

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

6

ROČNÍK 31 (LVIII)
PRAHA
ČERVEN 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. František 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 Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha 1985

■
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělská technika. Vydává Československá 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 обзоры, анализы и научные статьи о решенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издаёт Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход 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 Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Prague 2, Slezská 7.

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

OPTIMALIZÁCIA STAROSTLIVOSTI O MECHANIZÁCIU ŽIVOČÍŠNEJ VÝROBY

B. Studeník, J. Korejtko, T. Masár

STUDENÍK, B. — KOREJTKO, J. — MASÁR, T. (Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, Rovinka): *Optimalizácia starostlivosti o mechanizáciu živočíšnej výroby*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (6): 321—329.

Matematický model optimalizácie siete starostlivosti o mechanizáciu v živočíšnej výrobe slúži pre stanovenie delby práce medzi poľnohospodárskym podnikom a podnikom služieb. Model vychádza z mobilnej formy zabezpečovania prevádzkovej pohotovosti strojov. Výpočet je riešený na úrovni okresu v štyroch variantoch. V prvom variante podnik služieb zabezpečuje starostlivosť o dojaciú a chladiacu techniku a vo štvrtom variante potom o všetky stroje v živočíšnej výrobe. Účelovou funkciou je zvolené minimum nákladov na opravy. Ako doplnkové kritériá slúžia: potreba opravárov, servisných vozidiel a spotreba nafty. Model bol overený v rámci okresu s výmerou 82 812 ha poľnohospodárskej pôdy.

optimalizácia siete starostlivosti; prácnosť technických údržieb; prevádzková pohotovosť strojov

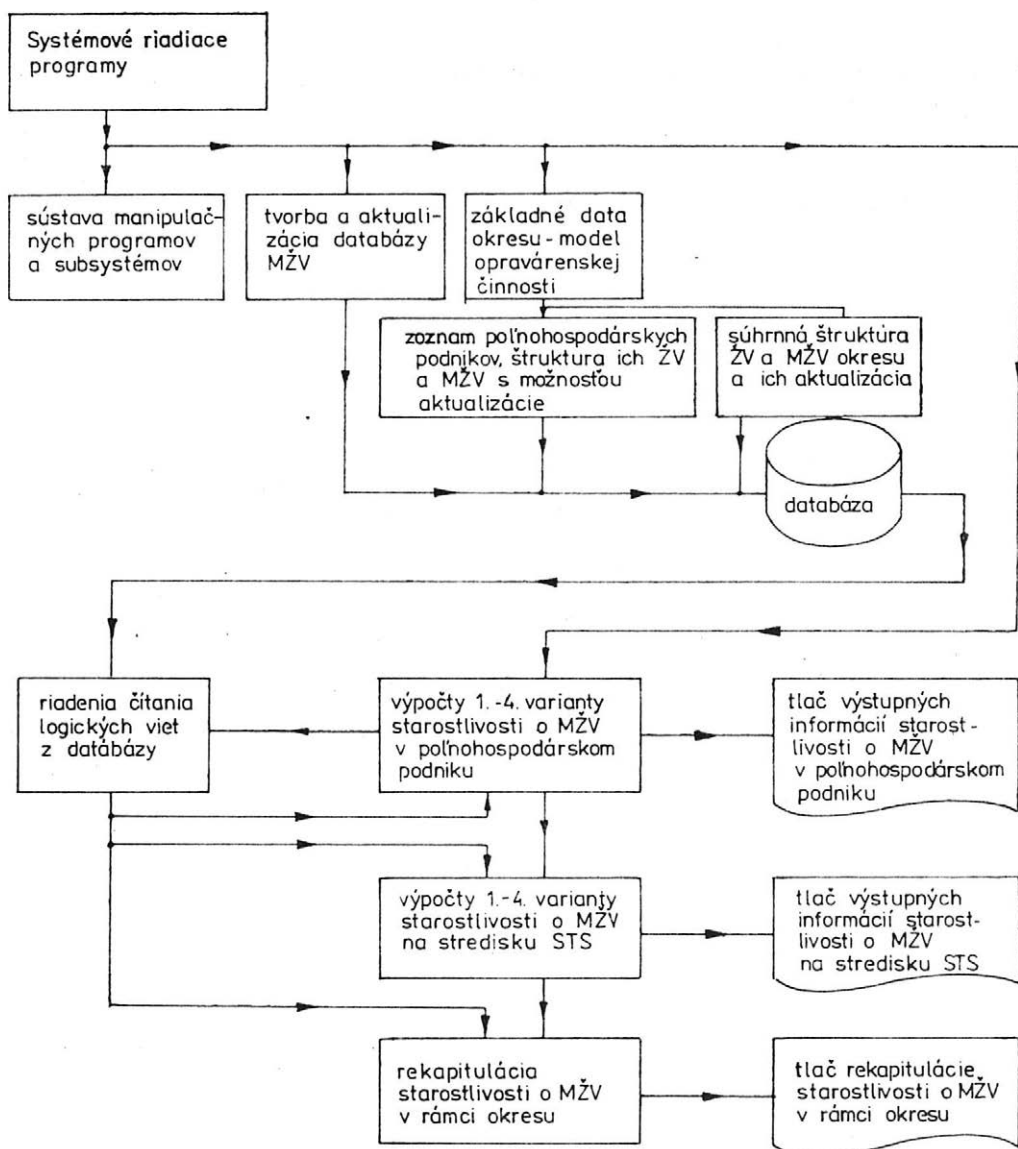
Využitíu matematických metód pri výpočte siete starostlivosti o poľnohospodársku strojovú techniku sa venuje v posledných rokoch pozornosť u nás aj v krajinách RVHP. Vo výskumnom a vývojovom ústave STS a OPS, Praha-Malešice, bol vypracovaný algoritmus optimalizácie komplexnej starostlivosti o mobilnú strojovú techniku (Kochan, 1978). Podľa tohto algoritmu bol vo Výskumnom ústave poľnohospodárskej techniky vypracovaný program výpočtu a realizovaný výpočet perspektívneho riešenia komplexnej starostlivosti pre všetky kraje ČSSR. Guner (1983) vypracoval matematický model optimalizácie siete starostlivosti pre technickú údržbu stacionárnej techniky s využitím servisných vozidiel. Model sa môže využiť aj pri optimalizácii starostlivosti o mobilnú techniku.

Optimalizácia siete starostlivosti o mechanizáciu živočíšnej výroby (ďalej MŽV) nebola v komplexnom poňatí doposiaľ riešená. Boli riešené iba parciálne problémy starostlivosti o MŽV:

- a) činnosť o typové vybavenie stredísk MŽV a elektroslužieb na STS (Klátik a i., 1978),
- b) starostlivosť o dojaciú techniku (Klátik, 1980),
- c) starostlivosť o chladiace zariadenia,
- d) starostlivosť o elektrické zariadenia.

V súčasnej etape budovania systému starostlivosti o MŽV je uzatvorenou jednotkou okres.

Výpočet siete starostlivosti o MŽV v rámci okresu ako celku je pomerne komplikovaný. Zložitosť procesov a variabilnosť podmienok riadenia nutne vedie k viacfázovému postupu riešenia. Jednofázové riešenie sa môže využiť iba pri riešení parciálnych problémov (obr. 1).



1. Vývojový diagram výpočtu siete starostlivosti o mechanizáciu živočíšnej výroby na úrovni okresu — A developmental diagram of the calculation of the upkeep network for the machines and equipments used in animal production at the district level

VLASTNÁ PRÁCA

MATEMATICKÝ MODEL VÝPOČTU

Vypracovaný matematický model výpočtu siete starostlivosti o mechanizačné prostriedky v živočíšnej výrobe vychádza z mobilnej formy zabezpečovania jednotlivých úkonov technických údržieb (ďalej TÚ), kontroly technického stavu (ďalej KTS), prevádzkových opráv (ďalej PO) a montáže technologických zariadení (ďalej M).

V I. stupni starostlivosti sa počíta s údržbárskym vozidlom vyvinutým vo VÚPT Rovinka na báze MULTICAR, ktorého osádku tvoria dvaja pracovníci.

Vozidlá určené pre zabezpečenie úkonov na II. stupni starostlivosti o MŽV sú v tomto prevedení:

- servis a opravy dojacích zariadení (A-31-K),
- servis a opravy chladiacich zariadení (A-31-K),
- servis a opravy technologických zariadení v MŽV (A-31-K),
- servis a opravy elektrozariadení (A-31-K),
- mobilné pracovisko pre montáže v ŽV (A-31).

Pri výpočtoch optimálneho riešenia sú podľa typu modelu a jeho účelu používané rôzne účelové funkcie, event. sa použije v rámci modelu ich kombinácia (Masár a Korejtko, 1983):

- minimum dopravných nákladov,
- minimum nákladov na zabezpečenie prevádzkovej pohotovosti,
- koeficient pohotovosti strojov a pod.

Vzhľadom na to, že servisné vozidlá zabezpečujú komplexnú starostlivosť o určité zariadenia, je ťažké voliť spojitú kritériálnu funkciu. Pri výpočte siete starostlivosti o MŽV sú preto stanovené štyri varianty, ktoré sa od seba líšia delbou práce medzi podnikom služieb a podnikom prvovýroby:

I. variant — poľnohospodársky podnik zabezpečuje TÚ všetkých strojov, KTS a PO krmných liniek, hnojných liniek a ostatných mechanizačných prostriedkov v ŽV; — STS zabezpečuje KTS a PO dojacej a chladiacej techniky;

II. variant — poľnohospodársky podnik zabezpečuje TÚ všetkých strojov, KTS a PO hnojných liniek a ostatných strojov v ŽV; — STS zabezpečuje KTS a PO dojacej a chladiacej techniky a krmných liniek;

III. variant — poľnohospodársky podnik zabezpečuje TÚ všetkých strojov, KTS a PO ostatných strojov v ŽV; — STS zabezpečuje KTS a PO dojacej a chladiacej techniky, krmných a hnojných liniek;

IV. variant — poľnohospodársky podnik zabezpečuje TÚ všetkých strojov; — STS zabezpečuje KTS a PO všetkých strojov.

Okrem delby práce v jednotlivých variantoch zabezpečuje poľnohospodársky podnik TÚ, opravy elektrozariadení (menšieho rozsahu) a vodoinštalácie a STS vykonáva opravy, revíziu elektrozariadení, montážnu činnosť v objektoch živočíšnej výroby.

Kritériom pre výber optimálnej delby práce pri zabezpečení prevádzkovej pohotovosti MŽV medzi poľnohospodárskym podnikom a STS boli priame náklady. Ako doplnkové kritériá boli použité:

- potreba pracovníkov,
- potreba servisných vozidiel,
- spotreba nafty na prejazdy servisných vozidiel.

Počíta sa s potrebou servisných vozidiel a opravárov v poľnohospodárskom podniku pre technické údržby, kontrolu technického stavu a prevádzkové opravy. Vzhľadom na to, že je navrhnutá mobilná forma zabezpečovania prevádzkovej pohotovosti, je základom výpočtu stanovenie počtu údržbárskych vozidiel:

$$n_{uv_j} = \frac{k_r \cdot \sum_{i=1}^n \cdot \sum_{j=1}^3 n_{si} \cdot q_{ij}}{n_p \cdot F_r \cdot \alpha_p \cdot \beta_s} \quad (1)$$

kde: n_{uvj} — počet údržbárskych vozidiel v kusoch pre j -tu činnosť ($j = 1$ — TÚ, $j = 2$ — KTS, $j = 3$ — PO)
 k_r — koeficient rezervy na stroje neevidované vo výkaze Zem S 2-01
 n_{st} — počet strojov i -tého druhu v kusoch
 q_{ij} — prácnosť pri i -tom stroji na j -tú činnosť v hodinách za rok
 n_p — počet pracovníkov obsluhujúcich servisné vozidlo ($n_p = 2$)
 F_r — ročný fond pracovného času vozidla v hodinách (2025 h. rok⁻¹)
 α_p — súčiniteľ prejazdov vozidla
 β_s — súčiniteľ času na technickú údržbu vozidla a nakladenie materiálu ($\beta_s = 0,90$)

Pri stanovení súčiniteľa prejazdov vychádzame z dopravnej rýchlosti vozidla a zo strednej dopravnej vzdialenosti. Parameter je stanovený pre jednotlivé poľnohospodárske podniky podľa vzťahu:

$$\alpha_p = 1 - 0,015 r_s \quad (2)$$

kde: r_s — stredná dopravná vzdialenosť stredísk živočíšnej výroby od mechanizačného strediska (km)

Počet pracovníkov pre zabezpečenie jednotlivých úkonov je súčinom počtu vozidiel stanovených vzťahom (1) a počtu pracovníkov obsluhujúcich vozidlo:

$$n_{pj} = 2 \cdot n_{uvj} \quad (3)$$

Pri výpočte počtu elektrikárov a vodoinštalatérov vychádzame z normatívu stanoveného vo vzťahu k počtu veľkých dobytčích jednotiek. Potreba elektrikárov i vodoinštalatérov je stanovená podľa rovnakého vzťahu:

$$n_e = n_v = \frac{VDJ}{1500} \quad (4)$$

kde: n_e — počet elektrikárov
 n_v — počet vodoinštalatérov
 VDJ — počet veľkých dobytčích jednotiek v podniku

Vypočítaná potreba pracovníkov na zabezpečovanie prevádzkovej pohotovosti je základom pre stanovenie doplnkových ukazovateľov, ako napr.:

- plocha stacionárneho pracoviska,
- investičné náklady (stavba, technológia, servisné vozidlá),
- priame náklady (pracovné, materiálové).

Potreba servisných vozidiel a opravárov pre stredisko MŽV podniku služieb je stanovená podľa rovnakého vzťahu ako v poľnohospodárskom podniku (1), rozdiel je iba v stanovení parametra α_p . Parameter α_p je stanovený vo vzťahu k výrobnej oblasti.

Pre kukuričnú a pársku výrobnú oblasť platí vzťah:

$$\alpha_{pI} = 1 - 0,006 r_s \quad (5)$$

kde: r_s — stredná dopravná vzdialenosť (km)

Pre zemiakársku výrobnú oblasť potom platí vzťah:

$$\alpha_{pII} = 1 - 0,008 r_s \quad (6)$$

Rozdiel regresívneho parametra je daný rôznou rýchlosťou vozidla podľa kategórie cesty.

Pri stanovení mobilných prostriedkov v podniku služieb je výpočet zjednodušený tým, že hospodárske dvory podnikov sú fiktívne sústredené do centra podniku a vozidlá STS sa po smene vracajú do strediska MŽV a elektro na STS, event. na ostatné stre-

diská STS. Potrebu pracovníkov pre elektroúdržbu stanovíme na základe počtu dobytčích jednotiek a normatívu dobytčích jednotiek na pracovníka. Z počtu pracovníkov sú potom vypočítané doplnkové ukazovatele v rovnakom členení ako v podniku prvovýroby. Vstupné údaje pre výpočet

Vektor vstupných informácií obsahuje údaje potrebné pre výpočet na úrovni podniku i okresu. Základnými vstupnými informáciami sú údaje o počte mechanizačných prostriedkov. Typ a druh strojov volíme v súlade so strojmi v štatistickom výkaze Zem S 2-01. Vo výpočte sú dva varianty:

1. počet mechanizačných prostriedkov je zadaný na vstupe,
2. počet strojov stanovíme na základe počtu zvierat a normatívu potreby strojov v živočíšnej výrobe.

V prvom prípade vypočítame potrebu opravárov, servisných vozidiel na súčasný stav. Vzhľadom na to, že v živočíšnej výrobe sa ešte nedosiahlo „nasýtenie“ potreby mechanizačnými prostriedkami čo do ich počtu, má tento výpočet pre určité mechanizačné prostriedky obmedzenú platnosť (hnojné a kŕmne linky).

V druhom prípade použijeme pre vstup iba počet zvierat a vybavenie strojmi vypočítame. V tejto súvislosti treba upozorniť na to, že problematika tvorby normatívu na úseku mechanizácie živočíšnej výroby je zložitejšia ako u strojov v rastlinnej výrobe. Pri stanovení normatívu sme aplikovali metódu vypracovanú vo VÚPT Rovinka (Studeník, 1981). Základom je retrospektívna analýza vybavenia národných republík strojmi od roku 1976. Časové rady zaťaženia mechanizačných prostriedkov počtom zvierat sme potom extrapolovali do roku 1990. Výhľadový normatív je vypracovaný vo forme — počet zvierat určitého druhu, ktorý pripadá na mechanizačný prostriedok (počet dojnic na dojací automat a pod.).

Ďalšími vstupnými údajmi potrebnými pre výpočet na úrovni poľnohospodárskeho podniku sú:

- počet veľkých dobytčích jednotiek (VDJ),
- stredná dopravná vzdialenosť stredísk živočíšnej výroby v km od opravárskeho strediska podniku.

Na úrovni podniku služieb (STS) sú to:

- stredná dopravná vzdialenosť poľnohospodárskeho podniku od strediska MŽV a od ostatných stredísk v km,
- rozsah montážnej činnosti STS v tis. Kčs,
- prevažujúca výrobná oblasť okresu.

Zostávajúce údaje, ktoré sú potrebné pre vlastný výpočet, sú pre všetky podniky konštantné a sú usporiadané v databáze. V databáze sú:

- a) normatívy potreby mechanizačných prostriedkov v živočíšnej výrobe do roku 1990,
- b) normatívy potreby času na zabezpečenie jednotlivých stupňov technickej údržby, diagnostických prehliadok prevádzkových opráv a materiálové náklady na PO.

Normatívy potreby času na technickú údržbu sme stanovili na základe údajov výrobcov strojov. Pri stanovení normatívu potreby času na vykonanie diagnostických prehliadok a zabezpečenie prevádzkových opráv sme vychádzali z prácnosti vyhodnotenej v stredisku MŽV STS Slaný (tab. I).

I. Potreba času na jednotlivé činnosti starostlivosti o mechanizáciu živočíšnej výroby — The time requirement for different operations of the upkeep of machines and equipments used in animal production

P. č.	Názov mechanizačného prostriedku	Ročný objem práce v hodinách			Materiálne náklady PO (Kčs. h ⁻¹)
		TÚ	KTS	PO	
1	Motorové rezačky krmovín	48	8	16	48,90
2	Motorové strúhadlá	38	6	10	68,30
3	Paráky elektrické	21	2	14	64,20
4	Vyberače senáže — vrchný odber	34	14	35	118,20
5	Vyberače senáže — spodný odber	42	16	30	136,30
6	Nadžlabové dopravníky krmív	74	15	35	114,30
7	Žlabové dopravníky krmív DOŽP-100, R	50	30	56	97,60
8	Žliabkové dopravníky krmív DOŽH-50, 100	74	14	24	84,30
9	Žlabové dopravníky krmív — pásové	48	10	20	75,60
10	Žlabové dopravníky krmív — ostatné	42	8	18	77,80
11	Kŕmne drážky	74	6	14	129,40
12	Hnojné drážky	84	7	16	139,90
13	Obežné zhrnovače hnoja SMK-150, R	58	10	24	189,70
14	Vynášacie dopravníky hnoja DM-9-2, R	34	8	22	69,80
15	Vrstviče maštafného hnoja VMK	38	15	16	69,90
16	Zhrnovacie lopaty v ošipárňach	46	12	16	151,60
17	Zhrnovacie lopaty v hydinárňach	46	12	16	121,80
18	Dojacie zariadenia kanvové — v maštali	124	32	16	52,40
19	Dojacie automaty v dojárňach	200	64	22	96,20
20	Dojacie automaty DA-100, DZ-100	170	48	18	67,00
21	Dojacie automaty ostatné v maštali	170	48	18	56,40
22	Dojacie automaty pre ovce	100	32	10	44,60
23	Chladiace zariadenie na mlieko CM-500 a modifikácia	72	6	20	109,40
24	Chladiace zariadenie na mlieko T-1000 a modifikácia	84	8	24	66,70
25	Chladiace zariadenie na mlieko — doskové chladiče	48	6	18	27,60
26	Chladiace zariadenie na mlieko — ostatné	124	7	30	64,20
27	Ohrievače mlieka	21	5	12	37,60
28	Kŕmne automaty pre teľatá	40	10	16	103,20
29	Kŕmne automaty pre ošipané	46	12	16	127,60
30	Kŕmne automaty pre hydinu	42	12	14	105,20
31	Univerzálne pásové kŕmidlo pre hydinu	38	10	10	44,20
32	Elektrické liahne pre kurčatá BIOS-133	34	8	12	57,80
33	Elektrické liahne pre káčatá 97-D	28	8	10	54,30
34	Elektrické liahne — ostatné	26	6	8	51,10

VÝSLEDKY

Pre overenie variantov výpočtov siete starostlivosti o strojovú techniku v živočíšnej výrobe bol vybraný okres Trnava. Poľnohospodárske podniky okresu hospodária prevažne v kukuričnej a repárskej výrobní oblasti na výmere 82 812 ha poľnohospodárskej pôdy a 76 426 ha ornej pôdy. Pri celkovom počte 34 JRD a ŠM je priemerná výmera podniku 2418 ha poľnohospodárskej pôdy. Vybavením živočíšnej výroby mechanizačnými prostriedkami odpovedá nížinným oblastiam v SSR. V kŕmnych linkách pre hovädzí dobytok prevládajú kŕmne drážky. Pri dojení kráv je ťažisko na dojacích konvových zariadeniach. V okrese je iba 12 dojární a 61 dojacích automatov v maštali. Pri odpratávaní hnoja z maštali pre hovädzí dobytok sa používa 378 hnojných drážok a iba 84 obežných zhrnovačov. Intenzita chovu zvierat je 0,81 DJ na hektár poľnohospodárskej pôdy.

Vlastný výpočet bol riešený pri ponechaní súčasného umiestnenia strediska MŽV a pri presunutí strediska do katastrálneho centra okresu. Rozdiel vo výsledkoch výpočtov nebol významný. V tab. II sú uvedené výsledky výpočtov pri umiestnení strediska MŽV do centra okresu.

Potreba pracovníkov je najnižšia vo variante I, rozdiely medzi jednotlivými variantmi sú minimálne. Potreba servisných vozidiel je vo variante 1 rovnaká ako vo variante 4. Priame náklady na zabezpečenie prevádzkovej spoľahlivosti MŽV sú najnižšie vo variante 1. Rozdiely medzi jednotlivými variantmi sú opäť minimálne. Spotreba nafty so zvyšovaním podielu činnosti na stredisku MŽV strojovej a traktorovej stanice (čo súvisí so zvyšovaním priemernej dopravnej vzdialenosti) je vo variante 4 takmer dvojnásobná v porovnaní s variantom 1.

II. Výsledky výpočtu siete starostlivosti o mechanizáciu živočíšnej výroby v okrese Trnava — The results of calculations of the upkeep network for animal production machines and equipments in the Trnava district

Potreba opravárov:				
— poľnohospodárske podniky	125	119	109	104
— stredisko MŽV	19	27	38	43
— spolu	144	146	147	147
Potreba vozidiel (ks):				
— poľnohospodárske podniky	64	61	57	52
— stredisko MŽV	7	11	17	19
— spolu	71	72	74	71
Priame náklady (tis. Kčs):				
— poľnohospodárske podniky	17 122,590	15 462,160	13 005,970	11 783,780
— stredisko MŽV	2 681,250	4 666,970	7 617,650	8 407,530
— spolu	19 803,850	20 129,140	20 623,620	20 191,310
Spotreba nafty (l):				
— poľnohospodárske podniky	50 675	48 773	45 729	41 316
— stredisko MŽV	68 482	107 614	166,314	185,880
— spolu	119 157	156 388	212 043	227 196

DISKUSIA

Deľba práce medzi poľnohospodárskym podnikom a podnikom služieb v oblasti starostlivosti o mechanizáciu živočíšnej výroby je dnes na úrovni variantu 1. Komplexne zabezpečuje starostlivosť o MŽV STS Slaný v okrese Kladno. Pri stanovení potreby servisných vozidiel pre potreby strediska MŽV vychádza matematický model z podmienky návratu vozidla po ukončení pracovnej smeny na toto stredisko. Táto podmienka nepriaznivo ovplyvňuje hlavne prejazdy servisných vozidiel. Pri rozdelení okresu na oblasti s parkovaním servisných vozidiel by sa spotreba nafty a potreba servisných vozidiel znížila. Pokles potreby vozidiel a spotreba nafty zasiahne všetky varianty. Charakter nákladov na zabezpečenie prevádzkovej pohotovosti MŽV zostane rovnaký.

Deľbu práce pri zabezpečení prevádzkovej pohotovosti MŽV treba riešiť na podmienky jednotlivých okresov. V okresoch s nižšou výmerou a nižšími priemernými vzdialenosťami sa môžu uplatniť aj ďalšie varianty deľby práce.

ZÁVER

Vypracovaný matematický model výpočtu siete starostlivosti o MŽV sa môže využiť pre stanovenie deľby práce medzi poľnohospodárskymi podnikmi a strediskom MŽV podnikov STS. Nerieši problematiku generálnych opráv strojov, ktorá je riešená parciálnym programom.

Literatúra

- GUNER, L. I.: Algoritmy optimalizácie systému technického obsluhovania mašin kompleksa. Mechaniz. i Elektr. social. seĭ. Choz., 1983, č. 9.
KLÁTIK, J.: Péče o dojícní techniku. Praha, VVÚ STS a OPS 1980.
KLÁTIK, J. a kol.: Optimalizace činnosti a typové vybavení středisek MŽV a elektroslužeb na STS. Praha, VVÚ STS a OZS 1978.
KOCHAN, J.: Metodika pro stanovení potřeby kapacit a rozmístění zařízení péče o zemědělskou techniku v I. a II. pečovatelském stupni. Praha, VVÚ STS a OZS 1978.
MASÁR, T. — KOREJTKO, J.: Návrh optimalizace starostlivosti o stroje a zariadenia mechanizácie živočíšnej výroby. Rovinka, VÚPT 1983.
STUDENÍK, B.: Systémový přístup k stanoveniu normatívov potreby strojovej techniky. [Kandidátska dizertačná práca.] Rovinka, VÚPT 1981.

