Zwischenbehälters charakterisiert werden. In der vorliegenden Arbeit werden modellartig die ausgewählten Varianten der technischen Lösung des Materialflusses bei der Futterpflanzenernte mit Hilfe von Feldhäckslern die von Schleppern gezogen werden oder selbstfahrend sind, mit dem Einsatz eines Zwischenbehälters und mit der Möglichkeit des Anschlusses des Sattelschleppers an den Feldhäcksler dargestellt. Variantenmäßig wird der Traktoren- und LKW-Verkehr mit unterschiedlichem Ladevolumen beurteilt. Die beurteilten Merkmale charakterisieren den Bedarf an Mechanisierungsmitteln und an Maschinenarbeit. Der Energiebedarf ist mit der gesamten installierten Leistung und mit dem gesamten Materialanspruch ausgedrückt. Die ökonomischen Auswirkungen sind mit der Kennziffer des Investitionsbedarfs ausgedrückt. Die Beurteilung der Kennziffern bei den einzelnen Lösungen spricht ganz eindeutig für den Einsatz des Zwischenbehälters. Ungünstig ist dabei der Widerspruch zwischen den Leistungen der einzelnen Glieder der Maschinenstraße. Die Beziehung zwischen dem Traktoren- und LKW-Verkehr muß sehr umsichtig beurteilt werden. Bei den meisten Lösungen zeigt sich als zweckmäßiger die Vergrößerung des Ladevolumens und nicht die Erhöhung der Transportgeschwindigkeit, falls diese Faktoren als alternativ gestellt sind.

Maschinenstraße; Materialfluß; Feldhäcksler; Zwischenbehälter

---

*Adresa autora:*

Ing. Josef Šrefl, CSc., Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 613 00 Brno

---

## Výběr z nových přírůstků

### Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

#### z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si půjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Půjčovní doba: pondělí, úterý a čtvrtek od 9.00 do 16.30 hod., středa od 9.00 do 18.00 hod., pátek od 9.00 do 15.30 hod. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

VELLUTINI, R. de A. S. — MOUNT, T. D. C 14.023/1983/5  
**Expectation models of electric utilities forecasts: A case study of econometric estimation with influential data points.**

Ithaca (New York), Cornell Univ. Depart of agric. economics 1983. 28 s., obr., tab. A. E. Res. 83-5. (Elektrická energie — spotřeba — USA — ekonometrický výzkum)

THIEMANN, R. D 62.309/288  
**Möglichkeiten zur Nutzung und Speicherung der Windenergie.**  
Münster-Hiltrup, KTBL 1983. 112 s., 28 obr., 45 tab., res. něm. KTBL-Schrift 288. (Větrná energie — využití — akumulace — příručka)

ZABORSKY, O. R. C 28.579  
**CRC handbook of biosolar resources.** Vol. 1. Part 1: Basic principles. 1982. 643 s., obr., tab. Vol. 1. Part 2: Basic principles. 1982. 657 s., obr., tab. Vol. 2.  
Resource materials. 1982. 575 s., obr., tab. (Sluneční energie — fotosyntéza — rostliny — využití — sborník — USA)

FIECHTER, A. D 74.536  
**Space and terrestrial biotechnology.**  
Berlin, Akademie-Verlag 1982. 224 s., 101 obr., 15 tab. (Biotechnologie — sborník — NDR)

D 75.087  
**Kisüzemi biogáz — Energiatakarékos termelés a háztáji és kisüzemi gazdaságokban, a kiskertekben.**  
Budapest, Mezőgazdasági és élelmészügyi miniszt. információs központja 1982. 79 s., obr., tab. (Bioplyn — výroba)

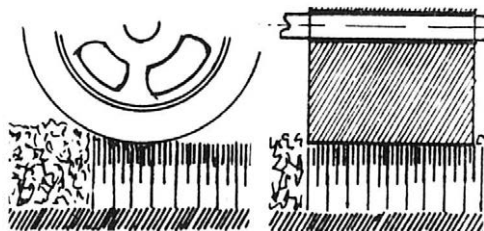
BRUINS, W. J. D 62.342/25  
**Biogas uit rundveemest. Drie jaar onderzoek met propstroom-biogasinstallatie op Waiboerhoeve.**  
Lelystad, Proefstation voor de rundveehouderij 1984. 15 s., tab., fot. Publikatie nr. 25. (Bioplyn — výroba — skot — výkaly — použití — výzkum — Holandsko)

## MODERNÍ TECHNOLOGIE PŘEDSEŤOVÉ PŘÍPRAVY PŮDY

Dobrá předseťová příprava půdy na podzim nebo po podzimní orbě na jaře je v posledních letech stále nesnadnější, protože těžší traktory vytvářejí širší a hlubší stopy, čímž se půda mezi stopami současně vytlačuje do zvýšených zemních valů. Rovněž těžká vozidla s kejdou a s hnojivy se podílejí na vytváření hlubokých stop.

