

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
MINISTERSTVA ZEMĚDĚLSTVÍ,
LESNÍHO A VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ

Zemědělská technika

4

ROČNÍK 9 (XXXVI) – PRAHA, SRPEN 1963

CENA 10 Kčs

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
MINISTERSTVA ZEMĚDĚLSTVÍ,
LESNÍHO A VODNÍHO HOSPODÁŘSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada: Jan Květoň (předseda), inž. Stanislav Haš, inž. Karel Joza, inž. Vladimír Majer, ScC. inž. Jozef Martaus, inž. Vladimír Piša, inž. Vladimír Suchý, doc. dr. inž. Zdeněk Stefl, inž. Jaroslav Sulc, inž. Miroslav Thér, inž. Ján Tomovčík, inž. Alois Vávra. — Vedoucí redaktor Čeněk Rendl.

© Ústav vědeckotechnických informací MZLVH, Praha 1963

Obsah - Содержание - Inhalt - Content - Contenu - Contenido

Vávra A.: Užití radioizotopové stopovací metody pro měření roztečí semen v polních podmínkách Применение метода радиоактивных индикаторов для измерения расстояний между семенами в рядке в полевых условиях Anwendung der Radioisotopenspurmethode zum Messen der Gleichstandssaatsaat unter Feldbedingungen Application of the Method of Radioisotopic Tracing for the Measuring of the Spacing of Seeds under Field Conditions	275
Fišer Z.: Vliv nahustění a zatížení pneumatik na tahové vlastnosti traktoru Zetor 50 Super v mokré jílovité půdě Влияние давления накачанного воздуха и нагрузки шин на тяговые свойства трактора Зетор 50 Супер в условиях мокрой глинистой почвы Einfluß des Reifendrucks und der Reifenbelastung auf die Zugeigenschaften des Schleppers Zetor 50 Super in naßem Tonboden The Influence of the Inflation and of the Loading of Tyres on the Pulling Properties of the Zetor 50 Super Tractor on Wet, Loamy Soil	295
Hora O., Žák K., Čermák A.: Výzkum separátoru pro pořezané obilí Отделение зерна из измеленной хлебной массы Trennung der Körner vom gehäckselten Getreide Separation of Corn from Cut up Grain	317
Habarta F., Čech A.: Hydrostatický pohon žací lišty Гидростатический привод навесной косилки Hydrostatischer Antrieb des Mähbalkens Hydrostatic Drive of the Cutter Bar	335
Baganz K.: Mechanizace prací při sklizni a posklizňovém zpracování brambor v NDR (Přednáška na Mezinárodním semináři o sklizni a uskladňování brambor) Механизация работ при уборке и послеуборочной обработке картофеля в ГДР Mechanisierung der Kartoffelernte und -aufbereitung in der DDR	351
Slovníček	361

Užití radioizotopové stopovací metody pro měření roztečí semen v polních podmínkách

Применение метода радиоактивных индикаторов для измерения расстояний между семенами в рядке в полевых условиях

Anwendung der Radioisotopenspurmethode zum Messen der Gleichstandssaat unter Feldbedingungen

Application of the Method of Radioisotopic Tracing for the Measuring of the Spacing of Seeds under Field Conditions

Inž. Alois VÁVRA

Výzkumný ústav zemědělské techniky, Řepy u Prahy
Ředitel ústavu inž. Miroslav Preininger

1. Úvod

Základem nové technologie pěstování cukrovky, při níž má být odstraněna především špičková potřeba ruční práce, zejména při jednocení, je přesné setí. Rozhodujícím ukazatelem pro posouzení funkce přesného řeposecího stroje je zákon rozdělení roztečí semen v řádku.

Agrotechnické požadavky na rozdělení roztečí semen při výsevu přesným setím strojem jsou pevně stanoveny (19). Dosud užívané metody měření roztečí semen, a to:

- a) podle výsevu semen na lepkavý pás (17),
 - b) podle výsevu semen do brázd ve vlhkém utuženém písku (4),
 - c) podle výsevu semen do směsi písku s parafínem v poměru 4 : 1 v korýtkách o délce 5 m s následující fixací semen ohřevem směsi infralampami; po ochlazení se slitek krájí na řezy 1—2 mm silné za účelem nalezení semen a změření jejich souřadnic (4),
 - d) rentgenováním podobného korýtka s pískem a vysetými semeny, nasycenými po dobu 5—6 hod. v 56%ním roztoku $Pb(NO_3)_2$, s registrací na film (4),
 - e) filmováním vypadávajících semen rychlokamerou s následným přepočtem časového úseku, odměřeného z filmu, na rozteč semen při známé „pojezdové“ rychlosti stroje (21),
 - f) podle roztečí vzešlých rostlin (4),
- buď pouze imitují přirozené podmínky [ad b) — e)], nebo je dokonce vědomě ignorují [ad a), f)] (7, str. 55).

Proto byla navržena a realizována nová metoda měření roztečí semen bezprostředně po jejich výsevu, plně respektující přirozené podmínky.

2. Metoda radioaktivního indikátoru

2. 1. Ideový popis metody

Semena cukrovky se označí vhodnou radioaktivní látkou a normálně se vysejí přesným secím strojem. Vznikne tak přirozený řádek. Každé semeno v tomto řádku je však zároveň samostatným zdrojem radioaktivního záření. Při měření intenzity záření podél řádku vykáže vhodné měřicí zařízení výrazná maxima, která odpovídají jednotlivým semenům. Vzdálenosti mezi těmito maximy představují v určitém měřítku rozteče vysetých semen.

2. 2. Praktická realizace metody*)

21. Rozsah pokusu

Pokus byl uspořádán jako trojfaktorový na dvou úrovních každého faktoru bez opakování:

1. faktor — stroje:

Č — československý 6-SeCNP-450 (1)

A — anglický STANHAY (16)

2. faktor — semena:

J — jednoklíčková šlechtěná „Jaltuškovská II“ z SSSR (6)

O — obrušovaná „Dobrovická A“ z ČSSR (6).

U obou druhů semen bylo k pokusu použito frakce 3–4 mm.

3. faktor — rychlost:

3 — nižší rychlost 2,812 km/hod.

5 — vyšší rychlost 4,737 km/hod.

22. Organizace pokusu

Pokus byl uskutečněn 12. dubna 1962 na pozemku účelového hospodářství VÚZT v Řepích u Prahy. Při pokusném výsevu byly dodrženy všechny příslušné agrotechnické zásady.

Organizaci pokusného dílce ukazuje obr. 1.

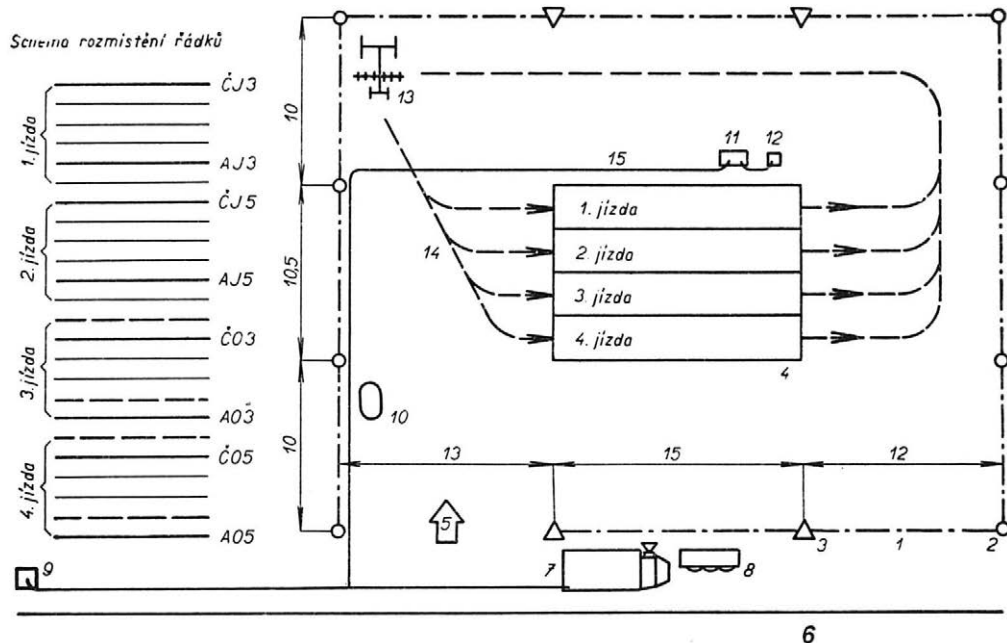
Secí agregát byl sestaven celkem ze čtyř výsevných ústrojí, z toho dvou z československého a dvou z anglického stroje. Všechna výsevná ústrojí byla upevněna na společném nosníku, neseném na traktoru RS-09. Toto uspořádání umožnilo výsev vždy dvěma výsevními ústrojími současně (československým i anglickým) při ostatních společných faktorech.

Při pokusu byla respektována všechna bezpečnostní a radiačně-hygienická opatření, požadovaná státní normou (3) a vyžádaná krajským hygienikem. Žádná ze zúčastněných osob neobdržela při pokusu větší než přípustnou dávku.

23. Druh a množství radioaktivní látky

Jako radioaktivního indikátoru bylo použito radiosodíku Na^{24} ve formě NaCl . Jeho rozpadové schéma je uvedeno na obr. 2. Jak je patrné z rozpadového schématu, jádra sodíku Na^{24} vyzařují téměř ve 100 % rozpadů částice beta o maximální energii 1,39 MeV a přecházejí ve vzbuzená jádra hořčíku Mg^{24} . Ta se dostávají do základního stavu postupným vyzářením dvou kvant gama o energiích 2,75 a 1,37 MeV. Sodík Na^{24} byl zvolen z těchto důvodů:

*) Metoda byla prakticky realizována za technické pomoci a spolupráce Ústavu pro výzkum, výrobu a využití radioizotopů v Praze (inž. Hornof, inž. Kubín, Hovorka).



1. Organizace pokusného dílce. Rozměry jsou udány v m

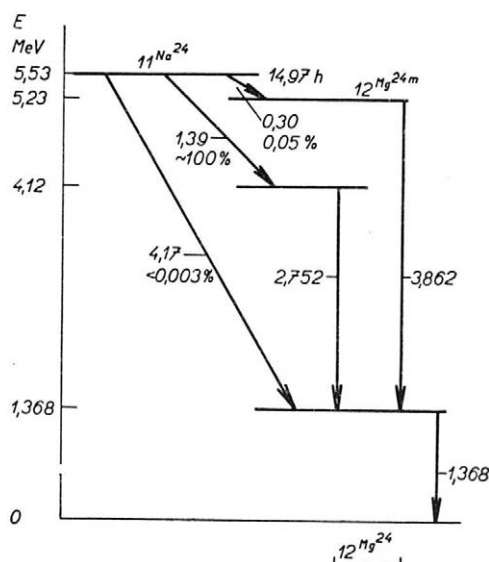
1 — ohrazení; 2 — sloupek ohrazení; 3 — vytýčka pro měření rychlosti; 4 — vlastní zkušební plocha; 5 — vjezd na pokusný dílec; 6 — polní cesta; 7 — měřicí vůz s rozhlasovým zařízením; 8 — stůl dispečera a zdravotníka; 9 — elektrický agregát; 10 — nádrž s vodou pro dekontaminaci osob, výstroje a zařízení; 11 — stůl s měřicími přístroji; 12 — vozík se sondou; 13 — parkoviště traktoru se secím strojem; 14 — dráha traktoru při pokusném výsevu; 15 — přívodní kabel

a) při své radioaktivní přeměně vyzařuje kvanta gama s vysokou energií, což umožňuje měření i skrze vrstvu půdy o tloušťce $h_{\max} = 4$ cm, kterou jsou semena po zapravení do půdy zahrnuta;

b) má poměrně krátký poločas rozpadu 15 hod., který zaručuje rychlé vymření aktivity po skončení pokusu a přitom současně umožňuje provedení pokusu o reálném trvání přibližně 8 hod.

Řepná semena byla aktivována máčením v roztoku Na^{24}Cl v destilované vodě s následným vysušením pod infralampou.

Aktivita semen na počátku pokusu činila 11,0 mc. Celkem bylo připraveno 400 cm^3 semen, vždy po 200 cm^3 každého druhu.



2. Rozpadové schéma Na^{24}

Potřebné množství semen pro pokus a jejich aktivita byly stanoveny na základě tohoto výpočtu:

Při spolehlivosti 95 %, očekávané hodnotě variačního koeficientu roztečí $v_z = 45 \%$ a požadované přesnosti výsledku $P = 5 \%$ je potřebný počet semen n'' pro jednu variantu pokusu (10)

$$n'' = 4 \cdot \frac{v_z^2}{P^2} + 1 = 4 \cdot \frac{45^2}{5^2} + 1 = 325$$

Protože s každým druhem semen mají být realizovány celkem čtyři varianty pokusu (zkouška se dvěma stroji při dvou rychlostech), je celkový počet semen n' jednoho druhu

$$n' = 4 \cdot n'' = 4 \cdot 325 = 1300$$

Prakticky je však třeba většího počtu semen, a to z těchto důvodů:

- a) při malé zásobě semen ve stroji se normální podmínky jeho funkce mohou podstatně narušit a získané údaje by pak nebyly pro zkoušený stroj typické,
- b) aby bylo možno vysít delší řádek a vyloučit ze zpracování jeho začátek a konec, kdy funkce stroje nebyla ještě ustálena (rozběh a doběh),
- c) aby bylo v případě potřeby možno nezdařené měření opakovat.

Proto byl prakticky zvolen počet semen n čtyřnásobný, tj.

$$n = 4 \cdot n' = 4 \cdot 1300 = 5200$$

Tento počet byl zaokrouhlen přibližně na $5,4 \cdot 10^3$ semen. Toto množství semen váží přibližně 75 g a jeho objem činí přibližně 200 cm^3 .

Potřebná aktivita jednoho semene je dána požadavkem na citlivost metody: i v nejnejpříznivějším případě musí být výška maxima na grafickém záznamu alespoň dvojnásobkem výšky základní čáry diagramu:

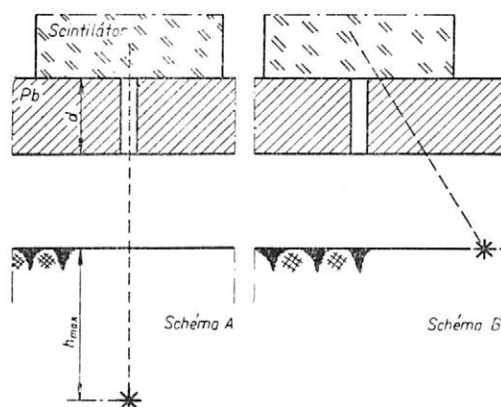
$$\frac{I_{\max} + I_p}{I + I_p} \geq 2$$

kde:

$I_{\max}$ = četnost impulsů při detekci semene [imp/min],

I = základní četnost impulsů [imp/min],

I_p = pozadí [imp/min].



V nejnejpříznivějším případě (obr. 3) je semeno při detekci v maximální hloubce $h_{\max}$ pod povrchem půdy (schéma A) a v základní poloze leží na povrchu půdy (schéma B). Podle exponenciálního zákona pro absorpci kvant gama v těchto případech platí:

$$I_{\max} = I_0 \cdot e^{-\mu_p \cdot h_{\max}}$$

$$I = I_0 \cdot e^{-\mu_{pb} \cdot d}$$

3. Schéma detekce v nejnejpříznivějším případě

kde:

- I_o = četnost impulsů bez absorberu (absorpce ve vzduchu se zanedbává) [imp/min],
 μ_p = lineární koeficient absorpce kvant gama v půdě $\mu_p = 0,05$ [cm⁻¹],
 μ_{Pb} = totéž pro olovo; pro energie kvant gama 1,37 a 2,75 [MeV] je průměrně $\mu_{Pb} = 0,55$ [cm⁻¹],
 $h_{\max}$ = maximální tloušťka vrstvy půdy při výsevu $h_{\max} = 4$ [cm],
 d = tloušťka olověného stínění scintilačního krystalu $d = 2$ [cm].

Pro poměr $I_{\max}/I$ pak platí:

$$\frac{I_{\max}}{I} = \frac{e^{-0,05 \cdot 4}}{e^{-0,55 \cdot 2}} = e^{0,90} = 2,46$$

Odhadneme-li pozadí scintilační sondy na $I_p = 10^3$ imp/min, musí být

$$\begin{aligned}
 I_{\max} + 10^3 &\geq 2(I + 10^3) \\
 &\geq 2\left(\frac{I_{\max}}{2,46} + 10^3\right)
 \end{aligned}$$

$$I_{\max} \geq 5,35 \cdot 10^3 \text{ [imp/min]}$$

Z druhé strany

$$I_{\max} = m \cdot 3,7 \cdot 10^7 \cdot q \cdot g \cdot \varepsilon \cdot e^{-\mu_p \cdot h_{\max}} \cdot 60 \text{ [imp/min]}$$

kde:

- m = aktivita jednoho semene [mc],
 $3,7 \cdot 10^7$ = počet rozpadů v 1 [mc] [rozp/sec. mc],
 q = počet kvant gama na 1 rozpad, pro Na²⁴ $q = 2$ [kvant/rozp],
 g = faktor opravy na geometrii uspořádání; v uvažovaném geometrickém uspořádání $g = 6 \cdot 10^{-3}$,
 ε = účinnost scintilátoru NaJ (Tl) pro detekci kvant gama $\varepsilon = 2,4 \cdot 10^{-1}$ [imp/kvant],
 $e^{-\mu_p \cdot h_{\max}}$ = faktor opravy na absorpci kvant gama v půdě,
 60 = převod jednotky času [sec/min];

odkud

$$m \geq \frac{5,35 \cdot 10^3}{3,7 \cdot 10^7 \cdot 2 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 2,4 \cdot 10^{-1} \cdot e^{-0,05 \cdot 4} \cdot 60} = 1,022 \cdot 10^{-3} \text{ [mc]}$$

Celková aktivita A všech n semen jednoho druhu v pokuse je tedy

$$A = m \cdot n = 1,022 \cdot 10^{-3} \cdot 5,4 \cdot 10^3 = 5,52 \pm 5,5 \text{ [mc]}$$

24. Použité přístroje

Intenzita záření podél řádku byla měřena jednoduchým scintilačním zařízením, které se skládá ze:

a) směrové scintilační sondy typu NAG-202 se scintilátorem NaJ(Tl), n. p. TESLA Liberec (18),

b) stabilizovaného zdroje vysokého napětí typu NBZ-615, n. p. TESLA Liberec (18),

- c) měřiče četnosti impulsů typu N-30, n. p. METRA Blansko (11),
 d) registračního přístroje s šířkou papírového pásu 140 mm firmy FRIE
 SEKE a HOEPLNER.

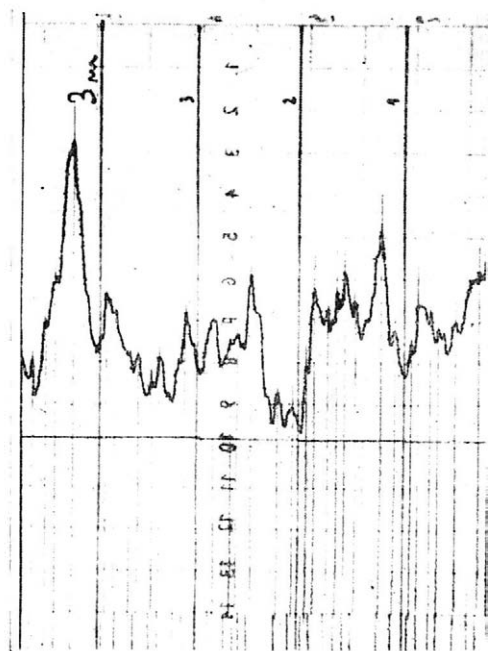
Směrová scintilační sonda byla upevněna na vozíku, kterým se pojíždělo nad měřeným řádkem. Pojezd sondy se uskutečňoval ručně. Ostatní přístroje byly postaveny na příručním stolku, postaveném vedle měřeného řádku. Všechny přístroje byly napájeny stabilizovaným proudem 220 V, 50 Hz, dodávaným po-
 jízdným agregátem.

25. Naměřené veličiny

V důsledku toho, že použitý registrační přístroj byl vybaven pouze jedním pisátkem, nemohla být ujetá dráha automaticky synchronně zaznamenávána. Byla proto zaznamenávána ručně na papírovém pásu registračního přístroje po každých 25 cm. Veškeré informace o každé z osmi variant pokusu jsou tedy zachyceny na příslušném grafickém záznamu v podobě křivky intenzity záření podél řádku a značek, odpovídajících každým 25 cm délky řádku. Typický úsek takového grafického záznamu ukazuje obr. 4.

3. Výsledky pokusu

3. 1. Zpracování grafických záznamů



4. Typický úsek grafického záznamu

Z grafických záznamů byly odměřeny vzdálenosti vždy mezi dvěma sousedními maximy křivky intenzity záření podél řádku. Tyto vzdálenosti byly přepočteny na skutečné rozteče semen v řádku pomocí měřítka, tvořeného značkami na grafickém záznamu, odpovídajícími vždy 25 cm skutečné délky řádku. Při zhodnocování se předpokládalo, že rychlost pojezdu sondy uvnitř každého 25 cm intervalu byla konstantní, tj. používalo se lineární interpolace. Přísně vzato, tento předpoklad neodpovídá plně skutečnosti, a proto je třeba výsledky pokusu považovat za orientační.

3. 2. Rozdělení roztečí semen v jednotlivých variantách pokusu

Takto stanovené hodnoty roztečí semen byly klasifikovány do tříd o třídním intervalu $c = 0,5$ cm. Získané tabulky rozdělení roztečí semen pro každou variantu pokusu (tab. I) jsou vý-

chozím materiálem pro všechny další výpočty.

Graficky jsou získané zákony rozdělení roztečí semen pro každou variantu pokusu uvedeny na obr. 5. Pro lepší srovnatelnost jsou všechny diagramy sestaveny v osách $x' = \text{rozteč (cm)}$ a $f_i(X) = \text{relativní třídň četnost}$.

I. Tabulka rozdělení roztečí semen v jednotlivých variantách pokusu

Třídní znak (cm)		Varianta pokusu							
Interval	Střed	ČJ3	ČJ5	ČO3	ČO5	AJ3	AJ5	AO3	AO5
$X - c/2 - X + c/2$	X	n	n	n	n	n	n	n	n
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,25 – 0,75	0,5	3	0	1	3	0	0	0	1
0,75 – 1,25	1,0	36	4	32	26	15	11	6	23
1,25 – 1,75	1,5	74	17	54	48	39	44	21	56
1,75 – 2,25	2,0	80	28	73	42	44	49	36	40
2,25 – 2,75	2,5	69	25	56	58	52	49	31	43
2,75 – 3,25	3,0	52	42	41	43	42	45	46	52
3,25 – 3,75	3,5	36	39	38	39	46	44	32	39
3,75 – 4,25	4,0	39	31	23	23	37	33	38	36
4,25 – 4,75	4,5	26	27	20	18	35	19	27	20
4,75 – 5,25	5,0	22	27	14	19	15	15	23	18
5,25 – 5,75	5,5	8	16	13	12	16	21	26	15
5,75 – 6,25	6,0	16	9	8	7	15	11	7	7
6,25 – 6,75	6,5	10	22	6	6	8	9	6	7
6,75 – 7,25	7,0	5	8	3	6	11	6	4	3
7,25 – 7,75	7,5	1	7	4	6	8	5	2	2
7,75 – 8,25	8,0	0	5	1	4	6	2	5	3
8,25 – 8,75	8,5	3	3	3	0	2	2	1	1
8,75 – 9,25	9,0	1	3	3	2	3	1	3	0
9,25 – 9,75	9,5	4	4	1	2	0	2	1	2
9,75 – 10,25	10,0	1	0	1	1	1	1	1	0
10,25 – 10,75	10,5	0	1	0	1	1	1	0	0
10,75 – 11,25	11,0	0	2	0	1	2	0	0	0
11,25 – 11,75	11,5	0	0	0	0	0	0	0	0
11,75 – 12,25	12,0	0	0	0	0	1	0	1	0
12,25 – 12,75	12,5	0	1	0	0	0	0	0	0
12,75 – 13,25	13,0	0	0	0	0	0	0	0	0
13,25 – 13,75	13,5	0	0	0	0	0	0	0	0
13,75 – 14,25	14,0	0	0	0	0	0	1	0	0
Σn		486	321	395	367	399	371	317	368

3. 3. Statistické charakteristiky zákonů rozdělení roztečí semen v jednotlivých variantách pokusu

Statistické charakteristiky zákonů rozdělení roztečí semen pro každou variantu pokusu, uvažovanou jako náhodný výběr z některého základního souboru, a to:

$\bar{X}$ — výběrový průměr [cm],

σ — výběrová směrodatná odchylka [cm],

a — výběrový koeficient šikmosti,

i — výběrový koeficient špičatosti,

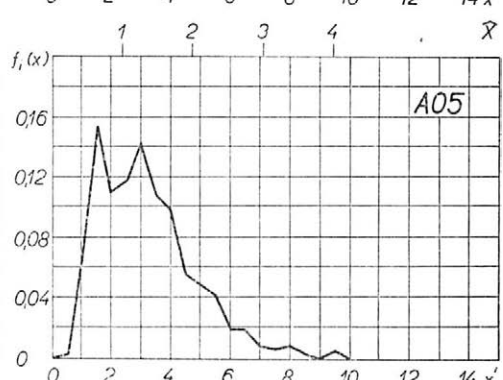
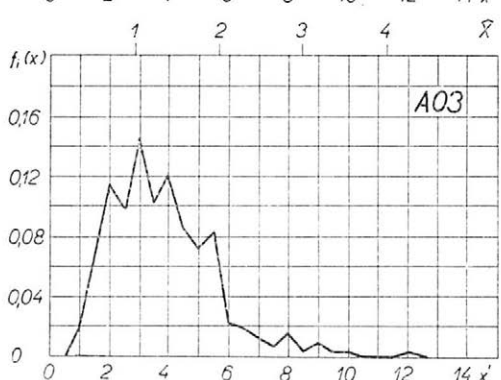
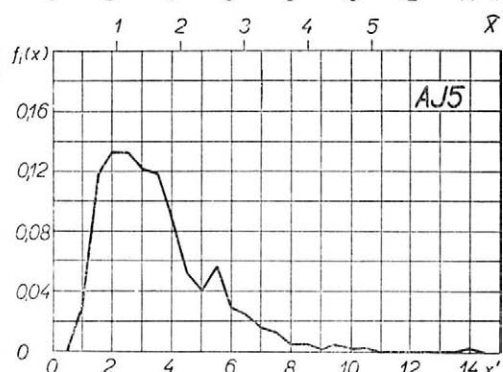
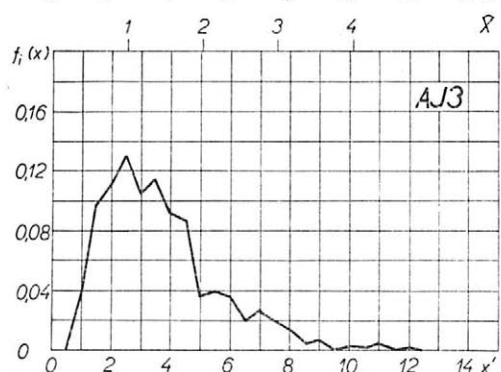
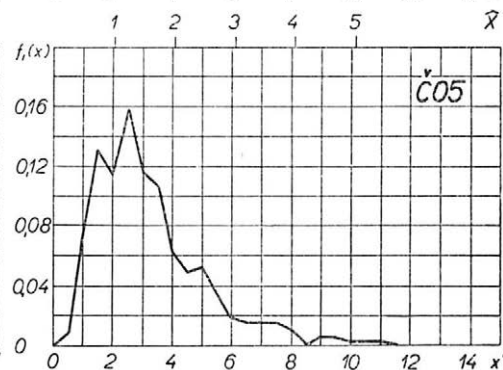
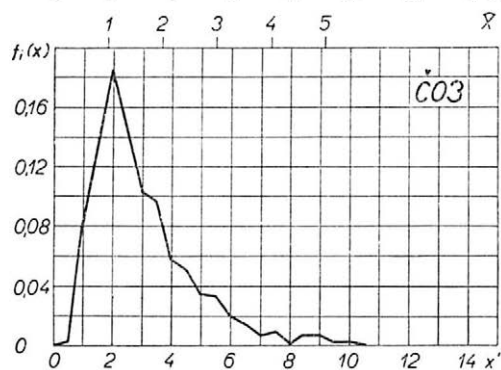
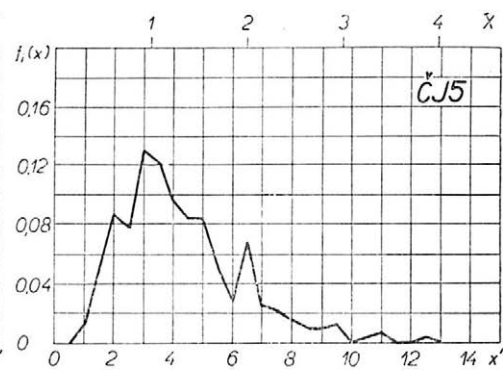
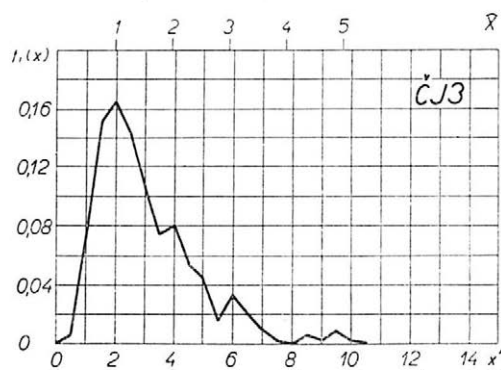
v — výběrový variační koeficient [%],

m — odhad směrodatné odchylky výběrových průměrů [cm],

P — přesnost odhadu průměru základního souboru s 95% spolehlivostí [%],

byly stanoveny běžně známým způsobem, který je dostatečně podrobně popsán v literatuře (5, 10, 12, 14), včetně vlastní techniky výpočtu.

Vypočtené statistické charakteristiky pro jednotlivé varianty pokusu jsou pro přehlednost shrnuty do tabulky II.



5. Zákony rozdělení roztečí semen pro jednotlivé varianty pokusu

II. Statistické charakteristiky výběrových zákonů rozdělení roztečí semen

Varianta pokusu	Statistické charakteristiky výběrových souborů						
	Výběrový průměr	Výběrová směrodatná odchylka	Výběrový koeficient šikmosti	Výběrový koeficient špičatosti	Výběrový variáční koeficient	Odhad směrodatné odchylky výběrových průměrů	Přesnost odhadu průměru
—	$\bar{X}$	σ	a	i	v	m	P
—	cm	cm	—	—	%	cm	%
1	2	3	4	5	6	7	8
ČJ3	3,037	1,686	+1,3020	1,9874	55,5	0,076	4,9
ČJ5	4,237	2,008	+0,9895	1,0990	47,4	0,112	5,2
ČO3	3,030	1,704	+1,3769	2,0519	56,2	0,086	5,6
ČO5	3,260	1,858	+1,3187	1,9777	57,0	0,097	5,8
AJ3	3,690	1,942	+1,1655	1,5863	52,6	0,097	5,2
AJ5	3,488	1,841	+1,4428	3,3992	52,8	0,096	5,4
AO3	3,784	1,738	+1,0986	1,9739	45,9	0,098	5,1
AO5	3,117	1,604	+0,9894	1,1332	50,5	0,084	5,2
ČO2 Velda	3,951	1,534	+1,4983	6,3491	38,8	0,123	6,1

3. 4. Rozdílnost zákonů rozdělení roztečí semen v jednotlivých variantách pokusu

Je třeba ještě posoudit, do jaké míry je rozdílnost mezi jednotlivými variantami pokusu způsobena zákonitými vlivy jednotlivých faktorů a do jaké míry ji lze připsat pouhé náhodnosti.

Významnost této rozdílnosti byla posouzena dvojím způsobem:

a) testem významnosti rozdílu výběrových průměrů (14) s užitím kritéria

$$t^* = \left| \frac{\bar{X}_1 - \bar{X}_2}{\left(\frac{n_1 \cdot \sigma_1^2 + n_2 \cdot \sigma_2^2}{n_1 \cdot n_2} \right)^{\frac{1}{2}}} \right|$$

a zákona normálního rozdělení,

b) testem významnosti shody dvou distribučních funkcí (5, 12, 14) s užitím kritéria

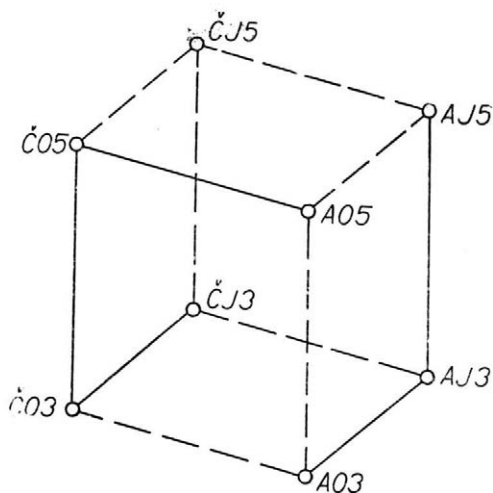
$$\lambda = D_{1,2} \cdot \sqrt{\frac{n_1 \cdot n_2}{n_1 + n_2}}$$

a Kolmogorova rozdělení.

Zde:

$D_{1,2}$ = maximum absolutní hodnoty rozdílu testovaných distribučních funkcí,

n_i = rozsah i-tého výběru.



6. Zobrazení rozdílnosti zákonů rozdělení roztečí semen v jednotlivých variantách pokusu

Oba testy daly prakticky shodné výsledky, které jsou graficky znázorněny na obr. 6. Dvojice variant, o nichž lze tvrdit, že jsou náhodnými výběry z jednoho základního souboru, jsou spojeny plně; dvojice variant, o nichž lze tvrdit, že jsou náhodnými výběry z různých základních souborů, jsou spojeny čárkovaně. Podle výsledků testů pocházejí jednotlivé varianty pokusu celkem ze tří různých základních souborů:

- a) ČJ3, ČO3, ČO5, AO5,
- b) AO3, AJ3, AJ5,
- c) ČJ5.