Došlo dňa 3. 1. 1985

СТУДЕНИК, Б. — КОРЕЙТКО, Й. — МАСАР, Т. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Ровинка): Оптимизация ухода за механизацией в животноводстве. Земѣд. Techn., 31, 1985 (6): 321-329.

Математическая модель оптимизации сети обслуживания механизации в животноводстве служит для установления разделения труда между сельскохозяйственным предприятием и предприятием услуг. Модель исходит из мобильной формы обеспечения эксплуатационной готовности машин. Вычисление осуществляется до уровня района в четырех вариантах. В первом варианте предприятие услуг обеспечивает обслуживание доильной и холодильной техники, а в четвертом варианте — обслуживание всех машин в животноводстве. Целевой функцией является избранный минимум затрат на ремонт. В качестве дополнительных критериев являются потребность в ремонтниках, в сервисных автопередвижных мастерских и в затратах горючего. Модель была испытана в масштабах района с площадью 82 812 га сельскохозяйственной земли.

оптимизация сети обслуживания; трудоемкость технического обслуживания; эксплуатационная готовность машин

STUDENÍK, B. — KOREJTKO, J. — MASÁR, T. (Research Institute of Agricultural Engineering, Rovinka): *Optimization of the Upkeep of Machines Used in Animal Production*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (6) : 321-329.

A mathematical model of optimization of the machine upkeep network in animal production serves for the determination of labour division between the farm and the service enterprise. The model is based on the mobile form of securing the operation readiness of machines. The calculations are prepared up to the level of a district, and have four variants. In the first variant the service enterprise is responsible for the upkeep of milking and chilling equipments and in the fourth variant it keeps up all the machines used in animal production. The minimum costs of repairs were chosen as the object function. The additional criteria are the need of repairmen, service vehicles, and Diesel oil consumption. The model has been tested in a district with the area of 82 812 ha of agricultural land.

optimization of upkeep network; labour requirement of technical upkeep; operation readiness of machines

STUDENÍK, B. — KOREJTKO, J. — MASÁR, T. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Rovinka): *Optimierung der Wartung der Mechanisierungsmittel in der Tierproduktion*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (6) : 321-329.

Das mathematische Modell der Optimierung der Wartung der Mechanisierungsmittel in der Tierproduktion dient zur Bestimmung der Arbeitsteilung zwischen dem Landwirtschaftsbetrieb und dem Betrieb für Dienstleistungen. Das Modell geht von der mobilen Form der Sicherung der Betriebszuverlässigkeit der Maschinen aus. Die Berechnung erfolgt auf Kreisniveau in vier Varianten. In der ersten Variante sichert der Betrieb für Leistungen die Wartung und Pflege der Melk- und Kühlungstechnik und in der vierten Variante sichert er die Wartung aller in der Tierproduktion eingesetzten Maschinen. Als Zweckfunktion kann das gewählte Minimum der Reparaturkosten angesehen werden. Als Ergänzungskriterien dienen: Bedarf an Reparaturtechnikern, an Instandsetzern, an Service-Fahrzeugen und Dieselölverbrauch. Das Modell wurde im Rahmen eines Kreises auf einer Fläche von 82 812 ha LN überprüft.

Optimierung des Wartungsnetzes; Arbeitsaufwand der technischen Instandhaltung; Betriebszuverlässigkeit der Maschinen

Adresy autorov:

Ing. Bohumil Studeník, CSc., dr. Jiří Korejtko, CSc., Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, Rovinka, 900 42 Dunajská Lužná

Ing. Tibor Masár, ministerstvo poľnohospodárstva a výživy SSR, Suvorovova 12, 811 09 Bratislava

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.

C 18.779/31

Alternativa drivmedel och drivkällor. — Alternative motor fuels and power packs.

Stockholm, Samarbetsorganisationen för fordonmerkforskning 1981. 84 s., obr., tab. SFM meddelande no. 31, 1983. (Pohonné látky — zdroje ne-tradiční — konference — Švédsko — Stockholm — 1981 — zprávy)

D 67.902/969

Merkenonderzoek Tolsma thermostaat type ETH (met 12 puntstemperatuurmeetunit). Fabrikant: Tolsma Techniek B. V., Postbus 165, AD Emmeloord.

Wageningen, IMAG 1982. 6 s., obr., tab. Bulletin no. 969. (Termostaty — TOLSMA ETH — zkoušení — Holandsko — zprávy)

D 67.902/971

Merkenonderzoek VENTEC differentiaal thermostaat type H/L en hygrostaat type AHC.

Wageningen, IMAG 1982. 9 s. Bulletin 971. (Termostaty diferenciální — VENTEC HL — zkoušení — Holandsko — zprávy)

D 69.307/323

Fristamat indblaesningenheder type PDA-400. Fabrikant og anmelder: Nordisk Ventilator Co.

A/S, Fristamat Division, Langeskov. (Větrací zařízení — nasávací — FRISTAMAT PDA 400 — zkoušení — Dánsko — zprávy)

D 50.847/2831

Ventilationsutrustning fran Platmekano. Tillufsdon RECI-1-630.

Uppsala, Statens maskinprovningar 1983. 4 s. Meddelande 2831. (Větrací zařízení — nasávací — RECI-1-630 — zkoušení — Švédsko — zprávy)

BATHKE, K. — HAMANN, R.

E 38.142/410

Wärmetechnische Grundlagen und Empfehlungen für eine rationelle Energieanwendung in Gewächshausanlagen.

Berlin, AdL 1980. 31 s., příl.: tab., obr. IGA Ratgeber. (Teplotechnika — skleníky — využití — racionalizace)

PROVOZNÍ SPOLEHLIVOST OBĚŽNÉHO SHRNOVAČE CHLÉVSKÉ MRVY SH-75

F. Fiala

FIALA, F. (Vysoká škola zemědělská, Brno): *Provozní spolehlivost oběžného shrnovače chlévské mrvy SH-75*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (6) : 331-340.

Článek se zabývá rozbořem provozní spolehlivosti oběžného shrnovače chlévské mrvy SH-75 na základě údajů získaných sledováním provozu a poruch čtyř oběžných shrnovačů v době od 18. 3. 1983 do 26. 2. 1984. Výsledky pozorování jsou sestaveny do tabulek a graficky znázorněny pomocí charakteristiky A, tj. pomocí hodnot parametru proudu poruch nejporuchovější části oběžného shrnovače — řetězu. Rozbor příčin nízké provozní spolehlivosti oběžného shrnovače vyúsťuje v doporučení z oblasti konstrukce, technologie výroby i organizace provozu, vytvářející podmínky pro snížení četnosti poruch daného zařízení.

parametr proudu poruch; konstrukce; technologie výroby; organizace provozu; četnost poruch

V rozvoji zemědělské velkovýroby zaujímá významné místo rozvoj živočišné výroby. Důraz je kladen na využití domácí krmivové základny. Z tohoto hlediska jde především o rozvoj chovu skotu, který je úzce spojen s vyššími nároky na mechanizaci živočišné výroby. Mezi důležité mechanizační prostředky vazných stelivových stájí patří linka odkluzu chlévské mrvy s oběžným shrnovačem.

Vzhledem k tomu, že nejslabším článkem linky odkluzu chlévské mrvy je oběžný shrnovač, zaměříme svou pozornost na stanovení jeho provozní spolehlivosti a příčin jeho poruchovosti.

OBĚŽNÝ SHRNOVAČ CHLÉVSKÉ MRVY SH-75

Oběžný shrnovač chlévské mrvy SH-75 je určen k mechanickému odstraňování chlévské mrvy ze stelivových stájí pro skot. Konstrukčně je proveden jako řetězový transportér, uložený a pohybující se v kališti se dnem z hlazeného betonu. V kališti je řetěz veden jedním pevným vodícím kolem a jedním napínacím kolem v protilehlých rozích dopravní dráhy a je poháněn jednou nebo dvěma hnacími jednotkami s elektromotorem, převodovkou a pojistnou prokluzovací spojkou.

Ke stanovení provozní spolehlivosti byl sledován provoz čtyř oběžných shrnovačů SH-75, zabudovaných v kravínech typu K-96 a K-196 v JZD Doubravice nad Svitavou. Údaje o době a místu instalování oběž-

ných shrnovačů, délce řetězu, počtu hnacích jednotek, počtu pracovníků obsluhujících linku odklizu a dodržování technologie odklizu jsou uvedeny v tab. I.

I. Podmínky sledování oběžného shrnovače SH-75 — Conditions of study of the SH-75 circulating scraper

Oběžný shrnovač	Datum instalace	Místo instalace	Délka tažného řetězu [m]	Počet hnacích jednotek [ks]	Počet pracovníků obsluhy	Dodržení technologie obsluhy
1	1978	Doubravice A	120	1	2	ano
2	1979	Doubravice B	120	1	2	ano
3	1977	Újezd	110	1	2	ano
4	1976	Lhota Rapotina	110	1	2	ano

Provozní spolehlivost oběžného shrnovače je závislá na jeho konstrukci, na použité technologii výroby a na dodržování technických podmínek provozu a prevence stanovených výrobcem shrnovače. V tomto příspěvku jsme se zaměřili na vliv uvedených činitelů na provozní spolehlivost oběžného shrnovače SH-75.

VLIV KONSTRUKCE

Oběžný shrnovač SH-75 je konstrukčně odvozen od běžného shrnovače SmK-150R, u kterého se projevovaly tyto nedostatky:

a) Porušení straníc řetězu vznikalo v místě nejmenšího průřezu stranice, tj. za otvorem pro čep ve směru podélné osy stranice. Bylo doporučeno zvětšit velikost tohoto průřezu.

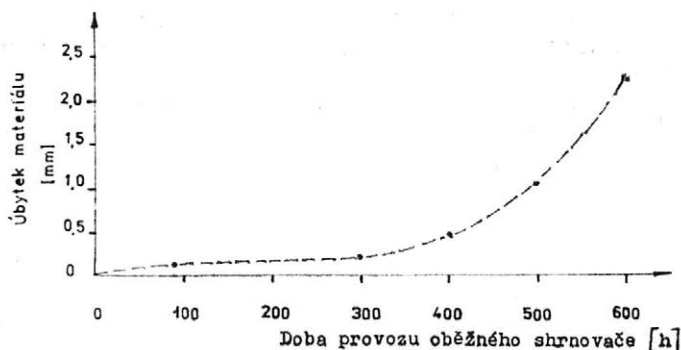
b) Po 600 hodinách provozu oběžného shrnovače byly okraje otvorů straníc značně deformované a silně zkorodované. Intenzita korozního napadení se zvýšila zejména po 400 hodinách provozu oběžného shrnovače (obr. 1).

c) Havarijní stav oběžného shrnovače nastal po 544 hodinách provozu vlivem značného mechanického a korozivního opotřebení otvorů straníc a povrchu čepů, které způsobovalo časté rozpojování řetězu.

d) Konstrukce napínacího mechanismu řetězu neumožňovala technickou kontrolu správnosti napnutí řetězu. Periodicita napínání řetězu byla značně nepravidelná a velikost napnutí byla určena subjektivním odhadem údržbáře.

U běžného shrnovače SH-75 se v současné době nadále projevují nedostatky uvedené pod body a) a d). Kromě toho se změna druhu oceli pro výrobu straníc, čepů a článků řetězu (místo oceli ČSN 11 600 se kvůli svařitelnosti používá ocel ČSN 11 373 o nižší pevnosti) ukázala z hlediska podmínek provozu a požadované pevnosti řetězu v tahu jako nevhodná.

1. Úbytek materiálu čepů a straníc řetězu oběžného shrnovače vlivem koroze v závislosti na době provozu — Material abrasion of chain pins and side pieces of the circulating scraper caused by corrosion, in relation to operating time

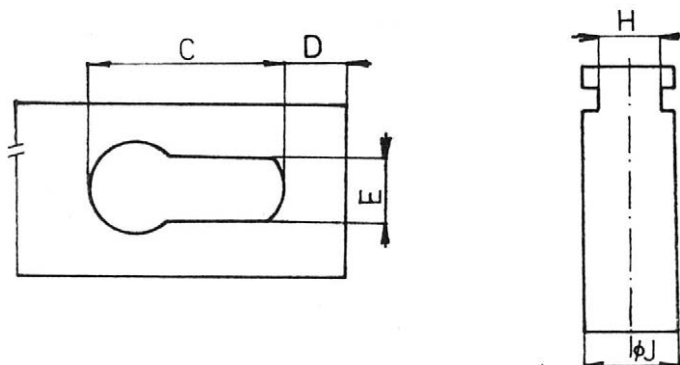


VLIV VÝROBNÍ TECHNOLOGIE

Při výrobě prvků řetězu (članků, čepů, straníc a hřebel) se používá technologie stříhání a ohýbání za studena a technologie tavného svařování.

Uvedené způsoby tváření za studena jsou charakterizovány výrazně nerovnoměrnou plastickou deformací materiálu v rozsahu objemu jedné součásti. Vzniklé deformační zpevnění mění mechanické, fyzikální i chemické vlastnosti plasticky deformovaného materiálu. Z chemických vlastností je to zejména snížení korozní odolnosti tvářeného materiálu, způsobené nerovnoměrným rozdělením deformační energie v tvářeném kovu. Tato skutečnost, spolu se silně agresivním prostředím kaliště stáje, má za následek vysokou intenzitu elektrochemické koroze materiálu prvků řetězu.

Použitá technologie tavného svařování rovněž snižuje korozní odolnost svařovaných konstrukcí v místě svaru a přiléhajícím tepelně ovlivněném pásmu jednak vlivem vnitřních pnutí vznikajících ve svařované



- změna rozměru J
- změna rozměru H
- změna rozměru E
- změna rozměru C
- změna rozměru D

- $0,59 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \cdot \text{h}^{-1}$
- $0,58 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \cdot \text{h}^{-1}$
- $0,49 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \cdot \text{h}^{-1}$
- $0,40 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \cdot \text{h}^{-1}$
- $0,31 \cdot 10^{-3} \text{ mm} \cdot \text{h}^{-1}$

2. Sledované rozměry prvků řetězu oběžného shrnovače — The studied dimensions of circulating scraper chain components

konstrukci po ochlazení svaru, jednak vlivem přídavných materiálů o chemickém složení odlišném, než jaký má materiál svařovaný. Elektrochemická koroze svařovaného článku, čepu se hranicí a článku s hřebem je opět urychlována agresivním prostředím kaliště stáje.

Vzhledem k tomu, že hranice, článek a čep řetězu nemají vůbec žádnou povrchovou ochranu a hřeblo ji má nedostatečnou, a vzhledem k nedostatečné údržbě povrchu těchto součástí prostředky dočasné povrchové ochrany, probíhá koroze materiálu prvků řetězu v prostředí kaliště stáje velmi intenzívně a je jednou z hlavních příčin častých poruch a nízké životnosti řetězu oběžného shrnovače. Na základě výsledků sledování provozu a poruch oběžného shrnovače SH-75 po dobu dvou let (K e j í k a Š k r o b a, 1982) byla změna rozměrů jednotlivých prvků tažného řetězu vlivem společného působení koroze a mechanického namáhání třením a otláčováním, vztažená na jednu provozní hodinu oběžného shrnovače, znázorněna na obr. 2.

VLIV DODRŽOVÁNÍ PODMÍNEK PROVOZU

Technické podmínky provozu oběžného shrnovače, stanovené výrobcem pro technologii odkluzu chlěvské mrvy, nejsou ve většině případech dodržovány. Je všeobecně známa nekázeň při dodržování technologie odkluzu spočívající v tom, že obsluha nejdříve nahrne kaliště po celé délce mrvou a teprve potom spustí oběžný shrnovač.

Technické podmínky výrobce oběžného shrnovače stanoví periodicitu a rozsah údržbových prací (které se nedělají důsledně), ale nezařazují možnosti obnovy dočasné povrchové ochrany konstrukčních prvků oběžného shrnovače novodobými účinnými protikorozními prostředky ani periodicitu a kontrolovatelné podmínky správného napnutí tažného řetězu.

VYHODNOCENÍ A ROZBOR PROVOZNÍ SPOLEHLIVOSTI OBÉŽNÉHO SHRNOVAČE SH-75

Jako charakteristika provozní spolehlivosti oběžného shrnovače byl zvolen parametr proudu poruch $\Lambda(t)$. Provozní interval pro vyhodnocení průběhu zvolené charakteristiky byl zvolen $\Delta t = 15$ kalendářních dnů, tj. 33,75 provozních hodin shrnovače při průměrné denní době provozu 2,25 hodiny (Š o r, 1965). V tab. II jsou uvedeny poruchy konstrukčních prvků čtyř oběžných shrnovačů SH-75 za období od 18. 3. 1983 do 26. 2. 1984, tj. za 346 kalendářních dnů, tedy za 3114 hodin provozu.

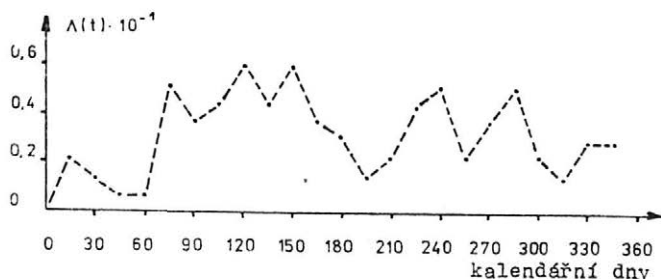
V tab. III jsou uvedeny pro jednotlivé časové intervaly Δt počty poruch a číselné hodnoty parametru proudu poruch $\Lambda(t)$ pro oběžný shrnovač jako celek, pro přetržení a pád řetězu samostatně a pro přetržení a pád řetězu dohromady. Průběh parametru proudu poruch za celou dobu sledování provozu čtyř oběžných shrnovačů je podle hodnot z tab. III znázorněn na obr. 3 až 6.

Na základě výsledků získaných sledováním provozu a poruch čtyř oběžných shrnovačů SH-75 lze udělat tyto závěry: na poruchovosti oběžných shrnovačů se podílí

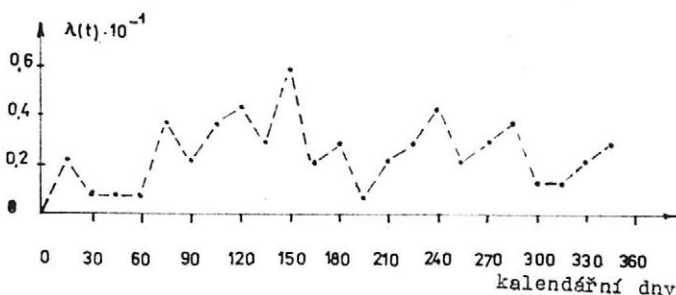
— spadávání řetězu	38 poruchami,
— přetržení řetězového článku	24 poruchami,
— přetržení řetězové stranice	12 poruchami,
— zlomení řetězového kola	7 poruchami,
— opotřebení řetězového kola	2 poruchami.

Průběh křivek znázorňujících parametr proudy poruch oběžného shrnovače jako celku (zahrnující přetržení a spadávání řetězu) ukazuje růst poruchovosti oběžného shrnovače do doby provozu 120 dnů, tj. do 270 hodin provozu s tendencí postupného ustálení kolem určité střední hodnoty na konci sledování. Poruchovost samotného řetězu oběžného shrnovače byla nejvyšší při 150 dnech provozu a projevovala se u ní tendence postupného snižování a ustálení kolem hodnoty $\Lambda(t) = 0,02 \cdot h^{-1}$.

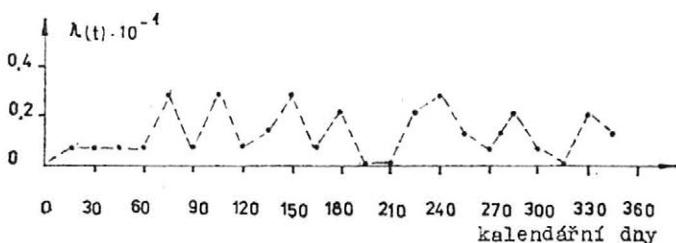
3. Závislost parametru proudy poruch $\Lambda(t)$ oběžného shrnovače SH-75 na době provozu — The relation of the failure flow parameter $\Lambda(t)$ of the SH-75 circulating scraper to operating time



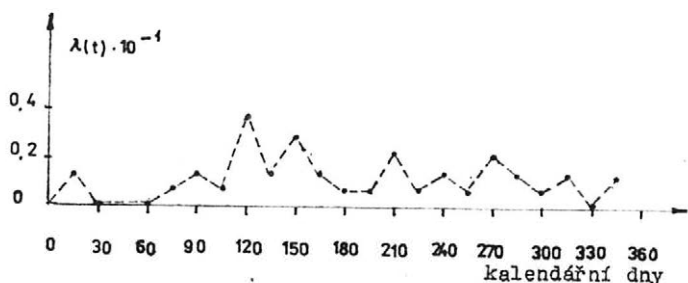
4. Závislost parametru proudy poruch $\Lambda(t)$ řetězu (včetně jeho spadávání) na provozu oběžného shrnovače SH-75 — The relation of the failure flow parameter $\Lambda(t)$ of the SH-75 circulating scraper chain (including chain release) to operating time



5. Závislost parametru proudy poruch řetězu $\Lambda(t)$ (bez vlivu jeho spadávání) na provozu oběžného shrnovače SH-75 — The relation of the chain failure flow parameter $\Lambda(t)$ (not considering chain release) to SH-75 scraper operating time



6. Závislost parametru proudy poruch spadávání řetězu $\Lambda(t)$ na provozu oběžného shrnovače SH-75 — The relation of the failure flow parameter $\Lambda(t)$ of chain release to SH-75 circulating scraper operating time



II. Poruchy oběžného shrnovače SH-75 — Failures of the SH-75 circulating scraper

Časový interval Δt	Přetržení řetězu											
	porucha článku				porucha stranice				porucha čepu			
	OS 1	OS 2	OS 3	OS 4	OS 1	OS 2	OS 3	OS 4	OS 1	OS 2	OS 3	OS 4
18. 3.— 1. 4. 1983			1									
2. 4.—16. 4. 1983								1				
17. 4.— 1. 5. 1983									1			
2. 5.—16. 5. 1983		1										
17. 5.—31. 5. 1983	1		1		1							1
1. 6.—15. 6. 1983										1		
16. 6.—30. 6. 1983	1	1		1		1						
1. 7.—15. 7. 1983	1											
16. 7.—30. 7. 1983				1					1			
31. 7.—14. 8. 1983			1	2	1							
15. 8.—29. 8. 1983			1									
30. 8.—13. 9. 1983		1		1			1					
14. 9.—28. 9. 1983												
29. 9.—13. 10. 1983												
14. 10.—28. 10. 1983	1					1		1				
29. 10.—12. 11. 1983		1						1		1		1
13. 11.—27. 11. 1983						1		1				
28. 11.—12. 12. 1983				1								
13. 12.—27. 12. 1983		1	1				1					
28. 12.—11. 1. 1984			1									
12. 1.—26. 1. 1984												
27. 1.—10. 2. 1984			1				1		1			
11. 2.—25. 2. 1984		1		1								
Σ	4	6	7	7	2	3	3	4	3	2	0	2

V průběhu parametru proudu poruch řetězu vlivem přetržení článku, stranice nebo porušení čepu se nevyskytují významnější maxima. Na konci doby pozorování kolísá hodnota tohoto parametru kolem $\Lambda(t) = 0,01 \cdot h^{-1}$.

Vliv provozních podmínek jednotlivých stájí na poruchy oběžných shrnovačů lze stanovit z tab. I takto:

místo	počet poruch
Doubravice A	22
Doubravice B	20
Újezd	26
Lhota Rapotina	34

Spadlý řetěz				Ulomené hřeblo				Zlomené řetězové kolo				Opotřebené řetězové kolo				Σ
OS 1	OS 2	OS 3	OS 4	OS 1	OS 2	OS 3	OS 4	OS 1	OS 2	OS 3	OS 4	OS 1	OS 2	OS 3	OS 4	
		2								1						3
																2
																1
																1
1					1								1			7
			2								2					5
		1		1												6
2		2	1	1				1								8
	1		1				1							1		6
		2	2													8
1	1						1				1					5
			1													4
		1		1												2
1	1		1													3
			1			1					1					6
	1	1					1									7
			1													3
		1	1													5
1		1	1	1												7
	1			1					1							3
	1			1												2
			1			1										4
			2													4
6	6	12	14	6	1	2	3	1	1	1	4	0	1	1	0	102

ROZBOR PŘÍČIN PORUCH OBĚŽNÉHO SHRNOVAČE SH-75

Mezi hlavní příčiny 38 poruch oběžných shrnovačů, způsobených tím, že spadl tažný řetěz, z hlediska konstrukce patří:

— nevyhovující konstrukční řešení napínání tažného řetězu, které neumožňuje technickou kontrolu správnosti napnutí;

— postupné prodlužování délky řetězu, způsobené přetěžováním oběžného shrnovače;

— nevhodný materiál o nízké mezi pevnosti, použitý pro výrobu čepů, straníc a článků tažného řetězu.