I když jsou dosud známé kombinátory vybaveny kypřicími radličkami, nepronikají dostatečně hluboko do půdy, takže nerozruší hluboké stopy, popř. vůbec nedosáhnou jejich dna. Kypřiče stop vytvářejí velké hroudy a výřezy stlačené zeminy a stopy se pak nemohou dostatečně zaplnit kyprou zeminou a urovnat ji. Pružinové brány pronikají sice dostatečně hluboko, ale podobně jako kypřiče stop vy-  
nášejí na povrch velké hroudy a výřezy stlačené zeminy.

Nářadí dosud známých kultivátorů nedokáže znovu dostatečně zpevnit zky-  
přenou půdu v hlubší vrstvě (obr. 1).



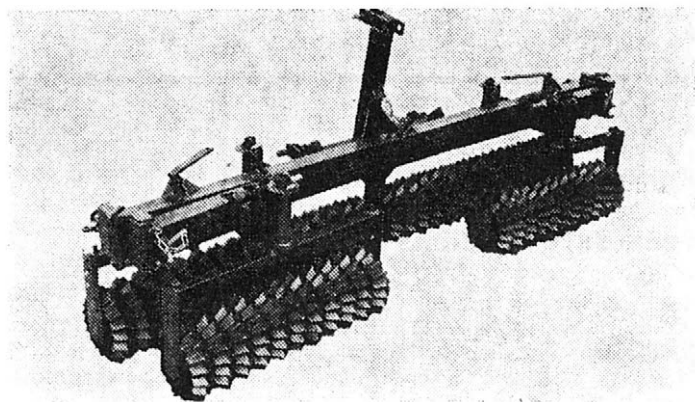
1. Hladké válce utužují povrch, spodní zóna je zkypana

U nářadí poháněného vývodovým hřídelem, například u rotačních bran, je problém nezpevněné spodní vrstvy ještě výraznější a v mnoha případech způsobuje, že osivo špatně vzhází. Navíc má toto nářadí vyšší příkon, menší pracovní šířku, poměrně nízký plošný výkon, vysoké opotřebení, vysoké náklady atd. Na jaře je z agrotechnických a ekonomických důvodů třeba dát přednost kombinátorům na předseťovou přípravu půdy.

Na podzim jsou však velmi vhodným nářadím rotační brány, zvláště na těžkých a vlhkých půdách s vysokým podílem jílu, jestliže je po nich možné opět zajistit odpovídající zpevnění spodní vrstvy půdy, což nebývá s obvyklými klecovými válci možné. Zpevnění není dostatečné ani při použití plechových válců s ozubenými kotouči. Vhodnější jsou těžké litinové válce, ovšem předpokladem je, aby u nich bylo možné dosáhnout účinného samočinného čištění.

V mnoha případech se v zemědělské praxi opět uplatňují kombinace s převládajícím nářadím, u kterého lze dosáhnout (např. hřeby bran) lepšího kypření a větší pracovní hloubky, zarovnání stop, lepšího vyrovnání v celé pracovní šířce, přesnějšího udržování hloubky, ale i opětového zpevnění spodní vrstvy v přípravě pro setí. Hrudovitě a těžké brázdy z podzimní orby ovšem musí být rozdrobeny do dostatečné hloubky a zpracovány tak, aby se vyplnily všechny dutiny a aby bylo možné půdu ve spodní vrstvě zpevnit. Pokud se jedná o půdy s čistým podílem jílu přes 10 až 15 %, přicházejí v úvahu rotační brány. Kombinátory v těchto podmínkách zpravidla neobstojí, protože jejich radličky nejsou dostatečně pevné proti lomu a na těžkých půdách by bylo možné dosáhnout jen povrchové „kosmetiky“. Dlouhodobě nejsou uspokojivé ani po ekonomické stránce.

Kombinací nářadí, která tyto vysoké požadavky splňuje, je např. kombinátor Garomat firmy Güttler. V zemědělské praxi NSR je v provozu již přes tisíc těchto kombinátorů, které výrazně prokázaly svoji výkonnost, pevnost proti lomu i v kamenitých půdách, celkovou životnost a zvláště velmi dobrý účinek zpevnění dolní vrstvy půdy v náročných podmínkách převážně ve velkých zemědělských pod-  
ni-  
cích (obr. 2).