3. 5. Analytické vyjádření zákonů rozdělení základních souborů

Uvedené výsledky testů opravňují k tomu, aby pro všech osm variant pokusu byly nalezeny pouze tři modely zákonů rozdělení roztečí semen:

- a) model A pro varianty ČJ3, ČO3, ČO5, AO5,
- b) model B pro varianty AO3, AJ3, AJ5,
- c) model C pro variantu ČJ5.

Tyto modely, jako zobecnění zvláštního v jednotlivých náhodných výběrech, jsou vlastně odhady zákonů rozdělení roztečí semen v příslušných základních souborech, z nichž jednotlivé náhodné výběry pocházejí.

Pro jednotlivé modely A, B, C byly nalezeny následující výrazy pro relativní třídní četnosti $f_{A,B,C}$ roztečí X ve třídách $(X - c/2; X + c/2)$ při šířce třídního intervalu $c = 0,5$ cm:

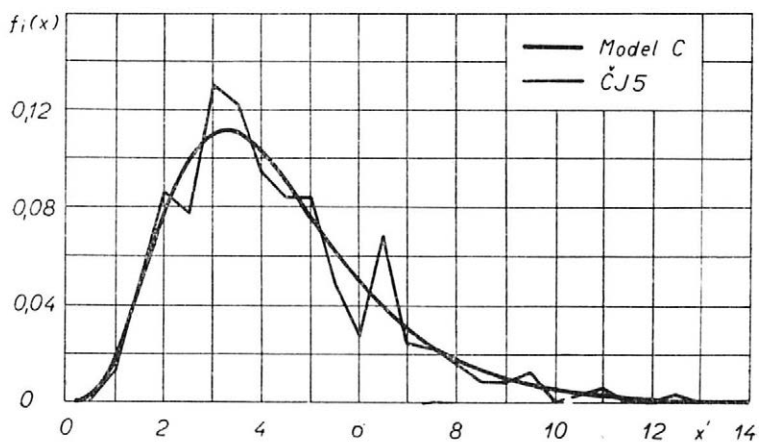
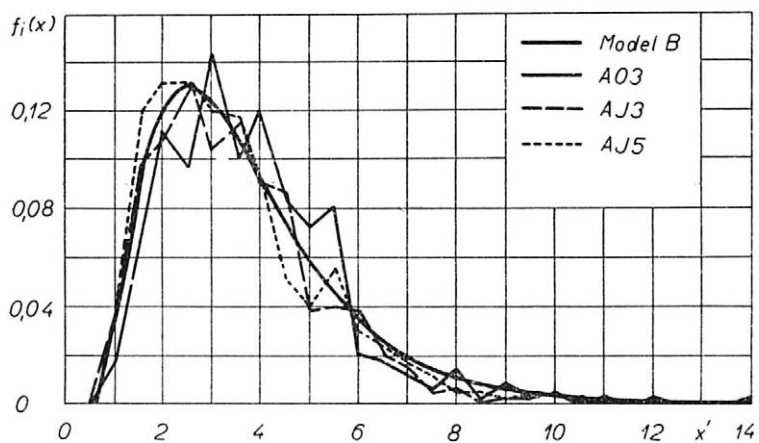
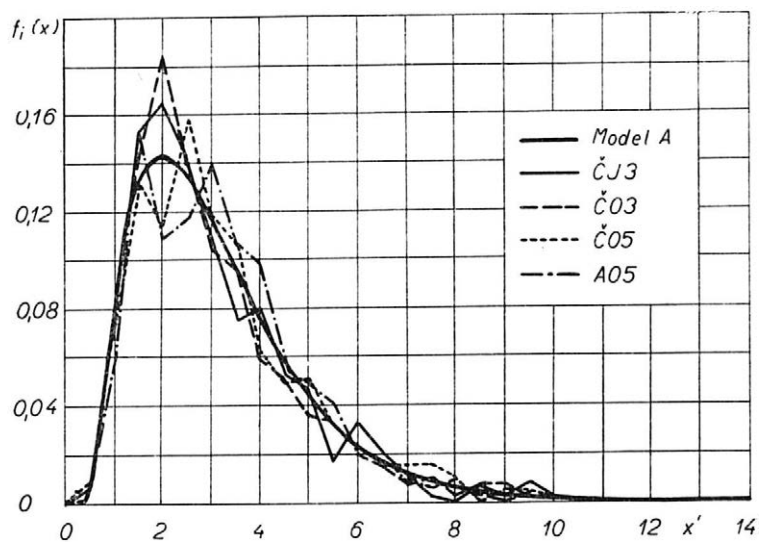
$$f_A = 0,1426 \cdot \left(1 + \frac{X - 2,024}{3,1972}\right)^{1,4620} \cdot e^{-0,4573 \cdot (X - 2,024)}$$

$$f_B = 0,1299 \cdot \left(1 + \frac{X - 2,505}{3,7228}\right)^{1,6271} \cdot e^{-0,4371 \cdot (X - 2,505)}$$

$$f_C = 0,1113 \cdot \left(1 + \frac{X - 3,243}{6,1308}\right)^{3,0853} \cdot e^{-0,5032 \cdot (X - 3,243)}$$

Graficky jsou nalezené zákony rozdělení základních souborů zobrazeny spolu s modelovanými zákony rozdělení výběrových souborů na obr. 7, sestaveném ve stejných osách jako obr. 5.

Vhodnost nalezených modelů pro příslušné varianty pokusu byla prokázána testem významnosti shody empirické a teoretické distribuční funkce (5, 12, 14) s užitím kritéria



7. Frekvenční křivky rozdělení základních souborů roztečí

$$\lambda = D \cdot \sqrt{n}$$

a Kolmogorovova rozdělení.

Zde:

D = maximum absolutní hodnoty rozdílu empirické a teoretické distribuční funkce,
 n = rozsah výběrového souboru.

V zájmu obecné platnosti závěrů z výsledků pokusu (viz odst. 3.4) je tedy třeba operovat se statistickými charakteristikami nikoli jednotlivých náhodných výběrů, tj. variant pokusu (viz odst. 3.3 a tab. II), nýbrž s charakteristikami příslušných základních souborů roztečí semen, tj. nalezených modelů, uvedených v tab. III.

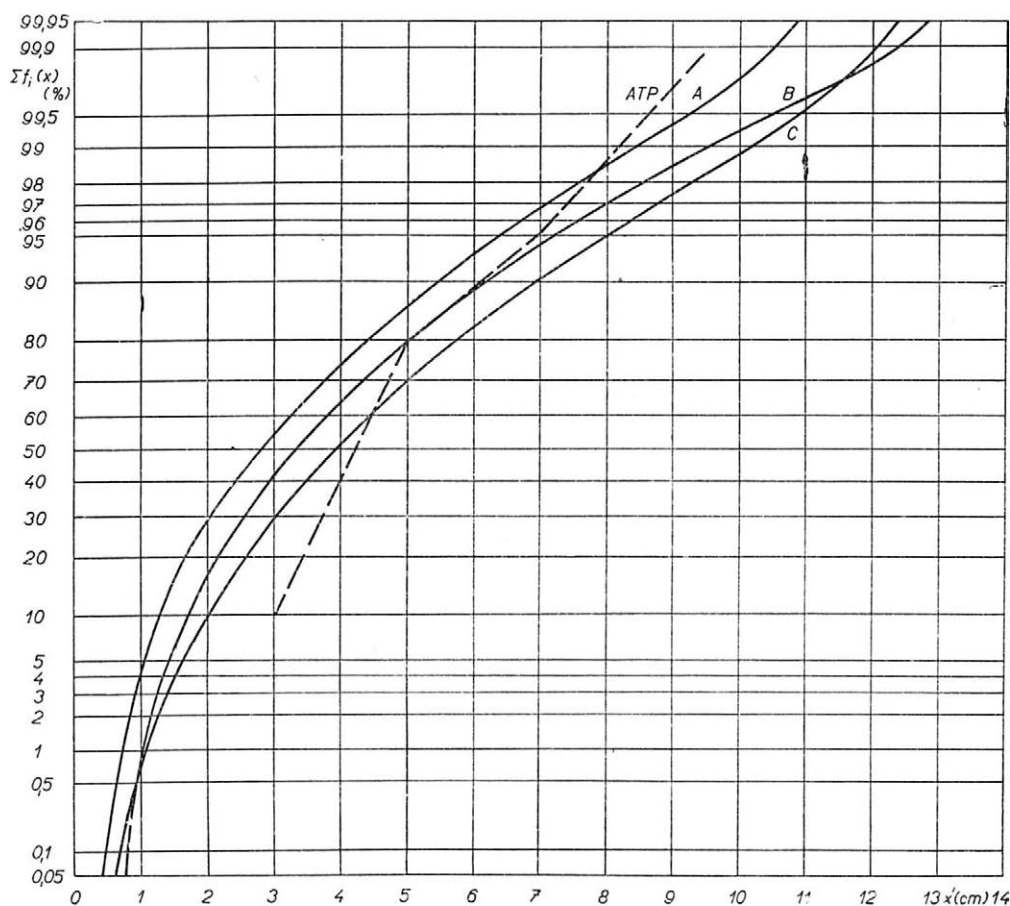
III. Odhady statistických charakteristik zákonů rozdělení roztečí semen v základních souborech

Model	Odhady statistických charakteristik základních souborů							
	Průměr	Směrodatná odchylka	Koeficient šikmosti	Variační koeficient	Směrodatná odchylka průměru	Přesnost odhadu průměru	Modus	Minimální rozteč
	$\bar{X}_z$	σ_z	a_z	v_z	m_z	P	$\hat{X}_z$	$x'_{\min}$
—	cm	cm	—	%	cm	%	cm	cm
1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	3,12	1,72	+1,275	55,0	0,04	2,7	2,02	0,43
B	3,65	1,85	+1,234	50,8	0,06	3,0	2,50	0,64
C	4,24	2,01	+0,990	47,4	0,11	5,2	3,24	0,18

3. 6. Distribuční funkce rozdělení základních souborů

Pro posouzení, jak výsev vyhovuje platným agrotechnickým požadavkům (19), je třeba stanovit procentuální výskyt roztečí semen v intervalech 0—3, 3—5, 5—7, 7—10 cm. Za tím účelem je nutno určit hodnoty distribuční funkce rozdělení roztečí v nalezených třech základních souborech pro hodnoty roztečí $x' = 3, 5, 7$ cm. Namísto teoretické distribuční funkce byla pro jednoduchost výpočtu uvažována funkce kumulativní relativní četnosti a její hledané hodnoty pro uvedené hodnoty argumentu byly určeny interpolací. Z těchto hodnot byl pak pro všechny tři základní soubory vypočten procentuální výskyt Q_i roztečí semen v uvažovaných intervalech. Výsledky jsou spolu s hodnotami, stanovenými v agrotechnických požadavcích, uvedeny v tab. IV.

Graficky jsou funkce kumulativních relativních četností $\sum f_i(x)$ všech tří základních souborů zobrazeny v Turbinově síti (2, 8) na obr. 8. Do obrázku je pro srovnání zakreslena distribuční funkce rozdělení roztečí semen podle agrotechnických požadavků.



8. Distribuční funkce rozdělení základních souborů roztečí a rozdělení podle agrotechnických požadavků

IV. Procentuální výskyt roztečí semen v intervalech podle ATP

Interval roztečí	Agrotechnický požadavek	Model			ČO2 Velda
		A	B	C	
$x'_1 - x'_2$	Q_{ATP}	Q_A	Q_B	Q_C	$Q_{ČO2}$
cm	%	%	%	%	%
1	2	3	4	5	6
0—3	max 10	56,1	43,5	30,1	18,1
3—5	min 70	30,9	36,6	40,0	71,6
5—7	max 15	9,9	14,3	20,5	4,5
7—*)	max 5	3,1	5,6	9,4	5,8
ΣQ	100	100,0	100,0	100,0	100,0

*) V agrotechnických požadavcích je poslední interval rovněž uzavřen: 7—10 cm

4. Zhodnocení výsledků pokusu

4. 1. Zákony rozdělení roztečí semen

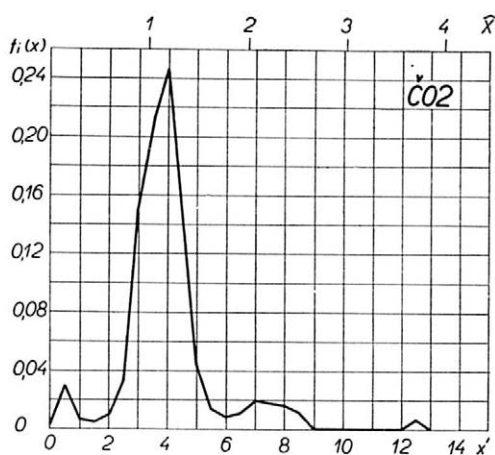
Pokusem bylo zjištěno, že oba zkoušené přesné řeposecí stroje dávají v přirozených podmínkách při všech zkoušených režimech rychlosti a druhu semen výsev, v němž jsou rozteče mezi sousedními semeny v řádku rozděleny obecně podle Pearsonova rozdělení typu III:

$$f(x) = \frac{c}{l} \cdot \frac{p^p}{e^p \cdot \Gamma(p)} \cdot \left(1 + \frac{x}{l}\right)^p \cdot e^{-p \cdot \frac{x}{l}}$$

kde:

$f(x)$	= relativní třídň četnost Pearsonova rozdělení typu III pro argument x ,
$x = X - \tilde{X}$	= transformovaná nezávisle proměnná, v daném případě transformovaná rozteč semen [cm],
X	= střed třídňho intervalu, v daném případě roztečí semen [cm],
$\tilde{X} = \bar{X} - \frac{r_3 \sigma}{2}$	= modus, v daném případě roztečí semen [cm],
c	= třídň interval, v daném případě $c = 0,5$ cm,
$l = \sigma \cdot \left(\frac{2}{r_3} - \frac{r_3}{2}\right)$	= vzdálenost modu od počátečního bodu křivky, v daném případě cm,
$p = \frac{4}{r_3^2} - 1$	= exponent,
r_3	= třetí hlavní moment modelovaného souboru,
$\Gamma(p)$	= funkce gama parametru p ;

Zajímavé je porovnat získaná rozdělení (viz. odst. 3.5) s rozdělením, které našel V e l d a (21) metodou rychlostního filmování (viz odst. 1 e) pro československý stroj 6-SeCNP-450 (1), obroušovaná semena ve frakci 3,4–4,0 mm a rychlost výsevního ústrojí, odpovídající pojezdové rychlosti 1,908 km/hod., tj. v přijaté symbolice pro variantu ČO2.



9. Zákon rozdělení roztečí semen pro variantu ČO2 Velda

Statistické charakteristiky tohoto rozdělení*) jsou připojeny k tabulce II, frekvenční křivka je uvedena na obrázku 9 ve stejných souřadnicích jako obrázky 5 a 7, a procentuální výskyt semen v intervalech podle agrotechnických požadavků je připojen k tabulce IV.

Z porovnání vyplývají tyto poznatky:

a) Celkový charakter zákonů rozdělení roztečí, zjištěných oběma uvažovanými metodami, je týž, jak je patrné z hodnot koeficientů šikmosti a špičatosti (viz tab. II).

*) Tabulku rozdělení zjištěných četností poskytl s nevšední ochotou inž. K. Velda (21); v této práci ji neuvádíme.

b) Výskyt podružného maxima na frekvenční křivce CO_2 pro hodnotu $x' = 0,5$ cm odpovídá zřejmě výskytu „dvojáky“ ve výsevu. Protože metodou radioaktivního indikátoru tyto „dvojáky“ nebyly zjištěny, je nutno učinit závěr, že rozlišovací schopnost této metody v podobě, jak byla námi realizována, je menší než rozlišovací schopnost laboratorní metody rychlostního filmování.

c) Naproti tomu však menší hodnota variačního koeficientu 38,8 %, zjištěná laboratorní metodou, v porovnání s jeho hodnotami 47,4–55,0 %, zjištěnými v polních podmínkách, ukazuje na to, že zahrnování semen při výsevu půdou podstatně ovlivňuje výsledný zákon rozdělení roztečí nepříznivým směrem, a že je tedy nelze zanedbávat, jak je tomu u většiny laboratorních metod (viz odst. 1 a, e).

4. 2. Vliv jednotlivých faktorů pokusu na parametry výsevu

2.1. Vliv strojů

Agrotechnickým požadavkům na přesné řeposecí stroje (19) z hlediska rozdělení roztečí nevyhovuje plně ani jeden ze zkoušených strojů při žádném režimu (rychlost, druh semen). Především proto, že oba stroje jsou seřizeny na menší průměrnou rozteč semen (anglický lépe na 3,65 cm, československý hůře na 3,12 cm) proti agrotechnickým požadavkům (4,27 cm), takže vzniká paradox: každé narušení normální funkce stroje, způsobující zvětšení rozteče, je nutno z hlediska agrotechnických požadavků hodnotit kladně. Dále proto, že oba stroje dávají výsev s větší směrodatnou odchylkou roztečí semen 1,72–2,01 cm, než přípustnější agrotechnické požadavky — 1,3 cm.

Z hlediska stability ukazatelů výsevu při různých režimech rychlosti a druhu semen jsou oba zkoušené stroje — československý i anglický — přibližně rovnocenné, neboť dávají výsev zpravidla vždy se stejným zákonem rozdělení roztečí. Výjimku činí

a) československý stroj při výsevu jednoklíčkového semene a při vyšší rychlosti, kdy se průměrná rozteč semen zvětšila ze 3,12 cm na 4,24 cm,

b) anglický stroj při výsevu obrušovaného semene a při vyšší rychlosti, kdy se průměrná rozteč semen zmenšila ze 3,65 cm na 3,12 cm.

Zvětšení průměrné rozteče semen u československého stroje při výsevu jednoklíčkového semene a při vyšší rychlosti lze objasnit dvěma příčinami:

a) vlastnostmi stroje, zejména zmenšením poměru lineární rychlosti výsevného pásku k pojezdové rychlosti stroje, což může být způsobeno např. zvětšením průměru hnacího kolečka v důsledku nabalení vrstvy hlíny, prokluzem v převodu od hnacího kolečka k výsevnému pásku, nebo i prokluzem samotného výsevného pásku, což je nejpravděpodobnější;

b) vlastnostmi semen, zejména nespolehlivostí náběru semene do každého otvoru ve výsevném pásku, či naopak nespolehlivostí vypadnutí semene z některých otvorů ve výsevném pásku (viz odst. 4.3).

Lze se domnívat, že v uvažované variantě pokusu působily pravděpodobně obě příčiny, tj. jak vlastnosti stroje, tak vlastnosti semen, současně. První domněnku podporuje to, že současně se zvětšením průměrné rozteče se posunula i hodnota modu ze 2,02 cm na 2,50 cm. Druhou domněnku podporuje výskyt druhotných maxim na frekvenční křivce při hodnotách roztečí, které jsou celistvými násobky modu, jak je vyznačeno i na obr. 5 a 9.

Z uvedených poznatků je možno vyvodit závěry pro konstrukci a seřízení secího stroje (viz odstavec 5.21).

22. Vliv druhu semen

Vliv druhu semen (jednoklíčkových a obrušovaných) se u žádného z obou strojů (anglický a československý) při nižší pojezdové rychlosti (asi 3 km/hod.) neprojevuje. Při vyšší pojezdové rychlosti (asi 5 km/hod.) se u obou strojů projevuje paradox, uvedený v odstavci 4.21: lepšího přiblížení k agrotechnickým požadavkům podle průměrné rozteče se dosáhlo při výsevu jednoklíčkového semene zřejmě následkem zvýšené nespolehlivosti výsevu (viz odst. 4.3). Správnou představu o vhodnosti druhu semen však poskytuje směrodatná odchylka, která činí přibližně 1,72 cm pro obrušovaná semena a 1,85 cm pro jednoklíčková semena. Při optimálním seřízení stroje by tedy obrušovaná semena zaručovala výsev s menším rozptylem, což je zřejmě v souladu s logickým předpokladem, neboť v důsledku hladšího povrchu jsou obrušovaná semena méně náchylná k vytváření „klenby“, a tedy i k vynechávání náběru než semena jednoklíčková.

23. Vliv rychlosti

Vliv rychlosti na ukazatele výsevu obou strojů je nevýrazný. U československého stroje se při vyšší rychlosti (asi 5 km/hod.) a výsevu jednoklíčkového semene znovu projevila paradox (odst. 4.21): stroj dosáhl absolutně nejlepšího přiblížení k agrotechnickým požadavkům podle průměrné rozteče zřejmě následkem prokluzu v převodech od hnacího kolečka k výsevnému pásku, nejpravděpodobněji prokluzem samotného výsevného pásku, jehož nízká kvalita je všeobecně kritizována. Tato domněnka je podporována tím, že současně se zvětšením průměrné rozteče se zvětšuje i hodnota modu, jak již bylo uvedeno v odstavci 4.21.

4. 3. Spolehlivost výsevu

Výskyt druhotných maxim na frekvenčních křivkách některých variant pokusu při hodnotách roztečí, které jsou celistvými násobky příslušné hodnoty modu, přivádí k domněnce o nespolehlivosti výsevu každým otvorem ve výsevném pásku (viz odst. 4.21). Vynechání výsevu jedním otvorem výsevného pásku vede totiž zřejmě k zdvojnásobení rozteče, vynechání výsevu dvěma za sebou následujícími otvory k ztrojnásobení rozteče atd.

Vlastní příčina vynechání výsevu může být zřejmě dvojí:

a) nespolehlivost náběru semene do každého otvoru ve výsevném pásku buď následkem příliš členitého povrchu semen, což je příčinou jejich značné soudržnosti a tedy i náchylnosti tvořit dutiny („klenby“), nebo následkem nepřiměřenosti rozměrů semen a otvorů ve výsevném pásku;

b) nespolehlivost vypadnutí semene, event. jiného tělíska z některých otvorů ve výsevném pásku rovněž následkem nepřiměřenosti jejich rozměrů vzhledem k otvorům ve výsevném pásku.

Bližší určení příčiny vynechání výsevu by si vyžádalo speciální pokus, zaměřený na stanovení pravděpodobnosti náběru semene do otvoru ve výsevném pásku a pravděpodobnosti vypadnutí semene z otvoru ve výsevném pásku. Takový pokus nebyl námi proveden. Určitou informaci o možných příčinách vynechání výsevu bylo však možno z výsledků provedeného pokusu vytěžit (viz odst. 3.2), a to následujícím způsobem:

Výskyt druhotných maxim na frekvenčních křivkách všech variant pokusu (obr. 5) byl zhodnocen pouze subjektivně. Stejně tak byla odhadem zhodnocena výraznost tohoto jevu ve třech stupních. Výsledky tohoto hodnocení jsou uvedeny v tabulce V.

Výraznost maxim	Varianta pokusu	Pořadové číslo	Četnost výskytu výraznosti maxim pro jednotlivé faktory pokusu					
			stroje		semena		rychlost	
			Č	A	J	0	3	5
1	2	3	4	5	6	7	8	9
slabá	ČO3 ČO5 AO5	2,0	2	1	0	3	1	2
střední	AJ3 AJ5	4,5	0	2	2	0	1	1
silná	ČJ3 ČJ5 AO3	7,0	2	1	2	1	2	1
Součet pořadových čísel			18,0	18,0	23,0	13,0	20,5	15,5
Kladné odchylky od průměru*)			—	—	5,0	—	2,5	—

*) Průměr = 18,0. Kritická hodnota odchylky = 7 při spolehlivosti 95 %

Jak je z tabulky vidět, lze nespolehlivost výsevu připsat spíše vlivu semen a rychlosti než vlivu strojů. Vynechání výsevu se projevuje vcelku výrazněji u jednoklíčkového semene a při nižší pojízdné rychlosti secího stroje. To potvrzuje výše uvedenou domněnku [ad a)], že totiž příčinou vynechání výsevu jsou především vlastnosti semen, zejména velké vnitřní tření ve vrstvě semen (právě jednoklíčková semena mají velmi nepravidelný přirozený povrch) a jejich náchylnost tvořit dutiny (při rychlejší jízdě secího stroje se intenzivnějšími otřesy a chvěním stroje tyto „klenby“ porušují a tím se počet případů vynechání výsevu zmenšuje).

Je však nutno znovu upozornit na výslovně orientační charakter těchto závěrů, vyplývajících ze způsobu, jakým byly odvozeny.

5. Závěry

5. 1. Vhodnost metody

Metoda měření roztečí semen v řádku při jejich výsevu v polních podmínkách, založená na výsevu semen, označených vhodnou radioaktivní látkou, a na následujícím měření intenzity záření podél řádku, vědeckovýzkumným účelům v zásadě vyhovuje.

Pro případné další použití této metody, zejména při značném rozsahu prací, je žádoucí metodu zdokonalit, a to:

- zvýšením její rozlišovací schopnosti,
- zmechanizováním posuvu detekční sondy podél řádku,
- použitím dvoukanalového registračního přístroje pro současný záznam ujeté dráhy, nebo, lépe, počítacího zařízení s přímou klasifikací hodnot roztečí do zvolených třídních intervalů.

Metoda byla prakticky použita při studiu přesného setí cukrovky. Přitom bylo zjištěno, že zahrnování semen půdou při jejich výsevu podstatně ovlivňuje výsledný zákon rozdělení roztečí, a nelze je tedy zanedbávat. Nesporná přednost radioizotopové stopovací metody proti většině laboratorních metod tkví právě v tom, že tyto přirozené podmínky při setí plně respektuje.

21. Konstrukce a seřízení secího stroje

Secí stroj je třeba volbou převodového poměru k výsevnému ústrojí seřídit na nominální rozteč podle agrotechnických požadavků, tj. na 4,27 cm. K zmenšení rozptylu roztečí je nutno v převodech odstranit prokluz, zejména pak prokluz výsevného pásu zlepšením kvality materiálu, z něhož je vyroben, nebo nahrazením jeho třecího pohonu zubovým apod. Z hlediska zmenšení rozptylu je nutno rovněž kladně ocenit prováděnou změnu v systému pohonu výsevného ústrojí (nahrazení pohonu od pojezdového kolečka pohonem od vývodového hřídele traktoru).

22. Použití semenného materiálu

Jednoklíčková semena v důsledku svého členitějšího povrchu v porovnání s obroubovanými semeny způsobují častější vynechávání náběru a tím i zvětšování rozptylu roztečí. Proto by bylo vhodné opatřit výsevní skřínky secího stroje čechracím zařízením. Projeví se to příznivě zvláště při rozšíření nové technologie pěstování cukrovky bez velké potřeby ruční práce, která je založena právě na použití jednoklíčkového materiálu.

23. Volba pracovní rychlosti

Za předpokladu odstranění prokluzu v převodech k výsevnému ústrojí (viz odst. 5.21) je výhodnější použít vyšší pojezdové rychlosti, tj. asi 5 km/hod. Při vyšší rychlosti se intenzivnějšími ořesy a chvěním stroje napomáhá fluidizaci semen ve výsevných skřínkách stroje, tím i k odstranění vynechávek náběru a tedy i zmenšování rozptylu roztečí. Vyšší pracovní rychlost je kromě toho výhodnější i z hlediska plošné výkonnosti stroje.

Literatura

1. AGROSTROJ Roudnice: Návod k použití přesného secího stroje 6-SeCNP-450. Roudnice 1962. — 2. Byzov L. A.: Grafičeskije metody v planirovaniji, statistike i učotě. Moskva 1952. — 3. ČSN 34 1730: Předpisy pro pracoviště s radioaktivními látkami. Praha 1959. — 4. Dłuski S.: Metody pomiarów równomierności podłużnej wysiewu nasion. Biuletyn prac naukowo-badawczych IMER 2/1962. — 5. Dunin-Barkovskij I. V., Smirnov N. V.: Teorija věrojatnostej i matematičeskaja statistika v tečnike (obščaja časť). Moskva 1955. — 6. Fiedler J.: Výzkum agrotechniky vysokých výnosů cukrovky včetně výživy a komplexní mechanizace (závěrečná zpráva VÚŘ). Semčice 1962. — 7. Fiedler J., Medek K.: Mechanisace pěstování a sklizně cukrovky. Praha 1962. — 8. Koskuba K.: O použití pravděpodobnostní stupnice. Sborník ČSAZV-Zemědělská technika, 3/1960. — 9. Kuba J., Lenger V., Müller J.: Radioisotopy v průmyslu. Praha 1958. — 10. Leontěv N. L.: Statističeskaja obrabotka rezultatov nabljudenij. Moskva-Leningrad 1952. — 11. METRA Blansko: Měři četnosti impulsů se zdrojem VN a sondou typ METRA N-30 (popis a návod k obsluze). — 12. Mitropolskij A. K.: Tečnika statističeskich vyčislenij. Moskva 1961. — 13. Myslivec V.: Atomy pomáhají zemědělství. Praha 1958. — 14. Myslivec V.: Statistické metody zemědělského a lesnického výzkumnictví. Praha 1957. — 15. Spicyn V. I., Kodočigov P. N., Golutvina M. M., Kuzina A. F., Sokolova Z. A.: Metody práce s radioaktivními indikátory. Praha 1957. — 16. STANHAY seed spacing drill (instruction handbook and spare parts lists). — 17. SZSZS: Mezinárodní metodika pro zkoušení strojů pro přesný výsev cukrovky. Řepy 1959. — 18. TESLA Liberec: Katalog přístrojů a zařízení pro měření jaderného záření 1960. — 19. ÚPZT: Agrotechnické požadavky na šestiřádkový secí stroj pro cukrovku nesený (s přesným rozmístěním

semen v řádku) 6-SeCNP-450. Nová Rabyně 1962. — 20. Vávra A., Květoň J., Břečka K.: Metody zjišťování základních veličin v zemědělském výzkumu, problém „Užití radioizotopové stopovací metody pro měření roztečí semen v polních podmínkách“ (dílčí zpráva VÚZT čís. Z-546). Řepy 1963. — 21. Velda K.: Ústní sdělení a rukopis. Praha 1963.

Применение метода радиоактивных индикаторов для измерения расстояний между семенами в рядке в полевых условиях

Метод измерения расстояний между семенами в рядке при их посеве в полевых условиях, заключающийся в высеве семян, меченных соответствующим радиоактивным веществом (например, Na^{24}), и в последующем измерении интенсивности излучения вдоль рядка, в принципе пригоден для научно-исследовательских целей. Намечены также направления дальнейшего его усовершенствования.

Метод был практически применен для изучения пунктирного посева сахарной свеклы. При этом было установлено, что процесс закрывания семян слоем почвы при их высеве существенным образом влияет на результирующий закон распределения расстояний между ними в рядке, чем, следовательно, нельзя пренебречь. Неоспоримое преимущество метода меченных семян перед большинством лабораторных методов именно и заключается в том, что эти естественные условия при посеве им полностью учитываются.

На основании проведенных испытаний были даны рекомендации

1. по конструкции и регулировке сеялки типа 6-SeCNP-450 с тем, чтобы среднее расстояние между семенами в рядке и их рассеивание соответствовали агротехническим требованиям;

2. по мероприятиям для повышения надежности посева одноростковых семян, шероховатая поверхность которых, в противоположность более гладкой поверхности шлифованных семян, является причиной нежелательного увеличения рассеивания получаемых расстояний между семенами в рядке;

3. по выбору повышенной рабочей скорости машины, порядка 5 км/час, при условии выполнения рекомендаций согласно пункту 1.

Anwendung der Radioisotopenspurmethode zum Messen der Gleichstandssaat unter Feldbedingungen

Das Messen des Samenabstandes in der Reihe bei der Aussaat unter Feldbedingungen beruht auf dem Ausbringen von Samen, die mit einem geeigneten radioaktiven Stoff (z. B. Na^{24}) markiert sind, und auf der darauffolgenden Messung der Strahlungsintensität entlang der Saatreihe. Diese Methode ist im wesentlichen für forschungswissenschaftliche Zwecke geeignet. Es werden die Perspektiven ihrer weiterer Vervollkommnung angedeutet.

Praktisch wurde sie beim Studium des Gleichstandsdrillens angewandt. Dabei wurde festgestellt, daß das Zustreichen der Samen das resultierende Gesetz der Gleichstandsverteilung beeinflusst und daher nicht außer acht gelassen werden darf. Der unbestreitbare Vorteil der Radioisotopenspurmethode gegenüber den meisten Laboratoriumsmethoden beruht eben darauf, daß diese Methode die natürlichen Bedingungen der Aussaat durchaus berücksichtigt.

Auf Grund der vorgenommenen Prüfungen wurde empfohlen:

1. Eine Drillmaschine Typ 6-SeCNP-450 zu konstruieren und so einzustellen, damit der durchschnittliche Saatgleichstand und die Streuung der Saatgleichstände den agrotechnischen Anforderungen entsprechen;

2. Die Verlässlichkeit der Aussaat von Monogermisamen zu erhöhen, deren gegliederte Oberfläche im Vergleich mit der glatteren Oberfläche der geschliffenen Samen sonst eine unerwünschte Zunahme der Gleichstandsaustreuung verursacht;

3. Eine höhere Arbeitsgeschwindigkeit der Maschine zu wählen (etwa 5 km/St), wobei die Adaptierung laut Punkt 1 vorzunehmen sind

Application of the Method of Radioisotopic Tracing for the Measuring of the Spacing of Seeds under Field Conditions

The method of measuring the spacing of seeds in the row in the sowing under field conditions, based on the sowing of seeds marked by means of a suitable radioactive substance (e. g. Na^{24}) and on the measuring of the intensity of radiation along the row, is principally suitable for scientific research purposes. There are outlines for its further improvement.

The method was applied practically in the study of the accurate sowing of sugar-beet. It was found that the earthing up of soil on to the seeds after the sowing exercises a considerable influence on the resulting law of the division of spacing, and therefore this may not be ignored. Compared with a majority of laboratory methods, a clear advantage of the method of radioisotopic tracing is just the fact that this method fully respects these natural conditions of sowing.

On the basis of the test performed recommendations are given for

1. the construction and adjustment of the drill of the 6-SeCNP 450 type, so that the average spacing and the dispersion of spacings performed by the machine should conform with the agrotechnical requirements;

2. measures to be taken for an increasing of the reliability of the seeding of monogerm seed, the rough surface of which, compared with the smooth surface of polished seeds, is otherwise the cause of an undesirable increase of the dispersion of the spacing; and

3. the choice of a greater working speed of the machine, i. e. approximately 5 km/hour, together with the adjustment mentioned sub 1.