Nepříznivý vliv uvedených činitelů lze podstatně omezit těmito opatřeními:

III. Hodnoty parametru proudu poruch $\Lambda(t)$ oběžného shrnovače SH-75 — Values of the failure flow parameter $\Lambda(t)$ in the SH-75 circulating scraper

Časový interval Δt	Poruchy řetězu						Poruchy shrnovače	
	přetržení		spadnutí		celkem			
	$n(t)$	$\Lambda(t)$	$n(t)$	$\Lambda(t)$	$n(t)$	$\Lambda(t)$	$n(t)$	$\Lambda(t)$
18. 3.— 1. 4.	1	0,007	2	0,014	3	0,022	3	0,022
2. 4.—16. 4.	1	0,007	0	0,000	1	0,007	2	0,014
17. 4.— 1. 5.	1	0,007	0	0,000	1	0,007	1	0,007
2. 5.—16. 5.	1	0,007	0	0,000	1	0,007	1	0,070
17. 5.—31. 5.	4	0,029	1	0,007	5	0,037	7	0,051
1. 6.—15. 6.	1	0,007	2	0,014	3	0,022	5	0,037
16. 6.—30. 6.	4	0,029	1	0,007	5	0,037	6	0,044
1. 7.—15. 7.	1	0,007	5	0,037	6	0,044	8	0,059
16. 7.—30. 7.	2	0,014	2	0,014	4	0,029	6	0,044
31. 7.—14. 8.	4	0,029	4	0,029	8	0,059	8	0,059
15. 8.—29. 8.	1	0,007	2	0,014	3	0,022	5	0,037
30. 8.—13. 9.	3	0,022	1	0,007	4	0,029	4	0,029
14. 9.—28. 9.	0	0,000	1	0,007	1	0,007	2	0,014
29. 9.—13. 10.	0	0,000	3	0,022	3	0,022	3	0,022
14. 10.—28. 10.	3	0,022	1	0,007	4	0,029	6	0,044
29. 10.—12. 11.	4	0,029	2	0,014	6	0,044	7	0,051
13. 11.—27. 11.	2	0,014	1	0,007	3	0,022	3	0,022
28. 11.—12. 12.	1	0,007	3	0,022	4	0,029	5	0,037
13. 12.—27. 12.	3	0,022	2	0,014	5	0,037	7	0,051
28. 12.—11. 1.	1	0,007	1	0,007	2	0,014	3	0,022
12. 1.—26. 1.	0	0,000	2	0,014	2	0,014	2	0,014
27. 1.—10. 2.	3	0,022	0	0,000	3	0,022	4	0,029
11. 2.—25. 2.	2	0,014	2	0,014	4	0,029	4	0,029

Δt = 15 dnů, tj. 33,75 provozních hodin

$$\Lambda(t) = \frac{n(t)}{N \cdot \Delta t} = \frac{n(t)}{4 \cdot 33,75} = \frac{n(t)}{135} \quad [\text{h}^{-1}]$$

$n(t)$ = počet poruch v časovém intervalu Δt

N = počet sledovaných oběžných shrnovačů

— novou konstrukcí napínacího mechanismu tažného řetězu pomocí kladky a závaží; tato konstrukce nevyžaduje kontrolní zařízení ani periodický zásah obsluhy;

— použitím kvalitnější oceli o vyšší mezi pevnosti pro výrobu konstrukčních prvků tažného řetězu.

Mezi hlavní příčiny ostatních poruch oběžných shrnovačů z hlediska technologie výroby patří:

— technologie tváření za studena a technologie svařování, které mají nepříznivý vliv na korozní odolnost materiálu;

— nedostatečná povrchová ochrana článku s hřebem, aplikovaná v současné době máčením v barvě syntetické základní S 2035/0200 s vypalováním při teplotě 85 až 110 °C, a použití ostatních konstrukčních prvků tažného řetězu bez jakékoliv povrchové ochrany.

Nepříznivé vlivy použitých technologií výroby prvků tažného řetězu lze omezit těmito opatřeními:

— snížením vnitřních pnutí materiálu konstrukčních prvků tažného řetězu, způsobených plastickou deformací a svařováním;

— zlepšením trvalé povrchové ochrany hřebu s článkem aplikací adhezivního Plastisolu PVC s následným vytvrzením při teplotě 150 až 180 °C po dobu 15 až 30 minut;

— periodicky obnovovanou dočasnou povrchovou ochranou konstrukčních prvků tažného řetězu novodobými protikorozními konzervačními prostředky, např. typu KONKOR 500;

— nahrazením svarového spojení článku a hřebu rozebíratelným šroubovým spojením.

Poruchovost tažného řetězu oběžného shrnovače lze také podstatně snížit použitím dvou hnacích jednotek i pro oběžné shrnovače o délce tažného řetězu menší než 130 m. Podle výsledků měření se tím tahové namáhání řetězu snižuje asi o 40 %.

ZÁVĚR

Sledování a vyhodnocení provozu a poruch čtyř oběžných shrnovačů SH-75 ukázalo, že jde o zařízení s častými poruchami. Nejslabším článkem oběžného shrnovače je řetěz a jeho napínání. Podstatného zvýšení provozní spolehlivosti a životnosti oběžného shrnovače, který pracuje v silně agresivním prostředí stáje, lze dosáhnout komplexními opatřeními v oblasti konstrukce, technologie výroby shrnovače, provozu a údržby, doplněnými dalším sledováním a vyhodnocováním provozní spolehlivosti a životnosti se zpětnou vazbou získaných výsledků na konstrukci, technologii výroby a provoz tohoto zařízení.

Literatura

KEJÍK, C. — ŠKROBA: Rozbor provozní spolehlivosti oběžného shrnovače chlěvské mrvy SH-75. In: Sbor. VŠZ v Brně, Ř. D, XVIII, 1982, s. 1-2.

SOR, J. B.: Statistické metody analýzy a kontroly jakosti a spolehlivosti. Praha, SNTL 1965.

Došlo dne 9. 11. 1984

ФИАЛА, Ф. (Сельскохозяйственный институт, Брно): Эксплуатационная надежность бесконечного скребка навоза SH-75. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (6) : 331-340.

Статья посвящена анализу эксплуатационной надежности бесконечного скребка навоза SH-75. На основе данных, полученных в результате обследования эксплуатации и неполадок четырех бесконечных скребков в период с 18. 3. 1983 г. по 26. 2. 1984 г. Результаты наблюдений оформлены в виде таблиц и графически изображены при помощи Δ -характеристики, т. е. с использованием значений параметра потока дефектов наиболее аварийной части бесконечного скребка — цепи. Анализ причин низкой эксплуатационной надежности бесконечного скребка претворяется в рекомендации из области конструкции, технологии производства и организации эксплуатации, создающие условия для сокращения частоты аварий данного устройства.

параметр потока дефектов; конструкция; технология производства; организация эксплуатации; частота аварий

FIALA, F. (University of Agriculture, Brno): *The Reliability of the SH-75 Circulating Manure Scraper*. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (6) : 331-340.

The reliability of the SH-75 circulating manure scraper is analyzed on the basis of data obtained as a result of observation of the operation and failures of four circulating scrapers, performed from March 18, 1983, to February 26, 1984. The results are arranged in tables and graphically represented by means of Δ -characteristics, i. e. values of the parameter of failure flow in the part with most failures: the chain. The analysis of the causes of the low reliability of the circulating scraper makes it possible to suggest recommendations in the fields of designing, production technology and organization of operation, to create conditions for a reduction of the failure rate of the given equipment.

parameter of failure flow; design; technology of production; organization of operation; failure rate

FIALA, F. (Landwirtschaftliche Hochschule, Brno): *Betriebszuverlässigkeit des Umlaufsschrappers SH-75 für Beseitigung des Stallungs*. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (6) : 331-340.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Analyse der Betriebszuverlässigkeit des Umlaufstallungsschrappers SH-75 aufgrund der durch Auswertung des Betriebes und der Pannen bei vier Umlaufsschrappern vom 18. 3. 1983 bis zum 26. 2. 1984 gewonnenen Erkenntnisse. Die Ergebnisse sind in Tabellen aufgeführt und graphisch mit Hilfe der Δ -Charakteristik, d. h. mit Hilfe der Werte des Parameters der Pannen des am stör anfälligsten Teiles des Umlaufsschrappers — der Kette — dargestellt. Die Analyse der Ursachen einer niedrigeren Betriebszuverlässigkeit des Umlaufsschrappers bringt Empfehlungen für die Konstruktion, Produktionstechnologie und Betriebsorganisation, die die zur Senkung der Häufigkeit der Pannen der gegebenen Anlage notwendigen Bedingungen schaffen.

Parameter des Pannenflusses; Konstruktion; Produktionstechnologie; Betriebsorganisation; Pannenhäufigkeit

Adresa autora:

Ing. František Fiala, CSc., Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 613 00 Brno

VLIV RYCHLOSTI VĚTRU NA DOSTŘÍK U POSTŘÍKOVACŮ

V. Mašek, M. Novotný

MAŠEK, V. — NOVOTNÝ, M. (Vysoká škola zemědělská, Praha): *Vliv rychlosti větru na dostřik u postřikovačů*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (6): 341–348.

Zkoumání vlivu rychlosti větru na délku dostřiku a kvalitu rozstřiku vody na zavlažovaném pozemku má význam pro využívání závlahové techniky. V článku jsou uvedeny teoretický rozbor pohybových rovnic při působení větru, výpočet deformace balistických drah letu vodního paprsku (kapky) a přiblížení teoretických výpočtů skutečným dostřikům pomocí konstanty β , která zahrnuje vliv rozpadu paprsku na jednotlivé kapky.

pohybové rovnice; balistické dráhy; konstanta β

Kvalita závlahy při rozstřiku vody na plochu je do značné míry ovlivněna rychlostí větru. Řešením tohoto problému se zabývali různí autoři (např. Oehler a Schonpp, 1963; Branko, 1963; Christiansen, 1942; Oroszlány a Szalay, 1964; Hofmeister, 1961). Většina z nich se zaměřila na experimentální měření a stanovení závislosti vlivu větru na délku dostřiku i na rovnoměrnost rozdělení vody na zavlažované ploše.

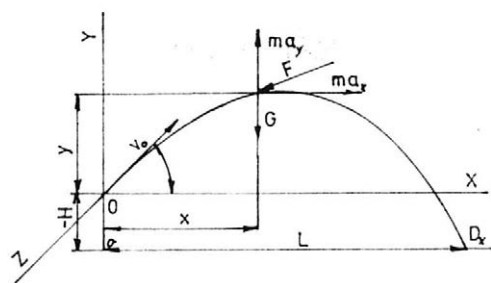
Již při vizuálním pozorování je zřejmé, že vítr nepůsobí během rozpadu vodního paprsku a letu kapky rovnoměrně. Vytvářejí se určité vířivé proudy. Rychlost větru nelze považovat za konstantní ani během jedné otáčky postřikovače. Značnou úlohu hraje i povrch země a výška porostu, která ovlivňuje nejen rychlost, ale i vířivé účinky větru. Jak uvádí Sutton (1933), mění se rychlost větru i ve vertikální rovině.

Teoretické řešení vlivu větru na kvalitu rozstřiku vody je značně obtížné a neobejde se bez zjednodušujících podmínek. Proto je nutné konfrontovat teoretické výsledky s experimentálním měřením a posoudit, jak se blíží ke skutečnosti.

V tomto článku se budeme zabývat převážně teoretickými otázkami. Výsledky experimentálního měření uvedl Mašek (1969).

TEORETICKÝ ROZBOR PROBLÉMU

Při teoretickém řešení jsme přijali hned na začátku několik zjednodušujících předpokladů, a to: balistické dráhy budou řešeny pro jednu kapku o průměru D (který by neměl být větší než 2 mm). Při tomto průměru kapky lze předpokládat, že při letu dodržuje kulovitý tvar. Kapky se vytvářejí již v okamžiku, kdy voda opouští hubici postřikovače a proud se nerozpadá. Vytváření kapek při rozpadu paprsku je jev značně komplikovaný a jeho zkoumání si vyžaduje dlouhý časový úsek. V našich (časových) možnostech nebylo tento jev samostatně řešit. Kromě toho má vliv i mechanický aspekt (otáčecí zařízení), který se podílí na rozpadu proudu. I tento jev je značně komplikovaný a nestacionární (to znamená, že rozpad proudu se v každém okamžiku mění). Po konzultacích s meteorology jsme usoudili, že pro běžné postřikovače lze pro výpočet použít průměrné



1. Dráha letu kapky vody při rychlosti větru $v_v = 0$ — The path of water droplet motion at wind speed $v_v = 0$

$-H$ — výška hubice postřikovače nad zemí (m)

v_o — výtoková rychlost vody ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

θ_o — úhel výstřiku

D_x — bod dopadu kapky

rychlosti větru, vypočtené z měření ve výšce 2 m nad zemí. Toto zjednodušení je opodstatněné jedině tehdy, je-li výška paprsku vody malá, což u balistických drah kapek postřikovačů lze předpokládat.

Za zjednodušujících předpokladů můžeme napsat (obr. 1) základní pohybové rovnice:

$$\rho V \frac{d^2 x}{dt^2} = -F \cos \psi \quad (1)$$

$$\rho V \frac{d^2 y}{dt^2} = -(\rho - \rho_v) Vg - F \sin \psi \quad (2)$$

$$\rho V \frac{d^2 z}{dt^2} = 0 \quad (3)$$

kde: ρ — měrná hmotnost vody ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

ρ_v — měrná hmotnost prostředí ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

F — síla odporu vzduchu (N)

V — objem kapky (m^3)

g — tíhové zrychlení ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)

t — čas (s)

ψ — úhel tečny trajektorie v daném bodě s horizontální rovinou (bezrozměrná veličina)

Z rovnice (3) plyne, že dráha letu je v rovině $0xy$ za předpokladu, že v čase $t = 0$ je i $dz/dt = 0$. V daném případě (obr. 1) jsme předpokládali, že rychlost větru $v_v = 0$. Působí-li na kapku i rychlost větru ($\bar{v}_v$) ve směru osy x (obr. 2), lze napsat rovnice:

1. Ve směru osy x :

$$\rho V \ddot{x} = -\frac{1}{2} c S \rho_v w^2 \frac{\dot{x} - v_v}{w} \quad (4)$$

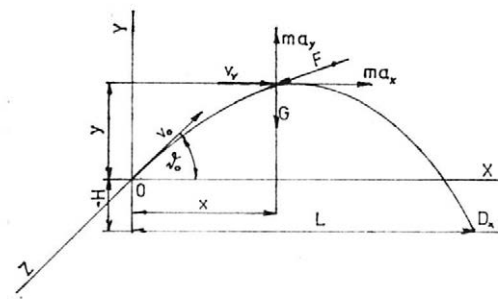
kde: $\ddot{x}$ — zrychlení ve směru osy x ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)

$\dot{x}$ — rychlost ve směru osy x ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

S — čelní plocha kapky (m^2)

w — relativní vzájemná rychlost vody a vzduchu ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

c — koeficient odporu prostředí



2. Dráha letu kapky vody při rychlosti větru $\bar{v}_v$ ve směru osy x — The path of water droplet motion at wind speed $\bar{v}_v$ in the direction of axis x

$$w = \sqrt{(\dot{x} - v_v)^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}$$

kde: $\dot{y}$ — rychlost ve směru osy y ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
 $\dot{z}$ — rychlost ve směru osy z ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
 F — síla odporu vzduchu, vyjádřená rovnicí

$$F = \frac{1}{2} c S \rho_v v^2 \quad (5)$$

Vzhledem k vysokým hodnotám Re byl viskózní odpor zanedbán a rovnice vyjadřuje pouze odpor setrvačnosti.

Z rovnice (4) je zrychlení v ose x :

$$\ddot{x} = -\frac{1}{2} c \frac{S}{V} \frac{\rho_v}{\rho} w (\dot{x} - v_v) \quad (6)$$

2. Ve směru osy y :

$$\ddot{y} = -g - \frac{1}{2} c \frac{S}{V} \frac{\rho_v}{\rho} w \dot{y} \quad (7)$$

3. Ve směru osy z :

$$\ddot{z} = -\frac{1}{2} c \frac{S}{V} \frac{\rho_v}{\rho} w \dot{z} \quad (8)$$

Rovnice (6) až (8) byly použity pro výpočet balistických drah na samočinném počítači.

PŘIBLÍŽENÍ TEORETICKÉHO ROZBORU SKUTEČNÝM DOSTŘÍKŮM

Jak bylo uvedeno, doposud jsme předpokládali, že kapka má tvar koule. Tento předpoklad však není správný, neboť ve skutečnosti se paprsek postupně rozpadá, kapky se vytvářejí během letu a nejsou vždy kulovité. Teoreticky zjištěné dostřiky pro velké kapky ($D = 1 \text{ cm}$) se blíží dostřikům skutečným. Experimentální měření však prokázalo, že u běžných typů postřikovačů se takovéto průměry kapek nevyskytují. Proto jsou nutné určité úpravy rovnic, aby se teoretické výpočty co nejvíce blížily skutečným dostřikům.

Zde se již neobejdeme bez experimentálního měření. Jednou z cest je zpětný výpočet velikosti součinitele odporu prostředí z naměřených dostřiků. Z toho však vyplývá otázka, jaký průměr kapky zvolit. Vzhledem k tomu, že skutečný dostřik roste s průměrem hubice postřikovače a teoretický dostřik roste s průměrem kapky, nabízí se možnost zvolit průměr kapky jako zlomek průměru hubice. Předpokládáme, že součinitel zpoždění (α) je nepřímo úměrný průměru kapky D , to znamená, že by měl být nepřímo úměrný průměru hubice (d_2) — (rovnice 9). Shrňme-li všechny konstanty (součinitele odporu prostředí, hustoty, geometrické konstanty) do jedné (α), můžeme psát:

$$\frac{1}{2} c \frac{S}{V} \frac{\rho_v}{\rho} = \frac{3}{4} \frac{\rho_v}{\rho} \cdot \frac{c}{D} = \frac{\alpha}{d_2} = \alpha \quad (9)$$

kde: D — průměr kapky (m)
 d_2 — průměr hubice postřikovače (m)
 α — kumulativní konstanta (1)
 a — součinitel zpoždění (m^{-1})

Je-li tato úvaha správná, pak hodnota konstanty α , vypočítaná zpětně z experimentálních údajů, musí být nezávislá na podmínkách měření (předpokládáme, že ρ a ρ_v jsou konstantní).

I. Hodnoty koeficientů korelace (r) a regrese (b) mezi kumulativní konstantou α a parametry měření — The values of the coefficients of correlation (r) and regression (b) between cumulative constant α and measurement parameters

Parametr	Jednotka	Koeficient korelace r	Koeficient regrese b
L	m	-0,48	-0,007
v_o	m.s ⁻¹	0,39	0,015
θ_o	°	0,32	0,029
p	100 kPa	0,41	0,052
d_2	mm	-0,57	-0,013
t_{ot}	s	-0,10	-0,009
v_v	m.s ⁻¹	-0,06	-0,011

Výpočet pro postřikovače PZ, PLK, PUK-1, PUK-2 a PUK-3 byl proveden na samočinném počítači pro 161 průměrných naměřených hodnot dostřiku (L). Při výpočtu se počítalo s výtokovou rychlostí $v_o = 17,4; 21,3; 24,6; 27,5$ a $30,2$ m.s⁻¹; úhlem výstřiku $\theta_o = 27$ a 30° ; tlakem $p = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ a $0,6$ MPa; průměrem hubic $d_2 = 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24$ a 26 mm; dobou otáčky postřikovače o 360° $t_{ot} = 0$ až $5,67$ minuty a s průměrem rychlosti větru $v_v = 0$ až $2,56$ m.s⁻¹.

Pro konstantu α byla vypočítána hodnota:

$$\alpha = (0,30 \pm 0,11) 10^{-3} \quad (9a)$$

Hodnoty koeficientů korelace (r) a regrese (b) mezi α a parametry měření jsou uvedeny v tab. I.

Z výsledků uvedených v tab. I vyplývá, že vztah α a d_2 je vyjádřen záporným koeficientem korelace. Jeho velikost svádí k závěru, že součinitel zpoždění (a) by mohl být úměrný vyšší mocnině d_2 . Proto byly provedeny další výpočty podle druhu a typu postřikovačů. Tyto výpočty prokázaly, že součinitele korelace kolísají a že nelze vyslovit závěr o vyšší mocnině.

Veličina α byla zavedena jako konstanta pouze v závislosti na hustotě vzduchu a vody. V závislosti na provozních podmínkách se může α měnit o 50 % i více, což je v rozporu s předpokladem, že α je konstanta.

II. Koeficienty korelace (r) a regrese (b) — The coefficients of correlation (r) and regression (b)

Parametr	Jednotka	Koeficient korelace r	Koeficient regrese b
L	m	-0,39	-0,004
v_o	m.s ⁻¹	0,36	0,008
θ_o	°	0,21	0,011
p	100 kPa	0,38	0,028
d_2	mm	-0,45	-0,006
t_{ot}	s	-0,03	-0,002
v_v	m.s ⁻¹	-0,06	-0,0006

Tato skutečnost vedla k další úpravě pohybových rovnic za doplňující podmínky, že kapka se během letu zmenšuje tím, že se rozpadá na menší kapky. Kvalitativní vyjádření rozpadu paprsku na kapky bude jistě složité a v současné době o něm nelze dělat závěry. Proto v dalších úvahách předpokládáme, že rychlost tohoto rozpadu je úměrná čelní ploše kapky a součiniteli zpoždění vlivem odporu prostředí.

Můžeme tedy psát

$$-\frac{dD}{dt} = k \cdot D^2 \cdot a = -k \cdot D^2 \frac{\dot{w}}{w^2} \quad (10)$$

odtud

$$D = d_2 \cdot \frac{w}{w_0}$$

kde: w_0 — počáteční vzájemná rychlost vody a vzduchu ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

k — součinitel úměrnosti

Pro výslednou rovnici (pro doplňující podmínku přijmeme označení konstanta β)

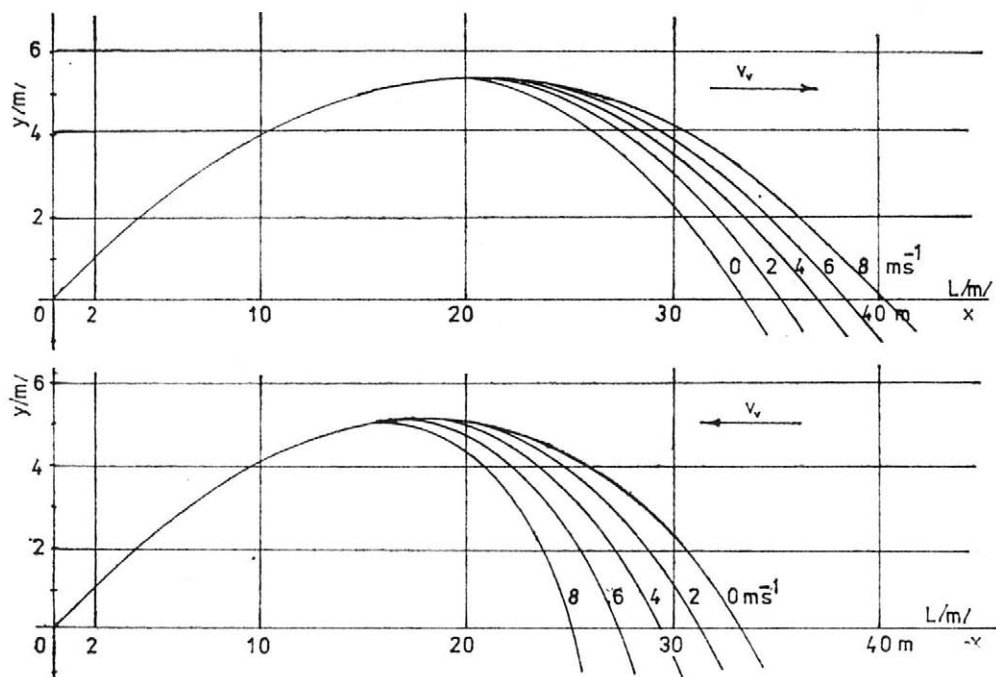
$$\frac{3}{4} \frac{\rho_v}{\rho} \frac{c}{D} = \frac{\beta}{d_2 \frac{w}{w_0}} = b \frac{w_0}{w} \quad (11)$$

Pro stejný soubor jako při výpočtu α dostaneme výsledek:

$$\beta = (0,206 \pm 0,005) 10^{-3} \quad (12)$$

Koeficienty korelace (r) a regrese (b) jsou uvedeny v tab. II.

Korelační a zejména regresní koeficienty jsou nižší než při výpočtu veličiny α , a tak i přes menší hodnotu veličiny β (0,206 proti 0,30) je relativní závislost β na parametrech menší, než tomu bylo u α .