Ve srovnání s obvyklými kombinacemi nářadí se tento systém — vedle dalších znaků — liší hvězdicovým, tzv. hranolovým válcem, který má na požadovaném zpevnění spodní vrstvy rozrušené půdy hlavní podíl (obr. 3).

Hvězdicový hranolový válec se samočisticím účinkem byl pro tento účel speciálně vyvinut, neboť válce obvyklých typů nezajišťovaly v dostatečné míře nezbytné samočištění, neměly potřebnou účinnost a bylo obtížné je kombinovat s ostatním nářadím.

Kombinátor s hvězdicovým hranolovým válcem má především tyto technické přednosti:

- válec se i při nepříznivých podmínkách sám dokonale čistí;
- dvojité hvězdicové kotouče válce mají hroty ve tvaru hranolů; jejich působením se půda v hlubší vrstvě ztuhne, kdežto nahoře zůstane 2,5 až 3 cm hluboká plochá a kyprá rozdrobená vrstva; jemně rozdrobená půda je v úrovni semen (což je z hlediska semen nejvhodnější) a nad ní je půda hruběji rozdrobená. Taková půda představuje nejlepší ochranu proti slévání a slehávání po dešti a proti vzniku půdního škraloupu;

- hvězdicový hranolový válec je konstruován jako kompletní nesené nářadí, které se vhodně uplatní i jinak, např. ve spojení s rotačními bránami nebo před secími stroji i před stroji pro přesný výsev, popř. samostatně na traktoru nebo za kypřičem atd.;

- pomocí rychlospojek lze válec rychle vyměnit za secí stroj nebo za druhý kypřič;

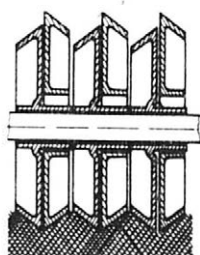
- kombinátor je nesený, takže je snadno ovladatelný.

Výhody z hlediska agrotechnického lze shrnout takto:

- půdu je možné před setím nakypřit, rozdrobit a provzdušnit až do hloubky 20 cm, takže se rozdrobí a plně se zarovnají i hluboké stopy kol rozmetadel;

- ihned potom se kyprá rozdrobená půda znovu zpevní hvězdicovým hranolovým válcem na optimální půdní pórovitost (40—50 %), která přináší vyrovnaný poměr vody a vzduchu 50 : 50;

- při zpevnění spodní vrstvy půdního horizontu jsou semena ukládána v programované hloubce, tj. ani příliš hluboko, ani příliš mělce;



3. Působení prizmatického válce na půdu. Prizmatické válce půdu ve spodní zóně utužují, v horní zóně ji kypří



— po hrubé zimní orbě lze na jaře jedinou pracovní operací optimálně připravit půdu pro setí obilí a kukuřice (v daném případě však nesmí předcházet příprava smykem nebo bránami);

— u cukrovky, řepky, ozimého ječmene lze nejvýše ve dvou pracovních operacích v létě a na podzim zajistit optimální předseťovou přípravu; více než dvě pracovní operace jsou účelné jen ve zcela výjimečných případech;

— vzhledem ke sníženému počtu pracovních operací se snižuje množství stop po kolech;

— v důsledku toho je i celá plocha pole oseta pravidelněji, takže i podmínky růstu jsou pro všechny rostliny rovnoměrnější a porosty jsou pravidelné;

— tím jsou také vytvořeny optimální předpoklady pro to, aby i v suchých údobích a suchých oblastech vzešlo osivo bez mezer, rovnoměrně a ve stejnou dobu, a umožnilo tak účinný vývoj mladých rostlinek a jejich zdravý a plynulý další růst;

— ve vyrovnaném poměru vody a vzduchu v půdě mikroorganismy a mikroflóra rychle a intenzivně oživují prostor kořenů v plné hloubce a podporují nitrifikaci, což vede rostlinu k tomu, aby zapustila kořeny do hloubky, tj. ke zdroji dusičnanů;

— kořeny zapouštěné do hloubky zde nacházejí dostatečnou vláhu a živiny i v údobí sucha, takže rostliny toto údobí lépe překonávají bez újmy na růstu, a tím zajišťují vyšší sklizeň.

Provozně ekonomické přednosti hvězdicového hranolového válce spočívají v tom, že optimálních agrotechnických ukazatelů a s nimi i vyšších výnosů lze dosáhnout

— s menším počtem pracovních operací,

— s úsporou paliv,

— s menším rizikem klimatických vlivů,

— v agrotechnických lhůtách.

Výsledkem jsou vyšší a spolehlivější hektarové výnosy při menších celkových nákladech, což znamená lepší rentabilitu a větší užitek.