Vliv nahustění a zatížení pneumatik na tahové vlastnosti traktoru Zetor 50 Super v mokré jílovité půdě

Влияние давления накачанного воздуха и нагрузки шин на тяговые свойства трактора
Зетор 50 Супер в условиях мокрой глинистой почвы

Einfluß des Reifendrucks und der Reifenbelastung auf die Zugeigenschaften des
Schleppers Zetor 50 Super in naßem Tonboden

The Influence of the Inflation and of the Loading of Tyres on the Pulling
Properties of the Zetor 50 Super Tractor on Wet, Loamy Soil

Inž. Zbyněk FIŠER

*Výzkumný ústav zemědělské techniky, Řepy u Prahy
Ředitel ústavu inž. M. Preininger*

Úvod

S rostoucími požadavky na zvyšování provozní hospodárnosti traktorů je ve světě kladen stále větší důraz na zvyšování jejich účinnosti. Jde zejména o zvyšování účinnosti kolových traktorů, které tvoří energetickou základnu mechanizace zemědělství. Účinnost kolových traktorů je možno zvyšovat především použitím energeticky výhodnějších pneumatik. Řešení energetiky hnacích traktorových pneumatik je tedy jednou z důležitých výzkumných otázek ve všech technicky vyspělých státech. S energetickou otázkou pneumatik pak souvisí i volba správného rozměru pneumatik vzhledem k ostatním parametrům traktoru a další otázky s tím spojené (tlak vzduchu v pneumatikách, použitý dezin atd.). Nutnost řešení této otázky vystupuje do popředí zejména při zavádění nového typu traktoru do provozu. Použití určitého rozměru pneumatiky pro daný traktor závisí na jeho hlavních pracovních podmínkách, tj. na druhu vykonávané práce, na půdním povrchu (jeho porostu, vlhkosti, soudržnosti půdy atd.) a na klimatických poměrech.

Otázkou vlivu pneumatik na tahové vlastnosti traktoru se zabývá řada teoretických prací. Dosud však se nepodařilo teoreticky spolehlivě vyjádřit závislost prokluzu na tahové síle. Musí být určována experimentálně, což vyžaduje velké množství měření za různých podmínek.

Hlavním úkolem této práce je objasnit vliv nahuštění pneumatik a jejich radiálního zatížení na tahové vlastnosti traktoru při práci za ztížených klimatických podmínek (mokrý jílovitý půda) a na základě rozboru stanovit nejvhodnější druh pneumatik pro traktor Zetor 50 Super (event. traktor výkonové třídy 60 k), který spolu s traktory výkonové třídy 45 k + 10 % se stane vzhledem

k perspektivním technologiím polní výroby základním typem traktoru v československém zemědělství. Měření bylo prováděno v rámci výzkumného úkolu VÚZT R 5.6.6 „Výzkum ATP na pneumatiky kolových traktorů soustavy“.

Použitá označení

Váhy a síly: rozměr (kg)

- G — váha traktoru
- G_z — statická váha na zadní nápravě
- G_{zd} — adhezní váha dynamická
- P_h — tahová síla
- ΔP_h — přírůstek tahové síly
- P_h^{opt} — optimální tahová síla při nejvyšší tahové účinnosti
- P_h^δ — tahová síla při stoprocentním prokluzu
- P_T — tečná síla na hnacím ústrojí traktoru
- P_f — síla odporu valení

Délkové rozměry: rozměr (m)

- a — vzdálenost těžiště traktoru od osy zadní nápravy
- h_h — výška závěsného zařízení
- l — délka dosedací plochy pneumatiky
- L — rozvor traktoru
- r_h — účinný poloměr hnacích kol

Výkony: rozměr (k)

- N_e — efektivní výkon motoru
- N_h — tahový výkon

Rychlosti: rozměr (km/h.)

- V — skutečná rychlost
- V_t — teoretická rychlost

Součinitelé a účinnosti:

- δ — skutečný prokluz
- f — součinitel valení
- μ — součinitel využití adheze
- μ_1 — součinitel využití adheze při nulové tahové síle
- μ_2 — součinitel lpění
- μ_{opt} — optimální velikost při maximální tahové účinnosti
- ν — součinitel tuhosti pneumatiky v kg/cm^5
- η_t — mechanická účinnost
- η_δ — prokluzová účinnost
- η_f — valivá účinnost
- η_h — tahová účinnost
- η_h^{max} — maximální tahová účinnost

Různé:

- q_s — střední měrný tlak pneumatiky na půdu v kg/cm^2
- p — tlak vzduchu v pneumatice v kg/cm^2
- i — převod mezi vývodovým hřídelem a hnacím kolem
- n_1 — počet otáček hnacích kol na měřícím úseku při zatížení
- n_0 — počet otáček hnacích kol na měřícím úseku při nulové tečné síle

Přehled používaných kritérií pro hodnocení a navrhování traktorových pneumatik

Teoretické odvození výkonové bilance a průběhu účinnosti kolového traktoru je všeobecně známo a nebude proto uváděno. Pro účely této práce nejdůležitější hodnota, tahová účinnost traktoru, je dána vztahem

$$\eta_h = \eta_t \cdot \eta_f \cdot \eta_\phi$$

Mechanickou účinnost lze u současných převodových ústrojí již těžko zvyšovat. Je proto třeba zaměřit se na zvýšení účinnosti prokluzové a valivé, na něž má vliv nejen váhové rozložení traktoru, ale zejména u traktoru použitá pneumatika.

Při hodnocení energetiky pneumatiky vychází se především z naměřených hodnot prokluzu $\delta = f(P_h)$, popř. $\delta = f(P_T)$. Pomocí těchto vztahů nelze však jednotlivé typy pneumatik porovnávat při jejich rozdílném radiálním zatížení. Proto se v současné době pneumatiky hodnotí především podle průběhu prokluzu v závislosti na součiniteli využití adheze traktoru, tj. podle vztahu

$$\delta = f(\mu) \quad ; \quad \mu = \frac{P_T}{G_{zd}} = \frac{P_h + f G}{G_{zd}}$$

který umožňuje porovnání naměřených hodnot u kolových traktorů, vybavených různými pneumatikami i různých výkonových tříd.

S teoretickým stanovením křivky prokluzu $\delta = f(P_h)$ se setkáváme v literatuře především u *Svirščevského* (1), který uvádí tvar

$$\delta = a \frac{P_h}{G} + b \left(\frac{P_h}{G} \right)^c$$

kde a , b , c jsou konstanty pro určitý typ traktoru a pneumatik a pro zcela odlišné půdní podmínky.

V tomo vztahu není uvažována proměnná reakce za zadní nápravu a vyhovuje lépe pro pásové traktory, u nichž se celkové zatížení pásu za předpokladu vodorovně působící tahové síly nemění; nemůže však plně vyhovovat pro kolové traktory, u nichž se adhezní váha mění ve značném rozmezí. Dále uvažuje pouze relativní prokluz, tj. předpokládá při nulové tahové síle nulový prokluz.

V nové literatuře stanovil analytický tvar prokluzové křivky *Grečenko* (2), který uvádí prokluz

$$\delta = f(k, \mu)$$

$$\delta = \frac{k}{4} \cdot \frac{3\mu_2 \cdot \mu - 2\mu^2}{\mu_2 - \mu}$$

$$k = \frac{2 q_s}{v \cdot l}$$

Tato rovnice vyhovující měrou vyjadřuje prokluzovou křivku pro nejvyšší provozní podmínky. Rovnice respektuje fyzikální podstatu prokluzu a činitele, kteří jej ovlivňují.

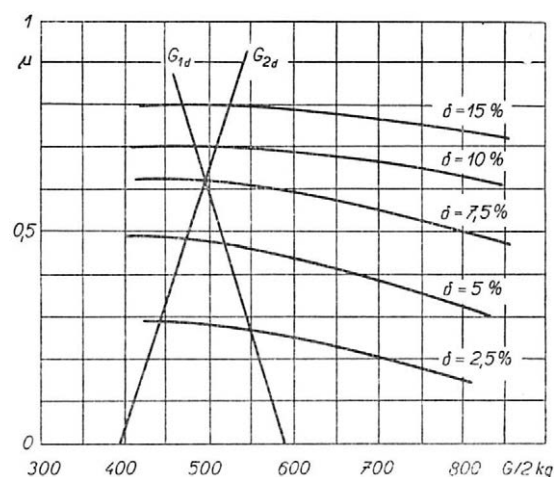
Metody teoretického stanovení tahových vlastností traktoru

Teoretické stanovení tahových vlastností traktoru má značný význam zejména při jeho vývoji. Pneumatiky jsou přitom voleny buď podle odsvědčených již rozměrů pro danou váhu traktoru, nebo jsou jejich tahové vlastnosti pouze předpokládány. Vlastní tahová charakteristika je počítána obvyklým způsobem, přičemž se vychází z charakteristiky motoru a z naměřeného nebo předpokládaného prokluzu.

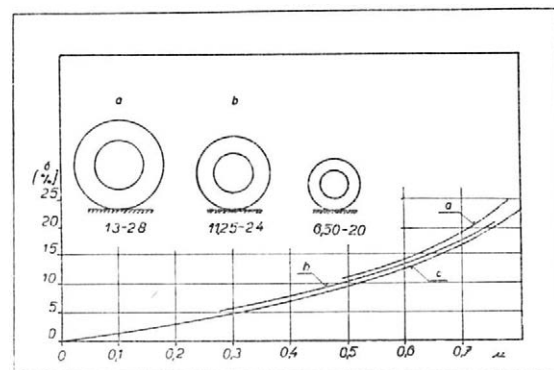
Poněvadž takto získané výsledky se v mnoho případech liší od výsledků naměřených později na prototypch, byly hledány způsoby, které by v mnohem větší míře sladily teorii s praxí.

Charakteristika pneumatiky

Při dřívější práci ve VÚZT (3) bylo shledáno, že s rostoucím zatížením dochází k relativnímu poklesu tahové síly a nižšímu využití váhy traktoru k tahu.



1. Charakteristika pneumatiky



2. Průběh součinitele adheze u pneumatik různých průměrů

Vynesení hodnot $\delta = f(\mu)$ v závislosti na radiálním zatížení hnacích kol a propojením bodů konstantního prokluzu byla získána „charakteristika pneumatiky“ (obr. 1). Křivky $\delta = \text{konst.}$ zahrnují v sobě tangenciální složky deformace pneumatiky. Jejich vrchol udává hodnotu optimálního zatížení pneumatiky a tím je stanovena i nejvhodnější váha celého traktoru. Zaoblení křivek závisí na pevnosti povrchu podložky. Lze předpokládat, že pro danou váhu traktoru je možno určit optimální rozměr pneumatiky a naopak. K tomu by však bylo třeba stanovit charakteristiky co největšího počtu pneumatik různých rozměrů pro různé pracovní podmínky (betonová vozovka, strniště, zorané pole atd.).

Standardní prokluz

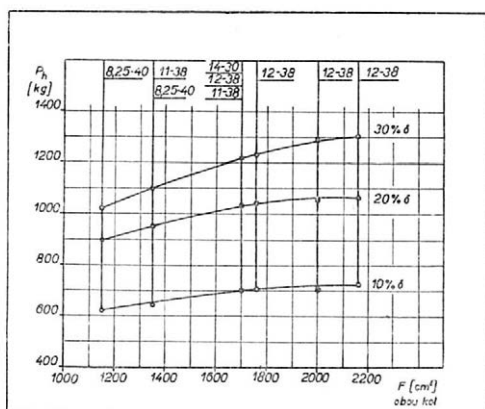
Metoda standardního prokluzu byla vypracována Grečenkem (2) na základě teoretického rozboru řady prokluzových křivek pneumatik různých rozměrů na různém povrchu půdy. Převodem prokluzů těchto pneumatik $\delta = f(P_h)$ na tvar $\delta = f(\mu)$

a jejich porovnáním bylo shledáno, že jednotlivé křivky průběhu součinitele adheze se podstatně neliší (obr. 2). Z průměrných hodnot těchto prokluzových křivek byly stanoveny křivky standardních prokluzů pro různé půdní podmínky, jejichž pomocí je možno s vyhovující přesností stanovit pracovní vlastnosti navrhovaných nebo posuzovaných traktorů s různými velikostmi hnacích kol, pokud nejsou velké abnormality ve velikosti kol vzhledem k rozměrům a váze daného traktoru. Průběhy standardního prokluzu odpovídají vždy výhodnějším půdním podmínkám.

Vliv dotykové plochy pneumatiky s půdou na její tahové vlastnosti

Podle výsledků prací uvedených v SSSR, NATI (4), jsou tahové vlastnosti pneumatiky v určitém vztahu s velikostí jejich dotykové plochy. Hlavními faktory, které mají bezprostřední vliv na tahové vlastnosti pneumatik, je plocha a v menší míře tvar reálného povrchu dotyku pneumatiky s půdou, po které se kolo pohybuje. V praxi lze tahové vlastnosti kola s dostatečnou přesností posuzovat podle velikosti dotykové plochy pneumatiky, určené na tvrdém povrchu. Je zjištěno, že při stejných adhezních vahách jsou tahové vlastnosti pneumatik při prokluzu do 30 % na kypré půdě prakticky shodné, nezávisle na rozměru pneumatik a tlaku vzduchu, mají-li tyto pneumatiky shodné plochy dotyku na tvrdém povrchu. Mezi tahovou silou a plochou dotyku byla stanovena experimentální závislost ukazující, že se zvětšením plochy dotyku se tahové vlastnosti pneumatik zlepšují (obr. 3).

Vzhledem k tomu, že uvedené teorie pro stanovení tahových vlastností traktorových pneumatik při práci za ztížených podmínek (půdních i klimatických) nejsou dostatečně přesné, event. nejsou plně propracovány, bylo nutno určit nejvhodnější druh pneumatik pro traktor Zetor 50 Super experimentálně.



3. Vliv plochy dotyku na tahové vlastnosti pneumatik

Experimentální část

Zkoušky byly provedeny podle zásad „Metodiky zkoušek zemědělských traktorů“, vypracované ve VÚZT v r. 1958.

Prokluzové charakteristiky byly stanoveny pro pneumatiky uvedené v tab. II, a to bez použití přídavných litinových závaží, a pro některé druhy pneumatik při použití vody jako přídavného zatížení (bez závaží litinového), aby adhezní zatížení bylo u všech takto zkoušených druhů stejné. Adhezní váhy a charakteristické podmínky zkoušek jsou uvedeny v tab. I. Pro zjištění závislosti prokluzové charakteristiky na tlaku vzduchu v pneumatice byl u zkoušených pneumatik s různým adhezním zatížením měněn tlak v rozmezí 0,8–2,0 atp. Toto

I. Adhezní váhy a charakteristické údaje zkoušek

Datum zkoušky	Zkoušená pneumatika	Tlak v pneu- maticce	Vlhkost půdy	G _z	G	Poznámka
		atp	%	kg	kg	
4. 10.	14—28 B	0,8; 1,0; 1,4; 2,0	28,09	1810	2890	bez litinového závaží a bez kapalinové náplně v pneumatik- ách
5. 10.	14—28 B(R)		30,47	1738	2818	
6. 10.	14—30 C		31,78	1808	2888	
6. 10.	13,00—28 B		31,78	1732	2812	
7. 10.	13—30 C		29,81	1768	2848	
21. 10.	14—28 WB*)	0,8; 1,0; 1,4; 2,0	33,37	2080	3160	bez litinového závaží a s kapalinovou náplní v pneumatikách
22. 10.	13—30 C		31,32	2080	3160	
22. 10.	14—30 C		31,32	2080	3160	

*) Pneumatika 14—28 B montovaná na rozšířeném ráfku 14" typ Wide Base

rozmezí bylo stanoveno s ohledem na životnost (nižší hodnota) a předpokládané vlivy nahuštění na tahové vlastnosti traktoru.

Výška závěsného zařízení od země byla měřena při každé změně pneumatik, adhezního zatížení a tlaku v pneumatikách (tab. III).

II. Charakteristické údaje zkoušených pneumatik

Rozměr a značka výrobce	Únosnost v kg při nahuštění			Počet vloček	Označení v tabul- kách a diagramech
	0,8	1,0	1,5		
14—28 Barum Traktor Soft Soil (rýžoviště)	1150	1350	—	8	14—28 B (R)
13—30 AS Farmer Traktor Continental	1200	1350	1725	6	13—30 C
14—28 Barum	1340	1520	1920	8	14—28 B 14—28 WB
14—30 AS Farmer Traktor Continental	—	—	—	6	14—30 C
13,00—20 Barum Traktor	1200	1550	—	8	13,00—28 B

Zpracování výsledků

Tahová síla na háku [P_h]

Grafický záznam tahové síly traktoru na háku byl zhodnocen souřadnicovou metodou. Tím byla zjištěna střední hodnota tahové síly každé jednotlivé zkoušky.

III. Výška závěsného zařízení a účinný poloměr hnacích kol

Bez závaží a bez kapalinové náplně								
typ pneumatik	výška závěsného zařízení (mm)				účinný poloměr hnacích kol (mm)			
	při nahuštění atp							
	0,8	1,0	1,4	2,0	0,8	1,0	1,4	2,0
14—28 B (R)	360	373	380	388	660	673	680	688
14—30 C	345	352	365	372	645	652	665	672
14—28 B	358	336	381	387	658	666	681	687
14—30 C	373	378	389	396	673	678	689	696
13,00—28 B	326	332	348	363	626	632	648	663
Bez závaží s kapalinovou náplní								
13—30 C	339	345	351	360	639	645	651	660
14—30 C	363	372	377	380	663	672	677	680
14—28 WB	345	353	363	366	645	453	663	666

Prokluz [δ]

Absolutní prokluz hnacích kol je vypočten podle vzorce

$$\delta = \frac{n_1 - n_0}{n_1} \cdot 100 \quad \%$$

Z vypočtených hodnot P_h a δ byly sestaveny diagramy $\delta = f(P_h)$ u všech zkoušených typů pneumatik při různých hodnotách nahuštění a různých adhez-ních vahách (viz. tab. I). Pro porovnání průběhu prokluzů jednotlivých druhů pneumatik byly sestaveny křivky $\delta = f(P_h)$ při tlaku 1,0 atp. Další zpracování výsledků vycházelo v základě z výše uvedených experimentálně získaných hodnot.

Součinitel využití adheze [μ]

Součinitel využití adheze byl stanoven ze vzorce

$$\mu = \frac{P_T}{G_{zd}}$$

Výsledná tečná síla se vypočte:

$$P_T = P_h + P_f$$

Adhezní váha (dynamická):

$$G_{zd} = G \frac{L - a}{L} + P_f \frac{r_h}{L} + P_h \frac{h_h}{L}$$

Prv ý člen uvedené rovnice představuje statické zat ížení zadní nápravy:

$$G_z = G \frac{L - a}{L}$$

Tahová účinnost $[\eta_h]$

Tahová účinnost vyjad řuje poměrnou velikost užitečného tahového výkonu (N_h), jehož je možno za daných podmínek dosáhnout při efektivním výkonu motoru (N_e). Tahová účinnost je vyjád řena vztahem

$$\eta_h = \frac{N_h}{N_e} = \eta_t \cdot \eta_\delta \cdot \eta_f$$

Mechanická účinnost $[\eta_t]$

Mechanická účinnost vyjad řuje velikost ztrát mezi motorem a hnacím ústrojím traktoru. Při zkouškách bylo použito vždy prvního převodového stupně. Znamená to, že průběh mechanické účinnosti byl ve všech případech měření prakticky shodný, a nebude proto při výpočtech tahové účinnosti uvažován.

Prokluzová účinnost $[\eta_\delta]$

Prokluzová účinnost vyjad řuje ztrátu rychlosti vlivem prokluzu hnacích kol traktoru. Je vypočtena ze vzorce

$$\eta_\delta = 1 - \frac{\delta}{100} = \frac{V}{V_t}$$

Valivá účinnost $[\eta_f]$

Valivá účinnost vyjad řuje ztrátu tahové síly vlivem odporu valení. Je dána poměrem sil

$$\eta_f = \frac{P_h}{P_T} = \frac{P_T - P_f}{P_T} = \frac{P_h}{P_h + P_f}$$

Zhodnocení výsledků

Po vypočtení byly potřebné hodnoty tabelárně zpracovány (vzor tab. IV) a graficky zhodnoceny v závislostech

$$\begin{aligned} \delta &= f(P_h) & \delta &= f(\mu, p) \\ \delta &= f(P_h, p) & \eta_h &= f(P_h) \\ \delta &= f(\mu) & \eta_h &= f(\mu, p) \end{aligned}$$

Pro závěrečné hodnocení byly zpracovány závislosti:

$$\eta_h^{\max} = f(p) \quad ; \quad P_h^{\text{opt}} = f(p) \quad ; \quad \mu_{\text{opt}} = f(p)$$

Naměřené výsledky byly vyneseny do základních diagramů jako funkce $\delta = f(P_h)$, a to pro různá nahuštění pneumatik (př. obr. 4). Všechny diagramy se vyznačují shodným znakem, že se vzrůstajícím nahuštěním pneumatik dosahuje prokluz větší hodnoty při stejné tahové síle traktoru na háku. Maximálních hodnot tahové síly se dosahuje při tlaku 0,8 atp. To znamená, že z hlediska

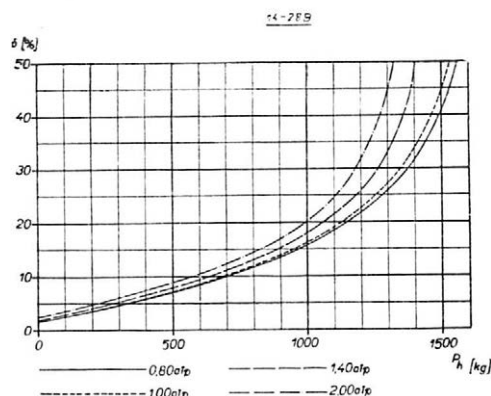
IV. Výpočet hodnot pneumatik 14—28 B

$G_z = 1810$ kg (bez kapalinové náplně)

δ %	0,8 atp					1,0 atp				
	$P_f = 189$ kg					$P_f = 189$ kg				
	P_h kg	P_T kg	G_{zd} kg	μ	η_h	P_h kg	P_T kg	G_{zd} kg	μ	η_h
5	355	544	1920	0,283	0,62	345	534	1920	0,278	0,613
10	720	909	1980	0,458	0,713	700	889	1982	0,452	0,709
15	975	1164	2028	0,573	0,712	960	1149	2030	0,567	0,710
20	1160	1349	2060	0,655	0,688	1140	1329	2060	0,646	0,686
30	1380	1569	2096	0,748	0,616	1350	1539	2100	0,733	0,614
40	1495	1684	2115	0,796	0,532	1465	1654	2120	0,781	0,532
50	1560	1749	2127	0,822	0,446	1530	1719	2130	0,807	0,446
1,5 1,6	0	189	1867	0,101	—	0	189	1867	0,101	—

δ %	1,4 atp					2,0 atp				
	$P_f = 189$ kg					$P_f = 189$ kg				
	P_h kg	P_T kg	G_{zd} kg	μ	η_h	P_h kg	P_T kg	G_{zd} kg	μ	η_h
5	300	489	1915	0,253	0,582	235	424	1910	0,223	0,527
10	650	839	1980	0,423	0,697	575	764	1970	0,388	0,677
15	890	1079	2020	0,533	0,701	830	1019	2017	0,506	0,695
20	1055	1244	2055	0,606	0,678	1005	1194	2050	0,582	0,670
30	1260	1449	2090	0,695	0,608	1180	1369	2080	0,658	0,603
40	1360	1549	2105	0,737	0,527	1270	1459	2095	0,696	0,522
50	1410	1599	2115	0,756	0,441	1325	1514	2105	0,720	0,437
1,7 2,5	0	189	1869	0,101	—	0	189	1869	0,101	—

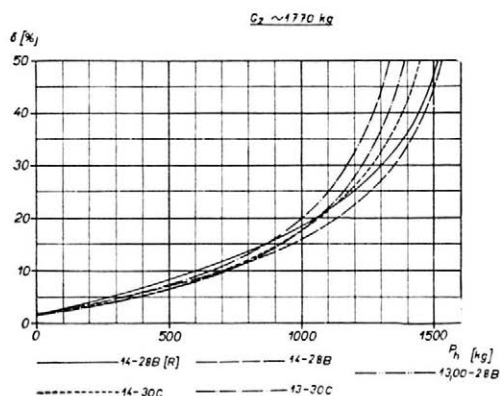
dosažení maximálních tahových sil při vyprošťování (nehledě na ztrátu výkonu vlivem prokluzu) je toto nahuštění nejvýhodnější. Z hlediska životnosti není však možno toto nahuštění pro zkoušené druhy pneumatik trvale uvažovat, neboť počínaje tahovou silou $P_h = 1200$ kg dochází k intenzivnímu prolamování bočnic pneumatik.



4. Závislost prokluzu na tahové síle na háku $\delta = f(P_h)$ pneumatik 14-28 B

14-28 B, která byla v předcházející sérii zkoušek hodnocena jako nejlepší, montovanou však na rozšířený ráfek 14"

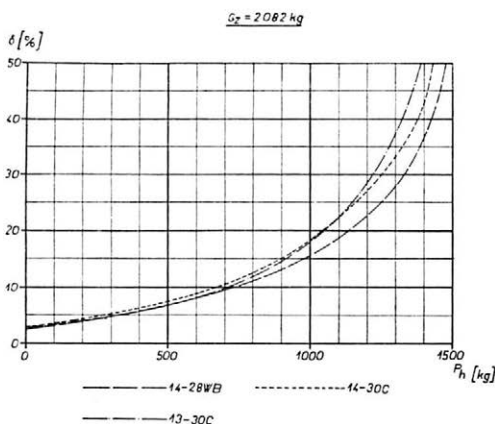
Porovnáme-li obr. 5 (traktorové pneumatiky s adhezním zatížením cca 1770 kg) s obr. 6 (traktorové pneumatiky s kapalinovou náplní a adhezním zatížením 2082 kg), docházíme k velmi zajímavým závěrům. Maximálních tahových sil se dosáhne u pneumatik s nižším adhezním zatížením, popř. jsou maximální hodnoty tahové síly stejné. Tento výsledek nelze zobecnit pro všechny druhy povrchu. Je vysvětlitelný změnami hodnot valivých odporů (tab. V), které neúměrně rostou proti zlepšení tahových ukazatelů vlivem adheze. Lze říci, že v rozmezí tahových sil $P_h = 500-1250$ kg jsou hodnoty prokluzu shodné.



5. Závislost prokluzu na tahové síle na háku $\delta = f(P_h)$. Adhezní zatížení 1770 kg, tlak v pneumatikách 1,0 atp

K porovnání prokluzu jednotlivých pneumatik byly základní grafy překresleny do společných (obr. 5, 6) při tlaku v pneumatikách 1,0 atp. Z obr. 5 je patrné, že z hlediska celkového průběhu prokluzu a dosažení maximální tahové síly traktoru je nejvýhodnější (za daných podmínek) pneumatika 14-28 B. Na druhé místo vzhledem k průběhu prokluzu se řadí pneumatika 14-30 C. Nejméně vhodná je pneumatika 13-30 C.

Obdobný závěr lze učinit z obr. 6. Za nejvhodnější pneumatiku je možno opět považovat traktorovou pneumatiku 14-28 WB, tedy tutéž jako



6. Závislost prokluzu na tahové síle na háku $\delta = f(P_h)$. Adhezní zatížení 2082 kg, tlak v pneumatikách 1,0 atp

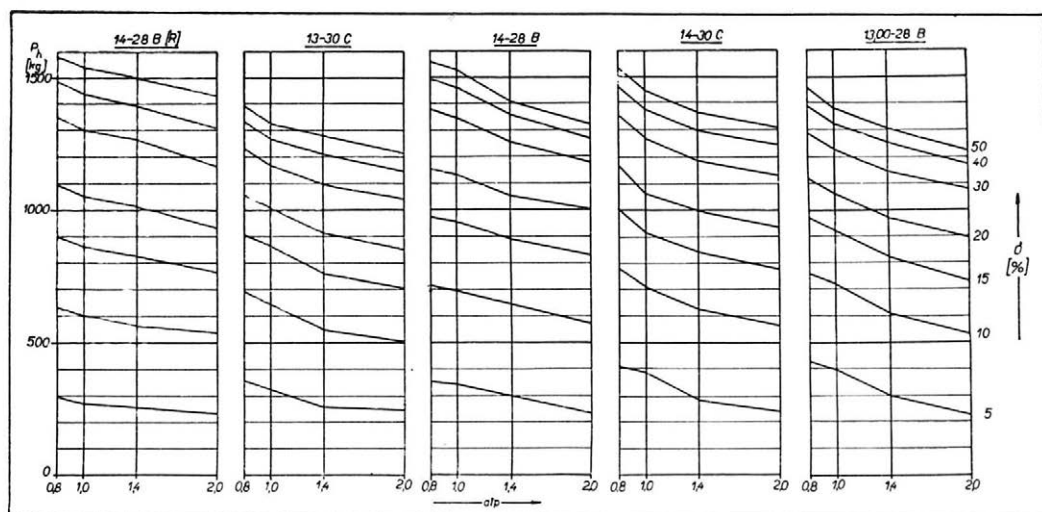
Při nižších i vyšších tahových silách jsou průběhy prokluzu u pneumatik s větším adhezním zatížením nepříznivější.

V. Naměřené hodnoty valivých odporů

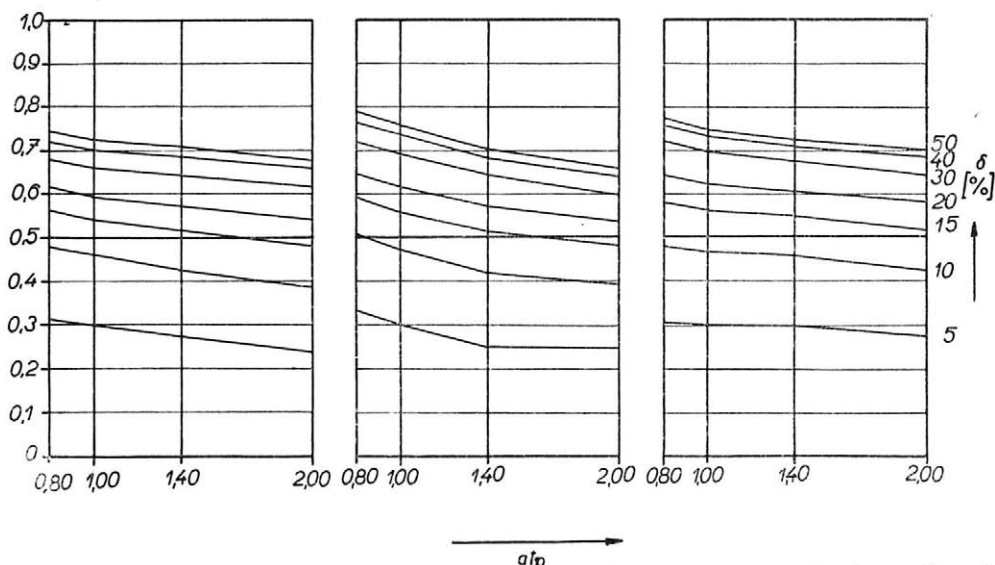
Použité pneumatiky	Valivý odpor (kg)	
	bez kapalinové náplně	s kapalinovou náplní
14-28 B (R)	254	neměřeno
13-30 C	150	355
14-28 B (14-28 WB)	189	341
14-30 C	236	430
13,00-28 B	249	neměřeno

Na obr. 7, 8 jsou hodnoty křivek prokluzu vyneseny ve funkci $\delta = f(P_h, p)$. Křivky $\delta = \text{konst.}$ odpovídají hodnotám prokluzu 5, 10, 15 atd. procent. Závěry uvedené v předchozí části jsou z těchto diagramů ještě lépe patrné. Dále je zajímavý průběh tahových sil na háku při určitém prokluzu a tlaku v pneumatikách. S klesajícím tlakem vzduchu v pneumatikách stoupá tahová síla progresivněji než snižování nahuštění. Určité odchylky, obzvláště u pneumatik 14-28 B, leží v toleranci přesnosti měření.