3. Balistické dráhy letu kapky u postřikovače PUK-2 — The ballistic paths of droplet motion in the PUK-2 sprinkler

Pro přiblížení teoretických výpočtů ke skutečným dostřikům budeme používat rovnici (12), v níž veličina β byla vypočtena pro jednotlivé postřikovače. Potom pro počáteční vzájemnou rychlost vody a vzduchu (w_o) jsou pohybové rovnice ve tvaru:

$$\ddot{x} = -b w_o (\dot{x} - v_v) \quad (13)$$

$$\ddot{y} = -g - b w_o \dot{y} \quad (14)$$

$$\ddot{z} = -b w_o \dot{z} \quad (15)$$

Rovnice (13), (14) a (15) byly použity pro výpočty balistických drah letu vodního paprsku pro postřikovače:

PZ: $d_2 = 6 \text{ mm}$; $v_o = 17,3$; $21,3$; $24,6 \text{ m.s}^{-1}$; $\vartheta_o = 30^\circ$; $\beta = 0,20$

PUK-1: $d_2 = 10 \text{ mm}$; $v_o = 17,3$; $21,3$; $24,6 \text{ m.s}^{-1}$; $\vartheta_o = 30^\circ$; $\beta = 0,27$

PLK: $d_2 = 16 \text{ mm}$; $v_o = 21,3$; $24,6$; $27,5 \text{ m.s}^{-1}$; $\vartheta_o = 30^\circ$; $\beta = 0,29$

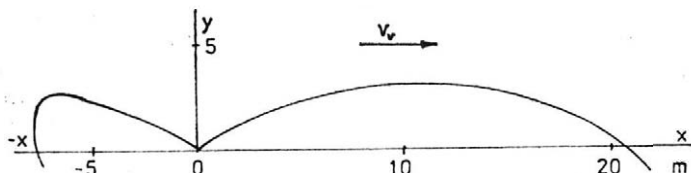
PUK-2: $d_{21} = 16 \text{ mm}$; $v_o = 17,3$; $24,6$; $30,2 \text{ m.s}^{-1}$; $\vartheta_o = 27^\circ$; $\beta = 0,20$

PUK-3: $d_{21} = 20 \text{ mm}$; $v_o = 21,3$; $24,6$; $27,5 \text{ m.s}^{-1}$; $\vartheta_o = 27^\circ$; $\beta = 0,11$

III. Dostřiky jednotlivých typů postřikovačů — Sprinkling ranges in different types of sprinklers

Směr	v_v								
	0,0	1	2	3	4	5	6	7	8
PZ: $d_2 = 6 \text{ mm}$, $v_o = 17,3 \text{ m.s}^{-1}$, $\vartheta_o = 30^\circ$, $\beta = 0,20$									
0°	100	105	111	117	122	127	132	137	141
180°	100	93	87	81	74	67	61	54	47
PUK-1: $d_2 = 10 \text{ mm}$, $v_o = 21,3 \text{ m.s}^{-1}$, $\vartheta_o = 30^\circ$, $\beta = 0,27$									
0°	100	105	111	116	122	127	132	137	141
180°	100	94	88	82	76	70	63	57	51
PLK: $d_2 = 16 \text{ mm}$, $v_o = 24,6 \text{ m.s}^{-1}$, $\vartheta_o = 30^\circ$, $\beta = 0,29$									
0°	100	104	108	112	116	120	124	128	132
180°	100	95	90	86	81	77	72	67	62
PUK-2: $d_{21} = 16 \text{ mm}$, $v_o = 24,6 \text{ m.s}^{-1}$, $\vartheta_o = 27^\circ$, $\beta = 0,20$									
0°	100	102	105	108	111	113	116	118	121
180°	100	97	94	91	87	84	81	78	74
PUK-3: $d_{21} = 20 \text{ mm}$, $v_o = 27,5 \text{ m.s}^{-1}$, $\vartheta_o = 27^\circ$, $\beta = 0,11$									
0°	100	101	103	104	105	107	108	109	111
180°	100	98	97	95	93	91	90	88	86

4. Balistické dráhy letu kapky u postřikovače PZ — The ballistic paths of droplet motion in the PZ sprinkler



U všech postřikovačů byly výpočty provedeny pro rychlost větru $v_v = 0,0; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 7,0$ a $8,0 \text{ m.s}^{-1}$ a směr O , který byl v ose x , a další směry pootočené od této osy o $45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ a 180° .

Vzhledem k velkému rozsahu vypočtených hodnot (jsou k dispozici na katedře VSTP VŠZ v Praze) jsou zde uvedeny pouze balistické dráhy vodního paprsku pro postřikovač PUK-2 s průměrem hubice $d_{21} = 16 \text{ mm}$, výtokovou rychlostí vody $v_o = 24,6 \text{ m.s}^{-1}$, úhlem výstřiku $\vartheta_o = 27^\circ$, koeficientem $\beta = 0,20$ a při rychlostech větru $v_v = 0,1; 2; 4; 6$ a 8 m.s^{-1} ve směrech 0 a 180° . Výsledky jsou uvedeny na obr. 3.

Vezmou-li se za základ (100 %) dostřiky při rychlosti větru $v_v = 0,0 \text{ m.s}^{-1}$, potom z vypočtených hodnot dostáváme rozdíly pro jednotlivé typy postřikovačů, uvedené v tab. III.

Z uvedeného teoretického rozboru vyplývá, že u postřikovačů s menším průměrem hubice (d_2) jsou nerovnosti dostřiku větší. Např. u postřikovače PZ (obr. 4) s hubicí $d_2 = 6 \text{ mm}$, výtokovou rychlostí vody $v_o = 17,3 \text{ m.s}^{-1}$ a rychlostí větru $v_v = 8 \text{ m.s}^{-1}$ dochází ke zpětnému otáčení proudu a dostřik se ve směru osy $-x$ (tj. 180°) podstatně zkracuje.

ZÁVĚR

Teoretický rozbor ukazuje jednu z cest, jak je možné řešit vliv větru na délku dostřiku. Při řešení je nutné vzít v úvahu skutečnost, že ze všech činitelů ovlivňujících délku dostřiku vodního paprsku z postřikovače je vyčleněn pouze jeden faktor. Přesto rovnice pohybu (13), (14) a (15) při působení větru umožňují výpočet teoretické délky dostřiku pro jednotlivé zvolené směry. Dovolují sledovat deformaci proudu v každém zvoleném směru. Teoretický rozbor nepočítá s otáčením postřikovače. Pro přiblížení ke skutečným dostřikům je použito konstanty β , která zahrnuje mimo jiné rozpad paprsku na jednotlivé kapky.

Literatura

- BRANKO, L.: Prove ufficiale sull uniformità die distribuzione di irrigatori israeliani. L. Irrig., 10, 1963.
 DEHLER, T. H. — SCHONPP, G.: Beregnung beim Wind. Hamburg, Verlag Wasser und Boden 1963.
 HOFMEISTER, F.: Untersuchung von Beregnungsanlage. Budapest, Mezögaz. Kiadó 1961.
 CHRISTIANSEN, J. E.: Irrigation by sprinkling. Univ. Calif., Berkley, Calif. Bull., 670, 1942.
 MAŠEK, V.: Technika závlahového provozu. [Habilitation práce.] Praha 1969. — Vysoká škola zemědělská.
 OROSZLÁNY, I. — SZALAY, G.: A súlyzaváró hatása esőszerű öntözésnél. Viz. Közlem., 46, 1964, č. 3.
 SUTTON, O. G.: Micrometeorology. New York, Toronto, London, Mc Graw-Hill Book Comp., Inc. 1933, 354 s.

Došlo dne 3. 10. 1984

МАШЕК, В. — НОВОТНЫ, М. (Сельскохозяйственный институт, Прага): Влияние скорости ветра на долет у дождевателей. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (6) : 341-348.

Изучение влияния скорости ветра на радиус полета и качество воды на орошаемом участке имеет значение для использования оросительной техники. В статье приводится теоретический анализ уравнений движения при действии ветра, расчет деформации баллистических путей лета водного луча (капли) и приближение теоретических расчетов к действительным долетам при помощи константы (постоянной) β , включающей влияние распада луча на отдельные капли.

уравнение движения; баллистический путь; константа β

MAŠEK, V. — NOVOTNÝ, M. (University of Agriculture, Praha): *The Effect of Wind Speed on the Sprinkling Range of Sprinklers*. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (6) : 341-348.

It is important for the use of irrigators to study the effect of wind speed on the sprinkling range and on the distribution of water over the irrigated field. The equations of motion with respect to the effect of wind are analyzed theoretically, the deformation of the ballistic paths of water jet (droplet) is calculated and the theoretical calculations are approximated to the actual sprinkling range, using constant β which includes the effect of the disintegration of water jet into droplets.

equations of motion; ballistic paths; constant β

MAŠEK, V. — NOVOTNÝ, M. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha): *Einfluß der Windgeschwindigkeit auf die Spritzweite der Spritzmaschinen*. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (6) : 341-348.

Die Untersuchung des Einflusses der Windgeschwindigkeit auf die Spritzweite und die Streuungsqualität auf dem bewässerten Felde ist für die Ausnutzung der Bewässerungstechnik von großer Bedeutung. Die vorliegende Arbeit umfasst die theoretische Analyse der Bewegungsgleichungen unter der Wirkung des Windes, die Berechnung der Deformation der ballistischen Flugkurven des Wasserstrahls (des Tropfens) und die Annäherung der theoretischen Berechnungen an die reale Spritzweite mittels der Konstante β , die den Einfluß des Zerfalls des Strahls zu einzelnen Tropfen umfasst.

Bewegungsgleichung; ballistische Flugkurven; Konstante β

Adresa autorů:

Doc. ing. Václav Mašek, CSc., ing. Miroslav Novotný, Vysoká škola zemědělská, 165 00 Praha 6 - Suchbát

JEDNODUCHÝ MODEL PROCESU STLAČOVÁNÍ A MECHANICKÉHO POŠKOZENÍ DUŽNIN

J. Blahovec

BLAHOVEC, J. (Vysoká škola zemědělská, Praha): *Jednoduchý model procesu stlačování a mechanického poškození dužnin*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (6): 349–364.

V práci je popsán model procesu stlačování dužnin, vycházející z představ o velikosti buněk, tloušťce buněčných stěn a pohybu tekutin v dužninách. Modelové představy jsou vyjádřeny jednoduchými matematickými vztahy, jejichž tvar je podporován výsledky experimentů. Použitým experimentálním materiálem byly hlízy brambor a kořenová zelenina, základním použitým testem byl prostý tlak válcových vzorků, vyříznutých z dužniny. V průběhu deformace byla určována konduktivita vzorku. Z hlediska pevnosti dužnin a jejich odolnosti proti mechanickému poškození je významná nalezená a matematicky zdůvodněná závislost mechanických charakteristik dužnin na velikosti buněk.

zelenina; ovoce; pevnost; odolnost proti mechanickému poškození; konduktivita; stěny buněk; buněčná kapalina

Již koncem padesátých let ukázali Nilsson aj. (1958), že je možné studovat elastické vlastnosti dužnin na modelu, v němž jsou buňky nahrazeny dutými mnohostěny s pružnými stěnami vyplněnými stlačenou (vnitrobuněčnou) tekutinou. Souhlas tohoto modelu s výsledky experimentů uskutečněných při malých deformacích u hlíz brambor je poměrně dobrý. Komplikovanější je situace při větších deformacích, při nichž dochází k uvolňování šťávy z buněk i ze vzorku.

První pokusy s modelováním stlačených dužnin při větších deformacích popsali ve svých pracích Pitt (1982), Pitt a Chen (1983), McLaughlin a Pitt (1984). Modelování procesu stlačování dužnin s uvolňováním vnitrobuněčné kapaliny se ukázalo jako velmi důležitá pomůcka pro pochopení procesů probíhajících uvnitř stlačované dužniny, i když prozatím realizované modely můžeme hodnotit pouze jako hrubou aproximaci reálných procesů.

V této práci je navržen jiný jednoduchý fenomenologický model stlačování dužnin s jednoduchým matematickým popisem hlavních procesů, spojených s uvolňováním kapalin ze stlačené dužniny, a s popisem pevnosti dužnin obecně.

MODEL

BUNĚČNÁ STRUKTURA DUŽNINY

Buňky tvořící dužninu nejsou uspořádány pravidelně. Jejich hlavními složkami jsou buněčné stěny a vnitrobuněčná kapalina. Spojení buněk mezi sebou je zprostředkováno celým komplexem látek prostupujících z mezibuněčného prostoru do buněčných stěn; nejvýznamnějšími z těchto látek jsou pektiny. Část mezibuněčného prostoru je vyplněna

vzduchem a mezibuněčnou kapalinou; tento prostor může sloužit k transportu kapaliny uvolněné z buněk.

V dodatku A jsou uvedeny vztahy odvozené pro popis modelové buněčné struktury, tvořené kulovými buňkami uspořádanými do prosté kubické mřížky. Struktura reálné dužniny se od modelové buněčné struktury výrazně liší. Namísto průměru buňky je u reálné dužniny pod symbolem d třeba chápat charakteristický rozměr buňky. Pro vyjádření vztahů mezi charakteristickým rozměrem buňky d , obsahem vlákniny ve vzorku c_v a počtu buněk v jednotkové ploše rovinného řezu n_2 je možné použít vztahů:

$$d = K_{c1} \cdot \pi t / c_v = K_{n1} / \sqrt{n_2} \quad (1)$$

$$t' = K_{c2} \cdot \pi t / c_v = K_{n2} / \sqrt{n_2} \quad (2)$$

jejichž tvar je volen ve shodě s výrazy v rovnicích (A6) a (A7) za předpokladu, že tvarové konstanty K_{c1} , K_{n1} , K_{c2} a K_{n2} vystihnou zvláštnosti jednotlivých reálných dužnin, tj. tvar buněk, velikost a uspořádání mezibuněčného prostoru a jeho zaplnění mezibuněčnou kapalinou a vzduchem.

ÚLOHA VODY OBSAŽENÉ V DUŽNINÁCH PŘI JEJICH STLAČOVÁNÍ

Vodu obsaženou v dužninách je možné z hlediska jejího umístění rozčlenit na

- vodu povrchovou,
- vodu v mezibuněčných prostorech,
- vodu vnitrobuněčnou.

Voda v mezibuněčných prostorech a uvnitř buněk je součástí roztoku a lze ji považovat za vodu alespoň do jisté míry vázanou. Míru vázanosti vody je možné vyjádřit jejím vodním potenciálem (např. Murase aj., 1980)

$$\psi = \psi_s + \psi_p \quad (3)$$

vyjádřeným v jednotkách tlaku složkami: osmotickým potenciálem ψ_s , který se vyznačuje zápornou hodnotou a absolutní hodnotou rostoucí s poklesem obsahu vody v roztoku, a tlakovým potenciálem ψ_p , který je nezáporný a roste s rostoucím tlakem v roztoku. Tlakový potenciál vody uvnitř buněk bez působení vnějších sil, vyvolaný napínáním stěn buněk, se nazývá turgor ψ_t .

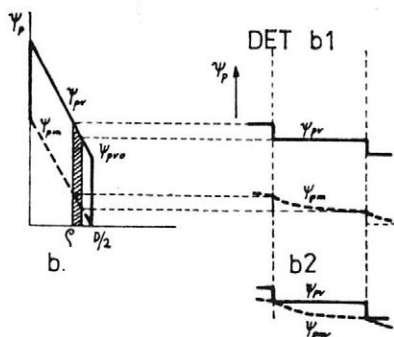
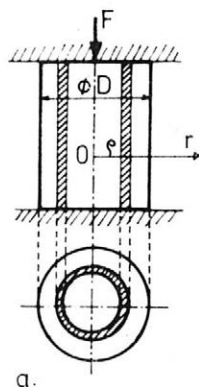
Vodní potenciál ψ nabývá pro vodu v mezibuněčných prostorech a v buňkách záporných hodnot; tím je vyjádřena vázanost vody v těchto prostorech. Při stlačování dužniny roste tlakový, a tedy i vodní potenciál jak uvnitř buněk, tak i v mezibuněčných prostorech. Nastanou-li, byť i lokálně pro sousední místa A a B , takové podmínky, že je splněna nerovnost

$$\psi_A - \psi_B > 0 \quad (4)$$

v níž ψ_A a ψ_B jsou vodní potenciály v příslušných místech, začíná transport vody z místa A do místa B .

V průběhu stlačování dužniny se vytváří gradient tlakového potenciálu mezi buňkou a mezibuněčným prostorem a v mezibuněčném prostoru směrem k volnému okraji dužniny. V obr. 1 je tato situace schematicky znázorněna pro válcový vzorek, podrobený osovému stlačování. Pro tento způsob deformace budeme rozvíjet všechny další úvahy. Vzhledem k symetrii vzorku jsou důležité závislosti obou tlakových potenciálů v mezibuněčném prostoru (ψ_{pm}) a uvnitř buněk (ψ_{pv}), na radiální souřadnici. V detailu b1 obr. 1 je vyznačen hypotetický průběh obou tlakových potenciálů na jedné vrstvě buněk

1. Tlakové poměry ve vzorku (a) stlačovaném silou F . Okamžitý průběh tlakového potenciálu uvnitř buněk (Ψ_{pv}) a v mezibuněčném prostoru (Ψ_{pm}) je vyznačen graficky (b) a v detailech na jedné vrstvě buněk (b_1 a b_2) — Pressure conditions in sample (a) compressed by force F . The momentary pattern of pressure potential inside cells (Ψ_{pv}) and in the intercellular space (Ψ_{pm}) is graphically represented (b), and details are shown on a cell layer (b_1 and b_2)



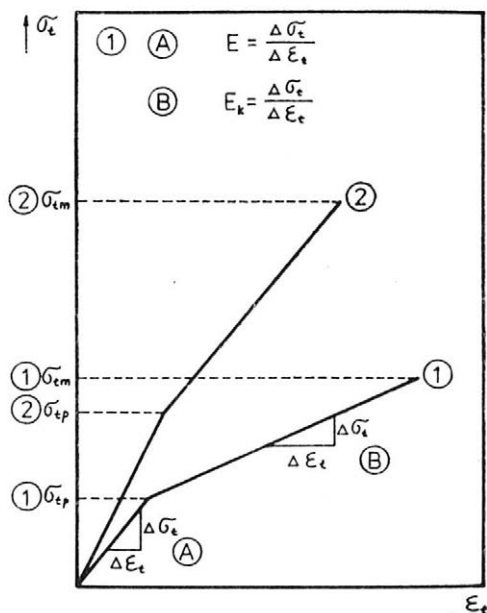
uspořádaných do dutého válce o vnitřním průměru ϱ (vyšrafované plochy). V detailu b_2 je mezní případ průběhu tlakových potenciálů na vrstvě buněk, v tomto případě je hodnota Ψ_{pv} na vnitřní straně vrstvy rovna tlakovému potenciálu v mezibuněčném prostoru.

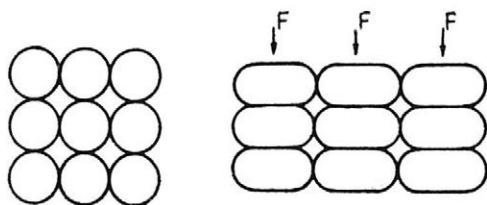
Charakteristickou vlastností dužnin je právě uvolňování kapalných složek v průběhu jejich stlačování. Uvedený výklad ukazuje, že kapalina (z převážné části voda) je ze stlačované dužniny uvolňována po vytvoření spádu vodního potenciálu na cestě buňka — mezibuněčný prostor — okraj vzorku.

DEFORMAČNÍ KŘIVKY

Deformační křivky získané při stlačování dužnin zelenin stálou rychlostí deformace je možné aproximovat dvěma lineárními úseky (Blahovec aj., 1984), jak je to uvedeno v obr. 2. Pod směrnici první lineární části je třeba chápat modul pružnosti v tlaku E .

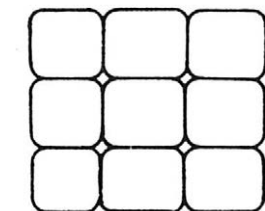
2. Typické deformační křivky pro skutečné napětí σ_t a skutečnou (logaritmickou) deformaci ε_t , získané při deformaci dužnin v tlaku (E — modul pružnosti, E_k — směrnice druhé lineární části deformační křivky) — The typical deformation curves for the true stress σ_t and the true strain ε_t , as obtained during pulp deformation under pressure (E — elasticity modulus, E_k — slope of the second linear part of the deformation curve)





3. Modelové schéma buněčné struktury nestlačené (a) a stlačené (b) dužniny — A model diagram of the structure of non-compressed (a) and compressed (b) pulp

a



b

Pro něj odvodili Nilsson aj. (1958) vztah, který je možné vyjádřit po úpravách s užitím rovnice (1) ve vztahu:

$$E = C_1 \psi_t + C_2 E_b t / d = C_1 \psi_t + C'_2 E_b c_v \quad (5)$$

kde: C_1 , C_2 a C'_2 — veličiny závislé na Poissonově poměru pro buněčné stěny a veličinách K_{c1} a K_{n1} ze vztahů (1)

- d — charakteristický rozměr buněk
- t — tloušťka jejich stěn
- E_b — jejich modul pružnosti v tahu

Ze vztahu (5) je zřejmé, že příspěvek druhého členu roste s klesajícím rozměrem buněk. Vztah (5) byl Nilssonem aj. (1958) odvozen za předpokladů, že dužnina neobsahuje mezibuněčné prostory a deformace není doprovázena transportem tekutin. Není proto překvapivé, že Murase aj. (1980) experimentálně zjistili, že příspěvek modulu pružnosti, nezávislý na turgoru, tj. druhý člen ve vztahu (5), je závislý na použité rychlosti deformace.

Na konci první lineární části deformační křivky, po dosažení napětí σ_{tp} (obr. 2), se začíná ze vzorku vytlačovat kapalina. Mezery mezi buňkami jsou vyplňovány jednak kapalinou uvolněnou z buněk, jednak změnami tvaru a objemu stlačovaných buněk (obr. 3). Pohyb kapaliny mezibuněčným prostorem může začít až tehdy, je-li v tomto prostoru vytvořen dostatečný tlakový spád, který vyrovná kapilární tlaky působící v jednotlivých kapalinových „zátčkách“ situovaných do nejužších míst mezibuněčných kapilár. Tlakový spád potenciálu ψ_{pm} na vrstvě buněk (obr. 1) musí být větší než kapilární tlak v kapalinové „zátce“ o průměru t' . Pro uvolnění vody z buňky je nutné zabezpečit splnění nerovnosti (4), v níž A je vnitřní prostor buňky a B je přilehlý mezibuněčný prostor. Prakticky to znamená, že v buňce musí být vzhledem k mezibuněčnému prostoru vytvořen přetlak Δp_v , vyjádřený nerovností

$$\Delta p_v > \psi_{sm} - \psi_{sv} \quad (6)$$

kde: ψ_s — osmotický potenciál v mezibuněčném prostoru (ψ_{sm}) a uvnitř buňky (ψ_{sv})

Deformační napětí na konci první lineární části deformační křivky je vyšší než vnitrobuněčný tlak v nezátženém stavu — turgor. Tvar a objem stlačených buněk se v tomto stavu výrazně liší od tvaru a objemu buněk před stlačením (obr. 3b). Zanedbáme-li plochu řezu mezerami mezi buňkami vůči ploše řezu napříč buňkami a chápeme-li stěnu buněk jako membránu, pak tlakové napětí na čele vzorku je rovno vnitrobuněčnému tlaku v daném místě.

Střední tlak na čelo stlačovaného vzorku $\bar{p}$, potřebný na započetí procesu uvolňování kapaliny ze vzorku, je numericky roven napětí σ_{tp} na deformační křivce. Podle obr. 1 se tento tlak dá vyjádřit vztahem:

$$\sigma_{tp} \approx \bar{p} = \psi_{pvo} + \bar{p}_m \quad (7)$$

kde: $\bar{p}_m$ — střední mezibuněčný tlak ve vzorku, matematicky vyjádřený vztahem (B1) v dodatku B

Použijeme-li pro $\bar{p}_m$ výraz odvozený v dodatku B (B5), obdržíme pro σ_{tp} konečný vztah:

$$\sigma_{tp} \approx \psi_{pvo} + \frac{2}{3} \frac{\alpha}{d_k} \frac{D}{d} \quad (8)$$

Veličina ψ_{pvo} představuje tlakový potenciál uvnitř buněk na okraji vzorku. Ve vztazích (7) a (8) má ψ_{pvo} význam přetlaku uvnitř buněk vzhledem k mezibuněčnému prostoru za předpokladu, že jde o veličinu stálou v celém objemu vzorku.

Předpokládáme-li nyní, že průměr mezibuněčných kapilár d_k je, obdobně jako charakteristický rozměr mezibuněčného prostoru t' , úměrný charakteristickému rozměru buněk d , pak můžeme σ_{tp} vyjádřit výrazem

$$\sigma_{tp} \approx \psi_{pvo} + C_3 n_2 = \psi_{pvo} + C'_3 c_v^2 / t^2 \quad (8a)$$

kde: C_3 a C'_3 — veličiny, které v sobě sdružují multiplikativní konstanty a funkční závislosti vyjadřující vlivy zvláštností ve stavbě jednotlivých buněčných struktur

Druhá lineární část deformační křivky je charakteristická změnou objemu stlačovaného vzorku. Za předpokladu striktní linearit obou částí deformační křivky a při zanedbání stlačitelnosti stěn buněk a kapaliny ve vzorku je pro popis objemu vzorku v průběhu deformace odvozen v dodatku C vztah (C3). Je třeba vést v patrnosti, že směrnice E_k je určována rychlostí transportu kapaliny ze stlačovaného vzorku, která podle Daintyho (1971/72) závisí na rozdílu vodního potenciálu mezi vnitrobuněčným a mezibuněčným prostorem, na propustnosti stěn buněk, velikosti jejich volného povrchu a na hydraulických vlastnostech mezibuněčného prostoru. Význačnou úlohu v těchto procesech hraje rychlost deformace. S rostoucím stlačením, doprovázeným úbytkem vody z buněk, se zvyšuje osmotický potenciál vody ve vnitrobuněčné tekutině. Zároveň se mění velikost volného povrchu buněk a velikost mezibuněčných mezer. Pro růst napětí v závislosti na růstu poměrné deformace (obr. 2) je důležitý zejména růst osmotického potenciálu vody ve vnitrobuněčné tekutině a pokles rozměru mezibuněčných pórů.

Příspěvek hydraulického odporu k tlakovému napětí ve vzorku je odhadnut prostřednictvím výpočtů z dodatku D. Ze vztahu (D6) je vidět jeho závislost na rychlosti deformace $\dot{\epsilon}$ a viskozitě kapaliny v mezibuněčném prostoru. Závislosti $\bar{p}_m$ na průměru vzorku a rozměru buněk, naznačené ve vztahu (D6), nejsou úplné. Průměr vzorku se se změnou deformace mění. Navíc vztah (D6) obsahuje empiricky stanovený poměr $(E - E_k)/E$, který je závislý jak na velikosti buněk, tak na průměru vzorku. Předpokládáme-li růst poměru $(E - E_k)/E$ s rostoucím rozměrem buněk ve tvaru $\sim d^k$ (kde: k — fenomenologický exponent), pak závislost $\bar{p}_m$ na rozměru buňky d bude podle vztahů (D6) a (A7) spočívat v úměře poměru $d^2 \cdot d^k / t'^4 \sim d^{k+2}$.