Firemní literatura firmy Güttler.

*Ing. Dušan Hu t l a*

*Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov*

Upozorňujeme čtenáře, že v čísle 6/85 časopisu

## **ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA**

mají být uveřejněny tyto příspěvky:

- B. St u d e n í k, J. K o r e j t k o, T. M a s á r: Optimalizácia starostlivosti o mechanizáciu živočíšnej výroby
- F. F i a l a: Provozní spolehlivost oběžného shrnovače chlěvské mrvy SH-75
- V. M a š e k, M. N o v o t n ý: Vliv rychlosti větru na dostřik u postřikovačů
- J. B l a h o v e c: Jednoduchý model procesu stlačování a mechanického poškození dužnin
- F. N o v o t n ý: Funkční analýza sklízecích mlátiček používaných v československém zemědělství

## OBSAH

|                                                                                                                                          |     |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Příkryl K.: Obecná rovnice statiky ve výpočtu silových poměrů v pružných vazbách soustav těles . . . . .                                 | 257 |
| Andert A.: Vliv torzního kmitání u mobilního prostředku na energetické ztráty a na životnost pneumatik . . . . .                         | 263 |
| Knoll J., Chlebec L., Šabík J., Vachal L.: Zariadenie na meranie účinnosti technologickej súpravy poháňanej spaľovacím motorom . . . . . | 279 |
| Pawlica R.: Zdokonalení funkce pracovních orgánů obilních sušáren . . . . .                                                              | 285 |
| Šrefl J.: Posouzení způsobů řešení materiálového toku při sklizni píce sklízecími řezačkami . . . . .                                    | 297 |
| Hutla D.: Moderní technologie předseťové přípravy půdy . . . . .                                                                         | 317 |

## СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                                                                                                                   |     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Прикрыл К.: Общее уравнение статики в вычислении силовых отношений в гибких узлах систем тел . . . . .                                                            | 251 |
| Андерт А.: Влияние торсионного колебания у тракторов на потерю энергии и на срок службы шин . . . . .                                                             | 277 |
| Кнолл Й., Хлебеец Л., Шабик Я., Вахал Л.: Устройство для измерения эффективности технологического агрегата с приводом от двигателя внутреннего сгорания . . . . . | 284 |
| Павлица Р.: Совершенствование функции рабочих органов зерносушилок . . . . .                                                                                      | 295 |
| Шрефл Й.: Оценка способа рашения потока материала при уборке кормовых силосоуборочными комбайнами . . . . .                                                       | 314 |

## CONTENTS

|                                                                                                                                                           |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Příkryl K.: The Use of Work-Energy Equation for the Calculation of Forces in Elastically Interconnected Systems of Bodies . . . . .                       | 261 |
| Andert A.: The Effect of the Torsional Vibration in a Tractor on Energy Losses and Tyre Service Life . . . . .                                            | 277 |
| Knoll J., Chlebec L., Šabík J., Vachal L.: Equipment for Measuring the Performance of a Combination Set Driven by an Internal Combustion Engine . . . . . | 284 |
| Pawlica R.: Improving the Function of the Working Elements of Grain Driers . . . . .                                                                      | 295 |
| Šrefl J.: Evaluation of the Variants of Material Flow at Forage Harvest with Chopper-Harvesters . . . . .                                                 | 314 |

## INHALT

|                                                                                                                                                                      |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Příkryl K.: Allgemeine Gleichung der Statik in der Berechnung der Kräfteverhältnisse in elastischen Verbindungen von Körpersystemen . . . . .                        | 261 |
| Andert A.: Einfluß der Torsionsschwingung der Fahrzeuge auf energetische Verluste und die Laufzeit der Reifen . . . . .                                              | 278 |
| Knoll J., Chlebec L., Šabík J., Vachal L.: Einrichtung zur Messung des Wirkungsgrads eines durch Verbrennungsmotor angetriebenen technologischen Aggregats . . . . . | 284 |
| Pawlica R.: Vervollkommnung der Funktion der Arbeitsorgane der Getreidetrockner . . . . .                                                                            | 295 |
| Šrefl J.: Beurteilung der Methoden zur Lösung des Materialflusses bei der Futterpflanzenernte mit Feldhäckslern . . . . .                                            | 314 |

Rukopisy odevzdány k tisku 28. 1. 1985 — Podepsáno k tisku 1. 4. 1985

---

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, závod 01 — AOT, Kafkova 19, 160 00 Praha 6; PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru 2, 656 07 Brno; PNS-ÚED Praha, závod 03, Kubánská 1539, 708 72 Ostrava-Poruba. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kafkova 19, 160 00 Praha 6. Vytiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2.