Předcházející hodnocení postačilo k určení nejvhodnějšího druhu traktorových pneumatik pro zkoušený traktor z hlediska průběhu a velikosti prokluzu a z hlediska maximálních tahových sil na háku. Obecným kritériem, umožňujícím porovnání při změně některých parametrů zkoušeného traktoru, je závis-



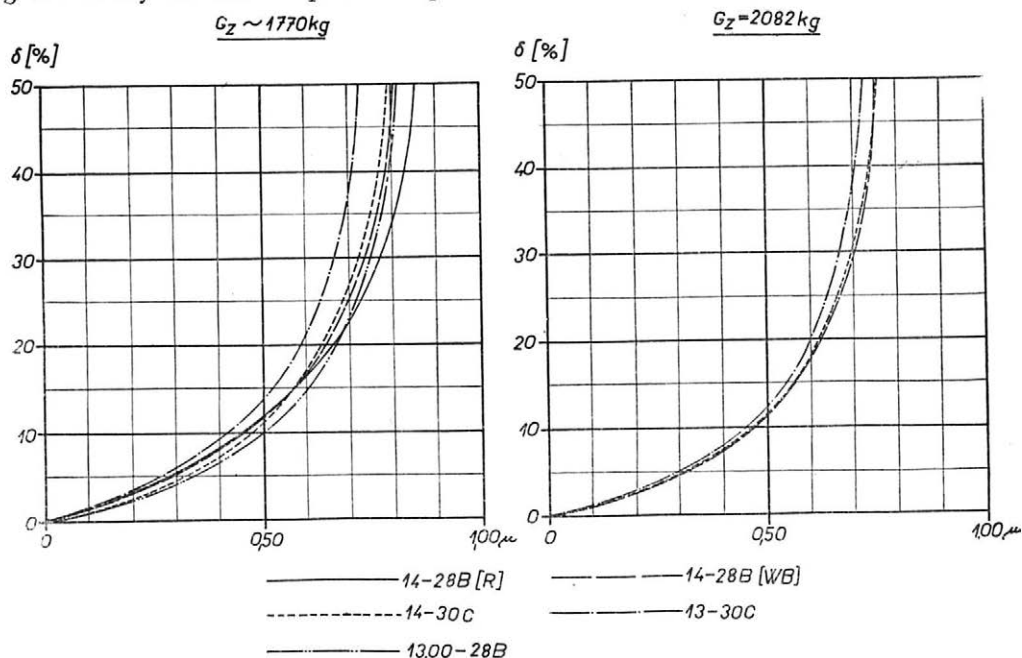
7. Závislost prokluzu na tahové síle na háku a tlaku v pneumatikách. Adhesní zatížení 1770 kg



8. Závislost prokluzu na tahové síle na háku a tlaku v pneumatikách. Adhezní zatížení 2080 kg

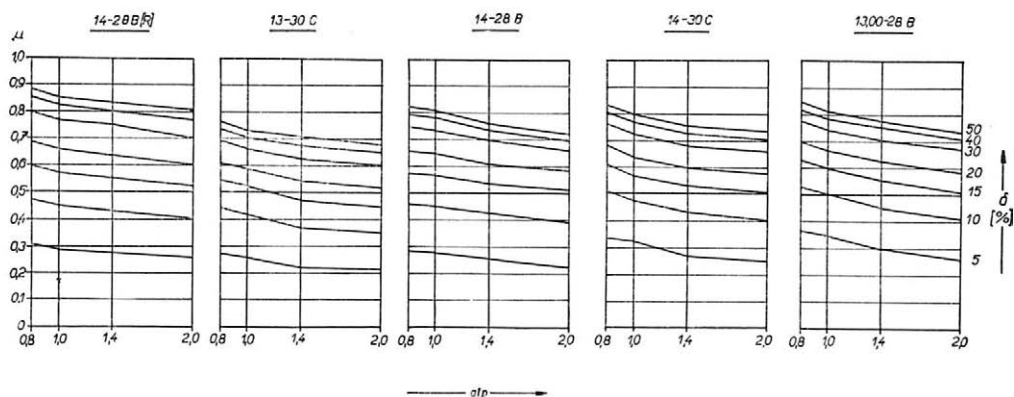
lost prokluzu na součiniteli využití adheze $\delta = f(\mu)$. Na obr. 9 jsou vynášeny křivky $\delta = f(\mu)$ pro nahuštění 1,0 atp jak s kapalinovou náplní, tak i bez ní.

Při posuzování vhodnosti traktorových pneumatik z hlediska součinitele využití adheze a součinitele lpění (při $G_z \sim 1770$ kg), vychází nejpříznivěji z hlediska lpění pneumatika 14-28 B (R), z hlediska součinitele využití adheze při agrotechnicky dovoleném prokluzu pneumatika 13,00-28 B. Při $G_z = 2080$ kg

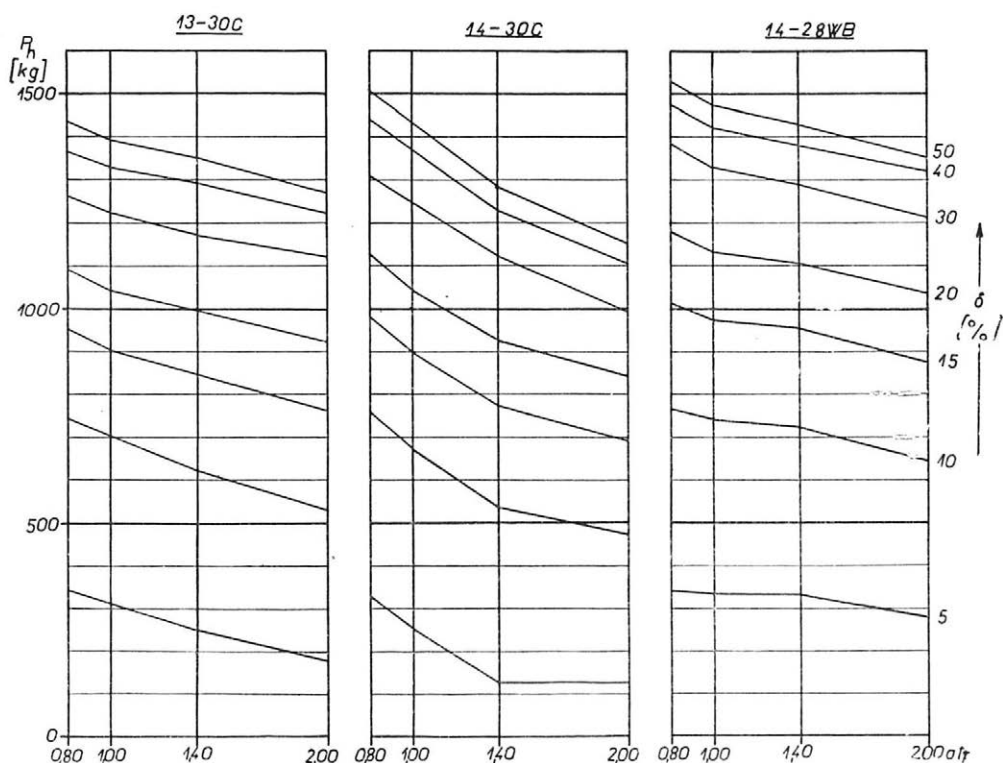


9. Závislost prokluzu na součiniteli využití adheze $\delta = f(\mu)$. Adhezní zatížení 1770 a 2080 kg, tlak v pneumatikách 1,0 atp

jsou pneumatiky 14-28 WB a 14-30 C rovnocenné jak z hlediska součinitele lpění, tak i z průběhu součinitele využití adheze. Odlišnost v závěrech proti předchozímu hodnocení je způsobena různou hodnotou valivého odporu (tab. V). Dále z obr. 10 a 11, kde $\delta = f(\mu, p)$, vyplývá, že přírůstek součinitele využití adheze je větší než úbytek tlaku vzduchu v pneumatice, to znamená, že součinitel využití adheze stoupá progresivně se snižováním tlaku v pneumatikách. Tento průběh možno v zásadě pozorovat v obou sériích zkoušek.



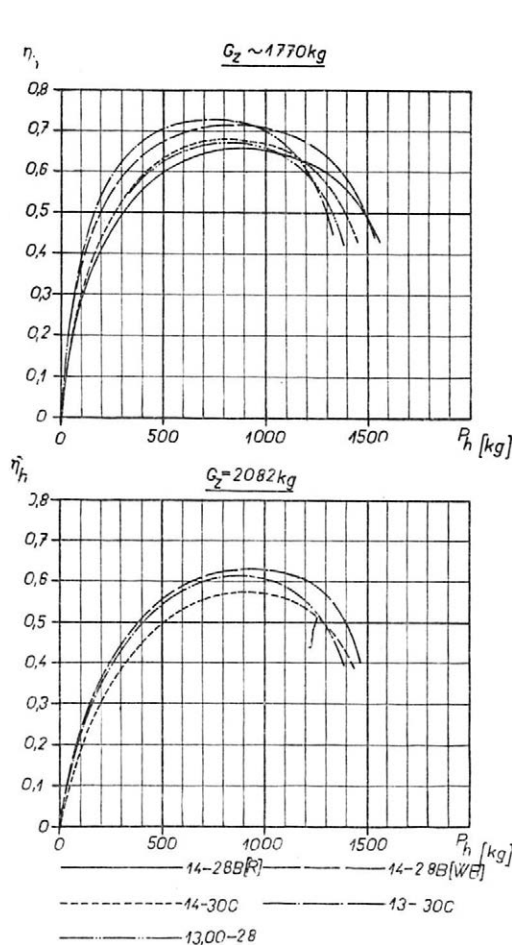
10. Závislost prokluzu na součiniteli využití adheze a tlaku v pneumatikách $\delta = f(\mu, p)$. Adhezní zatížení 1770 kg



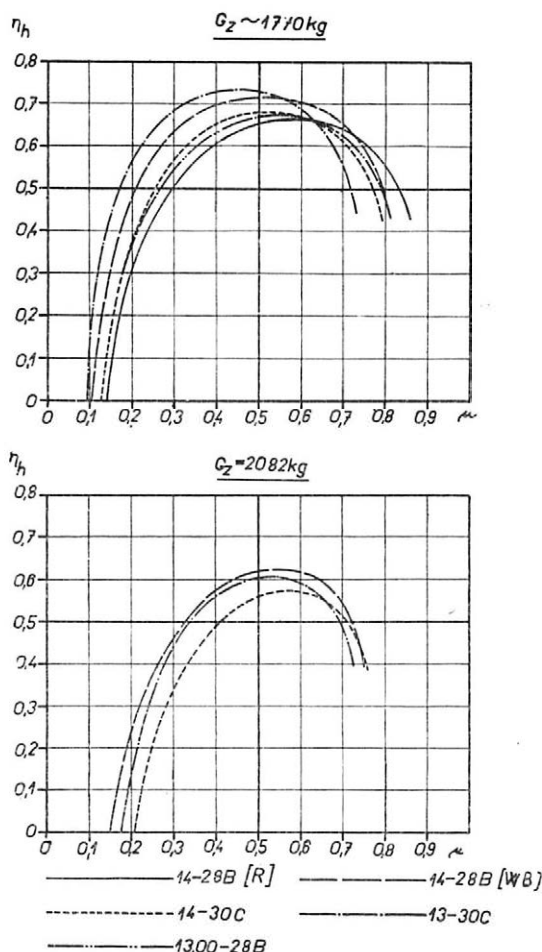
11. Závislost prokluzu na součiniteli využití adheze a tlaku v pneumatikách $\delta = f(\mu, p)$. Adhezní zatížení 2080 kg

Jedním z hlavních způsobů hodnocení vhodnosti pneumatik pro traktor určité výkonové třídy je závislost tahové účinnosti na tahové síle traktoru na háku (obr. 12). Diagramy $\eta_h = f(P_h)$ jsou vhodné pro posouzení volby pneumatik z hlediska využití výkonu motoru, k posouzení konstrukčních parametrů traktoru (rozložení váhy) a z hlediska exploatačního včetně určení maximální hodnoty tahových sil traktoru na háku. Průběh křivek tahové účinnosti lze v podstatě posuzovat podle maximálních hodnot tahové účinnosti a plochého charakteru křivky η_h v největším rozsahu tahových sil. Pro stanovení vhodného druhu pneumatik je důležitá optimální hodnota tahové síly traktoru na háku (P_h^{opt}), která odpovídá maximální hodnotě tahové účinnosti (η_h^{max}). Tato optimální tahová síla musí ležet v oblasti předpokládaných tahových sil, odpovídajících pracovním odporům nejčastěji užívaných strojů.

Při podzimních polních pracích, při nichž byly zkoušky s traktorem Zetor 50 Super prováděny, je hlavní prací hluboká orba a sklizeň okopanin. Při



12. Závislost tahové účinnosti na tahové síle na háku $\eta_h = f(P)$. Adhezní zatížení 1770 kg a 2080 kg, tlak v pneumatikách 1,0 atp

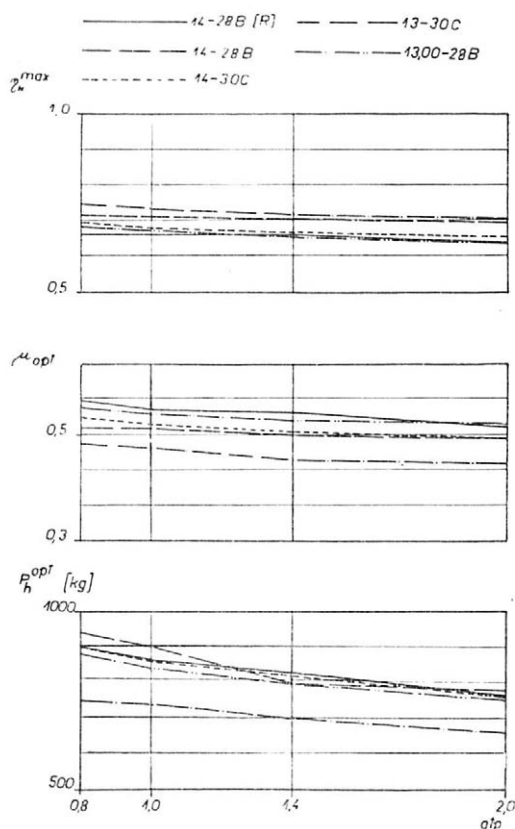


13. Závislost tahové účinnosti na součiniteli využití adheze $\eta_h = f(\mu)$. Adhezní zatížení 1770 a 2080 kg, tlak v pneumatikách 1,0 atp

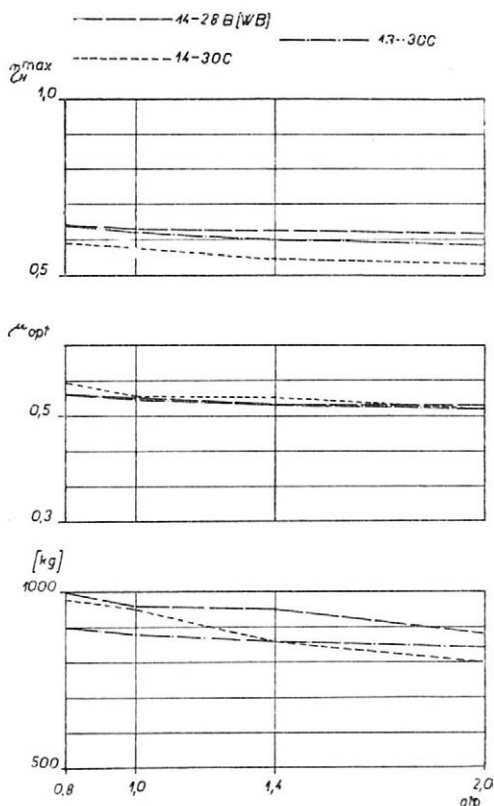
hluboké orbě používá se pluhu 3 - PN - 35, jehož tahový odpor v nepříznivých půdních podmínkách je v rozmezí 900—1300 kg. Pro vyorávání řepy je potřebná tahová síla kolem 800 kg a pro kombinovaný sklizeč brambor E-675 600 až 900 kg. Přihlížíme-li k procentu nasazení traktorů v těchto pracích, je střední hodnota potřebné tahové síly $P_h = 900—1000$ kg. Pod vlivem tohoto údaje musíme hodnotit jako nejvýhodnější ze zkoušených druhů pneumatik typ 14—28 B, jehož vrchol tahové účinnosti odpovídá tahové síle $P_h = 900$ kg. Plochý průběh křivky zaručuje uvažované maximální (1300 kg) i minimální (600 kg) potřebné tahové síly při velmi dobré tahové účinnosti. Při tahové síle $P_h = 600$ kg poklesne maximální hodnota tahové účinnosti o 2 %, při $P_h = 1300$ kg o 10 %.

Při hodnocení druhé série zkoušek vychází jako nejvýhodnější pneumatika 14—28 WB. V tomto případě je pokles tahové účinnosti proti její maximální hodnotě při $P_h = 600$ kg roven 5,5 %, při $P_h = 1300$ kg je pokles 9,5 %.

Z diagramu (obr. 12) je dále patrné snížení tahové účinnosti při použití kapalinové náplně, a to o poměrně značné hodnoty (u pneumatik 14—28 B je snížení 12 %, u pneumatik 13—30 C 16,5 % a u pneumatik 14—30 C 16 %).



14. Průběh maximální tahové účinnosti η_h^{max} , optimálního součinitele využití adheze μ_{opt} a optimální tahové síly na háku P_h^{opt} v závislosti na tlaku v pneumatikách. Adhezní zatížení 1770 kg



15. Průběh maximální tahové účinnosti η_h^{max} , optimálního součinitele využití adheze μ_{opt} a optimální tahové síly na háku P_h^{opt} v závislosti na tlaku v pneumatikách. Adhezní ztížení 2080 kg

VI. Hlavní ukazatele průběhu křivek tahové účinnosti a součinitele využití adheze
v závislosti na tahové síle
(bez kapalinové náplně)

Pneumatiky			14–28 B (R)	13–30 C	14–28 B	14–30 C	13,00–28 B
Ukazatel							
Celková váha traktoru G (kg)			2818	2848	2890	2888	2812
Váha na zadní nápravu G _z (kg)			1738	1768	1810	1808	1732
$\eta_h^{\max}$	atp	0,8	0,66	0,743	0,713	0,692	0,682
		1,0	0,66	0,732	0,709	0,679	0,674
		1,4	0,66	0,716	0,705	0,667	0,652
		2,0	0,64	0,705	0,695	0,655	0,637
p_h^{opt} (kg)	atp	0,8	900	750	940	900	880
		1,0	865	740	900	860	840
		1,4	830	700	800	820	800
		2,0	765	660	780	760	750
p_h^{δ} *) (kg)	atp	0,8	1720	1490	1650	1625	1590
		1,0	1640	1440	1620	1550	1480
		1,4	1583	1408	1500	1490	1400
		2,0	1540	1370	1440	1425	1310
μ_{opt}	atp	0,8	0,596	0,475	0,520	0,550	0,575
		1,0	0,572	0,465	0,520	0,530	0,560
		1,4	0,563	0,430	0,500	0,510	0,540
		2,0	0,521	0,420	0,490	0,490	0,530
μ_2 *)	atp	0,8	0,947	0,814	0,860	0,870	0,890
		1,0	0,915	0,780	0,850	0,837	0,855
		1,4	0,887	0,764	0,797	0,804	0,816
		2,0	0,870	0,720	0,753	0,778	0,770

*) Předpokládané hodnoty (odhadnuté z průběhu křivky).

VII. Hlavní ukazatele průběhu křivek tahové účinnosti a součinitele využití adheze
v závislosti na tahové síle
(kapalinová náplň v pneumatikách)

Pneumatiky			13 – 30 C	14 – 30 C	14 – 28 WB
Ukazatel					
Celková váha traktoru G (kg)			3160	3160	3160
Váha na zadní nápravu G _z (kg)			2080	2080	2080
$\eta_h^{\max}$	atp	0,8	0,640	0,590	0,637
		1,0	0,620	0,575	0,629
		1,4	0,598	0,548	0,626
		2,0	0,581	0,632	0,612
P_h^{opt} (kg)	atp	0,8	900	980	1000
		1,0	880	950	960
		1,4	860	860	950
		2,0	840	800	880
P_h° *) (kg)	atp	0,8	1570	1620	1590
		1,0	1530	1540	1540
		1,4	1480	1395	1490
		2,0	1360	1240	1390
μ_{opt}	atp	0,8	0,560	0,595	0,560
		1,0	0,545	0,560	0,550
		1,4	0,530	0,550	0,530
		2,0	0,520	0,520	0,530
μ_2 *)	atp	0,8	0,790	0,830	0,800
		1,0	0,764	0,795	0,765
		1,4	0,745	0,745	0,745
		2,0	0,710	0,690	0,715

*) Předpokládané hodnoty (odhadnuté z průběhu křivky)

Rovněž průběh křivek $\eta_h = f(P_h)$ je nejpříznivější. V oblasti menších tahových sil je pokles tahové účinnosti působen jednak zvýšeným valivým odporem, jednak vyššími hodnotami prokluzu pneumatik s kapalinovou náplní do tahové síly $P_h = 500$ kg. V rozmezí tahových sil $P_h = 500 - 1250$ kg, kdy jsou hodnoty prokluzu shodné, je pokles účinnosti způsoben zvýšeným valivým odporem. Tyto závěry jsou velmi důležité. Posunutí křivky tahové účinnosti k vyšším nebo nižším hodnotám tahových sil a dosažení nejvýhodnějších podmínek z hlediska tahové účinnosti (pro daný odpor nářadí) závisí na použitém druhu pneumatik. Tohoto účinku nelze dosáhnout změnou adhezního zatížení, které má v jiných případech (na jiném povrchu) na polohu křivek tahových účinností základní vliv.

Pro stanovení obecných závislostí při volbě pneumatik je nutno použít tvaru $\eta_h = f(\mu)$. Tato závislost pro zkoušené druhy pneumatik s kapalinovou i bez kapalinové náplně je uvedena na obr. 13 při tlaku 1,0 atp. U těchto křivek je nutno si všimnout čtyř veličin: maximální hodnoty tahové účinnosti, hodnoty optimálního součinitele využití adheze, plochého charakteru křivky a součinitele lpění. Výchozí bod křivky tahové účinnosti, μ_1 , vyjadřuje součinitel adhezního zatížení při nulové tahové síle traktoru. Hodnocení dříve provedené potvrzuje i tento diagram.

Nejdůležitější hodnoty charakterizující zkoušené pneumatiky, tj. $\eta_h^{\max}$, μ_{opt} a P_h^{opt} , jsou vyneseny v závislosti na tlaku vzduchu v pneumatikách (obr. 15 za použití kapalinové náplně a obr. 14 bez použití kapalinové náplně). Tabulární zpracování těchto závislostí uvádějí tabulky VI a VII. Z výsledků je patrné, že závislosti $\eta_h^{\max} = f(p)$, $\mu_{\text{opt}} = f(p)$ a $P_h^{\text{opt}} = f(p)$ jsou lineární, přičemž maximální hodnoty bylo dosaženo při tlaku vzduchu v pneumatikách 0,8 atp. Maximální tahová účinnost v závislosti na nahuštění pneumatik má přímkový charakter jak při použití kapalinové náplně, tak i bez ní. Přírůstek tahové účinnosti s klesajícím nahuštěním pneumatik z tlaku 2,0 atp na tlak 0,8 atp je přibližně 5 %. Maximální rozdíly tahové účinnosti mezi nejlepší a nejhorší pneumatikou jsou u pneumatik bez kapalinové náplně řádově kolem 8 %, s kapalinovou náplní přibližně 11 %.

Při hodnocení průběhu optimálního součinitele využití adheze a optimální tahové síly, v závislosti na tlaku v pneumatice, docházíme k podobným závěrům. P_h^{opt} a μ_{opt} s klesajícím nahuštěním nepatrně stoupá. Průběh funkcí je též přímkový.

Z á v ě r

Při hodnocení jednotlivých druhů pneumatik v závislosti na nahuštění, prokluzu, tahové účinnosti, součiniteli využití adheze, maximální tahové síle traktoru na háku, optimální tahové síle, valivém odporu a adhezním zatížení byla stanovena kritéria pro určení nejvhodnějšího druhu traktorových pneumatik. S přihlédnutím k těmto kritériím je nutno za nejvýhodnější pneumatiku pro traktor Zetor 50 Super při těžkých půdních a klimatických podmínkách považovat pneumatiku 14-28 B, montovanou na rozšířeném ráfku, a to z těchto důvodů:

Průběh prokluzu v závislosti na tahové síle na háku je ze všech zkoušených pneumatik v oblasti maximální tahové účinnosti nejlepší.

S touto pneumatikou bylo dosaženo nejvyšší hodnoty tahové síly traktoru na háku, která je v podmínkách podzemních polních prací velmi důležitá.

S pneumatikou 14–28 B se dosahuje velmi příznivé hodnoty maximální tahové účinnosti. Lepší hodnoty tahové účinnosti dosahovala pouze pneumatika 14–30 C.

VIII. Pořadí zkoušených pneumatik podle jednotlivých kritérií

Hodnocená kritéria	Bez kapalinové náplně					S kapalinovou náplní		
	14–28 B (R)	13–30 C	14–28 B	14–30 C	13,00–28 B	13–30 C	14–30 C	14–28 WB
$\delta = f(P_h)$	3	4	1	2	3	3	2	1
$\delta = f(P, p)$	3	3	1	2	2	3	2	1
$\delta = f(\mu)$	1	4	2	3	1	2	1	1
$\delta = f(\mu, p)$	1	4	2	3	1	2	1	1
$\eta_h = f(P_h)$	3	2	1	3	3	2	3	1
$\eta_h = f(\mu)$	3	2	1	3	3	2	3	1
$\eta_h^{\max} = f(p)$	5	1	2	3	4	2	3	1
$P_h^{\text{opt}} = f(p)$	2	4	1	2	3	2	1	1
$\mu_{\text{opt}} = f(p)$	1	5	4	3	2	3	1	2

Střední hodnota potřebné tahové síly traktoru na háku v podmínkách podzemních prací odpovídá optimální tahové síle traktoru na háku.

Splňuje nejlépe jeden ze základních požadavků, aby tahová účinnost v co největším rozsahu kolem hodnoty P_h^{opt} se blížila maximální tahové účinnosti.

Valivý odpor této pneumatiky byl v porovnání s ostatními zkoušenými pneumatikami vyhovující.

Uvedené závěry potvrzují správnost volby pneumatiky 14–28 B jako nejvhodnější pro traktor Zetor 50 Super za určených podmínek. Ukazuje to náhorně tabulka VIII, v níž je uvedeno pořadí jednotlivých pneumatik podle stanovených způsobů hodnocení.

P o z n á m k a :

Při vysoké půdní vlhkosti neprojevuje se zvyšování adhezní váhy příznivě. Naopak, některé důležité ukazatele, např. snížení tahové účinnosti, strmost průběhu tahové účinnosti a velikost tahového odporu, se podstatně zhoršují. Proti zvyšování adhezního zařízení mluví i vytváření hlubokých kolejí, zvýšené utužování půdy, zvyšování hodnot prokluzu v určitých oblastech tahových sil.

Влияние давления накачанного воздуха и нагрузки шин на тяговые свойства трактора Зетор 50 Супер в условиях мокрой глинистой почвы

Коэффициент полезного действия колесных тракторов можно повышать, прежде всего, путем применения энергетически выгодных типов шин. С энергетическим вопросом шин связан также и выбор правильного размера шины в отношении к остальным параметрам трактора, а также другие, связанные с этим вопросы (давление воздуха в шинах, рисунок протектора).

Необходимость решения этого вопроса проявляется, в особенности, при внедрении нового типа трактора в сельскохозяйственное производство.

Вопросом влияния шин на тяговые свойства трактора занимается ряд теоретических работ. Ввиду трудных эксплуатационных условий, не была до сих пор установлена, однако, достаточно точная теоретическая формулировка этого влияния. Поэтому экспериментальное определение зависимости $\eta = f(P_h)$ остается до сих пор самым точным методом.

Путем определения основных параметров для оценки пригодности шин для трактора Зетор 50 Супер, их дальнейшей обработки и оценки был установлен наилучший тип шин для данных условий и трактора, а также объяснено влияние давления воздуха в шине и ее радиальной нагрузки.

Сравнивались шины размеров 13,00—28, 14—28, 13—30 и 14—30 разных заводоизготовителей, при разном количестве накачанного воздуха и разной радиальной нагрузке. В качестве наиболее подходящей покрышки можно рекомендовать 14—28 Барум, монтируемую на расширенный обод 14" (тип Уайд Б₃₃). Эта шина по заданным критериям получила следующую оценку:

- а) Характеристика $\eta = f(P_h)$ в области максимального тягового кпд была наилучшей.
- б) С этой шиной достигаются наивысшие значения тяговой силы трактора на крюке.
- в) Величина максимального тягового кпд весьма благоприятна.
- г) Оптимальная тяговая сила отвечает требуемой тяговой силе трактора в условиях осенних полевых работ.
- д) Характеристика тягового кпд близ величины P_h^{opt} приближается в наиболее широком диапазоне к ее максимальному значению.

Einfluß des Reifendrucks und der Reifenbelastung auf die Zugeigenschaften des Schleppers Zetor 50 Super in naßem Tonboden

Den Nutzeffekt der Radschlepper kann man vor allem durch Anwendung von energetisch vorteilhaften Luftreifentypen steigern. Mit der energetischen Frage der Luftreifen hängen auch die Wahl der richtigen Reifendimensionen unter Berücksichtigung der übrigen Schlepperparameter und weitere mit ihr verbundene Fragen (Reifenluftdruck, Dessin) zusammen. Die Lösung dieses Problems wird

besonders bei der Einführung eines neuen Schleppertyps in den Betrieb akut.

Mit der Frage der Wirkung der Luftreifen auf die Zugeigenschaften des Schleppers befassen sich zahlreiche theoretische Arbeiten. Für schwierige Betriebsbedingungen hat man jedoch bis jetzt keinen genügend genauen theoretischen Ausdruck dieses Einflusses festgesetzt. Daher bleibt die versuchsweise Bestimmung der Abhängigkeit $\delta = f(P_h)$ immer noch die genaueste Methode.

Durch die Ermittlung der Grundparameter zwecks Beurteilung der Reifeneignung für den Schlepper Zetor 50 Super, sowie durch die weitere Verarbeitung dieser Parameter wurde ein, für die gegebenen Bedingungen und für den Schlepper am besten geeigneter Reifentyp bestimmt und die Wirkung des Reifenluftdruckes und der radialen Belastung fand ihre Erklärung.

Man verglich Reifen verschiedener Dimensionen (13,00–28, 14–28, 13–30, 14–30) und Herkunft, bei verschiedenem Druck und verschiedener Radialbelastung. Als am besten geeignet kann der Reifen 14–28 Barum bezeichnet werden, der auf Breitfelge 14" (Typ White Base) montiert wird. Dieser Reifen wurde auf Grund der festgesetzten Kriterien wie folgt bewertet:

- a) Verlauf von $\delta = f(P_h)$ ist in der Zone des höchsten Zugeffektes am besten.
- b) Mit diesem Reifen wird die höchste Zugkraft am Haken erreicht.
- c) Der Wert des maximalen Zugeffektes ist sehr günstig.
- d) Die optimale Zugkraft entspricht der erforderlichen Zugkraft des Schleppers unter den Herbstarbeitsbedingungen.
- e) Der Verlauf des Zugeffektes nähert sich beim Wert P_h^{opt} im breitesten Umfang dem Höchstwert.

The Influence of the Inflation and of the Loading of Tyres on the Pulling Properties of the Zetor 50 Super Tractor on Wet, Loamy Soil

The problem of the influence of tyres on the pulling capacity of tractors is the subject of a whole series of works. However, for heavy operating conditions no sufficiently accurate theoretical expression of this influence has been determined. Therefore the experimental determination of the dependence $\delta = f(P)$ still remains the most accurate method.

Tyres of the sizes 13,00–28, 14–28, 13–30, and 14–30 of different makes with different inflation and different radial loads were compared. As most suitable may be recommended the Barum 14–28 tyres mounted on to the widened rim 14" (the Wide Base type). The evaluation of this tyre in the required criteria was the following:

- a) The course $\delta = f(P_h)$ in the region of the maximum pulling effectiveness is best.
- b) With this tyre the highest values of traction power of the tractor is obtained.

- c) The value of the maximum pulling effectiveness is very favourable.
- d) The optimum traction power conforms with the required traction power of the tractor under conditions of field work in autumn.
- e) The course of the pulling effectiveness approaches the value P_h^{opt} in the widest extent of its maximum value.

Výzkum separátoru pro pořezané obilí

Отделение зерна из измельченной хлебной массы

Trennung der Körner vom gehäckselten Getreide

Separation of Corn from Cut up Grain

Inž. Oldřich HORA, inž. Karel ŽÁK, inž. Alexandr ČERMÁK
Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy
Reditel ústavu inž. Jaroslav Homolka

Ú v o d

Třífázová technologie sklizně obilovin vykazuje v teoretických rozborech našich i zahraničních autorů možnost pronikavého snížení nákladů na sklizeň veškeré úrody, tj. zrna, slámy a plev. Výhody a nevýhody této technologie, které jsou předmětem mnoha diskusí, nebudeme v tomto článku rozebírat. Třífázová technologie byla v ČSSR v minulých letech podrobena srovnání s ostatními způsoby sklizně, a to nejen po stránce výzkumné, ale také prakticky v zemědělských závodech.

Ukázalo se, že i při provádění současnými mechanizačními prostředky je možno dosáhnout značného ekonomického efektu, avšak objevily se i některé problémy. V mnoha případech dochází při dosavadním, možno říci provizorním provádění třífázové sklizně ke značným ztrátám zrna na poli i na stacionárním pracovišti, neboť stroje nejsou často ani minimálně upraveny pro daný účel. Hlavní problém však je v tom, že současnými stroji a dopravními prostředky není možno dosáhnout výkonností požadovaných zemědělskou velkovýrobou.

Je třeba, aby byl dokončen vývoj sklízecí řezačky či kombinovaného cepočeho sklízecího s ohledem na třífázovou technologii, dále je nutno dokončit vývoj separátoru a dávkovacího stolu a nakonec i velkoobjemového vozu alespoň 45 m³, který se jevil nejjednodušším problémem, ale přesto se jeho vývoj pozdržel.

Výzkumný ústav zemědělských strojů v Chodově u Prahy měl za úkol vyřešení separátoru pro průchodnost 5 kg/s pořezané obilní hmoty, přičemž dalším požadavkem bylo snížení specifické váhy na 1 q výkonu (zrna) o 50 %. Tímto požadavkem bylo jednoznačně určeno hledání zcela nových prvků, neboť při užití klasických separačních orgánů bychom došli k příliš rozměrnému a těžkému stroji.

Průběh výzkumu separátoru

Hlavním článkem stacionárního pracoviště třífázové sklizně obilovin je nesporně výkonný separátor, který má za úkol oddělovat zrna z pořezané obilniny hmoty při minimálních ztrátách a zároveň je čistit na merkantilní čistotu. Funkce separátoru je velmi podobná funkci mlátičky, avšak odlišné vlastnosti zpracovávaného materiálu přinášejí také nové požadavky na celou koncepci i detailní řešení jednotlivých orgánů stroje.

Řešení výzkumného úkolu bylo zahájeno v r. 1960 a bylo rozhodnuto, že výzkum bude proveden ve dvou etapách. V první etapě byly na základě teoretických předpokladů postaveny funkční modely pneumatických, pneumaticko-mechanických a mechanických prvků pro separaci zrna z pořezaného obilí. Kromě těchto separačních orgánů byly ověřovány též možnosti domlatu zbytku nevymláceného zrna ventilátorem.

Funkční modely byly v této etapě vytvořeny jednak s ohledem na umožnění všestranného prozkoumání práce vzduchového proudu s pořezaným obilím a jednak se zaměřením získat konkrétní dílčí elementy, které by byly základem pro postavení plně mechanizovaného a nakonec i automatizovaného stacionárního pracoviště pro domlat, separaci a čištění zrna.