PEVNOST DUŽNINY

S rostoucím tlakem mění buňky v dužnině svůj tvar, jak je to schematicky znázorněno v obr. 3; pro další odhady však vystačíme se silně zjednodušenými předpoklady. Předpokládáme buňky kulového tvaru, nezávislého na velikosti deformace, a zanedbáme

vliv vazeb mezi buňkami i vliv tloušťky buněčné stěny. Modelem deformované buňky uvnitř stlačovaného vzorku budiž kulová bublina s napětím v buněčné stěně vyjádřeným povrchoвым napětím α_s , zatěžovaná rozdílem hydrostatického tlaku v prostoru uvnitř a vně buňky. Za těchto předpokladů je možné povrchové napětí stěny buňky vyjádřit v analogii s povrchoвым napětím u tekutin vztahem:

$$\alpha_s = \frac{d}{4} (\psi_{pv} - \psi_{pm}) \quad (9)$$

Dosadíme-li za ψ_{pv} střední tlakové napětí σ_t ve stlačovaném vzorku a za ψ_{pm} střední tlak $\bar{p}_m$ ze vztahu (D6), obdržíme pro α_s vztah:

$$\alpha_s = \frac{d}{4} \left(\sigma_t - \frac{4\eta \dot{\epsilon} d^2 D^2}{\pi t'^4} \cdot \frac{E - E_k}{E} \right) \quad (10)$$

který je vyjádřením závislosti na velikosti buněk ve tvaru:

$$\alpha_s = \sigma_t d/4 - C_4 d^{k-1} \quad (10a)$$

s C_4 jako veličinou, jejíž smysl plyne ze srovnání obou vztahů (10a) a (10) a již dříve uvedeným exponentem k . Důležitost vztahu (10) spočívá v možnosti vyjádřit pevnost stěn buněk prostřednictvím kritické hodnoty povrchového napětí α_s , kterou budeme označovat α_{sk} . Dosáhne-li povrchové napětí ve stěně buňky této hodnoty, buňka praskne. V rovnici (10) vyjadřuje první člen zatížení buněčné stěny vnějším napětím, druhý člen je vyjádřením zatížení převedeného do mezibuněčného prostoru na vazební prvky mezi buňkami. S rostoucí rychlostí deformace, viskozitou mezibuněčné kapaliny a hodnotou poměru $(E - E_k)/E$ je podíl napětí přeneseného do mezibuněčného prostoru větší.

Jestliže byl vzorek porušen tím, že praskly stěny buněk, můžeme maximální napětí na stlačovací křivce σ_{tm} vyjádřit vztahem:

$$\sigma_{tm} = 4\alpha_{sk}/d + 4C_4 d^{k-2} \quad (11)$$

Po úpravě, která respektuje závislost na d pouze u prvního členu a využívá vztahy (1) a (2), získáme výraz

$$\sigma_{tm} = C_5 c_v \alpha_{sk}/t + C_6 = C'_5 \alpha_{sk} \sqrt{n_2} + C_6 \quad (11a)$$

kde: C_5 , C'_5 a C_6 — veličiny tvořené multiplikativními konstantami a funkcí vyjadřující vliv detailů buněčné struktury na vypočítanou pevnost

Je nutné poznamenat, že pod veličinou C_6 je skrytá další, blíže neurčená závislost na veličinách c_v n_2 .

Druhý člen v rovnici (11) vyjadřuje příspěvek mezibuněčného prostoru k pevnosti dužniny pro případ, že byla dužnina porušena tím, že popraskaly buněčné stěny. Ke zvětšování zátěže vazeb mezi buňkami přispívá hlavně gradient tlaku v mezibuněčné tekutině, který se mění s rostoucí vzdáleností od středu vzorku podle vztahu:

$$\frac{dp_m}{dQ} = - \frac{64}{\pi} \frac{\eta d^2 \dot{\epsilon}}{t'^4} \frac{E - E_k}{E} Q \quad (12)$$

odvozeného ze vztahu (D4).

Vazební prvky mezi buňkami v mezibuněčné mezeře jsou zatěžovány jednak vnějším napětím přímo, jednak gradientem mezibuněčného tlaku. Pevnost vazebních prvků mezi buňkami, vyjádřenou mezním smykovým napětím τ_m , můžeme vyjádřit rovností:

$$\tau_m \cdot K_3 \pi d^2 = K_1 \sigma_{tm} \cdot \pi d^2 / 4 + K_2 \left| \frac{dp_m}{dq} \right| \cdot d \cdot \pi d^2 / 4 \quad (13)$$

kde: K_1 , K_2 a K_3 — bliže nespecifikované orientační faktory plochy, ve které dochází k destruktivnímu smyku

Faktory K_1 , K_2 a K_3 zahrnují také vlivy detailů buněčné struktury: vliv podílu ploch, v nichž jsou buňky k sobě vázány k celkové ploše povrchu buňky, velikosti a rozložení mezer apod. Po drobných úpravách je možné získat pro pevnost vzorku σ_{tm} s ohledem na vznik trhliny mezi buňkami vztah:

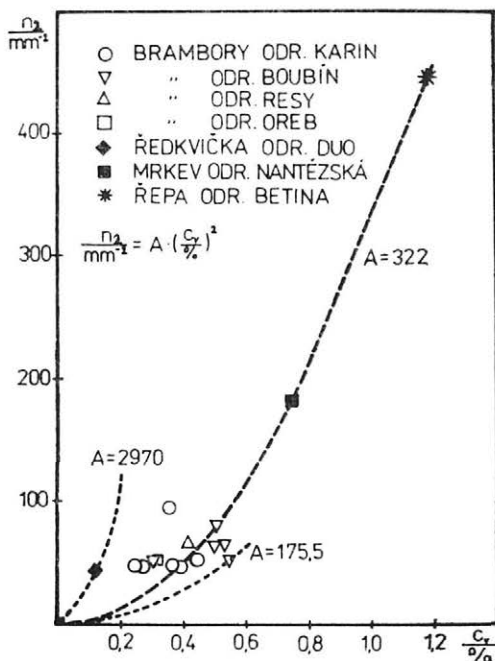
$$\sigma_{tm} = C_7 \tau_m - C_8 \left| \frac{dp_m}{dq} \right| \cdot d = C_7 \tau_m - C'_8 d^{k-1} \quad (14)$$

kde: C_7 , C_8 a C'_8 — parametry

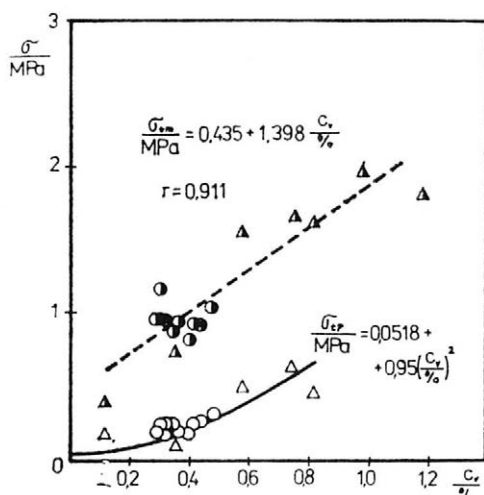
Podle vztahu (14) rostoucí hodnota gradientu tlaku v mezibuněčném prostoru snižuje pevnost vzorku s ohledem na porušení mezibuněčné vazby. Tento vliv se zvyrazňuje s rostoucí rychlostí deformace a je největší u povrchu vzorku. Závislost druhého členu ve vztahu (14) na velikosti buněk není zcela jasná vzhledem k nejasnosti v závislosti poměru $(E - E_k)/E$ na d ; ve vztahu (14) je využit neurčený exponent k .

SHODA S EXPERIMENTEM

Nalezené jednoduché vztahy porovnáme s výsledky experimentů, které jsou podrobněji popsány v jiných pracích (Blahovec aj., 1984, 1985a, b). K experimentům byly použity válcové vzorky (průměr 15 mm, délka 23 mm), vyříznuté z hlíz brambor, z kořenů mrkve, petržele, ředkvičky, salátové řepy a z kedluben. Vzorky byly stlačovány stálou rychlostí $0,167 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ až do jejich porušení. V průběhu deformace byla měřena konduktivita vzorku. Počet buněk na jednotkové ploše řezu byl určován odečtem v mikro-



4. Počet buněk v jednotkové ploše rovinného řezu v závislosti na obsahu vlákniny ve vzorku — The number of cells per unit area of plane section in relation to fibre content in sample

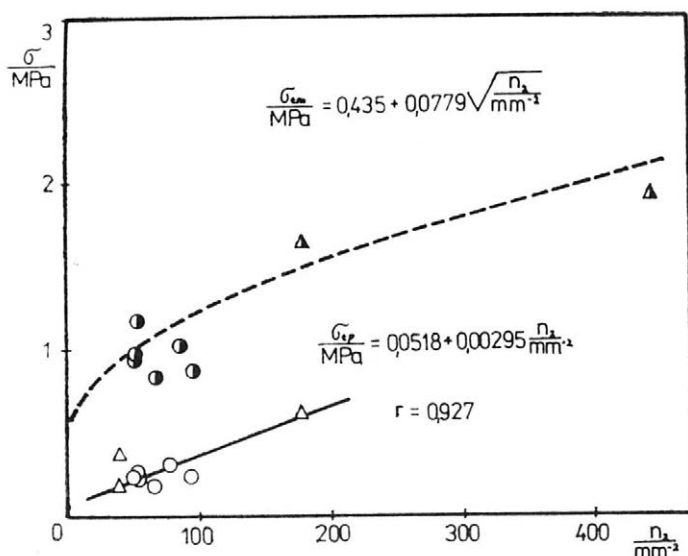


5. Charakteristická napětí pro deformaci v tlaku v závislosti na obsahu vlákniny ve vzorku (kroužky značí výsledky získané u brambor, trojúhelníčky výsledky získané u ostatních dužnin; 1981—1983) — Characteristic stresses of compression deformation in relation to fibre content in sample (rings denote the results obtained in potatoes, triangles the results obtained in the pulp of the other products; 1981—1983)

skopu a obsah vlákniny ve vzorku byl stanovován vážením po chemickém odstranění ostatních složek.

V obr. 4 je vynesena závislost mezi počtem buněk v jednotkové ploše řezu a obsahem vlákniny ve vzorku. Proložený vztah vystihuje poměrně dobře experimentální hodnoty pro $A = 322$. Svou strukturou a tvarem odpovídá experimentální závislosti vztahu (1), odvozenému v této práci, při stálé tloušťce stěn buněk a konstantních hodnotách veličin K_{c1} a K_{n1} . Při nízkých hodnotách c_v a n_2 je shoda proložené závislosti a experimentálních dat horší, pravděpodobně v důsledku nestálé tloušťky stěn buněk.

Pevnost zeleninových dužnin roste s rostoucí rychlostí deformace (Blahovec aj., 1984, 1985a). Podle rozboru problému v předchozí části to znamená, že vzorek se poruší tím, že prasknou stěny buněk. Analýza snímků lomových ploch, získaných v rastrovacím elektronovém mikroskopu, ukazuje skutečně na lom napříč buněk. Výjimečné případy lomu mezibuněčným prostorem byly pozorovány u ředkviček. Za těchto okolností by se pevnost dužnin měla řídit vztahem (11a). Tento předpoklad je potvrzován experimentálně stanovenými závislostmi pevnosti dužnin na obsahu vlákniny (obr. 5) a na počtu buněk

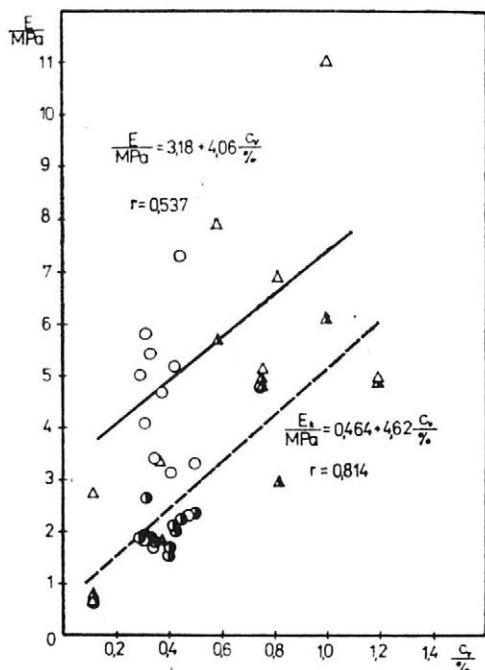


6. Charakteristická napětí pro deformaci v tlaku v závislosti na počtu buněk v jednotkové ploše rovinného řezu (značení jako v obr. 5) — Characteristic stresses of compression deformation in relation to the number of cells per unit area of plane section (marked like in Fig. 5)

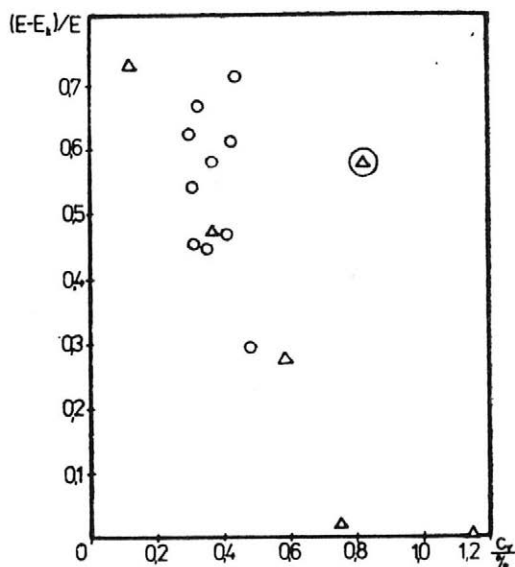
v jednotkové ploše řezu (obr. 6). Je třeba poznamenat, že matematické vyjádření lineárního vztahu $\sigma_{tm} - c_v$ bylo získáno regresní analýzou experimentálních dat, zatímco vztah uvedený v obr. 6 byl přepočítán s užitím vztahu (1), numericky specifikovaného v obr. 4 ($A = 322$). Vyšší odchylky experimentálních dat od proložených závislostí jsou pozorovány pouze u ředkvičky (viz. obr. 5, 6), možná v souvislosti s odlišným buněčným mechanismem porušení struktury. Stojí za zmínku, že při srovnávání experimentálních dat se vztahem (11a), odvozeným pro modelovou buněčnou strukturu, předpokládáme, že veličiny C_5 , C'_5 a C_6 jsou konstanty.

Napětí σ_{tp} , odpovídající přechodu mezi oběma lineárními úseky deformační křivky, je podle vztahů (8a) lineární funkcí n_2 a kvadratickou funkcí obsahu vlákniny ve vzorku. Tyto závěry jsou podporovány experimentálními daty uvedenými v obr. 5 a 6, přestože vycházejí z předpokladu, že veličiny C_3 , C'_3 a ψ_{pvo} jsou pro všechny proměřované dužniny stejné. Z obr. 5 a 6 je patrný rozdíl mezi závislostmi σ_{tp} na n_2 a c_v na v jedné straně a závislostmi σ_{tp} na n_2 a c_v na straně druhé. Rozdíly jsou zdrojem odchylek od linearity u závislosti σ_{tm} na σ_{tp} , které byly pozorovány v předchozí práci (Blahovec aj., 1984).

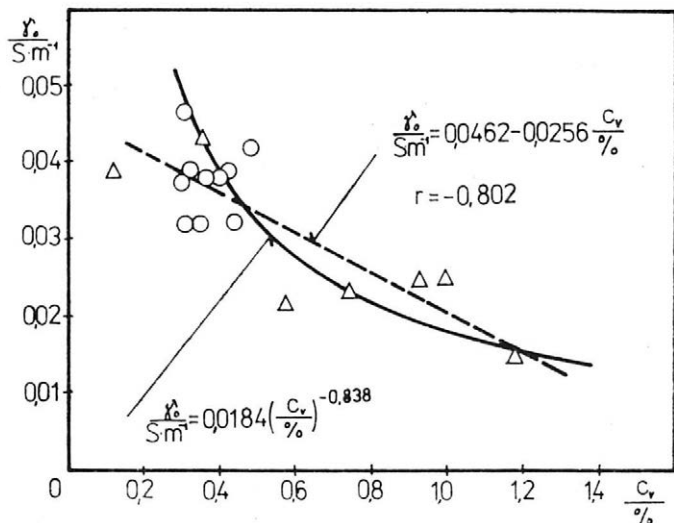
Modul pružnosti dužniny, vyjádřený vztahem (5), vykazuje obdobné závislosti na velikosti buněk a na obsahu vlákniny jako pevnost vzorku ve vztazích (11a). Zdrojem odchylek je turgor ve vztahu (5), který je zřejmě příčinou většího rozptylu experimentálních hodnot v pozorované lineární závislosti E na obsahu vlákniny ve vzorku (obr. 7). Turgor je také příčinou odchylek od regresní závislosti mezi pevností a modulem pružnosti dužnin, uvedené v předchozí práci (Blahovec aj., 1984).



7. Modul pružnosti (E) a směrnice druhé lineární části deformační křivky v závislosti na obsahu vlákniny ve vzorku (značení jako v obr. 5) — Modulus of elasticity (E) and the slope of the second linear part of the deformation curve in relation to fibre content in sample (marked like in Fig. 5)



8. Poměr $(E - E_k)/E$ v závislosti na obsahu vlákniny ve vzorku (značení jako v obr. 5; trojúhelníček v kroužku = = výsledek naměřený u kedluben) — The $(E - E_k)/E$ ratio in relation to fibre content in sample (marked like in Fig. 5; triangle in ring = the result measured in kohlrabi)



9. Konduktivita vzorků před deformací v závislosti na obsahu vlákniny v nich (značení jako v obr. 5) — Sample conductivity before deformation in relation to sample fibre content (marked like in Fig. 5)

Směrnice druhé části deformační křivky E_k závisí na mnoha faktorech ovlivňujících průběh odlisování buněčné kapaliny ze vzorku během jeho stlačování. Jak ukazuje obr. 7, roste E_k přibližně lineárně s rostoucím obsahem vlákniny ve vzorku, obdobně jako modul pružnosti. V obr. 8 je uvedena závislost na obsahu vlákniny pro velmi důležitý poměr $(E - E_k)/E$, který určuje rychlost zmenšování objemu vzorku v průběhu jeho stlačování, jak to zachycuje rovnice (C3). Závislost z obr. 8 je klesající, ale pro rozptýlených hodnot matematicky ne příliš jasná. Mimo rámec většiny experimentálních hodnot spadá výsledek získaný pro kedlubny (je uveden v kroužku).

Klesající závislost poměru $(E - E_k)/E$ na c_v v obr. 8 signalizuje, že rychlost ubývání objemu vzorku během jeho stlačování se s rostoucím objemem vlákniny zmenšuje. Jednou z příčin tohoto jevu může být pokles velikosti mezibuněčných mezer při poklesu velikosti buněk v míře větší, než jaká je dána vztahem (2). Tato možnost je pravděpodobně podporována výsledky měření konduktivity vzorků. Obr. 9 zachycuje pokles počáteční konduktivity vzorků dužnin v závislosti na obsahu vlákniny ve vzorku s vouchlase s představou o zmenšení mezibuněčné mezerovitosti při růstu obsahu vlákniny.

Měření konduktivity vzorku v průběhu jeho stlačování (Blahovec aj., 1984) ukazuje, že u dužnin s většími buňkami (ředkvička, brambory) konduktivita vzorku v průběhu stlačování klesá, u dužnin s menšími buňkami (mrkev, řepa) klesá mnohem méně, nebo dokonce roste. Zdá se, že u dužnin s většími buňkami je mezibuněčný tlak menší, šťávy se z mezibuněčného prostoru dobře uvolňují a v průběhu stlačování se zmenšují mezery mezi buňkami. U dužnin s menšími buňkami a s malými mezibuněčnými prostory je odvod šťáv z mezibuněčných prostor ztížen, mezibuněčný tlak v průběhu stlačování nabývá vyšších hodnot, při kterých pak nemůže dojít k výraznějšímu zmenšení mezibuněčných mezer[¶]

ZÁVĚR

Navržený model buněčné struktury s tenkými buněčnými stěnami a vysokým obsahem kapalin umožňuje najít souvislosti mezi makroskopickými mechanickými a elektrickými vlastnostmi na jedné straně a vlastnosti jednotlivých buněk (velikostí, tloušťkou buněčné stěny, pevností buněčných stěn, velikostí mezibuněčných pórů apod.) na straně druhé. Nejhrubší aproximace těchto představ umožňuje formulovat matematickou závislost mezi pevností dužniny a obsahem vlákniny. Analýza použitých veličin a přísluš-

ných experimentálních hodnot ukazuje na vnitřní i vnější konzistenci použitých modelových představ.

Z hlediska pevnosti dužniny vystupuje jako nejdůležitější faktor velikost buněk a s ní související obsah vlákniny ve vzorku. Dalšími faktory jsou: vazba vody v buňce prostřednictvím osmotického potenciálu a hydraulický odpor pro pohyb buněčných tekutin v mezibuněčných prostorech.

Poděkování

Děkuji dr. J. Chlumskému za přečtení rukopisu a za cenné připomínky k obsahu práce a ing. M. Houškoví, CSc., za připomínky, které pomohly upřesnit rukopis práce.

DODATKY

A: Modelová buněčná struktura tvořená kulovými buňkami

Předpokládáme, že buňky mají kulový tvar o průměru d a tloušťce buněčné stěny t . Buňky jsou vyplněny modelovou buněčnou tekutinou a jsou uspořádány do struktury, kterou je možné popsat prostou kubickou mřížkou s buňkami v těsném dotyku.

V takovéto struktuře činí počet buněk na jednotkové délce:

$$n_1 = 1/d \quad (A1)$$

na jednotkové ploše je

$$n_2 = 1/d^2 \quad (A2)$$

buněk a v jednotkovém objemu se vyskytuje

$$n_3 = 1/d^3 \quad (A3)$$

buněk. Vyplnění modelové struktury buňkami f_1 se dá vyjádřit výrazem:

$$f_1 = n_3 \pi d^3 / 6 = \pi / 6 \quad (A4)$$

a vyplnění modelové struktury buněčnými stěnami f_2 se vyjádří výrazem:

$$f_2 = n_3 \pi d^2 t' = \pi t / d \quad (A5)$$

Předpokládáme-li, že se hustota buněčných stěn příliš neliší od hustoty vnitrobuněčných tekutin, pak se hmotnostní koncentrace vlákniny ve vzorku (c_v) dá vyjádřit prostřednictvím vyplnění modelové struktury buněčnými stěnami:

$$c_v = f_2 = \pi t / d = \pi t \sqrt{n_2} \quad (A6)$$

Mezibuněčné prostory v modelové struktuře mají proměnlivé rozměry, za charakteristický rozměr mezibuněčného prostoru t' budeme považovat vzdálenost mezi okraji buněk, které jsou v poloze druhých nejbližších sousedů v elementární mřížce. Matematicky se tato definice může vyjádřit s užitím vztahu (A6) výrazem:

$$t' = (\sqrt{2} - 1) d = \pi (\sqrt{2} - 1) t / c_v = (\sqrt{2} - 1) / \sqrt{n_2} \quad (A7)$$

B: Výpočet středního tlaku v mezibuněčném prostoru u stlačovaného válcového vzorku

Střední tlak v mezibuněčném prostoru je možné u válcového stlačovaného vzorku (podle obr. 1) vyjádřit vztahem:

$$\bar{p}_m = \frac{4}{\pi D^2} \int_0^{D/2} 2\pi \varrho \psi_{pm} d\varrho \quad (B1)$$

Předpokládejme, že vzorek je tvořen soustředěnými dutými válci s tloušťkami stěn rovnými rozměru buňky d . Počet těchto válců ve vzorku o průměru d je

$$n = D/2d \quad (B2)$$

K překonání tlaku v kapalinových „zátkách“ v kapilárách o průměru d_k , vyskytujících se mezi buňkami každého hypotetického dutého válce, je potřeba vytvořit přetlak Δp_m , vyjádřený vztahem:

$$\Delta p_m = 4 \alpha / d_k \quad (B3)$$

kde: α povrchové napětí mezibuněčné kapaliny

Tlakový potenciál v mezibuněčném prostoru je součtem příspěvků Δp_m na jednotlivých vrstvách od kraje vzorku až k danému místu. Přejdeme-li ke spojitému vyjádření, je možné použít vztahu

$$\psi_{pm} = 4 \alpha / d_k \cdot \frac{D/2 - \varrho}{d} \quad (B4)$$

Po dosazení za ψ_{pm} do rovnice (B1) a výpočtu integrálu získáme pro $\bar{p}_m$ konečný výraz:

$$\bar{p}_m = \frac{2}{3} \frac{\alpha}{d_k} \frac{D}{d} \quad (B5)$$

C: Objem stlačovaného vzorku v druhé lineární části deformační křivky

Druhá lineární část deformační křivky je charakterizována směrnici E_k . Předpokládáme, že její nižší hodnota je vzhledem k modulu pružnosti E způsobena průběžným snižováním objemu vzorku o vytlačenou kapalinu. Použijeme-li zde znaménkovou konvenci s kladnými hodnotami σ i ε pro tlak, můžeme uvedený předpoklad vyjádřit rovnicí:

$$d\sigma = E \left(d\varepsilon + \frac{dV}{V} \right) \quad (C1)$$

kde: V — objem vzorku

dV — změna objemu o vytlačenou kapalinu

Úpravou tohoto vztahu získáme rovnici pro směrnici deformační křivky E_k :

$$\frac{d\sigma}{d\varepsilon} = E \left(1 + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varepsilon} \right) = E_k \quad (C2)$$

Integrací rovnice (C2) získáme vztah pro objem vzorku:

$$V = V_0 \cdot \exp [- (\varepsilon - \varepsilon_{tp}) \cdot (E - E_k) / E] \quad (C3)$$

kde: ε_{tp} — poměrná deformace na přechodu obou lineárních částí deformační křivky

V_0 — počáteční objem vzorku

D: Tlakový potenciál v mezibuněčném prostoru

Úbytek objemu za jednotku času z válcové části vzorku o poloměru ϱ a jednotkové výšce l_1 je možné podle vztahu (C2) vyjádřit výrazem:

$$\frac{dV}{dt} = - \pi \varrho^2 l_1 (E - E_k) / E \cdot \dot{\varepsilon} \quad (D1)$$

kde: $\dot{\varepsilon}$ — rychlost deformace při stlačování vzorku

t — čas

Pro odhad hydraulických ztrát v mezibuněčné kapiláře o průměru t' použijeme Poiseillovu rovnici (Javorskij a Dětlaf, 1977):

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi t'^4}{16 \cdot 8 \eta} \frac{dp_m}{d\varrho} \quad (D2)$$

kde: V — objem proteklé kapaliny
 η — dynamická viskozita
 $dp_m/d\rho$ — příslušný radiální gradient tlaku v mezibuněčném prostoru

Nyní předpokládáme, že úbytek objemu válcového vzorku, daný vztahem (D1), je shodný s objemem kapaliny proteklé jeho pláštěm, který obsahuje tolik mezibuněčných kapilár, jako buněk, tj.:

$$n_b = 2\pi\rho l_1/d^2 \quad (D3)$$

Pak musí platit rovnost:

$$n_b \frac{\pi t'^4}{16 \cdot 8 \eta} \frac{dp_m}{d\rho} = -\pi\rho^2 l_1 (E - E_k)/E \cdot \dot{\epsilon} \quad (D4)$$

Úpravami a integrací rovnosti (D4) obdržíme vztah:

$$p_m = \frac{32 \eta \dot{\epsilon} d^2}{\pi t'^4} (D^2/4 - \rho^2) (E - E_k)/E \quad (D5)$$

Získaný vztah pro mezibuněčný tlak ukazuje, že mezibuněčný tlak klesá s druhou mocninou radiální souřadnice ρ .

Střední hodnotu mezibuněčného tlaku $\bar{p}_m$ získáme s použitím vztahu (B1), v němž nahradíme ψ_{pm} vztahem pro p_m z rovnice (D5). Výsledkem výpočtu je výraz:

$$\bar{p}_m = \frac{4}{\pi} \frac{\eta \dot{\epsilon} d^2}{t'^4} \frac{E - E_k}{E} D^2 \quad (D6)$$

Seznam použitých veličin

Veličina	Jednotka	Stručná specifikace
A	1	konstanta v empirickém vztahu $n_2 - c_v$ (obr. 4)
C_1, C_2, C_2'	1	blíže neurčené veličiny ve vztazích pro modul pružnosti v tlaku — rov. (5)
C_3, C_3'	N	blíže neurčené veličiny ve vztazích pro napětí σ_{tp} na hranici dvou lineárních částí deformační křivky — rov. (8a)
C_4, C_5, C_5', C_6	N · m ^{k-1} 1 Pa	blíže neurčené veličiny ve vztazích pro pevnost dužniny v tlaku — rov. (11), (11a)
C_7, C_8, C_8'	1 N · m ^{k-1}	blíže neurčené veličiny ve vztazích pro pevnost dužniny v tlaku — rov. (14)
c_v	%	obsah vlákniny ve vzorku vyjádřený hmotnostní koncentrací
d	m	průměr kulové buňky v modelu buněčné struktury, charakteristický rozměr buňky v reálné buněčné struktuře
D	m	průměr vzorku válcového tvaru (obr. 1)
d_k	m	průměr mezibuněčné kapiláry
E	Pa	modul pružnosti v tlaku (Youngův modul) dužniny
E_b	Pa	modul pružnosti v tlaku buněčných stěn
E_k	Pa	směrnice druhé lineární části deformační křivky
f_1	1	vyplnění buněčné struktury buňkami
f_2	1	vyplnění buněčné struktury buněčnými stěnami
k	1	exponent formálně vyjadřující závislost poměru $(E - E_k)/E$ na d : $(E - E_k)/E \sim d^k$

Veličina	Jednotka	Stručná specifikace
K_1, K_2, K_3	1	blíže neurčené orientační faktory v rov. (13)
K_{c1}	1	blíže neurčená tvarová konstanta ve vztahu pro charakteristický rozměr buňky — rov. (1)
K_{c2}	1	blíže neurčená tvarová konstanta v rovnici pro charakteristický rozměr mezibuněčných mezer t' — rov. (2)
l_1	m	jednotková délka v rov. (D1), (D3)
n	1	pomocná veličina v dodatku B
n_1	m^{-1}	počet buněk na jednotkové délce
n_2	m^{-2}	počet buněk na jednotkové ploše
n_3	m^{-3}	počet buněk v jednotkovém objemu
n_b	1	počet buněk na obvodu válce o průměru ϱ a výšce l_1 — rov. (D3)
$\bar{p}$	Pa	střední tlak na čelo stlačovaného vzorku
p_m	Pa	tlak kapaliny v mezibuněčném prostoru
$\bar{p}_m$	Pa	střední tlak kapaliny v mezibuněčném prostoru
t	m	tloušťka stěny buňky
t'	m	charakteristický rozměr mezibuněčných mezer; v modelu je chápán jako vzdálenost mezi buněčnými stěnami buněk v poloze druhých nejbližších sousedů — vztah (A7); v matematickém vyjádření představ o transportu kapaliny v mezibuněčném prostoru je používán jako odhad pro průměr mezibuněčných kapilár — d_k .
V	m^3	objem vzorku
V_0	m^3	počáteční objem vzorku
α	$N \cdot m^{-1}$	povrchové napětí kapaliny v mezibuněčných pórech — dodatek B, rov. (8)
α_s	$N \cdot m^{-1}$	povrchové napětí v buněčné stěně
α_{sk}	$N \cdot m^{-1}$	kritická hodnota povrchového napětí v buněčné stěně; při jeho překročení dojde k prasknutí buněčné stěny
Δp_v	Pa	přetlak v buňce vzhledem k mezibuněčnému prostoru
$\varepsilon, \varepsilon_t$	1	poměrná deformace, hodnoty pro tlak se považují za kladné (znaménková konvence)
ε_{tp}	1	poměrná deformace odpovídající přechodu mezi oběma lineárními úseky deformační křivky
$\dot{\varepsilon}$	s^{-1}	rychlost deformace vyjádřená derivací $d\varepsilon/dt$, kde t je čas
η	Pa.s	dynamická viskozita mezibuněčné tekutiny
ϱ	m	radiální souřadnice u válcového vzorku — obr. 1
σ, σ_t	Pa	tlakové napětí; je užíváno jako střední hodnota napětí na plochu průřezu vzorku — znaménková konvence v našem případě respektuje kladné hodnoty
σ_{tp}	Pa	napětí σ_t na přechodu obou lineárních částí deformační křivky
σ_{tm}	Pa	pevnost vzorku, napětí σ_t odpovídající makroskopickému porušení vzorku
γ_0	$S \cdot m^{-1}$	konduktivita vzorku na počátku deformace

Veličina	Jednotka	Stručná specifikace
ψ	Pa	vodní potenciál
ψ_A, ψ_B	Pa	vodní potenciál v místech A, B
ψ_p	Pa	tlakový potenciál
ψ_{pm}	Pa	tlakový potenciál mezibuněčném prostoru
ψ_{pv}	Pa	tlakový potenciál uvnitř buněk
ψ_{pvo}	Pa	tlakový potenciál uvnitř buněk na okraji vzorku
ψ_s	Pa	osmotický potenciál
ψ_{sm}	Pa	osmotický potenciál v mezibuněčném prostoru
ψ_{sv}	Pa	osmotický potenciál uvnitř buněk
ψ_t	Pa	turgor

Literatura

BLAHOVEC, J. — PATOČKA, K. — DUFFEK, J.: Mechanické a elektrické vlastnosti dužniny zelenin s ohledem na jejich sklizeň a zpracování. Zahradnictví, bude publikováno, 1985a.

BLAHOVEC, J. — PATOČKA, K. — MÍČA, B.: Mechanické a elektrické vlastnosti kořenů a hlíz v průběhu stlačování. Zeměd. Techn., 30, 1984, s. 335-354.

BLAHOVEC, J. — PATOČKA, K. — MÍČA, B.: Mechanické vlastnosti dužnin zelenin. Zeměd. Techn., 31, 1985b, v tisku.

DAINTY, J.: The elasticity of cell wall. Proc. Roy. Soc. Edinburgh, 70, 1971/72, s. 89-93.

JAVORSKI, B. M. — DĚTLAF, A. A.: Spravočník po fizike dlja inženěrov i studentov VUZov. Moskva, Nauka 1977. 328 s.

McLAUGHLIN, N. B. — PITT, R. E.: Failure characteristics of apple tissue under cyclic loading. Trans. ASAE, 27, 1984, s. 311-320.

MURASE, H. — MERVA, G. E. — SAGERLIND, L. J.: Variation of Young's modulus of potato as a function of water potential. Trans. ASAE, 23, 1980, s. 794-796, 800.

NILSSON, S. B. — HERTZ, C. H. — FALK, S.: On the relation between turgor pressure and tissue rigidity. II. Theoretical calculations on model systems. Physiol. Plant., 1, 1958, s. 818-837.

PITT, R. E.: Models for the rheology and statistical strength of uniformly stressed vegetation tissue. Trans. ASAE, 25, 1982, s. 1776-1784.

PITT, R. E. — CHEN, H. L.: Time-dependent aspects of the strength and rheology of vegetative tissue. Trans. ASAE, 26, 1983, s. 1275-1280.

Došlo dne 13. 12. 1984

БЛАГОВЕЦ, Й. (Сельскохозяйственный институт, Прага): Простая модель процесса сжатия и механического повреждения мякотей. Земед. Techn., 31, 1985 (6): 349-364.

В работе описана модель процесса сжатия мякотей, исходящая из представлений о размере клеток, толщине клеточных стенок и движении жидкостей в мякотях. Модельные представления выражены простыми математическими зависимостями, форма которых поддерживается результатами экспериментов. В качестве опытного материала послужили картофельные клубни и корневые овощи, основным примененным тестом было простое давление цилиндром.

линдрических проб, вырезанных из мякоти. В ходе деформации определялась проводимость пробы. В отношении прочности мякотей и их устойчивости против механического повреждения достоверна и математически обусловлена зависимость механических характеристик мякотей от размера клеток.

овощи; плоды; прочность; устойчивость против механического повреждения; проводимость; стенки клеток; клеточный сок

BLAHOVEC, J. (University of Agriculture, Praha): *A Simple Model of the Process of Compression and Mechanical Damage of Pulp*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (6) : 349-364.

A model of the process of pulp compression is described, deriving from the concepts of cell size, cell wall thickness, and movement of fluids in pulp. The model concepts are expressed by simple mathematical relations whose form is supported by the results of experiments. The experimental material used in this case was represented by potato tubers and root vegetables. The basic test was a simple pressure of cylindrical samples cut from the pulp. Sample conductivity was currently determined during the process of deformation. With respect to pulp strength and resistance to mechanical damage, importance is attached to the determined, and mathematically justified, relationship of the mechanical characteristics of pulp to cell size.

vegetables; fruits; strength; resistance to mechanical damage; conductivity; cell walls; cellular fluid

BLAHOVEC, J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha): *Einfaches Modell des Prozesses der Verdichtung und der mechanischen Beschädigung des Fruchtfleisches*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (6) : 349-364.

Die vorliegende Arbeit beschreibt das Modell des Prozesses der Verdichtung des Fruchtfleisches aufgrund der Vorstellungen über die Zellengröße, die Dicke der Zellenwände und die Bewegung der Flüssigkeiten im Fruchtfleisch. Die Modellvorstellungen sind in einfachen mathematischen Beziehungen ausgedrückt, deren Form von den einzelnen Versuchsergebnissen unterstützt wird. Als Versuchsmaterial wurden Kartoffelknollen und Wurzelgemüse angewendet. Der angewendete Grundtest war der einfache Druck der zylinderförmigen Proben, die aus dem Fruchtfleisch ausgeschnitten worden waren. Während der Deformation wurde die Konduktivität der getesteten Proben ermittelt. Vom Gesichtspunkt der Festigkeit des Fruchtfleisches und dessen Resistenz gegen die mechanische Beschädigung ist die ermittelte und mathematisch begründete Abhängigkeit der mechanischen Charakteristiken des Fruchtfleisches von der Zellengröße von Bedeutung.

Gemüse; Obst; Festigkeit; Resistenz gegen mechanische Beschädigung; Konduktivität; Zellenwände; Zellenflüssigkeit

Adresa autora: ' .

RNDr. Jiří Blahovec, CSc., Vysoká škola zemědělská, 165 00 Praha-Suchbát

FUNKČNÍ ANALÝZA SKLÍZECÍCH MLÁTIČEK POUŽÍVANÝCH V ČESKOSLOVENSKÉM ZEMĚDĚLSTVÍ

F. Novotný

NOVOTNÝ, F. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy): *Funkční analýza sklízecích mlátiček používaných v československém zemědělství*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (6) : 365-379.

Jakost, nejfrekventovanější kategorie v hospodářské praxi, je dosud různě chápána a interpretována. Moderní pojetí jakosti strojové techniky, uvedené v příspěvku, vychází ze současné úrovně poznání a zhruba odpovídá podmínkám vědeckotechnické revoluce. Je objasněno poslání kvalitologie a kvalimetrie a uveden návrh optimální skladby znaků jakosti zemědělské strojové techniky na nejvyšší úrovni. Funkční analýza sklízecích mlátiček je založena na postupném vzájemném porovnávání dvojic ve vývojové řadě na základě dostupných zkušebních a provozních poznatků. Z analýzy vyplývá vývojová tendence, směřující od neuspokojivé technologické funkce hlavních pracovních orgánů při značných časových nárocích na seřizování přes postupné zlepšování funkční adaptability až k úplnému odstranění nároků na ruční seřizování, a tím k dosažení vysoké technologické (funkční) pohotovosti dnešních sklízecích mlátiček.

jakost; kvalitologie; kvalimetrie; funkční vlastnosti; sklízecí mlátičky

Stěží existuje kategorie, jejíž obsah by byl lidmi tak rozmanitě chápán a interpretován, jako je tomu v případě jakosti. Moderní pojetí jakosti strojové techniky, vycházející ze současné úrovně poznání a zhruba odpovídající podmínkám vědeckotechnické revoluce, je podle Horáčka a. j. [1978] založena na těchto principech:

— Jakost existuje objektivně v každých podmínkách zkoumání. Lze ji poznávat více či méně objektivními metodami a její úroveň kvantifikovat.

— Jakost je formována komplexem různorodých vlivů jednak na strojích závislých (jejich znaky), jednak na strojích nezávislých (vnější předpoklady pro uplatnění znaků), které je třeba respektovat v celku.

— Jakost stroje je souhrnem dílčích jakostí, příslušných znaků na různě členěných dílčích úrovních.

— Proměnlivost jakosti je závislá na proměnlivosti zkoumaného stroje, podmínek jeho vzniku, použití a požadavků na něj vznášených. Každý vývojový stupeň existence stroje má svou vlastní jakost v souladu s požadavky, které jsou pro každou fázi specifické (jakost návrhu, jakost projekce, jakost výroby, obchodní, spotřebitelská a jakost výsledná — komplexní).

— V každém okamžiku reálné existence má stroj určitou jakost v závislosti na jeho okamžitém technickém stavu, na okamžitých pod-

mínkách jeho použití a požadavků na něj vznášených. Při zkoumání a ovlivňování úrovně jakosti je rozhodující postoj a názor spotřebitele. Na celospolečenské úrovni je třeba respektovat zájmy spotřebitele, možnosti výrobce a jim nadřazené zájmy celospolečenské.

METODIKA

Zkoumání vlastností produktů práce a jejich vztahů k potřebám a možnostem společenské reprodukce je předmětem nově se formujícího mezivědního oboru, označovaného jako kvalitologie. Studium a rozpracováváním principů i metod kvantitativního hodnocení jakosti výrobků se zabývá mladá mezivědní disciplína — kvalimetrie.

V souvislosti s pokusy o praktické uplatnění kvalimetrických metod ve státním zemědělském zkušebnictví byl mimo jiné vypracován i předběžný návrh optimální skladby znaků jakosti strojové techniky na nejvyšší úrovni. Jeho verze, upřesněná Senkem (1980), obsahuje celkem devět znaků: 1. plnění hlavních funkcí; 2. spolehlivost; 3. účinnost při práci; 4. ergonomie; 5. provozní zabezpečení; 6. koncepční a konstrukční řešení; 7. výrobní zabezpečení; 8. výrobní provedení vzorků (podle technických podmínek); 9. ekonomické ukazatele. Pod každým z těchto základních znaků je třeba vidět více či méně obsáhlou skupinu dále členěných, postupně méně významných prvků, vybíraných podle konkrétní potřeby.

Škála znaků jakosti zemědělské strojové techniky, které se dnes stávají předmětem společenského zájmu, je tedy široká a pestrá. Původně však tomu tak nebylo. Se zrodem a počátky zavádění strojové techniky jsou zřejmě bezprostředně spjatý dva stěžejní jakostní znaky: plnění hlavních funkcí a provozní spolehlivost. Vzhledem k této skutečnosti jsme se proto, po kritickém zhodnocení všech dostupných podkladů, nejprve zaměřili na hodnocení funkční stránky inovačního procesu sklízecích mlátiček. V tomto příspěvku podrobně funkčně charakterizujeme pouze výchozí typ vývojové řady, sovětskou sklízecí mlátičku S-4. U následných typů vyzdvihujeme především ty prvky, které jsou zřejmým inovačním přínosem proti předchozímu řešení, nebo je nezbytné se o nich zmínit z jiných důvodů.

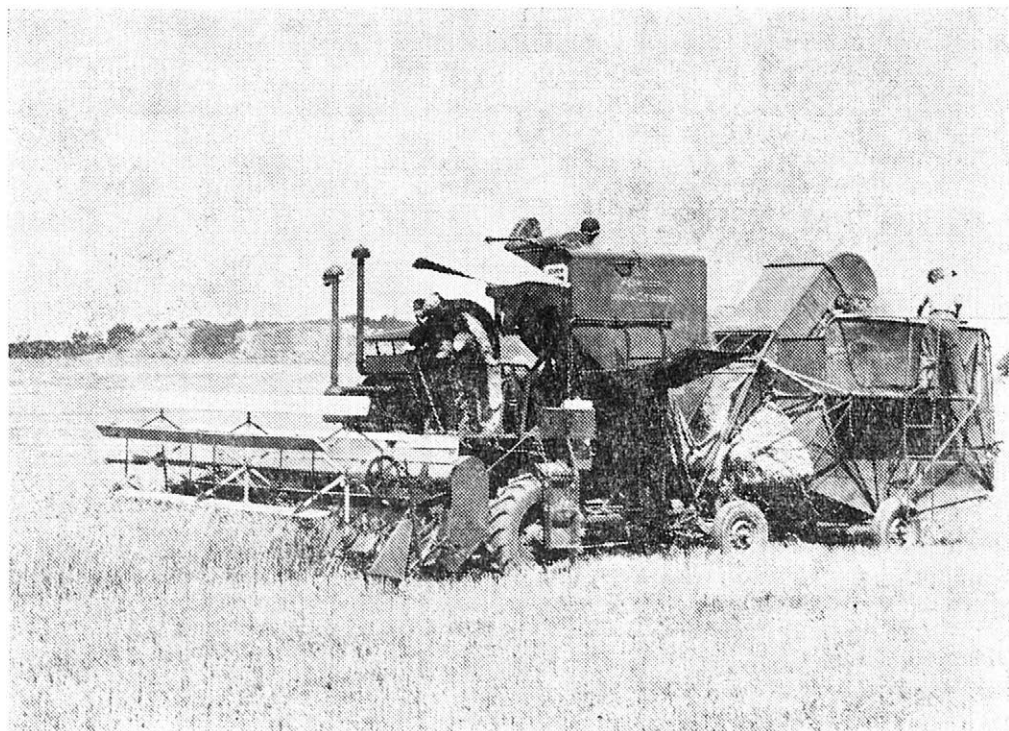
VÝSLEDKY

FUNKČNÍ CHARAKTERISTIKY ROZHODUJÍCÍCH TYPŮ SKLÍZECÍCH MLÁTIČEK PODLE VÝVOJOVÉ POSLOUPNOSTI

Sklízecí mlátička S-4

Hlavní reprezentant skupiny prvních sklízecích mlátiček v československém zemědělství, sovětský samojízdný typ S-4, se začal vyrábět brzy po ukončení druhé světové války v licenci americké firmy IHC. Konstrukčně vycházel z typu SP-125, který však byl určen pro výmlat obilí sečeného pod klasem (Vasilenko aj., 1958). Podle výsledků funkčních zkoušek (Grund aj., 1952) a víceletých provozních zkušeností v našich podmínkách lze typ S-4 po funkční stránce hodnotit takto:

Tento samojízdný stroj (obr. 1) s čelně neseným žací stolem měl normální žací ústrojí s pracovním záběrem 4 m. Žabky jednobřehové kosity byly shora vroubkovány, takže se při sečení samy ostříly. Vroubkování sice poněkud vzrostla spotřeba energie na řezání, ale téměř odpadlo časté a pracné ostření kosa. Konstrukční řešení pohonu kosa klikovým kotoučem přes vahadlo na pravé straně žacího válu se ukázalo jako nevhodné při pravotočivém způsobu jízdy po sklizených pozemcích, který se u nás běžně praktikuje. Krátké děliče plnily svou funkci nedostatečně, zvláště při sklizni dlouhého a polehlého porostu. Normální



1. Sklízecí mlátička S-4 při pracovním nasazení — The S-4 harvester-thresher at work

šestiramenný přihaněč s dřevěnými přihánkami nezaručoval šetrný styk se sklízeným porostem a při sklizni polehlého obilí se ukázal jako málo účinný. Výškové stavění a vyložení přihaněče bylo možné měnit pouze montáží na stojícím stroji. Počet otáček přihaněče ($24 - 29 - 34 \text{ min}^{-1}$) se upravoval výměnou řetězových kol. Seřizování přihaněče podle měnících se sklízňových podmínek bylo tedy spojeno se značnými ztrátovými časy a přitom neumožňovalo v plném rozsahu zabezpečit jeho správnou funkci. Doprava obilní hmoty na žací válu byla původně řešena dvěma konzolovými šnekovými dopravníky a středním plátňovým dopravníkem. Toto konstrukční uspořádání se při sklizni našeho slamatého obilí neosvědčilo. Vinou nedostatečné funkční aktivity plátňového dopravníku se totiž posečené obilí často hromadilo ve střední části žacího válu. Soustavné přetěžování plátňového dopravníku a konzolových šneků bylo pak hlavní příčinou jejich nadměrné poruchovosti. Většinu uvedených funkčních nedostatků výrobce odstranil u modernizované verze S-4M (1954) zásadní rekonstrukcí žacího stolu (levostranný pohon kosi, průběžný šnekový dopravník s výstředně uloženými pohyblivými prsty ve střední části, excentrický přihaněč apod.).

Žací vál se hydraulickým zařízením zvedal v rozmezí 100 až 700 mm. Byl částečně vyvážen mechanickými pružinami a při práci klouzal po strništi na dvou širokých plazech, upevněných symetricky zespoda. Tak se sice dosáhlo toho, že strniště bylo nízké, ale za cenu zvýšeného po-

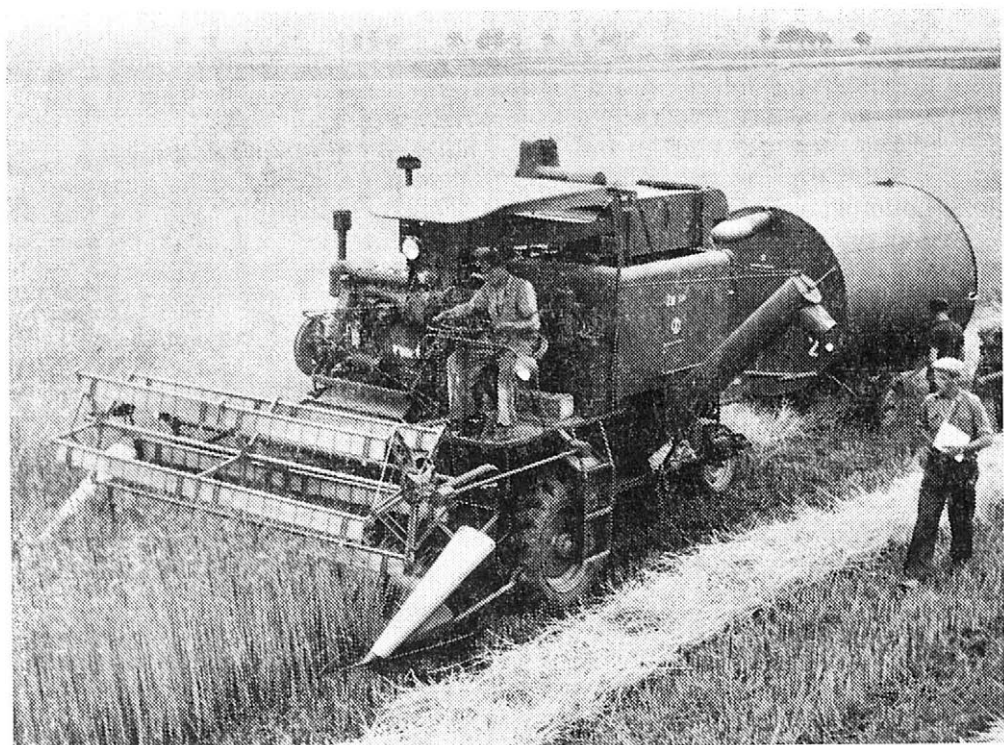
jezdového odporu stroje. Provedení žacího válu s omezeným příčným kopírováním se uplatnilo až u modernizace S-4M.