Výsledky dílčích experimentálních prací v r. 1960 prokázaly, že čisté pneumatické elementy nejsou pro separaci zrna z pořezané obilniny hmoty vhodné, neboť značná část pořezaných stébel slámy má podobné aerodynamické vlastnosti jako zrna. Čisté pneumatické principy jsou velmi choulostivé na změnu objemové váhy složek tříděné směsi a není možno plynule uspokojivě regulovat rychlost vzduchu v souladu s touto změnou. Při malém zvýšení rychlosti vzduchu nad kritickou rychlost některých zrn, dochází okamžitě ke značnému zvýšení ztrát zrna ve slámě. Při snížení rychlosti vzduchu je možno ztrátu zrna omezit, avšak získaný jemný omlat je zpravidla znečištěn slámatými příměsmi tak, že je nemožné zrna vyčistit běžným způsobem. V pneumatických separačních elementech je obvykle obtížné určit veškerému zrnu jeho dráhu. Vždy se určitá část zrna pohybuje v pracovním prostoru volně, neboť je srážena slámou či vymrštěna odrazem o stěny atd., takže je posléze uchopena vzduchovým proudem a odnesena se slámou ze stroje.

Značnou nevýhodou pneumatických separačních zařízení je také příliš vysoká náročnost na příkon elektrické energie.

Uvedené nevýhody jsou značně zmírněny v případě použití těchto prvků pro třídění jemného omlatu, přesněji řečeno pro předčištění zrna. U tohoto materiálu je spektrum kritických rychlostí jednotlivých složek směsi příznivěji ohraničeno (Thér). I z hlediska rozměrů zařízení a nároků na spotřebu energie není v případě pneumatického třídění omlatu překážky pro použití ani na kombajnu, ani na stacionárním pracovišti.

Vzhledem k výše uvedeným poznatkům bylo již v r. 1961 přikročeno k druhé etapě, tj. ke zkoumání mechanických separačních elementů. Ve VÚZS Chodov byly na základě teoretických rozborů vytvořeny zmenšené funkční modely vibračních a rotačních separačních elementů, které byly podrobeny výzkumu ve speciálních zkušebních stolicích.

Ve žňové sezóně roku 1961 byly provedeny porovnávací zkoušky jednotlivých prvků a ukázalo se, že nejvýhodnějším je rotační princip. Rotační předseparátor, ve srovnání s předseparátorem, vytvořeným z klasických dělených

dvouklikových vytrásadel, dosáhl při menší váze a rozměrech vyššího procenta odloučení zrna z pořezaného obilí a čistota propadlé směsi pod předseparačním košem byla rovněž vyšší. Odloučení zrna v předseparátoru, vytvořeném z dělených dvouklikových vytrásadel, dosáhlo v nejvýhodnější úpravě u pšenice průměrně 51,7 % při čistotě zrna 78 %. U rotačního předseparátoru činilo oddělení zrna v průměru 71,25 % při průměrné čistotě 87 %.

Zkouškami bylo dále dokázáno, že hlavní separační ústrojí, sestavené z rotačních elementů a krátkého jednoklikového dotřásadla, při nízké spotřebě elektrické energie spolehlivě oddělí zbytek zrna ze slámy při průměrných ztrátách zrna ve slámě 0,07 %.

Dobrou oddělovací schopnost tohoto ústrojí neovlivnil ani značně se měnící podíl zrna ve slámě. Podotýkáme však hned na tomto místě, že později na zvětšeném modelu nebylo dosaženo tak nízkých ztrát, neboť při použití univerzálního dávkovacího stolu se nepodařilo rozdělit pořezanou obilní hmotu po celé šířce stroje (viz obr. 10), jak tomu bylo u malého modelu s šířkou 90 cm. Úpravou na dávkovacím stole bude plnění stroje zlepšeno a ověřeno v sezóně roku 1963 s prototypem separátoru.

Výsledky výzkumu z r. 1961 byly předány výrobnímu podniku Agrostroj Prostějov, kde byl postaven funkční model rotačního separátoru pro teoretickou průchodnost 5 kg/s pořezané obilní hmoty. Tento model byl vyřešen tak, aby na něm opět bylo možno sledovat práci jednotlivých orgánů. Měření i poloproduční zkoušky stroje byly provedeny ve žňové sezóně v r. 1962 na školním statku Zemědělské technické školy v Prostějově.

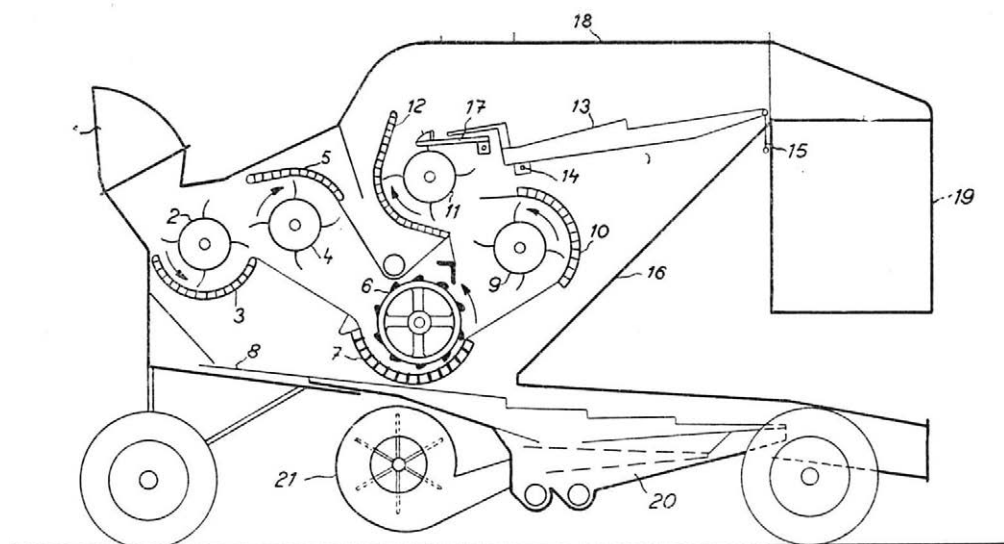
Technický popis stroje

Ověřený funkční model měl provizorně řešené některé podružné části, jako např. dopravu zrna a odsávání plev. Hlavní pracovní orgány byly však zhotoveny v definitivní podobě. Stroj má čtyři základní skupiny pracovních orgánů:

- předseparační orgány,
- mláticí ústrojí,
- separační orgány,
- čistidlo.

Funkční schéma pracovních orgánů na obr. 1 ukazuje vzájemnou polohu a uspořádání těchto skupin.

Řezačkou uvolněné zrno oddělují předseparační orgány. Pořezaná obilní hmota, zbavená větší části uvolněného zrna (nad 50 %), přechází do mláticího ústrojí, které ji domlátí a odseparuje další větší část zrna. K vlastní separaci zrna jsou určeny první a druhý separační buben a dotřásadlo. Předseparační a separační bubny jsou stejné konstrukce. Charakteristické pro konstrukci těchto bubnů jsou mírně zakřivené prsty, rozmístěné ve šroubovnici na plném plášti bubnu. Bubny jsou opásány propadovými koši. Dotřásadlo separátoru je jednoklikové dvouklávesové a na konci je zavěšeno na ocelových pérech. Čistidlo separátoru je v principu klasického provedení s některými konstrukčními zvláštnostmi. Stupňovité úhrabečné síto má prolisované otvory o průměru 15 mm. Mezi jednotlivými stupni jsou pevné zvedáče materiálu, které jej protřásají a uvolňují z něho zrno. Vpředu je úhrabečné síto prodlouženo svodem, který zasahuje až pod první předseparační buben. Větrné i prachové síto je plechové s kruhovými otvory, vyměnitelné podle druhu mláčeného obilí. Čistění se provádí vzduchem v kombinaci s uvedenými síty.



1. Schéma rotačního separátoru.

1 — násypka, 2 a 4 — předseparační bubny, 3 a 5 — předseparační koše, 6 a 7 — mláticí ústrojí, 8 — spádová deska k úhrabečnému sítu, 9 a 11 — separační bubny, 10 a 12 — separační koše, 13 — dotřásadlo, 16 — skluz, 19 — odvod slámy, 20 — čistidlo, 21 — fukar

Hlavní technické údaje

Předseparační bubny:

Průměr bubnů	550 mm
Šířka bubnů	1590 mm
Počet řad prstů	4
Otáčky prvního předseparačního bubnu	640 ot./min.
Otáčky druhého předseparačního bubnu	690 ot./min.
Typ koše	drátový

Domlacovací ústrojí:

Mláticí buben	mlátkový
Průměr bubnu	550 mm
Šířka bubnu	1590 mm
Otáčky bubnu	860 ot./min.
Typ mláticího koše	lišťový, dvoudílný

Separační bubny:

Rozměry	viz předseparační bubny
Otáčky prvního předseparačního bubnu	870 ot./min.
Otáčky druhého předseparačního bubnu	980 ot./min.

Dotřásadlo:

Typ dotřásadla	dvoudílné, jednoruklikové
Povrch	Graepel

Čistící ústrojí:

Typ čistidla	rovinná síta
Úhrabečné síto	zhloubené prolisované otvory
Povrch	
Průměr otvorů	15 mm

Plocha povrchu	3,5 m ²
Poloměr síťové kliky	25 mm
Otáčky síťové kliky	244 ot./min.

Větrné síto:

Délka	1520 mm
Šířka	950 mm

Fukar:

Průměr lopatkového kola	574 mm
Šířka kola	1420 mm
Otáčky	650 ot./min.

Metodika měření hlavních ukazatelů

Hlavní výsledky zjištěné při ověřování funkčních modelů jsou rozděleny do tří dále uvedených kapitol (I, II, III). Hodnoty uvedené v kapitole I (funkce jednotlivých orgánů stroje) byly naměřeny jednak při krátkodobých laboratorních měřeních s uměle připravenou výchozí směsí, jakož i při delším provozu za běžných podmínek. Měření provozní potvrdilo výsledky laboratorní, neboť u žádného ukazatele nedošlo k zásadnímu odlišení. Zachycování propadu u jednotlivých orgánů předpokládalo určité úpravy na stroji včetně zabudování prostředků pro zachycování potřebných vzorků.

Oddělovací účinnost (δ)

je poměr mezi zrnem odděleným pracovním orgánem (např. mláticím ústrojím) a zrnem přivedeným k tomuto pracovnímu orgánu.

$$\delta = \frac{Q_{z1}}{Q_{s2}} 100 \quad (\%)$$

kde:

- Q_{z1} = množství zrna oddělené pracovním orgánem v kg,
 Q_{s2} = množství zrna přivedené ve směsi k pracovnímu orgánu v kg.

Čistota směsi oddělené pracovním orgánem (ε)

je poměr zrna ve směsi, oddělené pracovním orgánem, k veškerému váhovému množství směsi.

$$\varepsilon = \frac{Q_{z1}}{Q_{z1} + Q_{s1}} 100 \quad (\%)$$

kde:

- Q_{s1} = množství slámy oddělené pracovním orgánem v kg.

Množství odděleného zrna a slámy (z, s)

je poměr orgánem odděleného zrna (slamnatých částic) k veškerému zrnu (slamnatému podílu) prošlému strojem po dobu měření.

$$z = \frac{Q_{z1}}{Q_z} 100 \quad (\%)$$

kde:

- Q_z = veškeré zrno prošlé strojem po dobu měření v kg.

$$s = \frac{Q_{s1}}{Q_s} 100 \quad (\%)$$

kde:

Q_s = veškerý slamnatý podíl materiálu prošlý strojem po dobu měření v kg.

V kapitole II a III uváděné naměřené výsledky byly získány při funkčních a výkonnostních zkouškách za normálních provozních podmínek.

Funkční měření je část funkční zkoušky, v jejímž průběhu byly veškeré materiály opouštějící stroj zachycovány. Doba funkčního měření byla 30 s. Během funkční zkoušky, jejíž doba odpovídala zpracování 14–20 q pořezané obilní hmoty, byly odebrány vždy dvě až tři funkční měření.

H l t n o s t s t r o j e (q)

je veškeré množství materiálu prošlé strojem za jednotku času (s)

$$q = \frac{Q_s + Q_z}{t} \quad (\text{kg/sec})$$

kde:

t = doba měření nebo zkoušky v s.

P o d í l z r n a (γ)

je procentický obsah zrna ve veškeré pořezané obilní hmotě (včetně zrna)

$$\gamma = \frac{Q_z}{Q_z + Q_s} 100 \quad (\%)$$

Z t r á t y z r n a (U)

$$U = U_m + U_v + U_p$$

kde:

U = celkové ztráty zrna,

U_m = ztráty zrna nedokonalým výmlatem,

U_v = ztráty zrna nedokonalým vytrásáním,

U_p = ztráty zrna v plevách a úhrabcích.

$$Q_z = U + Q_{z3}$$

kde:

Q_{z3} = veškeré zrno oddělené z pořezané obilní hmoty přivedené k zrnovému dopravníku v kg.

Celkové ztráty zrna se skládají z dílčích ztrát. Každá dílčí ztráta je poměr zrna, které zůstane v nezrnové frakci materiálu (sláma, plevy) po zpracování separátorem, k veškerému zrnu (včetně ztrát) prošlému strojem.

$$U_m = \frac{Q_{zm}}{Q_z} 100 \quad (\%)$$

kde:

Q_{zm} = množství nevymláčeného zrna ve slámě v kg.

$$U_v = \frac{Q_{zv}}{Q_z} 100 \quad (\%)$$

kde:

Q_{zv} = množství nevytřeseného zrna ve slámě v kg.

$$U_p = \frac{Q_{zp}}{Q_z} 100 \quad (\%)$$

kde:

Q_{zp} = množství zrna v plevách a úhrabcích v kg.

Čistota zrna

byla stanovena podle normy ČSN s tím rozdílem, že do skupiny poškozeného zrna bylo zařazeno veškeré makroskopicky poškozené zrno.

Výkonnost stroje

byla stanovena z následujících vztahů:

$$W_k = \frac{Q_{z3}}{t} 36 \quad (\text{q/hod.})$$

kde:

W_k = výkonnost konstrukční,

t = čas trvání zkoušky.

$$W_1 = \frac{Q_{z3} \cdot 60}{T_1 \cdot 100} \quad (\text{q/hod.})$$

kde:

W_1 = výkonnost efektivní,

T_1 = hlavní čas v min.

$$W_{o4} = \frac{Q_{z3} \cdot 60}{T_{o4} \cdot 100} \quad (\text{q/hod.})$$

kde:

T_{o4} = produktivní čas (čas směny) v min.,

W_{o4} = výkonnost v čistém pracovním čase směny.

$$W_s = W_{o4} \cdot 8$$

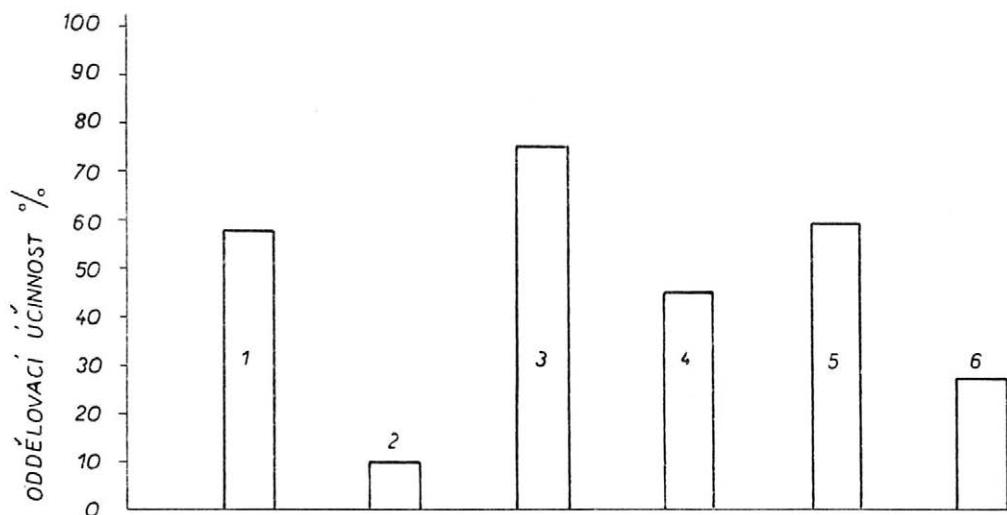
W_s = výkonnost směnová.

I. Výsledky měření

a) Oddělovací účinnost (δ) jednotlivých orgánů stroje

Průměrná oddělovací účinnost při zpracování pšenice je uvedena na obr. 2. Měřeno bylo při hlnosti 5 kg/s a podílu zrna 40 %. Nejvyšší separační účinnost má mláticí ústrojí (70 %), nejnižší druhý předseparační buben a vytřásadlo. Polovina pracovních orgánů (první předseparační buben, mláticí buben a druhý separační buben) má účinnost vyšší než 50 %.

Oddělovací účinnost je u všech orgánů závislá na podílu zrna v obilní hmotě i na hlnosti stroje. Jako příklad uvádíme separační účinnost mláticího ústrojí na obr. 3 a 4 a prvního předseparačního bubnu na obr. 5. U prvního předseparačního bubnu s narůstající hlností při stejném podílu zrna separační účinnost klesá. Obdobně je tomu i u mláticího ústrojí. Pokles účinnosti je však



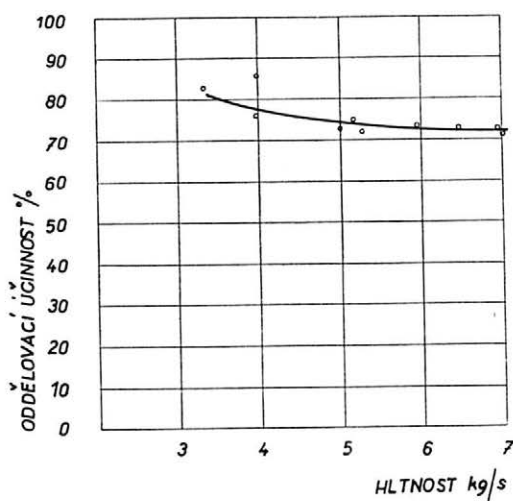
2. Oddělovací účinnost jednotlivých orgánů separátoru při hltnosti 5 kg/s a podílu zrna v pořezané obilní hmotě 40 %.

1 — I. předseparační koš, 2 — II. předseparační koš, 3 — mláticí koš, 4 — I. separační koš, 5 — II. separační koš, 6 — dotřásadlo

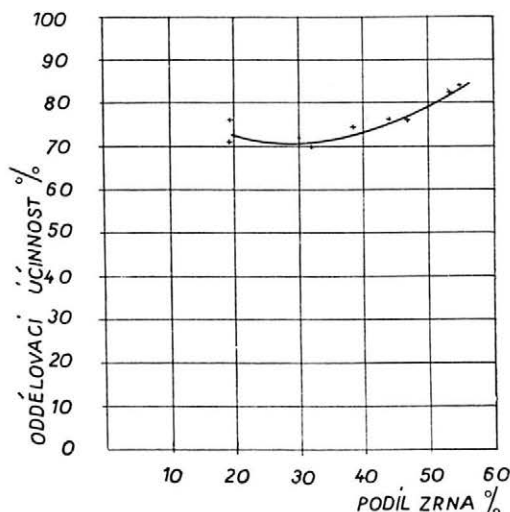
mírnější. Vztah mezi oddělovací účinností a podílem zrna je při stejné hltnosti opačný. Se zvyšováním podílu zrna se účinnost též zvyšuje.

b) Čistota směsí (ϵ) oddělených jednotlivými orgány stroje

Porovnání čistot směsí, oddělených jednotlivými orgány stroje při hltnosti 5 kg/s a podílu zrna 40 %, je uvedeno na obr. 6. Měření byla opět provedena s pšenicí. Nejlepší čistotu má směs, oddělená prvním předseparačním bubnem. Následuje mláticí ústrojí, druhý předseparační buben a nejnižší čistota je pod



3. Oddělovací účinnost mláticího ústrojí v závislosti na hltnosti



4. Oddělovací účinnost mláticího ústrojí v závislosti na podílu zrna v pořezané obilní hmotě

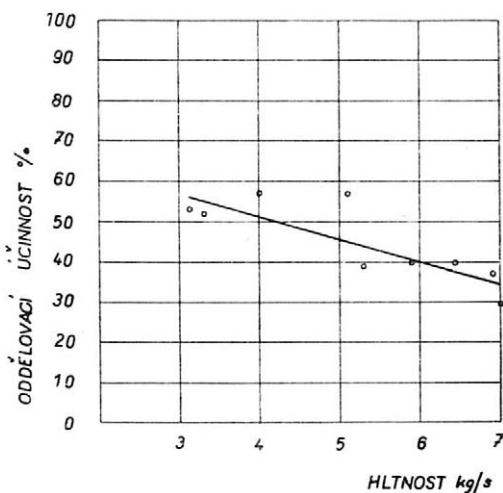
dotřásadlem. Protože čistota směsi není dostatečným ukazatelem množství propadlé slámy a omlatu, uvádíme tyto propady samostatně (bod c, kapitoly I).

Také čistota oddělených směsí je závislá na hlnosti a podílu zrna. Jak ukazuje obr. 7 není čistota směsí téměř ovlivněna hlností stroje, zatímco při zvětšujícím se podílu zrna se zvyšuje, a to poměrně dosti strmě. Téměř obdobný průběh je i u mláticího ústrojí, jak je vidět z obr. 8 a 9.

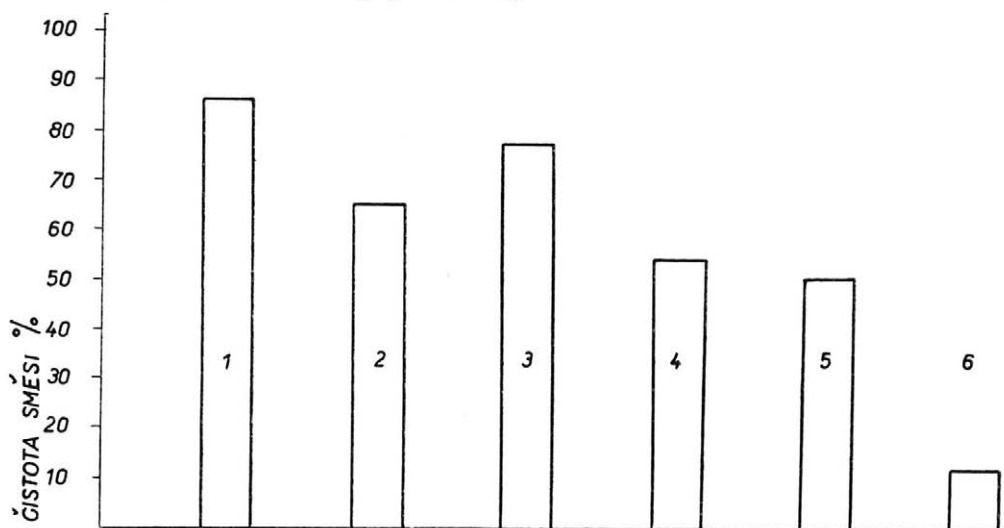
c) Množství zrna (z) a slámy (s), oddělené jednotlivými orgány stroje z veškeré obilní hmoty.

Měřeno bylo opět za stejných podmínek jako v předcházejících případech.

První předseparační buben odděluje největší množství zrna i slámy. Pak následuje mláticí ústrojí s podstatně nižším množstvím odděleného zrna, ale v téměř stejném množství slámy. Ostatní orgány oddělují relativně velmi malé množství obou frakcí. I dotřásadlo odděluje menší množství slamnatého podílu než první předseparační buben a mláticí ústrojí. Příklad závislosti propadu zrna na podílu zrna ve směsi a na hlnosti uvádíme na mláticím ústrojí a prvním předseparačním bubnu. U prvního předseparačního bubnu se propad zrna zvyšuje se stoupajícím podílem zrna, viz obr. 5 a 10, a zmenšuje se s narůstající hlností. U mláticího ústrojí je tomu opačně.

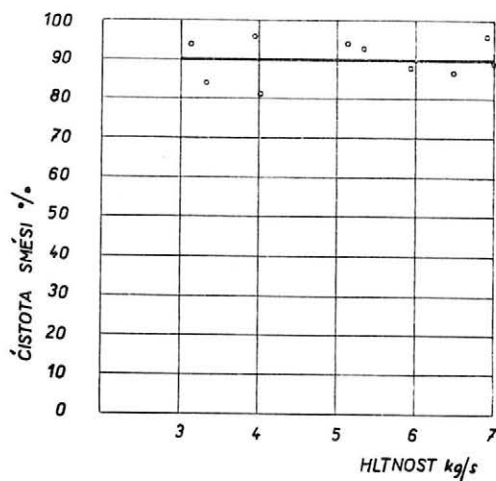


5. Oddělovací účinnost I. předseparačního bubnu a koše v závislosti na hlnosti

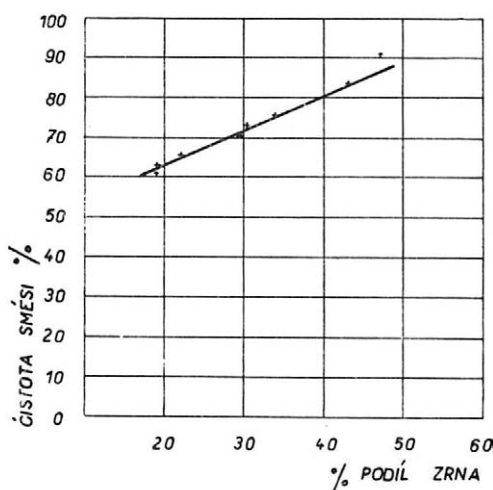


6. Průměrná čistota propadů v jednotlivých orgánech při hlnosti 5 kg/s a podílu zrna v pořezané obilní hmotě 40 %.

1 — I. předseparační koš, 2 — II. předseparační koš, 3 — mláticí koš, 4 — I. separační koš, 5 — II. separační koš, 6 — dotřásadlo



7. Čistota směsi oddělené v I. předseparačním koši v závislosti na hlnosti separátoru

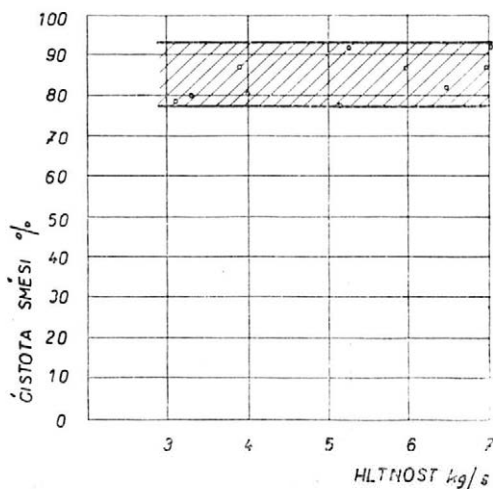


8. Čistota jemného omlatu odděleného v mláticím ústrojí v závislosti na podílu zrna v pořezané obilní hmotě

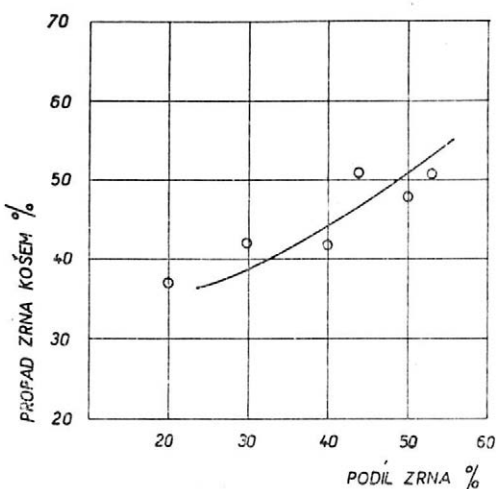
d) Příčné a podélné zatížení prvního oddělovacího bubnu

Vzhledem k důležitosti funkce předseparace (oddělit maximální množství uvolněného zrna) byla podrobně zhodnocena práce prvního předseparačního bubnu. Byl měřen propad v jednotlivých úsecích koše bubnu v podélném (ve směru pohybu materiálu ve stroji) i příčném směru. Průměrné výsledky jsou znázorněny na obr. 11 a 12.

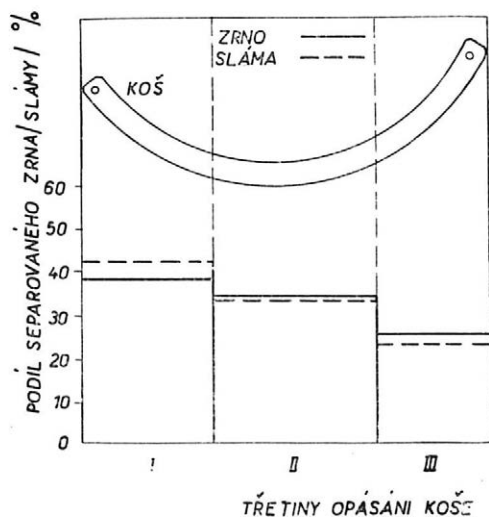
V podélném směru oddělí nejvíce zrna první třetina koše. Propad zrna v příčném směru bubnu je velmi nestejnoměrný, což je způsobeno nevhodně řešeným vkládáním materiálu do stroje. Odstraněním uvedené závady lze očekávat zlepšení funkce v několika směrech.



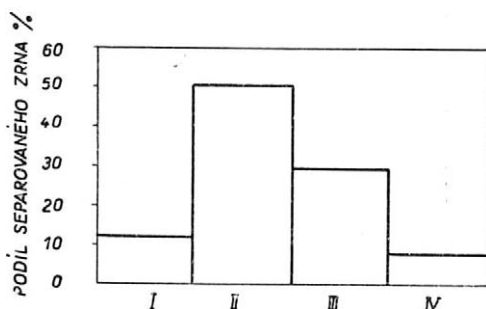
9. Čistota jemného omlatu odděleného mláticím ústrojím v závislosti na hlnosti separátoru



10. Propad zrna I. předseparačního koše v závislosti na podílu zrna v pořezané obilní hmotě



11. Podíl separovaného zrna a slamnatých příměsí v jednotlivých třetinách průmětu koše I. předseparačního bubnu



12. Rozložení zrna propadlého v I. předseparačním koši.

I, II, III a IV jsou jednotlivé čtvrtiny pracovní šířky předseparátoru

II. Kvalita práce separátoru

a) Ztráty zrna

U ověřovacího funkčního modelu jsou ztráty zrna rozděleny do těchto skupin:

- ztráty zrna ve slámi nedokonalým výmlatem,
- ztráty zrna ve slámi nedokonalým vytrřásáním,
- ztráty zrna v plevách,
- ztráty zrna v úhrabcích.

Z technických důvodů nebylo možno ztráty v plevách a úhrabcích stanovit odděleně, protože oba produkty byly ze stroje vyvedeny společným kanálem. Ztráty nedokonalým výmlatem byly stanoveny pouze informativně u menšího počtu měření, neboť byly zanedbatelné vzhledem k maximálnímu výmlatu provedenému již rezačkou.

Ztráty zrna ve slámi nedokonalým vytrřásáním (U_v)

Nejnižší ztráty byly naměřeny u ječmene, nejvyšší u ovsu. Průměrné hodnoty těchto ztrát ze všech měření jsou u ječmene a pšenice nižší než průměrné ztráty v plevách a úhrabcích. Naopak u ovsu jsou ztráty nedokonalým vytrřásáním značně vyšší, jak ukazuje obr. 13. Průměrné celkové ztráty u ovsu činily 1,85 % při průměrné průchodnosti 5,25 kg/s.

Závislost těchto ztrát na hlnosti stroje nelze sestavit. Z obr. 14 a 15 lze však vyčíst, že oblast hodnot má vzestupnou tendenci. Při ověřování funkce jednotlivých orgánů však vzestupná závislost mezi hlností a ztrátami byla zjištěna zcela zřetelně,

Ztráty zrna v plevách a úhrabcích (U_p)

Průměrná hodnota této skupiny ztrát je poměrně nízká. Závislost mezi hlností a těmito ztrátami nelze stanovit. Ztráty v plevách výrazně převažovaly nad ztrátami v úhrabcích (podle vizuálního pozorování). Snížení těchto ztrát lze předpokládat po konstrukční úpravě odsávacího kanálu plev.

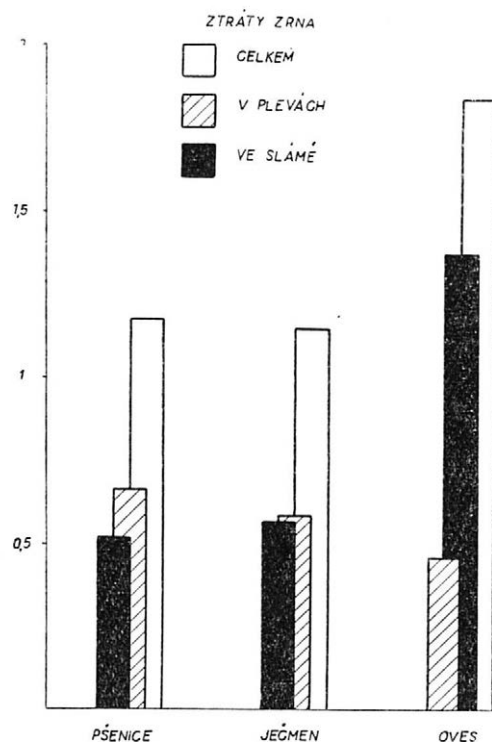
Celkové ztráty zrna (U)

Průběh ztrát u ječmene a pšenice v závislosti na hlnosti stroje je znázorněn oblastí hodnot na obr. 16, z něhož je možno usuzovat, že se zvětšující se hlností se ztráty zvyšují. Průměrné celkové ztráty a jejich složení uvádí obr. 13. Průměrné celkové ztráty zrna jsou téměř stejné u pšenice a ječmene. U ječmene jich však bylo dosaženo při nižší průměrné hlnosti stroje. Oves vykazuje nejvyšší průměrné ztráty. Uvedených hodnot bylo dosaženo při zpracování poměrně příznivého materiálu, jak je vidět z tab. I.

b) Čistota zrna

Vzhledem k tomu, že stroj je vybaven jedním čistidlem, což je v souladu s celou technologií, kde se předpokládá dočišťování i dosušování zrna, bylo dosaženo příznivých výsledků. Čistota u ječmene se pohybovala od 94,90 % — 98,36 %, u pšenice od 90,5 % — 98,46 %, u ovsu 92,95 — 95,34 %.