Nerovnoměrný přísun obilní hmoty k mláticímu ústrojí částečně eliminoval vestavěný čtyřlopatkový nastýlač. Aby se dosáhlo lepšího mláticího účinku, otáčel se osmímlatkový mláticí buben tak, že mlátky nabíhaly svou strmější hranou. Pohon klínovým řemenem přes variátorové řemenice umožňoval nastavit otáčky mláticího bubnu podle sklizňových podmínek v širokém rozmezí 400 až 1335 min⁻¹. Počet otáček se však reguloval ručně stavěcími a stahovacími šrouby. Mláticí koš byl roštový, třídílný s úhlem opásání 126°. Každý díl koše se seřizoval samostatně. Dva přední odpružené díly se mohly při vniknutí tvrdého předmětu od bubnu oddálit. Zadní díl byl prodloužen prutovým roštem. Čtyřlopatkový odmítač srážel omlat na začátek vytrřasadla a zabráňoval tomu, aby se sláma navíjela na mláticí buben. Separační účinnost čtyřstupňového čtyřklávesového vytrřasadla o celkové ploše 2,4 m² byla při průchodu silné vrstvy hrubého omlatu nedostatečná. Jediné čistiadlo, jehož jádro tvořila dvě žaluziová síta o pracovní ploše 2 × 0,86 m², mělo čisticí účinnost nejvýše 90 až 92%. Hrubá regulace množství vzduchu dodávaného od ventilátoru se prováděla ručně překrýváním bočních nasávacích otvorů clonami. Zásobník na zrno o objemu 1,7 m³ byl svou spodní částí umístěn 2 m nad povrchem půdy a vyprazdňoval se samospádem pomocí plechového skluzu při zastavení stroje. Vysoké uložení zásobníku snižovalo stabilitu stroje na svazích.

Vestavěný benzinový motor, řadový čtyřválec ZIS 5K automobilního typu o výkonu 39 kW (53 k) při 1600 ot. min⁻¹ (rozumí se vždy jmenovité hodnoty výkonu a otáček), se v podmínkách neustálého provozního režimu neosvědčil a pracoval ne hospodárně (měrná spotřeba benzínu 17—30 l. ha⁻¹). Ústrojí motoru nebylo dostatečně uzpůsobeno pro práci v převládajícím prašném sklizňovém prostředí, neboť sací prostor masky chladiče se zanášel plevami a prachem. Chladič pak špatně plnil svou funkci a motor se zahříval. Aby se tomu předešlo, bylo třeba občas přerušit provoz stroje a sací prostor masky zbavit nečistot.

Pohon pracovních ústrojí byl u sklízecí mlátičky S-4 odvozen od pravého vývodu motoru, pohon pojezdového ústrojí přes převodové od levého vývodu. Převodové ústrojí tvořila jednodílná suchá spojka a mechanická převodovka o čtyřech stupních vpřed a jedním zpět. Vestavěný reduktor zdvojnásoboval počet převodových stupňů. K správnému využívání velkého potenciálního rozsahu rychlostí (1,7—14,6 km. h⁻¹) bylo třeba určité zručnosti a předběžných provozních zkušeností. Sklízecí mlátičku S-4 se zavěšeným kopkovačem obvykle obsluhovali tři pracovníci. Její manévrovací schopnosti byly přitom značně omezeny. Kopkovač nebyl uzpůsoben pro naše obilní porosty, bohaté na slámu. Jeho vynášecí dopravník slámy trpěl častými poruchami vlivem nedostatečné funkční aktivity Evartových řetězců s příčkami. Poruchám se předcházelo hlavně tím, že se podle potřeby přerušoval provoz sklízecí mlátičky a sláma nahromaděná na spodní části dopravníku se ručně odstraňovala. Dodatečnou úpravou převodů u náhonu kopkovače se zamezilo ohýbání náhonů a poruchám kloubů.

Do historie mechanizace sklizně obilovin u nás se sklízecí mlátička S-4 zapsala jako první významný „průkopník“. Tato technika, která původně ani nebyla konstruována pro evropské sklizňové podmínky, po funkční stránce v mnoha směrech nevyhovovala našim požadavkům a by-



2. Sklízecí mlátička ŽM-330 v provozním ověřování — The ŽM-330 harvester-thresher during test operation

la časově velice náročná na ruční seřizování. Přesto bylo z její hromadné exploatace, trpící řadou „dětských nemocí“, získáno mnoho cenných poznatků a zkušeností, které jednak umožnily formulovat podmínky pro racionální používání sklízecích mlátiček v našich poměrech, jednak posloužily při vývoji tuzemské sklízecí mlátičky.

Sklízecí mlátička ŽM-330

Při vývoji sklízecí mlátičky ŽM-330 (obr. 2) se sledoval záměr maximálně vyloučit fyzickou práci obsluhy rozsáhlým uplatněním progresivních prvků při splnění tehdejších agrotechnických požadavků.

Žací vál již byl vybaven průběžným šnekem s excentricky stavitelným prstovým vkladačem uprostřed. Tím byl definitivně uspokojivě vyřešen problém, jak při různé délce sklizeného obilí zabezpečit plynulý tok obilní hmoty od žacího ústrojí k mláticímu bubnu. Originálním konstrukčním řešením pohonu kosy přes šikmý čep se podařilo zcela eliminovat boční výkyvy při zdvihu kosy, a tak vylepšit řezné poměry. Pětíúhelníkový přihaněč výstředníkového typu se stavitelnými hřebenovými přiháňkami zaručoval šetrný styk se sečeným porostem za všech sklízňových podmínek. Pohon přihaněče byl odvozen od pojezdu, takže se zachovával stálý poměr obvodové rychlosti přihaněče k pojezdové rychlosti stroje (2 : 1) při kterémkoli zařazeném rychlostním stupni. Hydraulické ovládání přihaněče umožňovalo nastavit jeho výšku podle okamži-

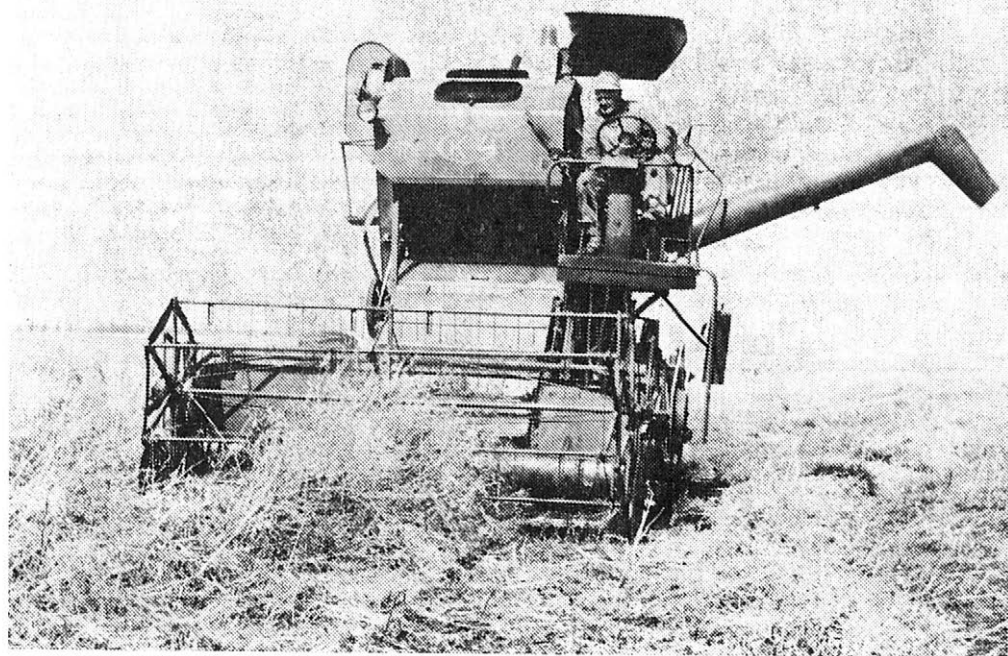
té potřeby přímo za jízdy stroje. Žací stůl, důmyslně odlehčený hydraulicko-pneumatickou pružinou, se také ovládal hydraulicky. Žací ústrojí bylo po obou stranách opatřeno dlouhými děliči, které zároveň plnily funkci hmatačů při samočinném kopírování terénu.

Otáčky osmimlankového mláticího bubnu bylo možné seřizovat v rozsahu od 800 do 1300 otáček za minutu změnou průměrů klínových řemenic pomocí stavěcích a stahovacích šroubů. Jednodílný mláticí koš se již nastavoval centrálně. Výplň koše s podélnými otvory byla vylisována z plechu, takže celý koš byl mnohem lehčí než při tehdy obvyklém provedení a méně náchylný k ucpávání. Úhel opásání koše byl zmenšen na 120°. Požadavek na vysokou čistotu zrna (95–98 %) vedl ke konstrukci sklízecí mlátičky se dvěma čistidly. Spodní čistidlo se skládalo z žaluziového háčkového síta (ve funkci úhrabečnice) a dvou vyměnitelných plechových sít s kruhovými otvory, každé o účinné ploše 0,86 m². Proud vzduchu od ventilátoru se rozděloval dvěma stavitelnými klapkami do tří vrstev. Účinnost čistidla ještě zvyšoval odsavač plev, který zároveň dopravoval plevy do závěsného nebo neseného plevníku. Horní čistidlo tvořila dvě vyměnitelná třídící síta o účinné ploše 2 × 0,56 m². Do prostoru mezi síta proudil ohřátý vzduch od motoru, který zároveň snižoval vlhkost tříděného zrna. Nízko uložený zásobník na zrno o objemu 1,75 m³ se již vyprazdňoval šnekovým dopravníkem i za jízdy stroje.

Pohonná jednotka sklízecí mlátičky ŽM-330, řadový čtyřválcový vznětový motor T 924 chlazený vzduchem o výkonu 45 kW (60 k) při 1500 ot. min⁻¹, měla dostatečnou výkonovou rezervu a nebyla „citlivá“ na neustálý provozní režim. Při výnosech obilovin kolem 2,5 t vykazoval motor měrnou spotřebu 9 až 12 l. ha⁻¹. Výkon pro pojezd sklízecí mlátičky byl odebírán z levé strany klikového hřídele motoru, pracovní ústrojí mlátičky bylo poháněno přes reduktor a spojku z pravé strany. Vzduch pro chlazení motoru byl nasáván ventilátorem přes otáčející se válcové síto. Ve spodní části síta se k jeho vnitřní straně přiváděl tlakový vzduch z kompresoru, který síto neustále profukoval. Tímto důmyslným řešením bylo zaručeno spolehlivé chlazení motoru.

Převodové ústrojí tvořila jednodílná suchá spojka a mechanická převodovka o čtyřech stupních vpřed a jednom zpět. Řemenový variátor na prvním stupni umožňoval plynule měnit pracovní rychlost stroje podle okamžité potřeby v širokém rozmezí 1,7 až 4,8 km. h⁻¹. Při zařazeném druhém stupni se dosahovalo pojezdové rychlosti 5,0 km. h⁻¹, při třetím stupni pak 6,8 km. h⁻¹. Čtvrtý stupeň (pojezdová rychlost 15 km. h⁻¹) byl dimenzován se zřejmým záměrem uspořit ztrátové časy při přejezdech. Sklízecí mlátička ŽM-330 se dodávala s neseným nebo závěsným plevníkem bez kopkovače. Nesený plevník se vyprazdňoval hydraulicky.

Mezinárodní srovnávací zkoušky v roce 1960 prokázaly, že typ ŽM-330, vyráběný podle dohod RVHP od roku 1957 v Maďarsku, v některých směrech zaostal za současnou úrovní a prokazuje nízkou výkonnost. Proto byla československou stranou vehementně požadována jeho rekonstrukce. U modernizované verze ŽMV-330 udělal maďarský výrobce mnoho zásadních konstrukčních změn. Konkrétně např. hydraulické kopírování terénu žacím váleem nahradil mechanickým, dále odstranil druhé čistidlo, hydraulicko-pneumatickou pružinu a zásobník



3. Sklízecí mlátička SK-4 při sklizni řepky — The SK-4 harvester-thresher harvesting rape

plev. Předřazený řemenový variátor uzpůsobil k použití na všech převodových stupních a nově zařadil posilovač řízení. Přes uvedené konstrukční úpravy nedosáhla vylepšená verze při ověřovacích zkouškách (r. 1961) požadované výkonnosti. Nízká výkonnost v důsledku nedostatečné provozní spolehlivosti byla zřejmě hlavní příčinou, která vedla k definitivnímu zastavení dodávek typu ŽMV-330 (r. 1962) a posléze i k urychlení procesu jeho likvidace v našem zemědělství.

Na závěr lze říci, že původní konstrukce sklízecí mlátičky ŽM-330 předstihla svou dobu neobvykle širokým uplatněním hydraulických prvků. Hydraulický princip samočinného kopírování terénu žacím váleem začali světoví výrobci sklízecích mlátiček významněji uplatňovat až po roce 1960. Zavedení hydraulických prvků značnou měrou přispělo k celkovému usnadnění práce obsluhy i ke zkvalitnění funkce sklízecí mlátičky. Jak se však později ukázalo, ani výrobní ani uživatelská sféra nebyla tehdy ještě schopna tyto technické vymoženosti s náležitým ekonomickým efektem realizovat.

Sklízecí mlátička SK-4

Vznik sklízecí mlátičky SK-4 spadá do doby, kdy se na základě výsledků teoretických a experimentálních zkoušek separačních orgánů (mláticího ústrojí, vytrásadla, čistidla) dospělo k závěru, že další vývoj obilní sklizňové techniky je třeba zaměřit k separaci v ten-

ké vrstvě. Bylo totiž prokázáno, že se zmenšováním tloušťky průchozí vrstvy se jednak značně snižuje energie potřebná k výmlatu, jednak prudce klesají ztráty na vytrásadle a čistidle (Vasilenko aj., 1958).

Sklízecí mlátička SK-4 (obr. 3) se vyráběla se žacími ústroji o záběru 3,2 m, 4,1 m a 5,0 m. V našich podmínkách intenzivní produkce obilovin se nejvíce rozšířila modifikace o pracovním záběru 3,2 m. Žací ústrojí bylo vybaveno třídielnými děliči, které bylo možné podle potřeby stranově nebo výškově přestavovat. Konstrukční řešení pohonu kosa klikovým kotoučem přes těhlici a vahadlo s krátkým spojovacím článkem zaručovalo správný sřez a dostatečně spolehlivou funkci žacího ústrojí. Otáčky šestipřihánkového přihaněče výstředníkového typu (pro záběr 3,2 m) se měnily podle okamžité potřeby v rozmezí od 15,5 do 52,0 otáček za minutu přímo za jízdy stroje prostřednictvím řemenového variátoru ovládaného hydraulicky z plošiny řidiče. Díky speciálnímu pákovému mechanismu si přihaněč při zvedání nebo spouštění žacího stolu uchovával stálou polohu vzhledem k průběžnému šneku a žací liště. Žací vál byl zavěšen na kulovém čepu a při podélném i příčném sledování povrchu sečeného pozemku spočíval na dvou ocelových ližinách, stavitelných na výšku sřezu 100, 130 a 180 mm. Bez sledování povrchu pole bylo možné nastavit výšku sřezu hydraulickými válci v rozpětí 100 až 600 mm.

Změnu tloušťky obilní vrstvy procházející sklízecí mlátičkou lze podle Vasilenko aj. (1958) charakterizovat (za předpokladu, že je stejná výnosnost i pojezdová rychlost stroje) poměrem mezi šířkou záběru žacího ústrojí a šířkou mláticího bubnu. Tento poměr se proti typu S-4 (4,4) a typu ŽM-330 (3,7) snížil u typu SK-4 (při záběru žacího ústrojí 3,2 m) na 2,7. Otáčky osmimlatkového mláticího bubnu bylo možné nastavovat obdobně jako u typu ŽM-330, ale v širším rozpětí (400 až 1355 min⁻¹). Úhel opásání jednodílného roštového koše byl dále zmenšen až na 105°. Mezera mezi mláticím bubnem a košem se nastavovala podle okamžité potřeby z místa obsluhy. Separační účinky zlepšoval i měnitelný sklon výběhového prutového roštu. Lopatky odmítacího bubnu byly opatřeny hřebeny, mezi nimiž procházely prsty procesávajícího roštu. Tím se zabráňovalo tomu, aby se sláma navíjela na odmítací bubnen. Účinná plocha dvouklikového čtyřklávesového vytrásadla se rozšířením mlátičky zvětšila na 4,3 m², účinná plocha jednotlivých žaluziových sít dvousítového čistidla na 0,97 m². Zásobník na zrno o obsahu 1,8 m³ byl vybaven mechanickým plněním a automatickou signalizací naplnění. Vyprazdňovací šnek zásobníku byl dělený, sklopný a na konci byl opatřen natáčecí clonou. Do provozu se uváděl z plošiny řidiče, odkud se ovládalo i natáčení clony, a tím se řídila rychlost vyprazdňování zásobníku.

K pohonu sklízecí mlátičky SK-4 bylo použito čtyřválcového vznětového motoru SMD-15K o výkonu 55,2 kW (75 k) při 1700 ot. min⁻¹. Prostřednictvím hydraulicky ovládaného variátoru pojezdového ústrojí, vloženého mezi motor a mechanickou třístupňovou převodovku, bylo možné měnit pojezdovou rychlost na jednotlivých převodových stupních na více než dvojnásobek, a tak pokrýt celkový rozsah pojezdových rychlostí stroje od 1 do 18 km. h⁻¹. Aby nedošlo k poruchám ozubených kol, požadovalo se řadit jen tehdy, byl-li variátor nastaven na nízký převod, při malých otáčkách motoru a až po úplném zastavení

sklízecí mlátičky. Hydraulické ústrojí mělo dva okruhy se samostatnými čerpadly. První okruh sloužil k ovládání žacího válu, přihraněče, jeho variátoru a variátoru pojezdového ústrojí, druhý okruh k hydraulickému ovládání zadních kol. Hnací kola byla opatřena středotlakými pneumatikami traktorového typu se zvýšenou průjezdností, řídicí kola hydraulickým posilovačem řízení.

Sklízecí mlátička SK-4 byla vybavena zvukovou a optickou signalizací přepnutí vytrásadel, prokluzu pojistných spojek pohonu velkého zrnového a kláskového šneku, dále signalizací naplnění zásobníku zrním a uzavření zadní branky kopkovače. Nesený kopkovač samočinně přechoval slámu i plevy. Vypouštění kopek se ovládalo buď z plošiny řídiče, nebo probíhalo samočinně po naplnění kopkovače. V našich sklízňových podmínkách (obilní porosty s vysokým výnosem zrna a s nadbytkem slámy) se kopkovač uplatnil jen v aridních oblastech, jinak byl vyřazován z činnosti a sláma se plynule vypouštěla na strniště. I když bylo u sklízecí mlátičky SK-4 mnoho pracovních úkonů mechanizováno a výrobce doporučoval jednomužnou obsluhu, ukázalo se, že pro dosažení vysoké výkonnosti stroje je nezbytná spolupráce pomocníka, zejména při údržbě a odstraňování provozních poruch.

Do povědomí naší odborné veřejnosti zemědělské i provozní praxe vstoupila sovětská sklízecí mlátička SK-4 jako první úspěšný typ, který se rozhodující měrou zasloužil o dovršení mechanizace sklizně obilovin v ČSSR. Z dostupné sklízňové techniky šedesátých let tento typ po funkční stránce nejlépe splňoval požadavky rozvíjející se zemědělské velkovýroby. Zvýšené nároky na omezení sklízňových ztrát a na další růst výkonnosti sklízecích mlátiček vedly po roce 1970 k modernizaci typu SK-4 (SK-4M) a později k jeho vyřazení z provozu.

Sklízecí mlátička E-512

Sklízecí mlátička E-512, výrobek VEB Kombinat Fortschritt z NDR (obr. 4), si získala svou výkonností, univerzálností a kvalitou práce dominantní postavení v nynějším parku sklízecích mlátiček u nás.

K základní jednotce se dodává žací stůl o záběru 4,26 m nebo 5,7 m. Při přepravě rozměrného stroje po veřejných komunikacích se žací stůl odkládá na jedonápravový podvozek, který se přivěsí na sklízecí mlátičku. Demontáž a montáž žacího stolu je schopen dělat po krátkém zácviku sám řidič za šest až osm minut. Pohon řídké kosa s prodlouženým zdvihem (90 cm) je řešen přes kulový čep. Pětihlenný přihraněč výstředníkového typu se vertikálně přestavuje hydraulicky, horizontálně mechanicky podle okamžité potřeby přímo z místa obsluhy. Navíc je možné jeho otáčky měnit prostřednictvím variátoru v rozmezí 15 až 48 min⁻¹. Pevně uložené žací ústrojí postrádá proti předchozímu typu SK-4 výhody podélného a příčného kopírování povrchu pole. Žací lišta se nastavuje na výšku strniště 70, 150 a 230 mm. Pro různé sklízňové podmínky může být žací ústrojí alternativně vybaveno třemi typy děličů, popřípadě i zvedačů klasů. K dělené sklizni se dodává bubnové nebo transportérové sběrací ústrojí. Jeho montáž je však natolik pracná, že neumožňuje operativně přecházet z jednoho způsobu sklizně na druhý. U nás se po roce 1975 od dělené sklizně téměř upustilo.

Žací ústrojí se uvádí v činnost ruční spojkou, ovládanou z místa obsluhy. Tato spojka je funkčně spřažena se spojkou pojezdu stroje. Vý-



4. Sklízecí mlátička E-512 při skupinovém nasazení — The E-512 harvester-thresher at group work

hodnost tohoto řešení spočívá hlavně v tom, že při náhlém přetížení mláticího ústrojí lze sešlápnutím pojezdové spojky vypnout vlastní pojezd stroje, potom i žací a podávací ústrojí. Tak se účinně předejde ucpání mláticího bubnu. Bezprostředně hrozícímu ucpání je možné navíc zabránit tím, že se (při vypnuté spojně žacího ústrojí) mláticí koš najednou spustí až o 40 mm níže. Počet otáček osmimlatkového mláticího bubnu se nastavuje hydraulicky ovládaným variátorem podle potřeby v rozpětí od 600 do 1300 min^{-1} z místa obsluhy. Univerzálnost použití sklízecí mlátičky lze ještě rozšířit zabudováním reduktoru, který snižuje otáčky mláticího bubnu na 296 až 638 min^{-1} . Před mláticí bubem je vložen lapáč kamenů, který chrání buben a koš před poškozením. Klasňovací plech u vstupu mláticího koše slouží ke klasňování osinatých obilovin.

Poměr šířky záběru žacího ústrojí a šířky mláticího bubnu je méně příznivý (3,9) než u předchozího typu SK-4. Přesto vykazuje sklízecí mlátička E-512 vyšší separační účinnost, hlavně díky vylepšené funkci čistidla. Účinná plocha čtyřstupňového čtyřklávesového vytrásadla byla zvětšena na 5,2 m^2 . Čistidlo klasické konstrukce tvoří úhrabečné síto Petersenova typu (účinná plocha 1,39 m^2) a vyměnitelné děrované síto (účinná plocha 1,17 m^2) s nastavitelným sklonem. Nový konstrukční prvek — variátor pohonu ventilátoru — poskytuje možnost optimálně regulovat množství vzduchu potřebného k čištění zrna změnou otáček ventilátoru v rozpětí od 242 do 775 min^{-1} . Tak lze při správně seřízeném čistidle dosáhnout 95 až 99% čistoty zrna. Zrnový a kláskový ele-

vátor dopravují zrna s klásky po horní větvi řetězu, takže se lopatky méně opotřebují. Naplnění zásobníku zrna o objemu 2,3 m³ je signalizováno akusticky. Dopravní prostředek na odvoz zrna se přivolává světelnou signalizací.

Sklízecí mlátička E-512 je vybavena čtyřválcovým vznětovým motorem s přímým vstřikem paliva systému MAN o výkonnosti 77,3 kW (105 k) při 2000 ot.min⁻¹. Přednosti tohoto motoru spočívají v poměrně nízké měrné spotřebě paliva, v pružném chodu, v dobré účinnosti v širokém rozsahu otáček a v necitlivosti na různou kvalitu paliva. Spotřební normy MZVŽ ČSR (1977) udávají u typu E-512 s ohledem na výnos a svahovitost rozmezí spotřeby nafty od 8,5 do 14,4 l na hektar sklizené plochy. Přenos pohybové energie od motoru na převodové ústrojí se děje přes variátor pojezdu, který se ovládá hydraulicky. Variátor umožňuje v rámci jednotlivých rychlostních stupňů třístupňové převodovky plynule měnit pojezdovou rychlost až na 2,5násobek. Kombajnér má tak možnost volby pracovní rychlosti v širokém rozmezí od 1,4 do 8,2 km za hodinu a přepravní rychlosti od 8 do 20 km za hodinu. Samostatným brzděním levého nebo pravého předního kola lze zkrátit čas potřebný k otáčení stroje na souvratích.

Životní historie sklízecí mlátičky E-512 v našem zemědělství prochází právě stadiem maxima rozšíření, takže by bylo předčasné činit o ní definitivní závěry. Její hlavní přínos po funkční stránce spočívá především ve zvýšené průchodnosti, v rozšíření možností jejího uplatnění, dále v lepší adaptabilitě proměnlivým provozním podmínkám a ve snížení provozních ztrát.

Sklízecí mlátička E-516

Od předchozího typu E-512 se tento další výrobek VEB Kombinat Fortschritt, sklízecí mlátička E-516 (obr. 5), liší zejména zvýšenou průchodností, větší univerzálností použití, zajišťovanou řadou přídavných zařízení, rychlou adaptabilitou v proměnlivých sklizňových podmínkách širokým uplatněním vhodných hydraulických prvků, zlepšenými ergonomickými a provozně-bezpečnostními vlastnostmi.

Vysoké průchodnosti při splnění požadavků na kvalitu práce se dosahuje jednak zvětšením šířky záběru žacího ústrojí na 6,7 m v hustých porostech nebo na 7,6 m v řídkých porostech, jednak zvýšenou pojezdovou rychlostí. Žací stůl je odnímatelný. Z přepravní polohy do pracovní jej zacvičená obsluha přestaví za osm minut, z pracovní polohy do přepravní za deset minut. Tím, že žací stůl je uchycen ve třech bodech, je uzpůsoben ke kopírování povrchu sklizeného pozemku v podélném i příčném směru. Pomocí plazů se může nastavit na výšku strniště 7,0, 9,5 a 12,5 cm. Poruchám žacího ústrojí v důsledku navíjení stébel za nepříznivých sklizňových podmínek se účinně zabraňuje zpětným chodem žacího ústrojí, který umožňuje vestavěná převodovka.

Pětiúhelníkový příhaněč výstředníkového typu se výškově přestavuje pomocí hydromotorů ve dvou rozsazích, horizontálně hydromotory nebo mechanicky. Otáčky příhaněče je možné plynule měnit prostřednictvím hydraulicky ovládaného variátoru v rozpětí 21 až 62 min⁻¹. Plynule stavitelný je i sklon příháněk.

Hydraulicky ovládaným variátorem je možné z místa obsluhy plynule měnit otáčky desetimlatkového mlátičského bubnu v rozpětí 530 až



5. Sklízecí mlátička E-516 při sklizni ječmene — The E-512 harvester-thresher harvesting barley

995 min^{-1} [s vestavěným reduktorem navíc v rozpětí 287—516 min^{-1}]. Pro snadnější zvedání a bezpečnější spouštění mláticího koše je ovládací páka uzpůsobena k nastavení koše do tří poloh: spuštění, mezipoloha, pracovní.

Už v roce 1977 upozornil B ř e č k a na nepříznivý poměr mezi záběrem, šířkou mlátičky a rozměry ostatních separačních orgánů vzhledem k udávané průchodnosti. Požadovaná kvalita práce (ztráty, čistota zrna) při zvýšené jezdové rychlosti je zabezpečována především konstrukčními úpravami směřujícími ke zlepšení pracovního režimu separačních orgánů. Za mláticím bubnem jsou umístěny dva odmítací bubny (přední hladký, zadní profilovaný), které pomáhají vytvořit rovnoměrnou vrstvu hrubého omlatu po celé šířce vytrásadla a lépe oddělit hrubý omlat od jemného. Počet kláves vytrásadla o účinné ploše 7,68 m^2 byl zvýšen na pět, počet stupňů na sedm. Jemný omlat se čistí v protiběžně kmitající síťové skříni proudem vzduchu od dvou axiálních ventilátorů. Síťová skříň obsahuje horní žaluziové a spodní vyměnitelné děrované síto, každé o účinné ploše 1,54 m^2 . Množství dodávaného vzduchu, usměrňované dvěma kotouči, lze optimálně nastavovat podle okamžité potřeby změnou otáček ventilátorů pomocí variátoru v rozpětí od 620 do 2000 min^{-1} . Propad z klasového síta a přepad z dolního síta se vrací přes domlazovač klásků přímo na čistidlo. Zásobník na zrno o objemu 4,5 m^3 může být vyprázdněn za dvě minuty.

Pohonnou jednotku sklízecí mlátičky E-516 tvoří osmiválcový vznětový motor s válci do tvaru V a s přímým vstřikem paliva o výkonu 162 kW při 2200 ot.min⁻¹. Motor má přiměřenou rezervu točivého momentu pro případy možného provozního přetížení. Racionální měrné spotřeby nafty se dosahuje pouze za optimálních podmínek nasazení sklízecí mlátičky. Žák a Zikmund (1983) zjistili rozpětí měrné spotřeby nafty od 14,5 do 25,00 l.ha⁻¹.

Z jednoho konce klikového hřídele pohání motor jak mlátičku, tak i hydrogenerátor pojezdu. Hydraulická soustava sklízecí mlátičky E-516 má v podstatě tři obvody: obvod pro zvedání žacího ústrojí, obvod pro ovládání ostatních provozních mechanismů včetně brzdění a řízení stroje a obvod hydrostatického pohonu pojezdových kol. Hydrostatický pohon umožňuje plynule měnit pojezdovou rychlost sklízecí mlátičky od 0 do 20 km.h⁻¹ bez nutnosti řadit. Všechny řídicí a regulační úkony se provádějí z místa řidiče. Stroj je vybaven světelnou a zvukovou signalizací poklesu hladiny a tlaku hydraulického oleje, ucpání dopravníku zrna a klásků, vytrasadla, popřípadě i drtiče slámy. Indikátor ztrát umožňuje udržovat sklízecí mlátičku na hranici možné výkonnosti při dodržování normy ztrát. Dobré pracovní podmínky řidiče zajišťuje větraná, zvukově i prachově izolovaná kabina s optimálním uspořádáním všech obsluhovaných prvků. Automatické navádění stroje na obilní stěnu ulehčuje práci řidiče.

Životní historie sklízecí mlátičky E-516 v našem zemědělství je dosud příliš krátká a konstrukce stroje prochází úpravami, takže by bylo předčasné činit o jeho funkční stránce definitivní závěry. Zatím lze na základě dosavadních provozních zkušeností říci, že tento poměrně složitý, drahý a potenciálně výkonný stroj je racionálně využít jen při optimálním nasazení, které je u nás velice omezené.

DISKUSE

Přístupy k hodnocení jakosti strojové techniky mohou být různé podle toho, kdo hodnotí nebo k jakému účelu hodnocení slouží. Nejfundovanější přístupy, uplatňované ve státním zkušebnictví, spočívají v tom, že se porovnávají vlastnosti zkoumaného stroje s obdobnými vlastnostmi zvoleného etalonu. Za etalon nejčastěji slouží vhodná alternativa dostupná na světovém trhu. Při hodnocení jakosti strojové techniky se dosud v hojné míře využívá expertních metod. Uvedené funkční hodnocení sklízecích mlátiček je svým způsobem originální v tom smyslu, že se postupně porovnávají vždy dva sousední typy ve vývojové posloupnosti na základě dostupných provozních poznatků a zkušeností. Zřejmě jen tímto způsobem je možné odhalit vývojové tendence prověřené provozem.

ZÁVĚR

Jakost náleží bezesporu mezi nejaktuálnější kategorie v hospodářské praxi. Její obsah je dosud rozmanitě chápán a interpretován. V příspěvku se komentuje moderní pojetí jakosti strojové techniky, vycházející ze současné úrovně poznání a zhruba odpovídající podmínkám vě-

deckotechnické revoluce. V souvislosti s tím je objasňováno poslání kvalitologie a kvalimetrie a je uveden návrh optimální skladby znaků jakosti zemědělské strojové techniky na nejvyšší úrovni.

Z funkční analýzy posloupnosti sklízecích mlátiček je patrná všeobecná vývojová tendence, směřující od neuspokojivé technologické funkce pracovních ústrojí při značných časových nárocích na ruční seřizování přes postupné zvyšování funkční adaptability širokým zaváděním hydraulických a jiných automatizačních prvků vylučujících ruční seřizování až k funkční dokonalosti dnešních sklízecích mlátiček.

Literatura

- BŘEČKA, J.: Hlavní konstrukční zvláštnosti sklízecí mlátičky typu E-516. *Mechaniz. Zeměd.*, 1977, č. 6, s. 247-252.
- GRUND, F. a kol.: Obilní sklízecí mlátičky S-4. [Závěrečná zpráva Z-104.] Řepy, Výzkumný ústav mechanizace a elektrifikace zemědělství 1952.
- HORÁČEK, J. a kol.: Kvalimetrické metody hodnocení zemědělské techniky. [Zpráva SZZPS.] Praha 1978. 30 s.
- MZVŽ ČSR: Spotřební normy PHM pro traktory a samojízdné stroje. Praha 1977, s. 127-134.
- ŠENK, J.: Kvalimetrické metody hodnocení zemědělské techniky. III. [Zpráva SZZPS.] Praha 1980, příl. č. 2, s. 1-14.
- VASILENKO, J. F. a kol.: Zernovyje kombajny SSSR i zarubežnyh stran. Moskva, Selchozgiz 1958, s. 58-60.
- ŽÁK, K. — ZIKMUND, J.: Rozbor výkonnosti a spotřeby nafty mlátičky E-M6 využívané v kooperaci. *Mechaniz. Zeměd.*, 1983, č. 3, s. 119-122.

Došlo dne 5. 12. 1984

НОВОТНЫЙ, Ф. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Функциональный анализ зерновых комбайнов, применяемых в чехословацком сельском хозяйстве. *Земед. Techn.*, 31, 1985 (6) : 365-379.

Kačstvo, které v hospodárenské praxi se berie za jediný z najdôležitejších kritérií, chápe sa a interpretuje sa rôznymi spôsobmi. Moderné chápanie kvality strojovej techniky, uvedené v článku, vychádza z moderného úrovne vedomostí a približne zodpovedá podmienkam vedecko-technickej revolúcie. Objasnené je určenie kvalitológie a kvalimetrie a uvedené je predloženie optimálnej štruktúry príznakov kvality hospodárenskej strojovej techniky na najvyššej úrovni. Funkčný analýza zrnových kombajnov je založená na postupnom vzájomnom porovnaní párov v konštrukčnom rade na základe dostupných skúšobných a exploatáčnych údajov. Z analýzy je zjavná tendencia rozvoja, smerujúca od neuspokojivej technologickej funkcie hlavných pracovných orgánov pri vysokých nákladoch času na reguláciu k postupnému zlepšovaniu funkčnej prispôbovateľnosti až po úplnú likvidáciu potreby v ručnej regulácii, a tým samým k dosiahnutiu vysokej technologickej (funkčnej) pripravenosti moderných zrnoboracích kombajnov.

качество; квалитология; квалиметрия; функциональные свойства; зерновые комбайны

NOVOTNÝ, F. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Řepy): *Functional Analysis of Harvester-Threshers Used in Czechoslovak Agriculture*. *Zeméd. Techn.*, 31, 1985 (6) : 365-379.

Quality, the most frequently used category of management practice, is still understood and interpreted in various ways. The modern concept of the quality of machines, explained in the present paper, is based on the current knowledge and roughly corresponds to the conditions of technological revolution. The mission of qualitolology and qualimetry is explained and the optimum structure of the quality

traits of farm machines is proposed. The functional analysis of harvester-threshers is based on a stepwise mutual comparison of pairs in a developmental series on the basis of available test and operational data. It follows from the analysis that there is a developmental trend from an unsatisfactory technological function of the main working units with high time requirements of machine adjustment towards a stepwise improvement of functional adaptability, up to the total removal of manual adjustment, enabling the high technological (functional) readiness of modern harvester-threshers.

quality; qualilogy; qualimetry; functional characteristics; harvester-threshers

NOVOTNÝ, F. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Řepý): *Funktionsanalyse der in der tschechoslowakischen Landwirtschaft eingesetzten Mähdrescher*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (6) : 365-379.

Die Qualität, die Kategorie der ökonomischen Praxis, wird bisher unterschiedlich verstanden und interpretiert. Die moderne Auffassung der Qualität der Maschinenteknik, die in der vorliegenden Arbeit aufgeführt ist, geht vom Gegenwartsniveau der Erkenntnisse aus und entspricht in groben Zügen den Bedingungen der wissenschaftlich-technischen Revolution. Es wird die Rolle der Qualitologie und Qualimetrie diskutiert und erklärt. Gleichzeitig wird auch ein Entwurf einer optimalen Zusammensetzung der Qualitätsmerkmale für die landwirtschaftliche Maschinenteknik auf dem höchsten Niveau vorgelegt. Die Funktionsanalyse der Mähdrescher basiert auf einer systematischen gegenseitigen Ausgleichung der Paare in der gegebenen Entwicklungsreihe aufgrund der zugänglichen Prüfungs- und Betriebserkenntnisse. Der Analyse ist die Entwicklungstendenz von einer unbefriedigenden technologischen Funktion der wichtigsten Arbeitsorgane bei einem bedeutenden Zeitaufwand für die Einstellung zur systematischen Verbesserung der Funktionsadaptabilität bis zur restlosen Beseitigung aller Anforderungen an die manuelle Einstellung und damit zur Sicherung einer hohen technologischen (funktionellen) Anwendbarkeit der gegenwärtigen Mähdrescher zu entnehmen.

Qualität; Qualitologie; Qualimetrie; Funktionseigenschaften; Mähdrescher

Adresa autora:

Ing. František Novotný, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha-Řepý

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.

D 69.307/319

Skelhøje storballekedel type RV 330. Fabrikant og anmelder: Skelhøje Maskinfabrik ApS, Viborg.

Bygholm, SjF 1983. 7 s. Meddelelse 319. (Kotle — SKELHØJE RV 330 — sláma a dřevo — spalování — zkoušení — Dánsko — zprávy)

Bränsleförbrukning hos traktor Valmet 604-4.

D 50.847/2860

Uppsala, Statens maskinprovningar 1983. 8 s. Meddelande 2860. (Traktory kolové — VALMET 604-4 — palivo — spotřeba — zkoušení — Švédsko — zprávy)

C 15.353/1983/107

Dieseltraktor SAME CONDOR 55 VDT. Herst.: SAME Trattori S. p. A. Treviglio. Italien. Anm.: Fa. Josef Pühringer A-4523 Neuzeug.

Wieselburg/Erlauf, Bundesanstalt für Landtechnik 1983. 28 s., obr., tab. Prüfbericht 107/83. (Traktory kolové — SAME CONDOR 55 VDT — zkoušení — Rakousko — zprávy)

HLAWITSCHKA, E.

D 75.496

Hydraulik für die Landtechnik.

Berlin, Verlag Technik 1983. 256 s., obr., tab., fot. (Hydraulická zařízení — traktory a zemědělské stroje — příručka)

KALBUS, G. L.

D 75.546

Gidropriwod i navesnyje ustrojstva traktorov.

Moskva, Kolos 1982. 286 s., obr., tab. (Traktory — hydraulická zařízení — návěsy — učebnice — ZŠ technické — SSSR)

C 15.353/1984/51

MBV Traktorseilwinde type Format SW III. Hersteller und Anmelder: Fa. Königswieser Maschinenbau GmbH., Vorchdorf.

Wieselburg, Bundesanstalt f. Landtechnik 1984. Prüfbericht 051/84. (Návijáky traktorové — MBV FORMAT SW III — zkoušení — Rakousko — zprávy)

Dne 19. března 1985 zemřel po delší nemoci ve věku 71 let doc. ing. Antonín Andert, CSc., vedoucí vědecký pracovník Výzkumného ústavu zemědělské techniky v Praze-Řepích. Narodil se 15. listopadu 1913 ve Vinařicích u Loun. Po skončení středoškolského vzdělání na reálném gymnáziu v Lounech vystudoval v roce 1939 Vysokou školu strojního inženýrství ČVUT v Praze. V zájmu o další vzdělání se zapsal na Vysokou školu báňskou v Příbrami, kde ho zastihly tragické události 17. listopadu 1939. Jako progresivní člen studentského hnutí byl internován v koncentračním táboře Sachsenhausen. To bezprostředně ovlivnilo jeho ideologické a politické postoje.

Po osvobození Československa zaměřil svou činnost na problematiku mechanizace československého zemědělství. Po několikaletém působení v různých organizacích i v technickém odboru ministerstva zemědělství vedl po založení Výzkumného ústavu pro mechanizaci a elektrifikaci zemědělství (nyní Výzkumný ústav zemědělské techniky) od roku 1951 výzkumná oddělení využití strojně traktorového parku, později pak oddělení traktorů a energetiky.

Během své činnosti dosáhl mnoha vynikajících odborných a vědeckých úspěchů. V počátcích usiloval o vytvoření exaktních měřicích a zkušebních metod, což se stalo základem pro zpracování metodiky zkoušek traktorů, která byla později normalizována v ČSSR i ve státech RVHP. Stál při zrodu národní i mezinárodní soustavy traktorů. Významně se podílel při formulování principů stavebnicové unifikace mobilních energetických prostředků. Rozsáhlé jsou i jeho práce v oblasti požadavků na pojezdové ústrojí traktorů z hlediska snížení měrných tlaků na půdu a zlepšení energetických ukazatelů traktorových pneumatik. Neméně významné je jeho dílo o teorii výroby potravin v pojetí energetických transformací v zemědělství a z nich vyplývajícího transformačního řešení.

Základním rysem jeho vědecké činnosti bylo úsilí o praktické ověření teoretických poznatků, jejich technickou realizaci a rozšíření v zemědělském provozu.

Výsledky jeho práce je možné najít ve stovkách publikací, výzkumných zpráv a článků jak v teoretických časopisech, tak i v odborné literatuře.

Vedle vlastní vědecké činnosti měl i trvalý zájem o výchovu dalších odborníků. Byl školitelem mnoha vědeckých aspirantů (včetně všech tří podepsaných); po habilitaci v roce 1970 se ve zvýšené míře věnoval i pedagogické činnosti jako externí docent mechanizační fakulty Vysoké školy zemědělské v Praze. V letech 1953 až 1963 byl členem-korrespondentem Československé akademie zemědělských věd, kde působil zejména jako předseda komise traktorů. Funkci předsedy komise energetiky zastával dlouhá leta i v rámci Československé akademie zemědělské. Po několik období byl předsedou komise pro československou soustavu traktorů a koordinátorem mezinárodní soustavy traktorů RVHP.

Jeho úspěšné dílo a jeho osobnost byla zhodnocena udělením zlaté plakety ČSAZ za zásluhy o rozvoj vědy a výzkumu a resortních vyzna-

menání Vynikající pracovník zemědělství a výživy a Zasloužilý pracovník zemědělství a výživy.

Odešel od nás velký bojovník, který miloval život a práci, který s nezlomnou energií ovlivňoval řešení energetických problémů československého zemědělství. Jsme přesvědčeni, že jeho dílo bude ještě dlouho používáno a citováno, protože v některých myšlenkách předstihl dobu, ve které žil.

Ing. Jaroslav K o s e k, CSc., ing. Oldřich N e t í k, CSc., doc. ing. Evžen P i c k, CSc.
Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy

Časopis uveřejňuje původní vědecké práce, krátká sdělení a přehledné referáty, tzn. práce, jejichž podkladem je studium literatury a které shrnují nejnovější poznatky a současný stav v dané oblasti.

Autor je plně odpovědný za původnost práce a za její věcnou i formální správnost. K práci musí být připojen souhlas vedoucího pracoviště s publikací článku a prohlášení autora o tom, že práce nebyla publikována jinde.

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

Jednotlivé práce nemají přesáhnout rozsah 12 stran psaných na stroji včetně tabulek, obrázků a grafů. V práci je nutné používat jednotky, odpovídající soustavě měrových jednotek SI (ČSN 01 1300).

Technická úprava rukopisu

Úprava rukopisu má odpovídat státní normě ČSN 88 0220 (formát A4, 30 řádek na stránku, 60 úhozů na řádku, mezi řádky dvojité mezeru). Ilustrace, grafy, tabulky a fotografie se dodávají zvlášť, nepodlepují se. Na zadní straně se vyznačí tužkou pořadové číslo obrázku nebo grafu a napíše se jméno autora článku. Texty k obrázkům a grafům se dodávají na zvláštním listě, umístění se označuje na levém okraji příslušné strany rukopisu číslicí v kroužku. Tabulky se číslují zvlášť římskými číslicemi.

Vlastní úprava práce

Název práce (titul) nemá přesahovat 85 úhozů. Je nutné vyvarovat se v názvu obecných frází jako: Studie o ... Příspěvek k ... Pokus o Každý zaslaný článek musí být samostatnou prací, nemohou být publikovány články na pokračování, označené např.: Studie o ... I., II., III., atd., stejně tak jsou vyloučeny podtitulky článků.

Jména autorů se uvádějí bez titulů s počátečním písmenem jména.

Souhrn — Vypracování souhrnu je nutné věnovat obzvláštní péči. Autor do něho má shrnout vše, co je na jeho práci pozoruhodné a nové a co má být dokumentováno. Souhrn má být nekritickým informačním výběrem významného obsahu a závěru článku, nikoliv však jeho pouhým popisem. Musí vyjádřit všechno podstatné, co je obsaženo ve vědecké práci, nemá ji však nahradit. Nesmí překročit rozsah 170 slov. Je třeba, aby byl psán celými větami a ne telegrafickým způsobem. Souhrn začíná jménem autorů, adresou pracoviště, titulem článku a citací časopisu.

Klíčová slova (Key words, index terms) — Připojují se po vynechání řádku pod souhrn. Klíčovým slovem rozumíme substantivum, které je nutné pro věcné zařazení předložené práce. Klíčová slova se

řadí směrem od obecnějších výrazů ke konkrétním. Začínají malým písmenem a oddělují se středníkem. Jejich počet závisí na povaze práce a neměl by klesnout pod tři a převýšit dvanáct slov.

Ú v o d — Má obsahovat hlavní důvody, proč byla práce uskutečněna, a velmi stručnou formou stav studované otázky. Je nutno se v něm vyhnout rozsáhlým historickým přehledům. Uvádí se bez nadpisu, je možné v něm uvést k práci se vztahující autory, přičemž se doporučuje co nejnížší počet autorů.

M a t e r i á l a m e t o d y — Metody se popisují pouze tehdy, jsou-li původní, jinak postačuje citovat autora metod a uvádět jen případné odchylky. Je v nich popsán pokusný materiál. Popis metod by měl umožnit, aby kdokoliv z odborníků mohl podle něho a při použití uvedených citací práci opakovat.

V ý s l e d k y — Doporučuje se nepoužívat k vyjádření kvantitativních stavů tabulek a dát přednost grafům, anebo tabulky shrnout v statistickém hodnocení naměřených hodnot. Tato část by neměla obsahovat teoretické závěry ani dedukce, ale pouze faktické nálezy.

D i s k u s e — Obsahuje zhodnocení práce, diskutuje se o možných nedostatecích a práce se konfrontuje s výsledky dříve publikovanými (požaduje se citovat jen ty autory, kteří mají k publikované práci bližší vztah), pokud mají souvislost nebo jsou s předloženou prací nějak srovnatelné.

L i t e r a t u r a — Musí odpovídat státní normě ČSN 01 0197, tj. citace seřadit abecedně podle jména prvních autorů; příjmení (verzálkami); zkratka jména (dvojtečka); plný název práce (tečka); úřední zkratka časopisu, ročník, rok vydání, číslo, první stránka — poslední stránka (před číslo se uvádí zkratka č. a před první stránku s.); u knih je uvedeno místo vydání, vydavatel a rok. Odkazy na literaturu v textu jsou uvedeny jménem autora (čárka) a rokem vydání. Do seznamu se zařadí jen práce citované v textu.

Pokud autor používá v práci zkratky jakéhokoliv druhu, je nutné, aby byly alespoň jednou vypsány, aby se předešlo omylům při překladech. V názvu práce a v souhrnu je lépe zkratky nepoužívat.

Na zvláštním listě uvede autor plné jméno (i u spoluautorů), akademické, vědecké a pedagogické tituly a podrobnou adresu pracoviště s PSČ.

OBSAH

Studeník B., Korejtko J., Masár T.: Optimalizácia starostlivosti o mechanizáciu živočíšnej výroby	321
Fiala F.: Provozní spolehlivost oběžného shrnovače chlévské mrvy SH-75	331
Mašek V., Novotný M.: Vliv rychlosti větru na dostřik u postřikovačů	341
Blahovec J.: Jednoduchý model procesu stlačování a mechanického poškození dužnin	349
Novotný F.: Funkční analýza sklízecích mlátiček používaných v československém zemědělství	365

NEKROLOG

Kosek J., Netík O., Pick E.: Rozloučení s doc. ing. Antonínem Andertem, CSc.	381
--	-----

СОДЕРЖАНИЕ

Студеник Б., Корейтко И., Масар Т.: Оптимизация ухода за механизацией в животноводстве	323
Фиала Ф.: Эксплуатационная надежность бесконечного скребка навоза SH-75	340
Машек В., Новотны М.: Влияние скорости ветра на долет у дождевателей	348
Благовец Я.: Простая модель процесса сжатия и механического повреждения мякотей	363
Новотны Ф.: Функциональный анализ зерновых комбайнов, применяемых в чехословацком сельском хозяйстве	378

CONTENTS

Studeník B., Korejtko J., Masár T.: Optimization of the Upkeep of Machines Used in Animal Production	329
Fiala F.: The Reliability of the SH-75 Circulating Manure Scraper	340
Mašek V., Novotný M.: The Effect of Wind Speed on the Sprinkling Range of Sprinklers	348
Blahovec J.: A Simple Model of the Process of Compression and Mechanical Damage of Pulp	364
Novotný F.: Functional Analysis of Harvester-Threshers Used in Czechoslovak Agriculture	378

INHALT

Studeník B., Korejtko J., Masár T.: Optimierung der Wartung der Mechanisierungsmittel in der Tierproduktion	329
Fiala F.: Betriebszuverlässigkeit des Umlaufsschrappers SH-75 für Beseitigung des Stalldunges	340
Mašek V., Novotný M.: Einfluß der Windgeschwindigkeit auf die Spritzweite der Spritzmaschinen	348
Blahovec J.: Einfaches Modell des Prozesses der Verdichtung und der mechanischen Beschädigung des Fruchtfleisches	364
Novotný F.: Funktionsanalyse der in der tschechoslowakischen Landwirtschaft eingesetzten Mähdrescher	379

Rukopisy odevzdány k tisku 27. 2. 1985 — Podepsáno k tisku 15. 5. 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.