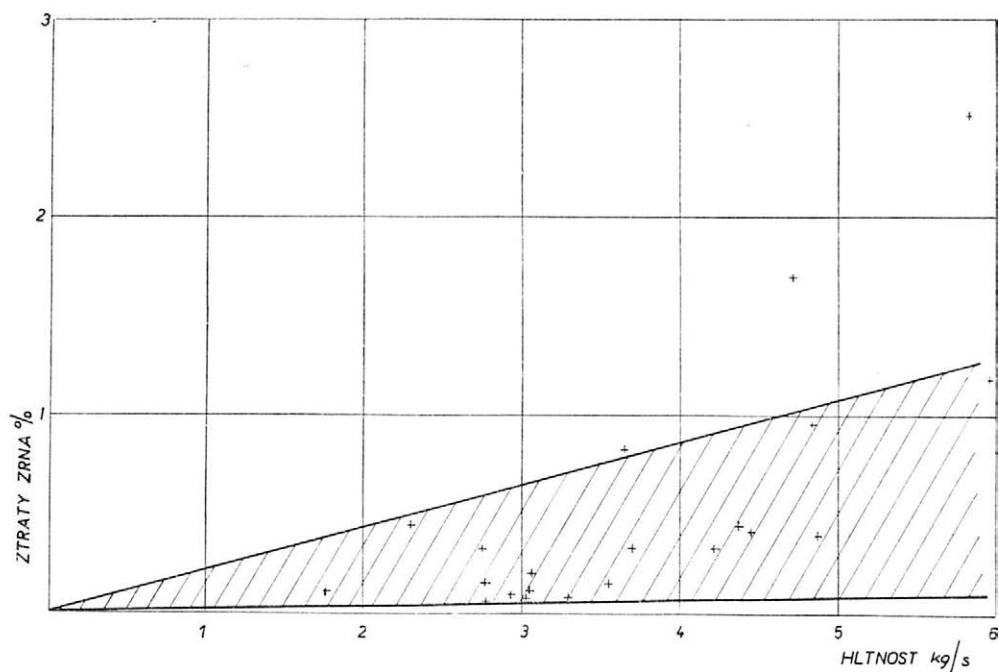
Průměrné poškození zrna bylo dosti nízké a bylo kromě řezačky částečně způsobeno i separátorem.



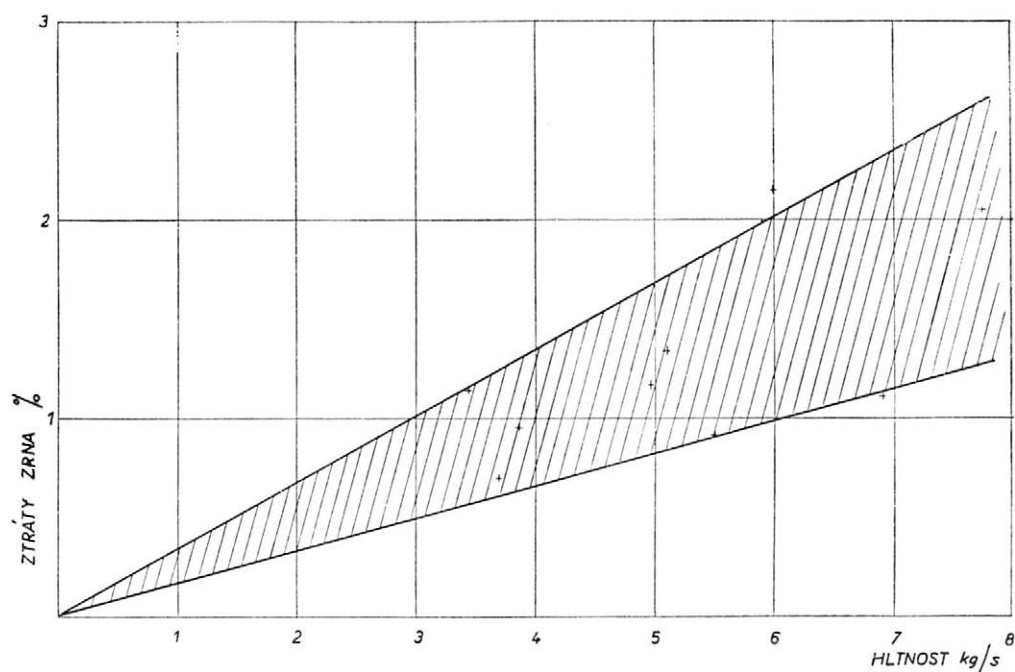
13. Srovnávací diagram průměrných ztrát zrna v separátoru. Průměrná hlnost při zpracování pšenice 4,6 kg/s, při zpracování ječmene 3,7 kg/s a ovsu 5,25 kg/s

I. Hodnoty charakterizující zpracovávanou obilní hmotu

Plodina	Ukazatel	Hodnoty většiny měření	Hodnoty zbývajících měření
Ječmen Branišovský C	vlhkost zrna %	11,3—16,8	18—21
	vlhkost slámy %	10,4—14,5	19—24
	poměr zrna %	44—50	53—56
	objem. váha řezanky kg/m ³	48—58	60—62
	uvolněné zrna řezačkou %	98,2—99,7	
Pšenice — Diana Peka	vlhkost zrna %	13,6—16	
	vlhkost slámy %	9,5—16	20,5
	poměr zrna %	36,5—40	31—44
	objem. váha řezanky kg/m ³	48—56	62—64
	uvolněné zrna řezačkou %	84,7—96,9	
Oves	vlhkost slámy %	15,3	
	vlhkost zrna %	15,9	
	poměr zrna %	42—47	



14. Oblast ztrát zrna nedokonalým vytrásáním v závislosti na hltnosti stroje (ječmen)



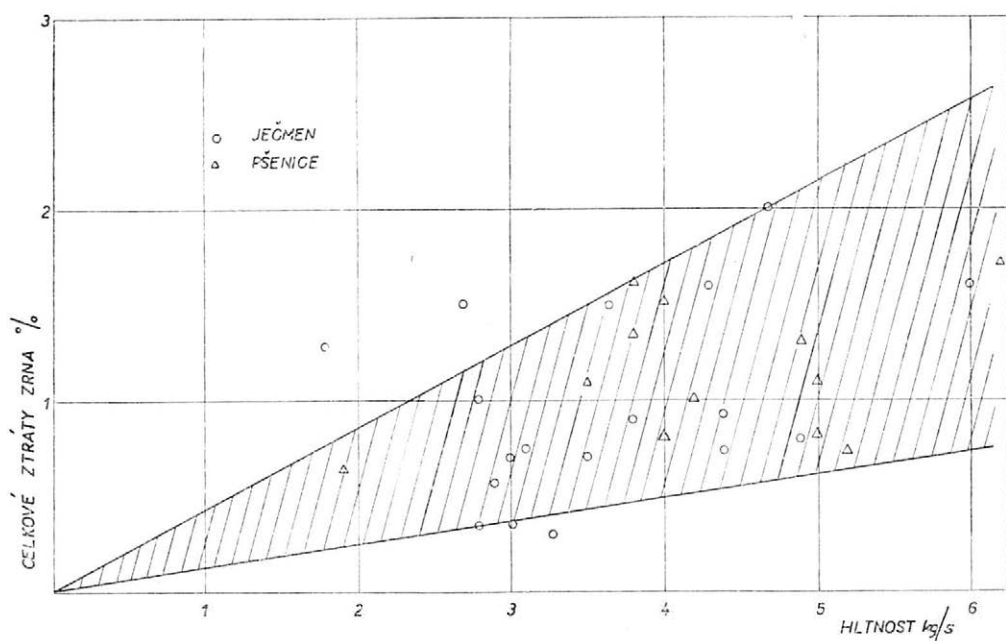
15. Oblast ztrát zrna nedokonalým vytrásáním v závislosti na hltnosti stroje (oves)

Poškození zrna separátorem je však možno snížit dalším zvýšením předseparace.

Průměrné hodnoty naměřených čistot zrna jsou uvedeny v tabulce II.

II. Průměrné hodnoty naměřených čistot zrna

Druh obiloviny	Čisté zrna %	Poškozené zrna %	Seme- na ple- velů %	Seme- na ci- zích kultur. roslin %	Miner. nečis- toty %	Sláma a plevy %	Se- schlá zrna %	Prach %	Ostatní orga- nické nečis- toty %
Ječmen	96,50	1,52	0,04	0,05	0,073	0,43	1,02	0,36	0,0
Pšenice	94,89	3,11	0,13	0,0	0,16	0,39	1,13	0,19	0,0
Oves	94,33	3,19	0,0	0,0	0,008	0,38	1,63	0,46	0,0



16. Oblast celkových ztrát separátoru v závislosti na hltlosti

III. Provozně ekonomičtí ukazatelé separátoru

Při ověřování stroje bylo celkem zpracováno 2171 q zrna. Při zpracování časových záznamů pořízených v průběhu ověřování bylo přihlédnuto k řadě provizorií na pracovišti, které výkon nepříznivě ovlivňují.

III. Naměřené výkonnosti separátoru

Označení výkonnosti	Index	Plodina	
		pšenice (q)	ječmen (q)
Konstrukční	W_k	96,4	nezjišťována
Efektivní	W_1	63,24	67,68
Za pracovní čas směny	W_{04}	40,57	38,97
Směnová	W_s	324,56	311,76

Konstrukční výkonnost (W) je maximální výkonnost dosažená při funkčních zkouškách (tj. za dobu 5–10 minut) při nepřekročení stanovené maximální hranice ztrát.

V ý k o n n o s t s t r o j e

Při zpracování pšenice a ječmene bylo dosaženo výkonnosti, uvedené v tab. III.

Výkony dosahované při funkčních měřeních (30 s) jsou podstatně vyšší a v mnoha měřeních přesahovaly hodnotu 100 q/h.

Hlavní ekonomické parametry, uvedené v tab. IV, jsou velmi příznivé, zejména v porovnání se současnými mlátičkami; např. proti MU-110 je potřeba lidské práce 5krát nižší, specifická spotřeba elektrické energie téměř 4krát nižší a přímé náklady 3,3krát nižší. Příkon separátoru ve srovnání s mlátičkou při výmlatu snopů je nižší. V průběhu příkonu se nevyskytují špičky, což prokázal záznam registračního wattmetru. Při chodu separátoru naprázdno byl příkon 6 kW a při práci, podle výkonnosti stroje a charakteru zpracované pořezané obilní hmoty, kolísal od 14–18 kW.

IV. Ekonomické parametry

Ukazatel	Za pracovní čas směny	Za čistý pracovní čas
Výkonnost q/h.	40	65
Potřeba lidské práce h./q	0,025	0,016
Specifická spotřeba elektrické energie kWh/q	0,35	0,30
Přímé náklady Kčs/q	1,55	0,98

Z á v ě r

Otázku separace zrna z pořezané obilní hmoty bylo nutno řešit z hlediska, že charakter uvedeného materiálu je zcela odlišný než charakter neřezaného obilí, přicházejícího do sklízecí mlátičky nebo do klasické stacionární mlátičky při výmlatu snopů. Bylo proto nutno hledat nové separační prvky.

Bylo třeba v krátké době ověřit několik principů, a proto byly postaveny a zkoumány pneumatické prvky jako modely ve zmenšených rozměrech. Mecha-

nické elementy rotační, vibrační a kývavé byly zkoušeny ve společné zkušební stolici široké 900 mm.

Jako nejvhodnější prvky pro separaci zrna z pořezané obilní hmoty projevily se rotační prstové bubny. Při detailním výzkumu pomocí rychlokamery (1000 a 2000 obr./s) bylo zjištěno, že v prostoru prstů vzniká bohatý relativní pohyb mezi částicemi tříděného materiálu a postupující materiál je rozložen tak, že tvoří řídké prostředí, které je vhodné pro oddělení zrna odstředivou silou.

Kromě toho bylo na malém funkčním modelu o šířce 900 mm zjištěno, že i další technické parametry jsou velmi příznivé, neboť např. čistota odděleného zrna ze separačních orgánů činila v průměru 87 %, což je důležité pro následné čištění, hlavně pak pro práci úhrabečného síta.

Ztráty zrna ve slámě činily v průměru 0,07 % při průměrné průchodnosti 2 kg/s.

Konečný model rotačního separátoru s pracovní šířkou 1600 mm byl postaven a vyzkoušen v r. 1962. Výsledky zkoušek znovu potvrdily přednost tohoto principu při zpracování pořezané obilní hmoty proti klasickým vytřásadlům.

Naměřené hodnoty byly poněkud horší než u malého modelu, neboť se v první fázi nepodařilo dosáhnout rovnoměrného rozložení pořezané obilní hmoty po celé šířce stroje. Naproti tomu kolísající podíl zrna v pořezané obilní hmotě nemá příliš výrazný vliv na ztrátu zrna.

Separátor pracuje i při vysoké hltlosti s nízkými ztrátami zrna, má nízkou specifickou spotřebu elektrické energie, je jednoduché konstrukce a nízké váhy. Dosažené výsledky umožní postavení prototypu stroje. Dávkovací stůl, který byl řešen jako univerzální pro veškeré objemné hmoty, bude upraven v r. 1963 tak, aby umožňoval plné využití pracovní šířky separátoru, takže je možno předpokládat další snížení ztrát zrna.

Literatura

1. Bayer H.: Zpráva o zkouškách mlácení pořezaného obilí v sezóně 1956. VÚSZ, Chodov u Prahy 1956. — 2. Thér M.: Čištění zrna na žací mlátičce. Sborník ČSAZV - Zemědělská technika č. 1-2, 1961. — 3. Žák K.: Oddělovač zrna horizontální OZH-5. Zpráva o zkouškách separátoru v sezóně 1962, VÚSZ Chodov u Prahy. — 4. Gregor M.: Zpráva o zkouškách na úkolu „Oddělování zrna ze slámy“ 1959. VÚSZ Chodov u Prahy.

Отделение зерна из измельченной хлебной массы

Вопрос об отделении зерна из измельченной хлебной массы необходимо было решать с учетом того, что характер этой массы совершенно иной, чем характер неизмельченных стеблей, попадающих в зерновой комбайн или в классическую стационарную молотилку при обмолаке снопов. Поэтому было необходимо искать новые элементы такого отделения.

Надо было за короткое время проверить несколько принципов. Поэтому в качестве моделей в уменьшенных размерах были сконструированы и испытаны пневматические элементы. Механические, ротационные, вибрационные и качающиеся элементы проверялись на общем испытательном стенде, шириной в 90 см.

Наилучшими элементами для отделения зерна из измельченной хлебной массы показали себя ротационные пальцевые барабаны. При детальном исследовании при помощи скоростной камеры (1000 и 2000 об/сек) было установлено, что в зоне пальцев возникает усиленное относительное движение между частицами сортируемого материала и что, кроме того, продвигающийся материал располагается так, что он образует редкую среду, которая удобна для отделения зерна центробежной силой.

Кроме того, на малой действующей модели, шириной 900 мм, было установлено, что и другие технические параметры весьма благоприятны, так как, например, чистота отделенного зерна из сепарирующих органов составляла в среднем 87 %, что важно для дальнейшей очистки зерна и, главным образом, для работы грохота.

Потери зерна в соломе в среднем составляли 0,069 % при средней пропускной способности 2 кг/сек.

Окончательная модель ротационного сепаратора с рабочей шириной 1600 мм была сконструирована и испытана в 1962 г. Результаты испытаний снова подтвердили преимущество этого принципа при обработке измельченной хлебной массы по сравнению с классическими соломотрясами.

Величины, полученные при испытаниях, были несколько хуже, чем у малой модели, так как в первой фазе не удалось достигнуть равномерного распределения измельченной хлебной массы по всей ширине машины. Однако, колеблющееся количество зерна в измельченной хлебной массе не оказывает слишком явного влияния на потерю зерна.

Сепаратор, даже при высокой проходимости массы, работает с небольшими потерями зерна, у него низкое удельное потребление электроэнергии, конструкция его проста и вес небольшой. Достигнутые результаты дают возможность построить опытный образец машины. Дозировочный стол, конструктивно решенный в качестве универсального для всех объемных масс, будет в 1963 году усовершенствован так, чтобы полностью использовать рабочую ширину сепаратора, что позволяет рассчитывать на дальнейшее понижение потерь зерна.

Trennung der Körner vom gehäckselten Getreide

Das Problem der Trennung der Körner vom gehäckselten Getreide mußte von dem Gesichtspunkt aus gelöst werden, daß der Charakter dieses Materials von der Natur des Langstrohetreides durchaus verschieden ist, das beim Garbendreschen in die Mähndreschmaschine oder in die klassische stationäre Dreschmaschine gelangt. Man mußte sich daher nach neuen Trennungselementen umsehen.

Innerhalb einer kurzen Zeit mußten mehrere Konstruktionsprinzipien überprüft werden und man baute und studierte daher pneumatische Elemente in Form von verkleinerten Modellen. Die mechanischen, rotierenden, vibrierenden und schwingenden Elemente wurden auf einer gemeinsamen Prüfbank untersucht, die 90 cm breit war.

Als die geeignetsten Elemente zum Trennen der Körner von der gehäckselten Getreidemasse haben sich rotierende Fingertrommeln bewährt. Bei eingehender Untersuchung mittels Schnellkamera (1000 und 2000 U/s) wurde festgestellt, daß in der Reichweite der Finger eine reiche relative Bewegung der Partikeln des sortierten Materials entsteht und daß außerdem dieses Material derart verteilt wird, daß ein dünnes Medium entsteht, das zum Trennen der Körner mittels Fliehkraft sich eignet.

Außerdem wurde an einem kleinen Funktionsmodell (900 mm breit) festgestellt, daß auch die übrigen technischen Parameter sehr günstig sind, da z. B. die Reinheit der die Trennungsorgane verlassenden Körner im Durchschnitt 87 % erreichte, was für die darauffolgende Reinigung und hauptsächlich für die Arbeit des Kurzstrohsiebes wichtig ist.

- Die Körnerverluste im Stroh betrugen durchschnittlich 0,069 % bei einem Durchgang von 2 kg/s (Durchschnitt).

Das definitive Modell des Rotationsseparators mit 1600 mm Arbeitsbreite wurde im Jahre 1962 erbaut und überprüft. Die Prüfergebnisse haben die Vorteile dieses Prinzips bei der Verarbeitung gehäckselter Getreidemasse im Vergleich mit den klassischen Strohschüttlern von neuem bestätigt.

Die gemessenen Werte waren etwas ungünstiger als beim kleinen Modell, da es nicht gelang während der ersten Phase eine gleichmäßige Verteilung der gehäckselten Getreidemasse über die ganze Breite der Maschine zu erzielen. Dagegen übt der schwankende Körnerteil der Häckselmasse keinen allzustarken Einfluß auf die Körnerverluste aus.

Der Separator arbeitet selbst bei hoher Schluckfähigkeit mit niedrigen Körnerverlusten, weist einen geringen spezifischen Verbrauch der elektrischen Energie, seine Konstruktion ist einfach und sein Gewicht niedrig. Die erzielten Ergebnisse werden den Bau eines Prototyps ermöglichen. Der Dosiertisch, der für sämtli-

che voluminösen Massen als eine Universalvorrichtung gedacht ist, wird im Jahre 1963 derart modifiziert werden, um die volle Ausnützung der Arbeitsbreite des Separators zu ermöglichen, so daß man eine weitere Verminderung der Körnerverluste voraussetzen kann.

Separation of Corn from Cut up Grain

The most suitable element for the separation of corn from cut up grain substance proved to be rotary peg drum. In a detailed investigation by means of a high-speed camera (1000 and 2000 rev.) it was found that in the space of the pegs there is an ample relative motion between the particles of the sorted material and, besides this, the progressing material is spread in such a way that it forms a sparse environment, which is suitable for the separation of corn by means of centrifugal force.

Besides this it was found, in a small functional model of a breadth of 900 mm, that also the further technical parameters are very favourable, as, for example, the purity of the separated corn amounted to an average 87 per cent, which is of importance for the consequent dressing.

Losses of corn in the straw amounted to an average of 0,069 per cent at an average passage of 2 kg/s.

The final model of the rotary separator with an operating breadth of 1600 mm was constructed and tested in 1962. The results obtained in the testing again confirmed the advantageousness of this principle for the processing of cut up grain substance compared with the classical shakers.

The separator works with low losses of corn also in the case of high intake, it has a low consumption of electric energy, it is of simple construction, and its weight is low. The results obtained make it possible to construct a prototype of the machine. The feeder table, which has been designed as a universal table for all bulky substances, will be adjusted in 1963 in a way making possible full utilization of the operational breadth of the separator, so that a further decreasing of losses of corn may be expected.

Hydrostatický pohon žací lišty

Гидростатический привод навесной косилки

Hydrostatischer Antrieb des Mähbalkens

Hydrostatic Drive of the Cutter Bar

František HABARTA, Antonín ČECH

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy

Ředitel ústavu inž. Jaroslav Homolka

V letech 1961—1962 byla ve Výzkumném ústavě zemědělských strojů v Chodově u Prahy řešena otázka hydrostatického pohonu žací lišty s možností aplikace hydromotorů i pro pohon jiných funkčních uzlů zemědělských strojů.

Cílem výzkumného úkolu bylo:

- vybavit žací stroje vhodným hydromotorem potřebného výkonu a pracovních otáček;
- jednoduchá montáž hydromotorů na klikový mechanismus žacího ústrojí;
- dosažení vyšší bezpečnosti provozu proti dosavadnímu mechanickému pohonu žací lišty;
- dosažení příznivějších ukazatelů ve srovnání s dosavadním mechanickým pohonem žací lišty.

Řešení úkolu předcházelo rozsáhlé studium odborné literatury, zejména zahraniční, jehož výsledky lze shrnout do tohoto závěru:

Přenosu energie z energetického zdroje — traktoru — na funkční uzel zemědělského stroje nebo neseného nářadí je při řešení vždy věnována velká pozornost a pečlivost. Při návrhu konkrétního řešení druhu přenosu energie jsou pečlivě zváženy všechny možné způsoby, a to z hlediska:

- minimálních ztrát v přenosu energie, tj. dosažení nejvyšší účinnosti,
- jednoduchosti řešení,
- snadnosti montáže a demontáže,
- nízkých pořizovacích nákladů,
- spolehlivosti provozu,
- zlepšení bezpečnosti provozu,
- jednoduché obsluhy,
- možnosti poloautomatického nebo zcela automatického ovládání v provozu apod.

Ze čtyř možných druhů přenosu energie (mechanického, elektrického, pneumatického, hydraulického) je hydrostatický nejvýhodnější.

Mechanický přenos — při dosavadním pohonu žací lišty ŽTBN 183 — je komplikovaný a náročný na spotřebu materiálu, montáž a demontáž jsou obtížné.

Elektrický přenos nelze realizovat, neboť traktory nejsou vybavovány elektrickými generátory a elektromotory potřebného výkonu 5—7 k; kromě toho by byly váhově i rozměrově v daném řešení neúnosné.

Pneumatický přenos. Kompresory namontované na motoru traktoru nevyhovují svým výkonem a pneumatický motor pro pohon klikového mechanismu žacího ústrojí by váhově ani rozměrově nevyhovoval.

Hydrostatický přenos se z těchto důvodů tedy ukazuje jako nejvýhodnější. Rovněž v zahraničí je výzkum pohonu žacího ústrojí veden tímto směrem.

Výzkum hydraulického pohonu žací lišty jde v podstatě dvěma směry. Jsou to:

- a) pulsační hydromotory,
- b) hydromotory s rotačním pohybem, alternativně:
zubová čerpadla jako hydromotory,
pístková axiální čerpadla jako hydromotory.

Uvedeme výhody a nevýhody obou těchto směrů.

Pulsační hydromotory,

kde zdrojem energie je pára nebo stlačený vzduch, jsou velmi rozšířeny. Všeobecně se rovněž používají i elektromagnetické kmitové pohyby. Při použití tlakového oleje dochází k potížím s utěsněním. Je třeba zejména zamezit vnikání nečistot do pracovního prostoru motoru nebo dosáhnout dokonalého utěsnění proti unikání oleje z pracovního prostoru motoru. Dvoučinné hydraulické válce pracují sice pako pulsační motory, ovšem jen v nižším kmitočtu. V krajních polohách je píst ovládán mechanickými nárazkami, které zpravidla představují příslušný rozvodný orgán. Po potřebu vyššího počtu kmitů je tento princip méně vhodný, zejména pro pohon žací lišty. Zde je třeba uvést žací lištu do chodu z každé polohy bez vynaložení vnější mechanické síly a maximální sílu přesně stanovit přetlakovým ventilem, zapojeným do tlakové větve. Jeden z nejtěžších problémů pulsačních hydraulických motorů je ovládání zdvihu a schopnosti kumulování energie v krajních polohách, což spolu úzce souvisí. Ze zkoušek s pulsačními motory, provedených v zahraničí se zřetelem i na dobrou kvalitu sekání vyplynulo, že na rozdíl od klikového mechanismu není žádoucí, aby zdvih kosy byl konstantní. Ovšem nesmí být překročena určitá tolerační hodnota, neboť by došlo k nežádoucím trvalým rázům, které žací ústrojí poškozují.

Pulsační motory vyžadují samostatný hydraulický okruh, takže nemohou být napojeny na hydraulický okruh traktoru. Olej z traktoru je pro pulsační motor nevhodný.

Na výzkumu pulsačních motorů se pracuje zejména v NSR již řadu let, dosud však bez očekávaného výsledku. Jeden z primárních problémů je zvládnutí nestlačitelnosti oleje v tlakovém rozsahu použitém při funkci pulsačního hydromotoru pro pohon žací lišty.

Přes jednoduchost pulsačních motorů po výrobní stránce by jejich cena byla vyšší ve srovnání se zubovým hydraulickým čerpadlem, vyráběným ve velkých sériích pro unifikovanou řadu traktorů.

Hydromotory s rotačním pohybem

a) Zubové čerpadlo jako hydromotor je z hlediska konstrukčního řešení nejvýhodnější. Nevyžaduje vlastní hydraulický okruh, neboť olejová náplň rychlostní skříň traktoru vyhovuje jak množstvím oleje, tak i jeho jakostí (aplikováno na traktor ZETOR 3011). Je zde tudíž možnost přímého napojení na vnější okruh hydrauliky traktoru a tím i použití rozvodných orgánů traktoru, filtrace oleje apod. Pracovní tlak hydrauliky cca 120 atm je vyhovující. Rovněž vyšší otáčky hydraulických čerpadel, při nichž se dosahuje nejlepší účinnosti, jsou vhodné pro pohon žacího ústrojí. Vysoká životnost hydraulických čerpadel, cca 5000–6000 pracovních hodin (podle zahraniční literatury), je z hlediska celkového ekonomického efektu velmi příznivá. Mechanická účinnost je podle přesnosti provedení $\eta_{\text{mech.}} = 0,60 - 0,80$ a volumetrická $\eta_{\text{vol.}} = 0,90 - 0,94$. Konstrukční jednoduchost umožňuje nízké výrobní náklady, takže cena hydraulického čerpadla je proti jiným shora uvedeným řešením nižší.

b) Pístkové axiální čerpadlo jako hydromotor vyžaduje vlastní hydraulický okruh. Kromě axiálního pístkového čerpadla je tedy třeba umístit na traktor nádrž pro olej, samostatné rozvodné orgány, zajistit filtraci oleje, příslušné vedení tlakového a odpadového oleje apod. Umístění vlastního hydraulického okruhu na traktor činí prostorové potíže. Axiální čerpadla — hydromotory jsou výrobně náročnější, tudíž cena je několikanásobně vyšší než cena zubových čerpadel — hydromotorů. Životnost je nižší, neboť funkční plochy jsou velmi citlivé na sebemenší mechanické nečistoty, které narušují povrch pohybujících se součástí, pístků, vedení pístků apod. Celková účinnost je však proti zubovým čerpadlům poněkud vyšší.

Po prostudování uvedených směrů jsme se rozhodli pro toto co nejjednodušší řešení:

a) Při výzkumu hydromotoru se zaměřit na hydraulické zubové čerpadlo, vyráběné ve velkých sériích, výrobně jednoduché a levné.

b) Pro pohon hydromotoru nevyvíjet samostatný hydraulický okruh, ale napojit jej přímo na vnější hydraulický okruh traktorů nové řady všech modifikací.

c) Zvedání a spouštění žací lišty napojit přímo na zvedací hydraulický systém traktoru.

d) Provozní tlak hydromotoru zajistit v souladu s provozním tlakem hydrauliky traktoru.

Výpočet základních parametrů hydraulických čerpadel a hydromotorů pro pohon žací lišty

Podle zkušeností z mechanického pohonu žací lišty je pro metr pracovní šířky lišty zapotřebí příkonu 2–2,5 k (podle pracovních podmínek). V těžkých podmínkách je nutno počítat až s 2,8–3,2 k.

Pro záběr lišty 153 cm–183 cm je tudíž třeba průměrného příkonu cca 4,3–5,2 k. Průběh kroutícího momentu klikového mechanismu žacího ústrojí je velmi proměnlivý, jak lze vidět z obr. 1. Při zkouškách byla naměřena průměrná hodnota kroutícího momentu žací lišty ŽTN 183 2,25 kgm.



1. Průběh krouticího momentu klikového mechanismu žacího ústrojí

Při ucpání lišty trávou nebo tvrdým předmětem dostoupí tato hodnota až 40 kgm. Z toho vyplývá nutnost rezervy energie k překonání této špičky, aby nedošlo k přerušení funkce kosa.

Dále je nutno při výpočtu respektovat vzájemný vztah řezné rychlosti kosa k pojezdové rychlosti traktoru. Chceme-li dosáhnout čistého řezu — co nejmenší strniště — je nutno, aby řezná rychlost kosa byla minimálně o 20–30 % vyšší než pojezdová rychlost traktoru. Tutíž zvyšujeme-li pojezdovou rychlost traktoru, musíme zvyšovat otáčky výstředníku, a to v lineární závislosti.

Zvyšování otáček výstředníku v závislosti na pojezdové rychlosti traktoru je podmíněno vyvážeností žacího ústrojí včetně jeho hnacího mechanismu. Vyvážení žacího ústrojí a příslušného mechanismu je v zahraničí věnována značná pozornost, jak dosvědčuje množství přihlášených patentů. V ČSSR se tento problém dosud neřeší, ač je to třeba.

Pracovní otáčky žacího ústrojí dnešního provedení jsou na horní hranici, kdy se ještě vystačí s dnešním setrvačником. Lze dosáhnout maximální pracovní rychlosti cca 10 km/hod.

Podle našich zkušeností není v současné době účelné přecházet na vyšší pojezdové rychlosti, a to z těchto důvodů:

a) Vyšší rychlost zvyšuje námahu řidiče při sledování správné funkce sekání a při obsluze.

b) Možnost zvýšeného procenta poruchovosti stroje, najetí na nepředvídané překážky.

c) Značná nerovnost a členitost terénu nedovolují vždy využít vyšší pojezdové rychlosti.

Teoretický výpočet

Použité hydraulické čerpadlo má následující technické údaje:

počet zubů ozubených kol	z	12
modul	m	3
šířka zubů	b	26
roztečný průměr	Dt	36

Laboratorními zkouškami byly proměřeny tyto dodávky oleje v závislosti na pracovním tlaku a otáčkách čerpadla (tab. I, obr. 2):

Otáčky čerpadla ot./min.	Tlak oleje atm.	Dodané množství v l/min.
1.171,5	80	22,2
	100	21
	120	20
2.000	80	37,5
	100	36
	120	35

Teoretický výpočet čerpadla

$$N_{120} = \frac{Q \cdot p}{450} = \frac{20 \cdot 120}{450} = 5,33 \text{ k}$$

Použijeme-li hydraulického čerpadla jako hydromotoru při zvolené účinnosti η_m % 0,65 obdržíme tento kroutící moment:

$$M_k = 16 \frac{b \cdot Dt^2 \cdot p \cdot \eta_m}{Z} = 16 \frac{2,6 \cdot 3,6^2 \cdot 120 \cdot 0,65}{12} = 3,5 \text{ kgm}$$

Hodnota 3,5 kgm je nedostačující pro správnou funkci žací lišty, proto bylo nutno upravit hydromotor tak, abychom obdrželi minimálně 4,00 kgm. Toho lze dosáhnout při rozšíření šířky zubů na

$$b = \frac{M_k \cdot Z}{16 \cdot Dt^2 \cdot p \cdot \eta} = \frac{4 \cdot 12}{16 \cdot 3,6^2 \cdot 120 \cdot 0,65} = 36 \text{ mm}$$

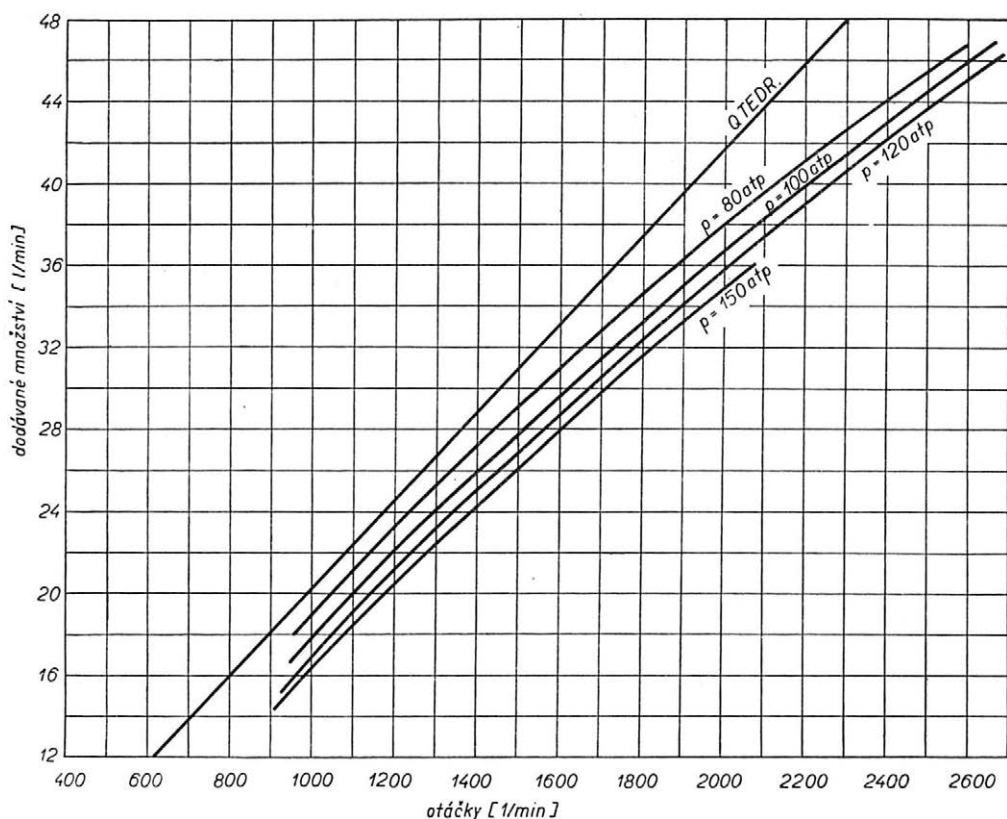
Stručný popis hydraulického čerpadla a hydromotoru

Hydraulické čerpadlo, dodávané k unifikované řadě traktorů, je umístěno v převodovce. Hnací hřídel není utěsněná, takže olej, který projde ložisky, uniká kolem hřídele ven z čerpadla.

Hydromotor (obr. 3), který je odvozen od hydraulického čerpadla traktoru unifikované řady, má proti němu konstrukční změny:

1. Těleso hydromotoru (ozn. 1) má připevňovací přírubu s plochou pro snadné připevnění k redukčnímu pouzdru, které je přišroubováno k tělesu osy výstředníku. V tělesu hydromotoru jsou vytvořeny kanálky k vyrovnání tlaku uvnitř hydromotoru. Dále je zde vytvořena plocha pro uložení těsnícího kroužku.

2. Ve víku (ozn. 2) je vytvořen spojovací kanálek, který spojuje oba prostory ozubených kol za účelem vyrovnání vnitřního provozního tlaku oleje.



2. Charakteristika čerpadla hydrauliky unifikované řady

3. Ozubené kolo ozn. 3 je provrtáno v ose rovněž za účelem vyrovnání vnitřního provozního tlaku oleje. Šířka zubů je 36 mm.

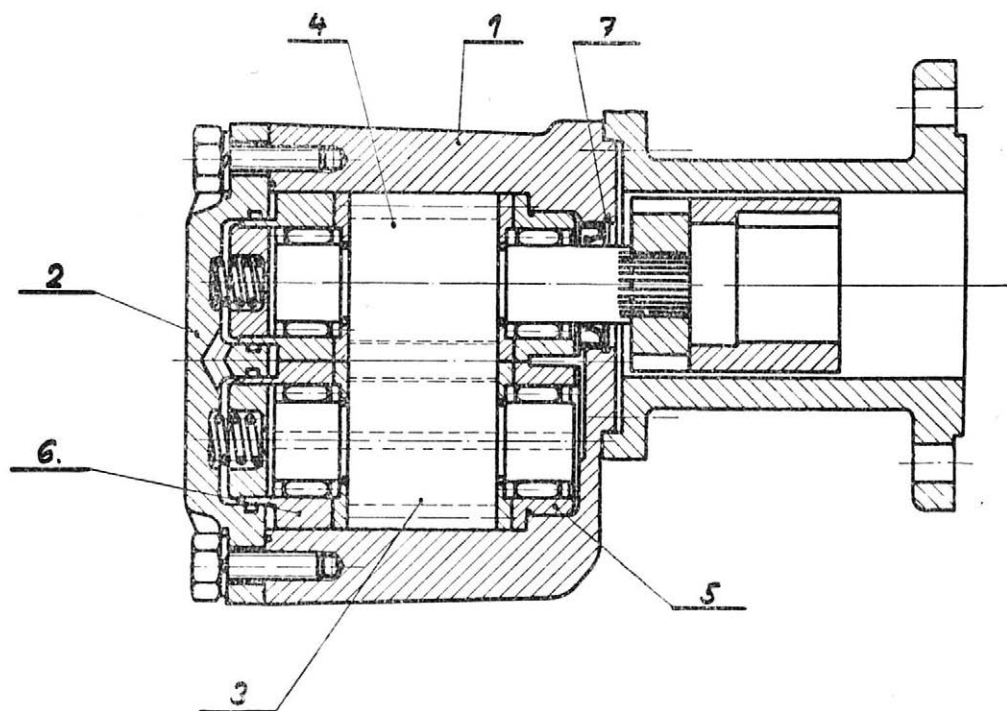
4. Ozubené kolo ozn. 4 má rovněž šířku zubů 36 mm. Dále je prodloužen výstupní hřídel ozubeného kola za účelem uložení těsnicího kroužku.

5. Úprava předních objímek ozn. 5, vytvoření průchozího kanálku.

6. Úprava plovoucích čel ozn. 6, vytvoření prostoru pro uložení jehlových ložisek.

7. Podložka ozn. 7 je novou součástí a je vložena mezi přední objímku a těsnící kroužek.

Všechny tyto konstrukční změny, kromě tělesa hydromotoru, lze realizovat u sériově vyráběných součástí pro hydraulické čerpadlo. Těleso hydromotoru lze, kromě dvou výrobních operací, vyrábět na speciální výrobní lince, která není zdaleka vytížena výrobou hydraulických čerpadel pro traktory. Uvedené konstrukční změny byly provedeny za účelem vyrovnání vnitřního tlaku oleje v hydromotoru. Těmito úpravami jsme dosáhli, že tlak u těsnicího kroužku při spuštění hydromotoru při teplotě oleje cca 20° C je nižší než 1 atm. Během krátkého provozu klesne téměř k nule. Funkční vzorky hydromotoru byly zhotoveny v Jihočeských strojárnách ve Velešíně podle technických podkladů VÚZS. Kromě vyvinutí hydromotoru byly také vyrobeny dvě modifikace hydraulických čerpadel, a to:



3. Hydromotor

a) Hydraulické čerpadlo o šířce zubů $b = 26$ mm s utěsněním výstupního hřídele hnacího ozubeného kola. Bylo dosaženo vnitřní úpravou sériově vyráběného hydraulického čerpadla pro unifikovanou řadu traktorů.

b) Hydraulické čerpadlo o šířce zubů $b = 36$ mm s utěsněním výstupního hřídele hnacího ozubeného kola. Bylo rovněž dosaženo vnitřní úpravou tak, že vnější rozměry tělesa hydraulického čerpadla nebyly dotčeny.

Pro laboratorní a provozní zkoušky bylo připraveno pět alternativních řešení:

- I. Hydraulické čerpadlo o šířce zubů $b = 26$ mm bez konstrukčních úprav, umístěné v rychlostní skříni. Hydromotor — utěsněné hydraulické čerpadlo o šířce zubů $b = 26$ mm.
- II. Jako alternativa I s tím rozdílem, že byl zvětšen převod mezi čerpadlem a vývodovým hřídelem z 2,15 na 3,35 a byl připraven hydromotor o šířce zubů $b = 36$ mm.
- III. Hydraulické čerpadlo o šířce zubů $b = 36$ mm umístěné v rychlostní skříni. Hydromotor o šířce zubů $b = 36$ mm.
- IV. Hydraulické čerpadlo o šířce zubů $b = 26$ mm, utěsněné, umístěné přímo na klikovém hřídeli motoru traktoru (viz obr. 5). Hydromotor o šířce zubů $b = 36$ mm.
- V. Hydraulické čerpadlo o šířce zubů $b = 36$ mm, utěsněné, umístěné přímo na klikovém hřídeli motoru traktoru. Hydromotor o šířce zubů $b = 46$ mm. Bylo dosaženo vnitřní úpravou hydromotoru o šířce zubů $b = 36$ mm.

Z laboratorních a provozních zkoušek jednotlivých alternativ byly získány tyto poznatky:

Alternativa I

Hydraulické čerpadlo traktoru je poháněno vývodovým hřídelem převodem do rychlosti $i = 2,15$. Při minimálních otáčkách motoru pracuje v oblasti cca 1170 ot./min a dodává 20 l/min při pracovním tlaku 120 atm. Hydromotor pracoval v oblasti 850–900 ot./min. Tato alternativa byla schopna provozu jen u lucerky a vojtěšky, a to bez výkonové rezervy. Při sečení trav docházelo k ucpání kosy. K odstranění tohoto nedostatku a pro vytvoření kinetické energie, která by překlenula nenadálé odpory, byla zvětšena váha setrvačníku na 9,7 kg při poloměru těžiště $R = 77$ mm.

Výpočet kinetické energie:

$$I = \frac{G \cdot D^2}{4g} = \frac{9,7 \cdot 0,154^2}{4 \cdot 9,81} = 0,00584$$

$$W_1^2 = \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 = \left(\frac{\pi \cdot 1100}{30} \right)^2 = 13.255,6$$

Otáčky hydromotoru 1100 jsou při běhu naprázdno.

$$E_1 = \frac{I \cdot W_1^2}{2} = \frac{0,00584 \cdot 13.255,6}{2} = 38,7 \text{ kgm}$$

Při práci klesnou pracovní otáčky až na 850 ot./min, tudíž

$$W_2^2 = \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 = \left(\frac{\pi \cdot 850}{30} \right)^2 = 7950$$

$$E_2 = \frac{I \cdot W_2^2}{2} = \frac{0,00584 \cdot 7950}{2} = 23,2 \text{ kgm}$$

Při poklesu pracovních otáček z 1100 na 850 ot./min je do hnací soustavy dodána kinetická energie

$$A = E_1 - E_2 = 38,7 - 23,2 = 15,5 \text{ kgm}$$

Zkoušky prokázaly, že toto opatření bylo velmi účinné, protože překlenulo nenadálé zvýšené odpory ovšem v mezích příslušného výkonu hydromotoru.

I přes účinnost tohoto opatření alternativa I v těžších podmínkách neuspěla pro časté zahlcování kosy apod. Proto byla vyzkoušena alternativa II.

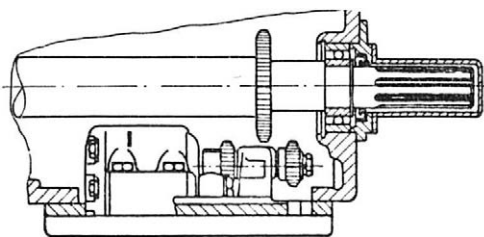
Alternativa II

Zvětšení převodu mezi čerpadlem a vývodovým hřídelem (obr. 4) z 2,15 na 3,35 bylo dosaženo touto úpravou:

a) bylo zvětšeno náhonové kolo, které tvoří jeden celek se spojkou uloženou na vývodovém hřídeli;

b) vložením redukční vložky o tloušťce $s = 24$ mm mezi spodní víko hydrauliky a rychlostní skříň se dosáhlo příslušné zubové rozteče.

Tímto opatřením byly otáčky hydraulického čerpadla zvýšeny na 1825,7 ot./min. Tomu odpovídá skutečná dodávka oleje při 120 atm pracovního tlaku $Q = 32$ l/min.



4. Uspořádání čerpadla hydrauliky se zvětšeným převodem v převodové skříni

Tato alternativa, doplněná rovněž zvětšením setrvačníku na 9,7 kg, prošla úspěšně i v nejtěžších pracovních podmínkách. Bylo od ní však upuštěno pro nutné konstrukční zásahy do převodovky traktoru.

Alternativa III

Tato alternativa je co do výkonu hydromotoru shodná s alternativou II. Potřebného množství oleje se dosáhne hydraulickým čerpadlem o zvětšené

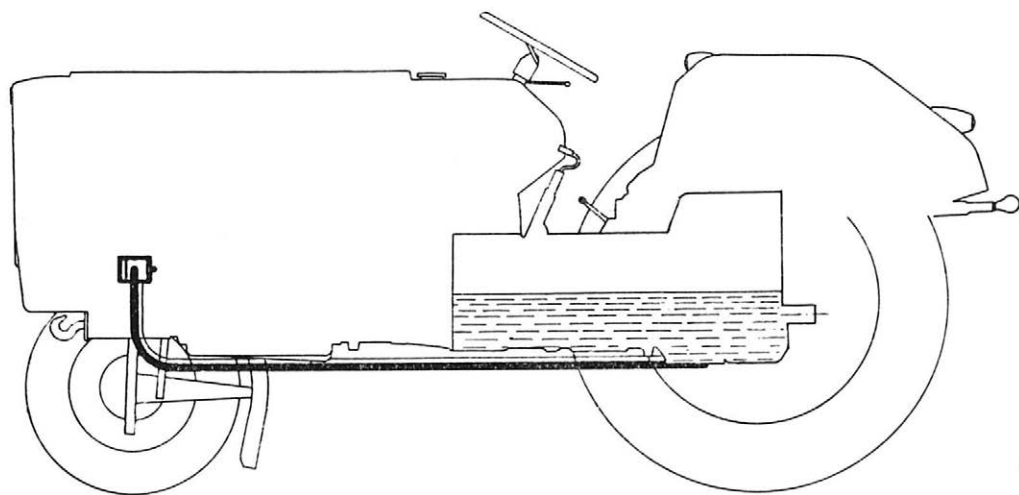
šířce zubů $b = 36$ mm. Pracovní otáčky hydraulického čerpadla jsou 1117,5 ot./min. Tomu odpovídá dodávka oleje při 120 atm pracovního tlaku $Q = 32$ l/min.

Zkouškami bylo ověřeno, že tato alternativa spolehlivě pracuje až do třetí pojezdové rychlosti traktoru, tj. 10 km/hod., i v nejtěžších podmínkách. Při sečení na svahu po spádnicí nad 14° dochází při této rychlosti již k narušení funkce hydromotoru, protože nenasává dostatečné množství oleje z převodovky traktoru. Při jízdě po spádnicí nad 14° svahu na první rychlostní stupeň funkce hydromotoru však není narušena. Při práci proti svahu je omezení jen z hlediska podélné stability traktoru. Tato alternativa je jedna ze dvou možností zavedení do praxe.

Alternativa IV

Tato alternativa (obr. 5) je ve srovnání s alternativou III co do výkonu hydromotoru o 11 % výkonnější. Osvědčila se naprosto spolehlivě ve všech podmínkách, v nichž byly zkoušky prováděny. Pracovalo se na svazích o 2° vyšších proti alternativě III. Tato alternativa má velkou přednost v tom, že funkce hydraulického čerpadla není závislá na spojce motoru, což se příznivě projevilo na funkci žací lišty zejména na úvratích, při zvedání lišty apod. U předešlých alternativ tomu tak nebylo, což je do určité míry funkcí žací lišty na závadu.

Tato alternativa je doporučena do sériové výroby jako konečné řešení hydropohonu žací lišty.



5. Uspořádání čerpadla hydrauliky na traktoru

Alternativa V

Vzhledem k zcela uspokojujícím výsledkům u alternativy IV bylo upuštěno od zkoušek alternativy V, která je z hlediska výkonu hydromotoru vyšší o 28 % ve srovnání s alternativou IV.

Na základě výsledků jednotlivých alternativ bylo rozhodnuto podrobit dlouhodobým laboratorním i provozním zkouškám alternativu III a IV. Obě alternativy byly vždy zkoušeny společně v těchže pracovních podmínkách. Během provozních i laboratorních zkoušek nedošlo k žádné poruše hydromotoru ani hydraulického čerpadla, umístěného jak na motoru, tak v převodovce.

Teplota oleje v převodovce nepřekročila 45°C i při teplotě okolního vzduchu cca $30\text{--}32^{\circ}\text{C}$.

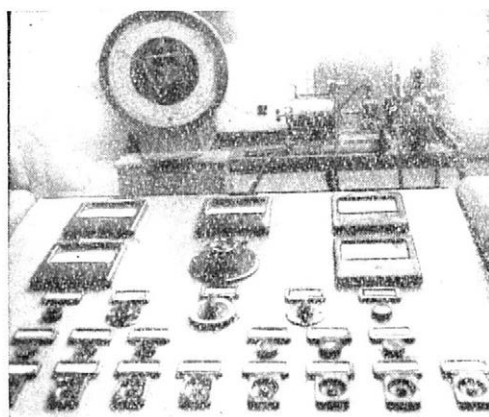
Pracovní tlak oleje se u druhého stupně pojezdové rychlosti pohyboval kolem 50 atm, u třetího stupně kolem 75 atm. Při zvýšeném odporu tlak oleje stoupl až na tlak maximální, tj. 120–150 atm. Dosažené výsledky z laboratorních a pracovních zkoušek jsou uvedeny v tabulce II.

Alternativa III byla v laboratoři zkoušena celkem 350 hodin při plném zatížení, v terénu jednu sezónu.

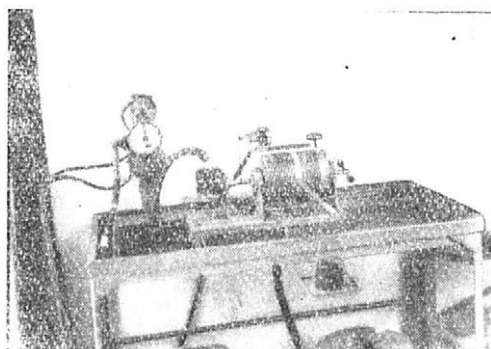
Alternativa IV se zkoušela v laboratoři (obr. 6, 7) celkem 950 hodin při plném zatížení, v terénu jednu sezónu. V laboratoři pracovaly hydromotory při pracovním tlaku 75 atm a 1000 ot./min. Tomu odpovídá polně laboratorní výkon 1,75 ha/hod. Hydromotor odpracoval v laboratoři $950 \cdot 1,75 = 1615$ ha. Uvažujeme-li průměrnou výměru pčin v JZD cca 135 ha s trojí sečí ročně, odpracuje hydromotor za jeden rok $135 \cdot 3 = 405$ ha. Hydromotor tudíž odpracoval v laboratoři za čtyři sezóny ($1615 : 405$). Alternativa IV tedy odpracovala celkem pět sezón (čtyři v laboratoři a jednu v terénu).

Po skončení laboratorních zkoušek byla proměřena celková účinnost a opotřeben. Výsledky měření jsou uvedeny v tabulce III.

Dosažené výsledky prokazují, že celková účinnost hydropohonu je po odpracování pěti sezón vyšší než na počátku zkoušek. Toto časové rozpětí lze označit za období záběhu příslušných, vzájemně se pohybujících součástek, jak vyplývá z proměrování opotřeben. Celkem bylo proměřeno sedm hlavních součástí, kde se opotřeben pohybuje v setinách a tisících.



6. Pohled na zkušebnu hydrauliky



7. Brzda pro laborování hydromotoru

II. Výsledky laboratorních zkoušek variant III a IV

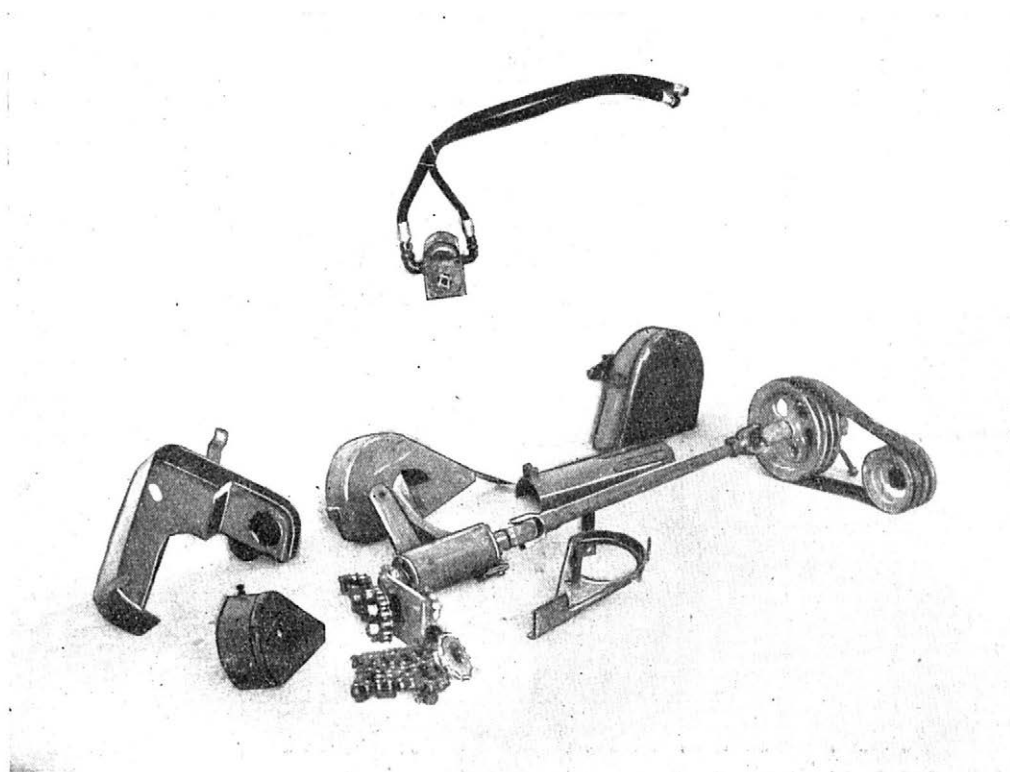
Varianta	Ukazatel	Louka 1. seč			Louka 2. seč			Jetel			Jetelotrávní směska		
		1.	2.	3.	1.	2.	3.	1.	2.	3.	1.	2.	3.
III.	pracovní rychlost km/hod.	5,184	7,200	1,022	4,918	6,977	10,000	5,056	7,352	10,000	4,615	6,976	9,677
	Ø záběr cm	179,1	175,7	175,5	172,6	167,8	171,9	174,8	178,0	170,1	176,7	174,0	171,7
	Ø výška strniště cm	5,66	6,20	6,81	4,87	7,34	8,27	5,79	5,58	7,74	5,80	6,34	7,02
	teoret. výkon ha/hod.	0,92	1,26	1,75	0,84	1,17	1,71	0,88	1,30	1,70	0,81	1,21	1,66
IV.	pracovní rychlost km/hod.				4,054	5,454	7,894				4,000	6,122	8,823
	Ø záběr cm				177,4	177,0	175,5				176,0	181,5	178,8
	Ø výška strniště cm				5,16	5,91	6,76				6,94	5,83	6,83
	teoret. výkon ha/hod.				0,71	0,96	1,38				0,70	1,11	1,57

Motor traktoru neběžel na nominální otáčky, tj. 2000 ot./min, proto jsou nižší pojezdové rychlosti a tudíž i nižší výkony, relativně o cca 15—20 %

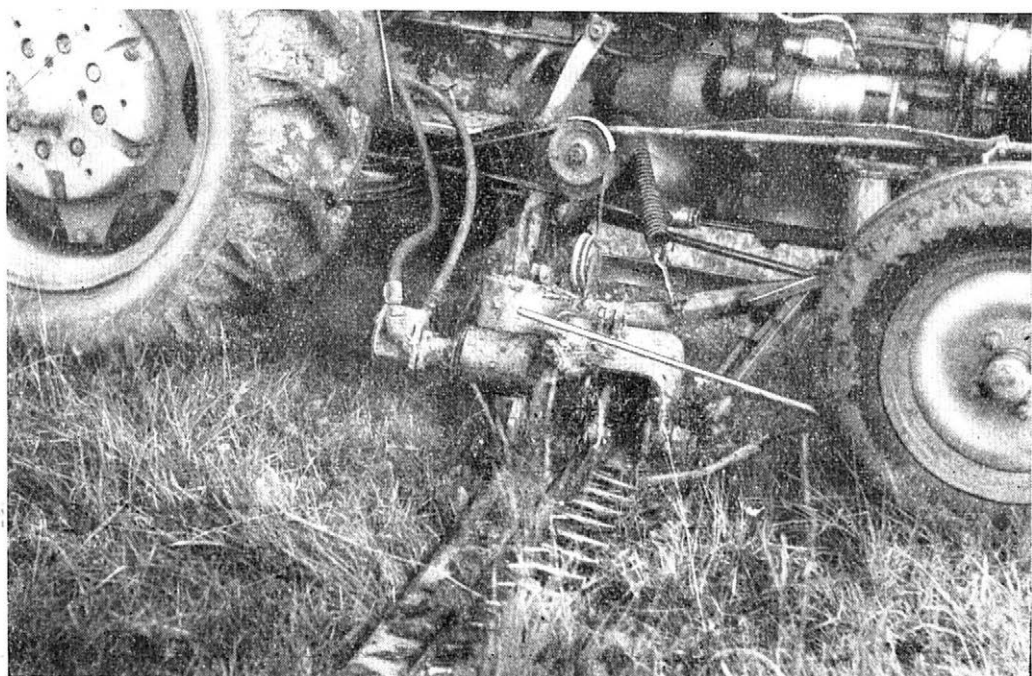
Spotřeba paliva u alternativy III: ~ 3 l/h,

III. Měření výkonu a celkové účinnosti hydropohonu

Dynamometr	kgm	4,9	4,9	4,9	4,9	4,9	4,9	4,15
	ot./min.	1900	1900	1900	1900	1800	1800	1900
Teplota oleje	t°	25	28	30	30	36	36	48
Pracovní tlak oleje	P	100	120	125	125	120	120	130
								125
Hydromotor	kgm	3	3,2	3,5	3,5	3,7	3,7	4,2
	ot./min.	1250	1250	1250	1250	1260	1260	1250
Příkon dynamometru	K	13	13	13	13	12,6	12,6	13
								11
Výkon hydromotoru	k	5,25	5,6	6,1	6,1	6,5	6,5	7,32
								7,05
Celková účinnost	%	40	43	47	47	51,5	51,5	56,3
								64
		Hydraulické čerpadlo utěsněné a hydromotor po záběhu cca 25 hod.				Hydraulic. čerpadlo neutěsněné, hydromotor po zkouškách		Hydraulické čerpadlo utěsněné a hydromotor po zkouškách pěti sezón



8. Porovnání hydromotoru s mechanickým pohonem žacího stroje



9. Pohled na žací stroj s hydropohonem bočně nesený na traktoru nové řady

Ekonomické zhodnocení

Srovnáváme-li mechanický pohon žací lišty s hydropohonem (obr. 8) z hlediska spotřeby materiálu, lze vykázat tuto úsporu materiálu ve prospěch hydropohonu:

váha mechanického pohonu včetně hydraulického zvedacího válce	62,5 kg
váha hydromotoru včetně hadic	6,5 kg
úspora materiálu	56 kg
Celková úspora materiálu bez uvažování hydraulického zvedacího válce	43,5 kg

Pokud jde o pořizovací ceny mechanického a hydraulického pohonu žací lišty nelze je zatím porovnat, ježto dosud není proveden detailní cenový rozbor. Předpokládá se, že hydropohon bude cenově příznivější než mechanický.

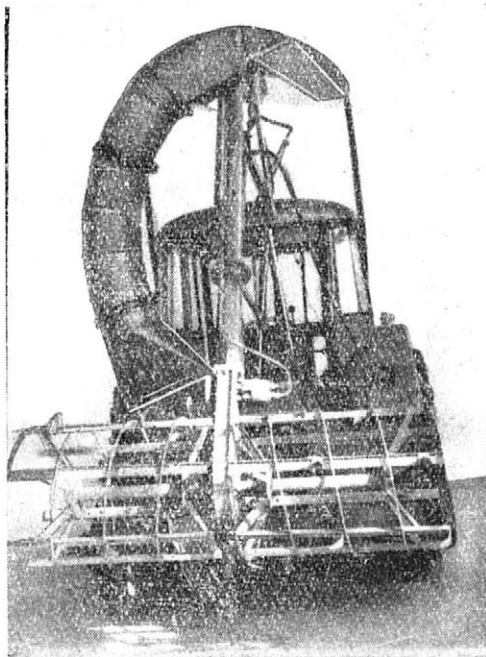
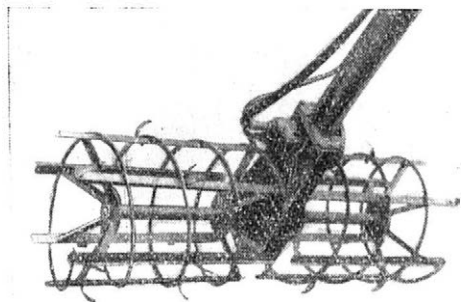
Z hlediska bezpečnosti a ochrany zdraví nejsou k hydropohonu žádné podmínky, neboť kloubový hřídel i řemenové a řetězové převody, které jsou součástí mechanického pohonu a jsou zdrojem častých úrazů, zde odpadají.

Současně byla také řešena otázka zvedání žacího ústrojí při práci. Žací ústrojí je zvedáno pomocí lana, ukotveného na horním pravém rameni tříbodového hydraulického závěsu. Tímto řešením odpadne hydraulický pracovní válec, jehož cena včetně připojovacích hadic je cca 550 Kčs.

Vzhledem k tomu, že dosud nejsou vyvinuty nesené stroje, které by pracovaly současně s žací lištou, není účelné vybavovat bočně nesené žací stroje hydraulickým zvedacím válcem.



10. Cepový sklízeč kukuřice v agregaci se žací strojem s hydropohonem



11. Celkový pohled na hydropohon u stroje na siláž



12. Detail hydropohonu frézy

Z á v ě r

Dosažené výsledky dvouletého výzkumu hydropohonu žací lišty potvrzují správnost zaměření v tom smyslu, že byla dána přednost zubovým čerpadlům a z nich odvozeným hydromotorům před pulsačními motory. Rotační hydromotory plně vyhovují. Během řešení byly mimo pohon žací lišty u traktoru ZETOR 3011 (obr. 9) také uplatněny v kombinaci žací lišty s cepovým sklízecem siláže u traktoru ZETOR 4011 (obr. 10), kde rovněž pracovaly bez závad a plně výkonem vyhovovaly.

Dále bylo hydropohonu použito u vybírače siláže (obr. 11, 12) pro pohon frézovacího bubnu, který je uložen na výkyvném zasouvacím rameni. Mechanický pohon frézovacího bubnu by byl velmi komplikovaný a nákladný. Hydropohon pracoval po celou dobu zkoušek rovněž bez závad.

Hydromotory se u zemědělských strojů uplatňují, protože umožňují pohon funkčních uzlů tam, kde mechanický pohon je komplikovaný, poruchový a nákladný.

L i t e r a t u r a

1. Philipp F.: Die Mähentriebe am Schlepper. 1961, München, Landtechnik č. 23. — 2. Vraný Z.: Zpráva o tensometrickém a energetickém měření neseného trávniho žacího stroje ŽTN 183. Z - 46/59.

Гидростатический привод навесной косилки

Результаты двухлетнего исследования подтверждают правильность концепции в том смысле, что было дано предпочтение шестеренчатым насосам и сопряженным с ними гидродвигателям перед пульсирующими двигателями.

Ротационные гидродвигатели полностью подходят. В процессе разработки, кроме привода навесной косилки у трактора Зетор 3011 (рис. 9) их также применяли при комбинации навесной косилки с силосоуборочным комбайном с подающими цепями на тракторе Зетор 4011 (рис. 10), где эти моторы также работали без неполадок и полностью удовлетворяли своей мощностью.

Далее гидропривод применялся у выборщика силоса (рис. 11, 12) для привода фрезерного барабана, установленного на шарнирной подвижной стреле. Механический привод фрезерного барабана был бы очень сложным и дорогим. И в этом случае гидропривод в течение всего срока испытаний работал без дефектов.

Гидродвигатели у сельскохозяйственных машин находят применение потому, что они дают возможность привода рабочих узлов там, где механический привод сложен, аварийен (часто портится) и дорог.

Hydrostatischer Antrieb des Mähbalkens

Die Ergebnisse zweijähriger Erforschung des hydrostatischen Antriebs des Mähbalkens bestätigen die Richtigkeit der Konstruktionstendenz in dem Sinne, daß den Zahnpumpen und den von ihnen abgeleiteten Hydromotoren der Vorzug vor den Pulsomotoren gegeben wurde. Die Rotationshydromotoren arbeiten völlig zufriedenstellend. Während der Konstruktionsarbeiten wurden, außer dem Antrieb des Mähbalkens beim Schlepper Zetor 3011 (Abb. 9), auch mit Silageerntemaschinen kombinierte Mähbalken beim Schlepper Zetor 4011 (Abb. 10) eingesetzt, wobei sie gleichfalls ohne Störungen arbeiteten und mit ihren Leistungen voll befriedigten.

Ferner wurde der Hydroantrieb bei einem Silageförderer (Abb. 11—12) zum Antrieb der Frästrommel angewandt, die auf einem schwenkbaren teleskopartigen Arm montiert war. Der mechanische Antrieb der Frästrommel wäre sehr kompliziert und kostspielig. Auch hier arbeitete der Hydroantrieb während der ganzen Prüfdauer ohne Störungen.

Die Hydromotoren kommen bei den landwirtschaftlichen Maschinen zur Geltung, weil sie den Antrieb von Funktionsknoten dort ermöglichen, wo der mechanische Antrieb kompliziert, störungsanfällig und kostspielig ist.

Hydrostatic Drive of the Cutter Bar

The results obtained in a two years' investigation of the hydrostatic propulsion of the cutter bar confirm the correctness of the trend towards a preference of gear pumps, and of the hydromotors derived from them, to pulsation motors.

Rotary hydromotors are fully satisfactory. In the course of the designing, besides for the driving of the cutter bar of the Zetor 3011 tractor (fig. 9), these motors were also tested in combination with cutter bars with a flail silage harvester with the Zetor 4011 tractor (fig. 10), where they also worked without any hitch and gave a fully satisfactory performance.

Hydrostatic propulsion was used also in the silage lifter (fig. 11, 12), for the driving of the milling drum, which is mounted on to the swinging retractable arm.

Mechanical propulsion of the milling drum would be very complicated and expensive. Also here hydrostatic propulsion worked without any hitch for the whole testing period.

In agriculture hydromotors will find suitable application, as they make possible propulsion where mechanical drive is complicated, troublesome, and expensive.

Mechanizace prací při sklizni a posklizňovém zpracování brambor v NDR

(Přednáška na Mezinárodním semináři o sklizni a uskladňování brambor)

Механизация работ при уборке и послеуборочной обработке картофеля в ГДР

Mechanisierung der Kartoffelernte und -aufbereitung in der DDR

**Mechanization of Work in the Harvesting and in the After-Harvest Processing of
Potatoes in the GDR**

Dr. K. BAGANZ

Ústav pro zemědělskou techniku, Potsdam-Bornim

Mechanizace prací při pěstování, sklizni a posklizňovém zpracování brambor se nyní řeší koordinovanou spoluprací všech lidově demokratických států. Z této spolupráce vyplývá delimitace výroby mechanizačních prostředků, která zajistí větší sériovost jejich výroby. Plodná spolupráce vyžaduje znát vývoj a současnou situaci mechanizace ve všech zúčastněných státech. Proto jsou pořádány speciální semináře, v nichž se odborníci z lidově demokratických států seznamují se stavem a vývojem mechanizace v jednotlivých zemích.

Na podzimním semináři v říjnu r. 1962 seznámil významný německý odborník dr. K. B a g a n z z Ústavu zemědělské techniky v Potsdam-Bornim účastníky semináře se stavem techniky při pěstování, sklizni a uskladnění brambor v NDR. Zhodnotil podmínky pro práci sklizňových strojů v NDR, jejich vývoj a vytyčil perspektivu rozvoje mechanizace. Jde o důležité otázky a je proto účelné a užitečné seznámit naše odborníky s tou převážnou částí přednášky dr. Baganze, která má vztah k našim poměrům a pomůže našemu úsilí o zmechanizování všech úseků při sklizni a posklizňovém zpracování brambor.

Ú v o d

V NDR se brambory pěstují na více než 700 000 ha, tj. asi na 12 % zemědělské nebo 16 % orné půdy. Podíl jednotlivých okresů na této celkové ploše je hlavně určen danými podmínkami pro pěstování brambor, jakož i hledisky zásobování obyvatelstva.

Z hlediska možnosti uplatňovat mechanizovanou sklizeň brambor můžeme území NDR rozdělit na čtyři hlavní oblasti:

- a) Meklenburskou přímořskou a morénní oblast
(hlinité písky až hlíny diluviálního původu, značně střídavé, částečně kamenité, zvlněné až svažité).
- b) Braniborskou písčitou oblast
(písky až hlinité písky diluviálního původu — ledovcové písky, částečně silně kamenité, rovinné až zvlněné).
- c) Středoněmeckou sprašovou oblast
(písčitá hlína až hlína sprašového původu — spraše — málo kamenité, rovinné až zvlněné),
- d) půdy na zvětralinách, částečně silně kamenité, zvlněné až silně svažité).

Mechanizaci současnými typy sklizečů (kombajnů) lze uplatnit v oblasti uvedené ad b) (s výjimkou půd silně kamenitých) a v částech oblasti ad a) a c). Zde se ovšem v závislosti na klimatických podmínkách vyskytují potíže.

V dalším bude pojednáno o vývoji strojů pro sklizeň a posklizňové zpracování brambor v NDR a o otázkách výzkumu i perspektivního vývoje.

V ý v o j a s t a v m e c h a n i z a c e

K snížení množství bramborové natě a tím k usnadnění sklizňových prací používáme v NDR převážně třířádkové nesené nebo závěsné rozbíječe natě (E 615, ZKS-3) s horizontálním pracovním hřídelem. Ničení natě postřikem (defoliace) se pro vysoké náklady na postřikové látky dosud málo uplatňuje. Vytrhávání natě se obvykle neprovádí. Pro sklizeň zelené natě, jak je místy zvykem, se velmi dobře uplatňuje cepový sklizeč E 068.

Po roce 1945 měli jsme pro sklizeň brambor k dispozici převážně jednořádkové rozmetací vyorávače na koňský potah, jednořádkové a dvouřádkové rozmetací vyorávače k traktoru a několik jednořádkových vyorávačů s prosévacími rošty, vyorávajících brambory do zásoby.

Kolem r. 1948 byl dr. H. S a c k e m zkonstruován sklizeč „Schatzgräber 1002“ a „Schatzgräber 1020“ v jednořádkovém a dvouřádkovém provedení. Tento stroj s prosévacími rošty byl v NDR výchozím bodem pro vývoj kombajnů na brambory. Na jeho základě byl závodem „VEB Bodenbearbeitungsgeräte“ vyroben sklizeč E 372, který prošel vývojem v letech 1951—1956.

Současně byl vyvíjen dvouřádkový vyorávač s prosévacími rošty, vyorávající do zásoby, typu „Schatzgräber 224“, jehož výroba byla pro poruchovost, částečně zaviněnou materiálem, v r. 1954 zastavena. Místo tohoto typu byl ve větším počtu vyráběn jednořádkový vyorávač s prosévacím kolem E 641.

Na základě zkušeností se sovětským KOK-2 v roce 1953 byla v r. 1954 zahájena sériová výroba licenční konstrukce pod názvem E 671 a E 672, a to v počtu asi 1500 kusů. Tento stroj byl hlavně určen pro lehké písčité půdy.

V r. 1954 bylo dovezeno 50 strojů typu KKR-2 a rozmístěno hlavně do sprašových oblastí.

V r. 1957 byla v závodě „VEB Bodenbearbeitungsgeräte“ v Lipsku a v r. 1958 v závodě „VEB Mähdrescherwerk“ ve Výmaru zahájena sériová výroba kombinovaného sklizeče s vytrhacím řetězem a prosévacím roštem typu E 372. Tento stroj je určen pro lehké a střední půdy. Do roku 1959 bylo vyrobeno asi 3000 kusů.

Současně (v r. 1958) byla zahájena sériová výroba dvouřádkových vyorá-

vačů s vytrásacím řetězem typu E 648; dosud bylo závodem „VEB DIMA Dingelstädt“ vyrobeno více než 2000 těchto strojů. V závodě „VEB Bodенbearbeitungsgeräte“ v Lipsku byl vyroben dvouřádkový vyorávač s vytrásacím řetězem E 645 v počtu jen 200 kusů.*)

Kromě jednořádkových variant sklizečů (soustavy Totz a E 665) pracovalo se od r. 1956 na vývoji dvouřádkového sklizeče s vytrásacím řetězem typu E 675. Tento sklizeč, přesíže v závodě „VEB Bodенbearbeitungsgeräte“ probíhal další vývoj na principu vytrásacího řetězu — sklizeč E 662 —, byl v r. 1959 přijat ve Výmaru do výroby a dosud bylo vyrobeno více než 4000 kusů. Hlavní nedostatek tohoto stroje, určeného pro lehké až střední půdy na svazích do 15°, je nedostatečná trvanlivost vytrásacího řetězu.

Nebudeme se dále podrobně zabývat pracovními výsledky strojů, poněvadž jsou uvedeny v řadě zpráv o mezinárodních srovnávacích zkouškách (6, 7, 8, 9).

V přítomné době připadá na 100 ha osevní plochy brambor

1,04 kusu kombajnů na brambory,

0,32 kusu vyorávačů pracujících do zásoby,

0,92 kusu vyorávačů pro práci proudovým způsobem (čertů).

Z těchto čísel je patrné, že se u vyorávačů pracujících do zásoby jeví značná disproporce.

Při vysokém počtu kombajnů byly stroje částečně použity i na nevhodných půdách a svěřeny nekvalifikovaným pracovníkům; důsledkem toho byly, přes poměrně dobré konstrukční vlastnosti strojů, špatné pracovní výsledky.

V přítomné době se ukazuje snaha vyrovnat tyto disproporce přeskupováním strojů podle návrhů Ústavu zemědělské techniky.

S otázkou sklizně je úzce spjata otázka posklizňového zpracování brambor. Brambory jsou tříděny motorovými třidiči (třidič s plochými síty vlastní výroby typu K 720 aj.) s výkonem od 40 do 60 q/hod. Připravovala se stavebnicová řada pro výkon 40 q/hod., 75 q/hod. a 150 q/hod.; na základě mezinárodních smluv byla však v r. 1959 výroba třidičů delimitována do ČSSR. Od té doby byl již jen dovážen třidič TB-26 s výkonem 26 q/hod. Současný stav třidičů všech typů je asi 6000 kusů. Pro velký nedostatek výkonných třidičů byl v jednom družstvu vyroben v malém počtu bubnový třidič s výkonem 60 q/ha.

Všeobecně lze říci, že z uvedených důvodů nelze v NDR v současné době uskutečňovat bezvadnou, dané kapacity přizpůsobenou proudovou sklizeň.

Bramborárny jsou převážně jen u semenářských závodů. K mechanizaci máme zařízení pro plnění boxů T 304. Vysoké stavební náklady na bramborárny (asi 22 DM na 1 q skladovací kapacity) a značný náklad na mechanizaci si v přítomné době vyžádaly průzkum k nalezení možností výhodnějších forem skladišť jak z hlediska volného uskladňování sypaného materiálu, tak i z hlediska uskladňování v paletách.

Pro silážování brambor na krmení vyrábíme v DNR hlavně kontinuální pařící kolony s výkonem 1,5 t/hod. a v poslední době s výkonem 3,0 t/hod.

V současné době vyžadují operace při sklizni brambor v NDR, podle uplatněného postupu, 40—150 hod./ha živé práce, tj. 31—38 % celkové potřeby práce při pěstování brambor. V průměru NDR bude třeba asi 137 hod./ha živé práce. Třídění vyžaduje 40 až 50 hodin živé práce na hektar.

*) V závodě VEB „Rotes Banner“, Döbeln, vyráběli traktorové vyorávače s rozmetacím kolem typu E 652 a později typu E 653.

Náklady na sklizeň jsou v NDR (podle [3]) tyto:

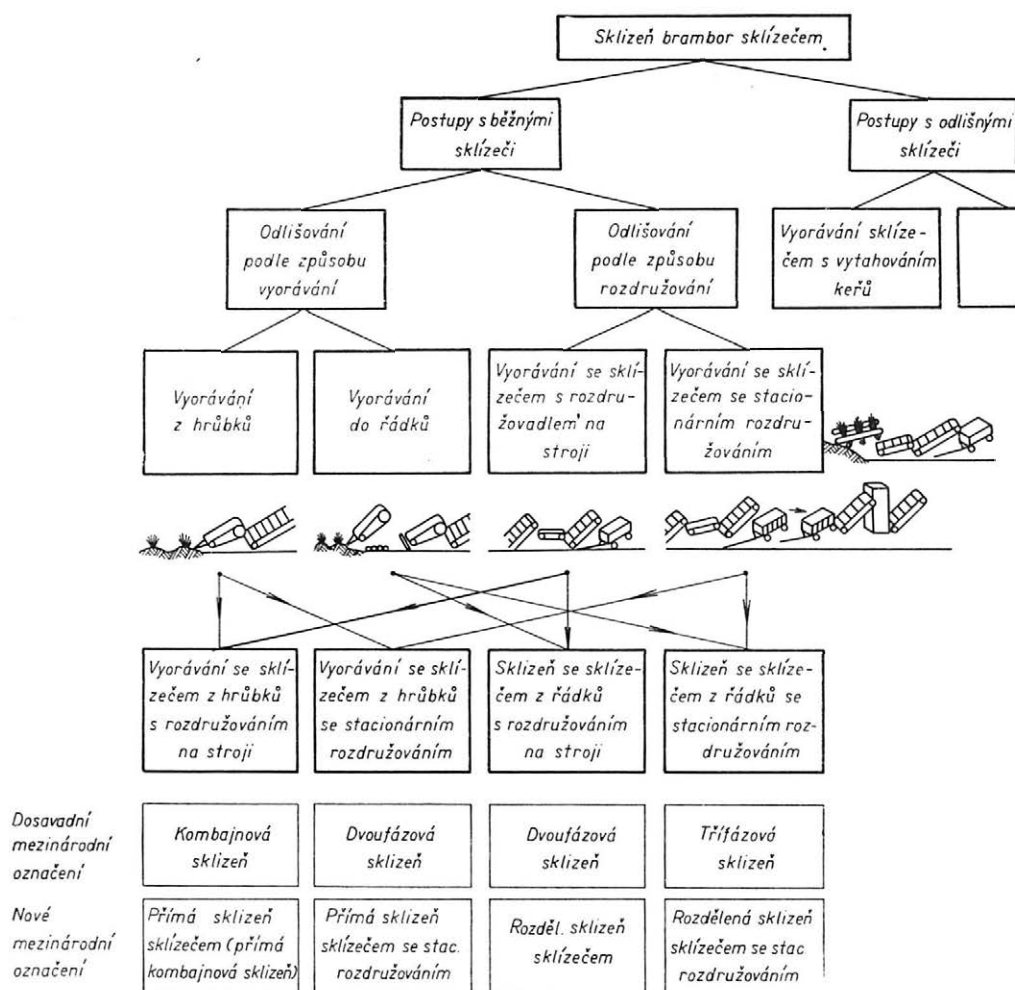
s potahovým rozmetacím vyorávačem	293,4 DM/ha
s řádkovými vyorávači E 648	309,1 DM/ha
se sklizeči E 372	454,6 DM/ha

Při průměrném výnosu 168 q/ha vyplývá z těchto hodnot produktivita při pěstování brambor 0,70 q/hod. živé práce. Náklady na mechanizaci a mzdy u hotového produktu činí asi 6,85 DM/q (5).

Hlavní směr výzkumných prací

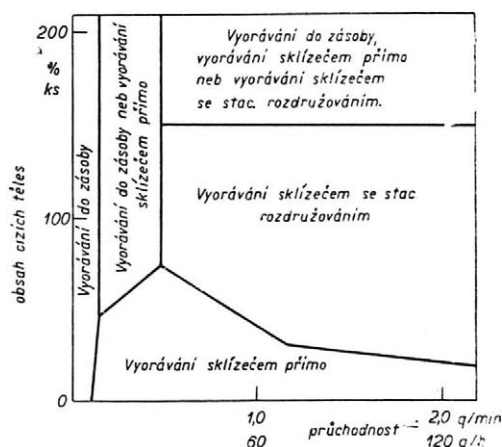
Souběžně s vývojovou prací, zaměřenou na nové konstrukce, standardizaci a na snížení opotřebení strojů probíhal výzkum zaměřený na pracovní části sklizeče a na průzkum různých postupů.

Na obr. 1 je uvedena stupnice zkoumaných postupů.

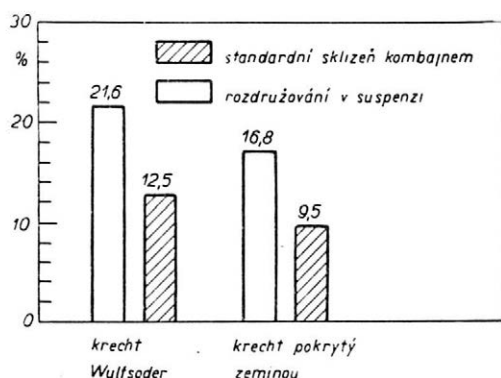


1. Označení postupů sklizeň brambor sklízecí

Technologie stacionárního rozdrůžování byla zkoumána od r. 1953. V provozních podmínkách praxe byly zkoušeny různé postupy rozdrůžování suchou i mokrou cestou. Na základě výsledků měla být vymezena oblast použití tohoto postupu a oblast přímého kombajnování (přímé sklizně sklizeči) s rozdrůžováním na stroji. Stacionární rozdrůžování je velmi výhodné při používání jednoho zařízení pro více kombajnů obr. 2 [1]).



2. Oblast uplatnění stacionárního rozdrůžování



3. Ztráty při uskladňování brambor

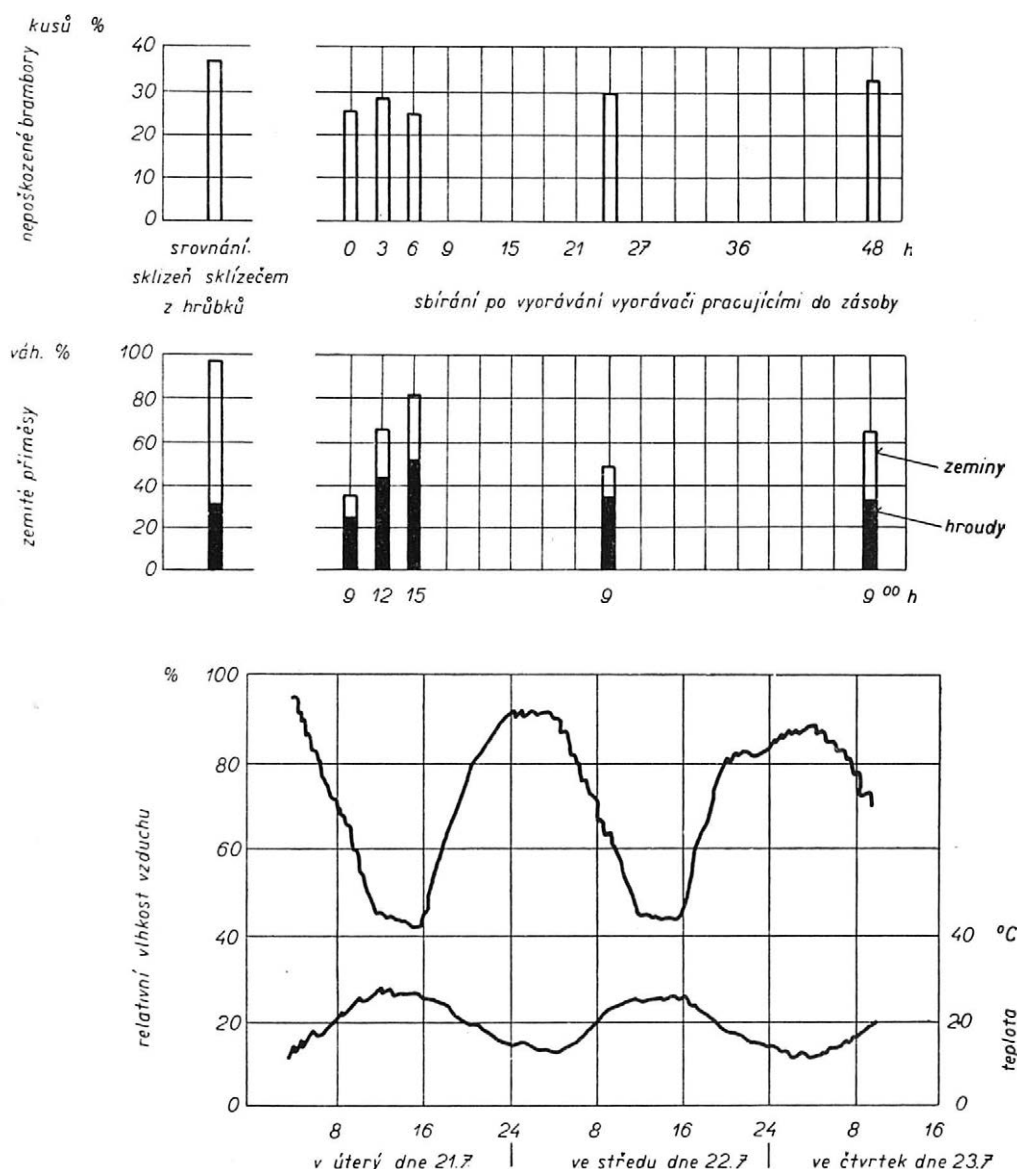
V přítomné době žádáme při tomto způsobu sklizně oddělování natě na stroji. Po pokusech s rozdrůžovadly na principu mokrého postupu, kdy se ukázala nutnost uskladňování v skladištích s větracím zařízením (obr. 3 [4]), byly pokusné práce na sestavení stacionárních rozdrůžovadel od r. 1960 zastaveny, poněvadž se na tomto námětu pracuje v ČSSR.

V technologii sklizně se stacionárním rozdrůžováním všeobecně vidíme velké možnosti pro budoucnost, zvláště v kombinaci s úpravou (třídění podle velikosti). Nevyřešena je dosud otázka místa pracoviště (kraj pole nebo stacionární zařízení na dvoře).

Postup vyorávání do řádků byl zkoušen v letech 1958, 1959 a 1962. Ukázalo se sice, že v době sucha ztvrdla při uložení v řádcích slupka a v souvislosti s tím došlo k menšímu poškození, avšak při přímém vyorávání bylo poškození ve všech případech nižší (obr. 4, 5 [1]). Podíl zeminy na přebíracím stole je při sbírání z řádků značně nižší. V předních zemědělských závodech s výnosy brambor kolem 200 q/ha omezuje průchodová kapacita nynějších sklízeců tento postup na čtyři hrůbky. Sběrání z řádku vyžaduje podle našich zkušeností vhodných aktivních pracovních částí k zamezení dalších ztrát.

Podle dosavadních zkušeností se vyorávání do řádků uplatní v podmínkách, kde sklizňové práce nebudou omežovány kapacitou ručního přebírání, tj. na lehkých půdách bez kamenů; při stacionárním rozdrůžování pak — u krmených i průmyslových brambor — na těžkých půdách.

Postup s vytahováním trsů se v přítomné době zkouší hlavně se zřetelem na výběr vhodných odrůd. Je známo, že v klimatických podmínkách NDR se odrůdy brambor držící v době sklizně na nati téměř nevyskytují. Kromě toho by



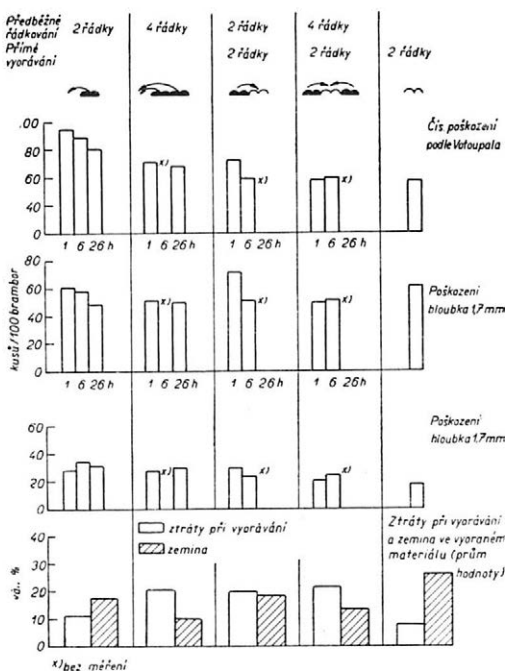
4. Pokusy s vyoráváním do řádků r. 1958

bylo třeba, aby brambory, které by přicházely v úvahu pro tento způsob sklizně, byly vysoce rezistentní proti bramborové plísni. V NDR byly při sklizni dosud zjištěny odrůdy maximálně s 60 % brambor, které drží na nati (obr. 6). Pokusy s vytahováním trsů jsou doplňovány měření sil atd. Podle našeho názoru by se vytahování trsů mohlo uplatnit při sklizni stolních brambor na těžkých a kamenitých půdách.

K zajištění sklizně na kamenitých půdách se také zkoumá několik postupů meliorativního odstraňování kamenů (počínaje průměrem 30 mm). Nemáme však dosud konečné výsledky těchto zkoušek.

Perspektivní vývoj

Perspektivní vývoj mechanizace sklizně a posklizňového zpracování brambor je charakterizován okolností, že na základě zemědělsko-ekonomických průzkumů se v budoucnosti počítá, že pěstování krnných, stolních, průmyslových i sadbových brambor bude specializováno v jednotlivých závodech a zvláštních výrobních oblastech. Pro mechanizaci sklizně a posklizňového zpracování brambor z toho vyplývají i specializované soustavy strojů pro jednotlivé



5. Pokusy s vyoráváním do řádků r. 1962

Půda: hlinitý písek

Vlhkost: 7 %

Odrůda: rané brambory

Průměrný výnos: 180 q/ha

Střední výnos porostu na poli: 88 q/ha

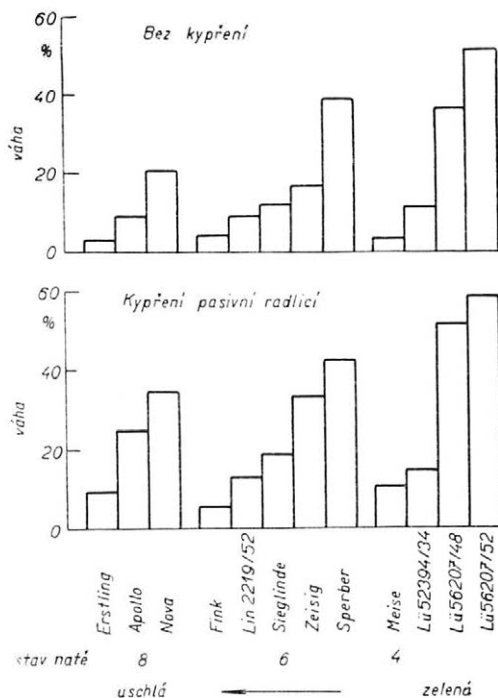
Šíře řádku: 60 cm

Řádkování: řádkovač s příčným pásem

Sběrání a přímé vyorávání: E 675 s

Pasivní radlice

Rychlost vyorávání a sběrání: 0,6 m/sec

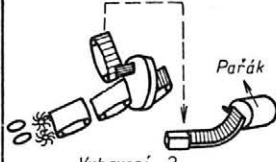
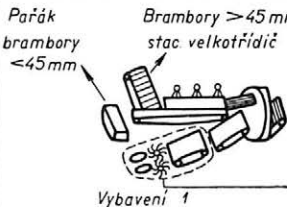
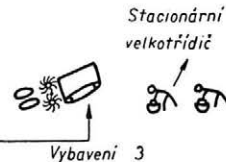


6. Na nati visící hlízy

účely použití; na druhé straně však nízký počet strojů v NDR vyžaduje typizaci na pokud možno malý počet variant.

Na obr. 7 jsou znázorněny tři hlavní soustavy strojů, s nimiž se v NDR perspektivně počítá; při tom se vyvíjí snaha uskutečnit tyto soustavy pokud možno jedním typem sklizeče v různém pracovním seřízení.

Na vývoji tohoto základního typu sklizeče se v přítomné době pracuje. Otázka třídění je však dosud — v souvislosti s nedostatkem vhodných velkotřídících — naprosto nevyřešena. Proto otázka, máme-li se rozhodnout pro stacionární velkorozdružovadla a vysoce výkonná třídící zařízení, umístěná v budovách, nebo pro jejich použití na poli, bude v příštích letech jedním z nejhlavnějších téžisť výzkumu. U krnných brambor je rovněž třeba vědeckovýzkumně řešit otázku paření—sušení.

Označení soustavy strojů		Stolní brambory na lehkých půdách	Krmné brambory na lehkých půdách	Stolní brambory na těžkých půdách	
Charakterizující stroj	Sklízeč pro lehké půdy	Sklízeč pro těžké půdy			
	Stac velkotřídíč 	 Pařák Vybavení 2 + stacionární rozdrůžovací zařízení	 Pařák brambory <45mm Brambory >45 mm stac velkotřídíč Vybavení 1	 Stacionární velkotřídíč Vybavení 3	
Oblast použití stroje	Stolní brambory a sadba na dobře prosévatelných půdách	Krmné a průmyslové brambory na dobře prosévatelných půdách	Stolní brambory a sadba na těžce prosévatelných půdách	Stolní brambory a sadba na neprosévatelných půdách	
Spotřeba hodin živé práce	Zpracování půdy (příprava na setí)	18 / ha			
	Jarní práce ¹⁾	7 / ha			
	Meziřádkové obdělávání (kultivace) ²⁾	10 / ha			
	Sklizeň	40 / ha	25 / ha	70 / ha	120 / ha
	Posklizňová úprava ³⁾	40 / ha	—	50 / ha	50 / ha
	Pěstování brambor celkem	115 / ha	60 / ha	155 / ha	205 / ha

1) Použití plně automatických sazečů

2) Speciální hrobkovací nástroje pro těžké půdy

3) (Stacionární) třídící a skladovací ústředny

7. Perspektivní soustava strojů 1965—1970

Na základě dosavadních zkušeností můžeme z vývoje strojů pro sklizeň a posklizňové zpracování brambor v NDR vyvodit tyto závěry:

1. Nebylo by účelné, aby při mezinárodní koordinaci byl vývoj jednotlivých strojů z celkové soustavy strojů, např. vyorávačů, kombajnů na brambory, třídičů, rozdělen do více zemí.

2. Soustavy strojů jednotlivých zemí je třeba již při plánování vývoje vzájemně zladit, aby se dosáhlo vyšší sériové výroby.

3. Doporučuje se, aby výzkum sklizně a posklizňového zpracování brambor byl prováděn na základě závazně dohodnutých společných pracovních plánů a výzkumné práce aby se ročně hodnotily.

Literatura

1. Baganz, K.: Zur Frage des Sammelrodens von Kartoffeln bei hohem Anteil der Beimengungen (K otázce sklizně brambor sklizečem při vysokém podílu příměsí). Grundlagen der Landtechnik, H. 12, 1960, S. 25. — 2. Elvert, G.: Die wirtschaftliche Bedeutung der Kartoffelproduktion unter besonderer Berücksichtigung des deutschen Anbaugebietes (Hospodářský význam výroby brambor se zvláštním zřetelem na německou výrobní oblast). „Die Kartoffel“, Bd. 1, VEB Deutscher Landwirtschaftsverlag Berlin, 1961. — 3. Krause, O.: Ökonomische Probleme der Mechanisierung und Lagerung in der Kartoffelproduktion (Ekonomické problémy mechanizace a skladování při výrobě brambor). Deutsche Agrartechnik, H. 7, Juli 1962, S. 330. — 4. Sohst, J.: Kartoffelernte mit stationärer Fremdkörperabscheidung (Sklizeň brambor se stacionárním rozdruzováním). Deutsche Agrartechnik, H. 7, 1959, S. 311. — 5. Unveröffentlichtes Material des Instituts für Landtechnik Potsdam-Bornim. — 6. Zpráva o mezinárodní srovnávací zkoušce řádkových vyorávačů v r. 1959 v ČSSR. Materiál RVHP. — 7. Zpráva o mezinárodní srovnávací zkoušce kombajnů na brambory v r. 1959 v ČSSR. Materiál RVHP. — 8. Zpráva o mezinárodní srovnávací zkoušce sklizečů v r. 1961 v ČSSR. Materiál RVHP. — 9. Zpráva o mezinárodní srovnávací zkoušce rozbíječů natě v r. 1961 v ČSSR. Material RVHP.

Механизация работ при уборке и послеуборочной обработке картофеля в ГДР

Приводится состояние техники при выращивании, уборке и хранении картофеля в ГДР. Оцениваются условия для работы картофелеуборочных машин в ГДР, их конструирование и намечаются перспективы развития механизации.

Mechanisierung der Kartoffelernte und -aufbereitung in der DDR

Ein Bericht über den Stand der Technik bei Anbau, Ernte und Lagerung von Kartoffeln in der DDR. Es wurden die für die Arbeit der Erntemaschinen in der DDR geltenden Bedingungen sowie ihre Entwicklung bewertet und die Perspektive der weiteren Entfaltung der Mechanisierung wird festgesetzt.

Mechanization of Work in the Harvesting and in the After-Harvest Processing of Potatoes in the GDR

There is a description of the situation with regard to the machines applied in the cultivation, harvesting, and storing of potatoes in the GDR. There is also an evaluation of the conditions for the work of harvesting machines in the GDR and of their development, and the prospects of the development of mechanization are stated.

SLOVNÍČEK ZEMĚDĚLSKÉ TECHNIKY

Dojicí přístroj	доильный аппарат milking machine Melkmaschine
Dojicí zařízení stacionární	стационарная доильная установка stationary milking unit ortfeste Melkanlage
Dojivost	удойность yield Milchleistung
Dojnice	дойная корова milk-cow, milker Milchkuh
Chladicí nádrž na mléko	охладительный бак milk cooling tank Milchkühlwanne
Konev na mléko	бидон (для транспорта молока) milk can Milchkanne
Kravin	коровник cowshed, barn, cowhouse Kuhstall
Kravské vemeno	вымя коровы udder Kuheuter
Krevní oběh	кровообращение blood circulation Blutkreislauf
Masáž	массаж massage Massage
Mléčné potrubí	молокопровод milk pipeline Milchleitung
Nadojené mléko	удой (freshly) milked milk (frisch) gemolkene Milch
Napáječka	поилка drinking bowl Tränke, Tränkanlage
Napájení	поение drinking Tränken
Nápoj	пойло drink Getränk
Odstředěné mléko	обрат skim milk entrahmte Milch, Magermilch

Odstředivka	центрифуга cream separator Zentrifuge, Milchseparator
Odstřeďovati mléko	сепарировать молоко skim Milch entrahmen
Plnohodnotné mléko	полноценное молоко high quality milk Vorzugsmilch
Plnotučné mléko	цельное молоко milk with a high fat contents Vollmilch
Podtlak	разрежение vacuum Unterdruck
Porušení krevního oběhu	нарушение кровообращения defect in blood circulation Störung des Blutkreislaufs
Samočinná napáječka	автопоилка automatic drinking bowl Selbsttränke
Sání	сосание suction Saugen
Stáj	стойло cowshed, barn, cowhouse Stall
Stroje na mléčnou produkci	машинны для доения и первичной обработки молока milking and milk processing machines Maschinen für die Milchproduktion und -bearbeitung
Struky vemene krávy	соски вымени коровы teats Strich, Zitze
Struková guma	сосковая резина rubber, rubber lining, liner Zitzengummi
Strukový násadec	стакан teat cup Melkbecher, Zitzenbecher
Vývěva	вакуумный насос vacuum pump Vakuumpumpe
Zařízení na chlazení mléka	установка для охлаждения молока milk cooler Milchkühlanlage
Žlab	желоб trough Krippe

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací ministerstva zemědělství, lesního a vodního hospodářství. Vychází jako dvouměsíčník. Celoroční předplatné 60 Kčs. Redakce: Praha 2, Mánesova 75, telefon 27 45 51-8. Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS — ústřední expedice tisku, administrace odborného tisku, Jindřišská ul. 14, Praha 1. Lze též objednat u každé pošty nebo doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice tisku, odd. vývoz tisku, Jindřišská 14, Praha 1. Vytiskl Mír, novinářské závody, n. p., závod 2, provozovna 22, Legerova 22, Praha 2. A-02*31440

Přehled zahraniční literatury z oboru technologie dojení a prvotního zpracování mléka

Výběr z literatury, která došla do studijního a dokumentačního střediska ÚVTI v l. 1960—1962

Automatické dojící zařízení pro dojírny. 1960, VII. Farm. Mech., r. 12, č. 131, str. 244—245.

Bonapace M.: Mechanické dojení. 1959, Motorisation Agricole, r. 14, č. 144, str. 13—25.

Dojící stroje, chladičí zařízení, automatické mycí stroje a nůžky na dobytek „Alfa-Laval“. 1960, Landmaschinen-Markt, r. 39, č. 10, str. 469.

Eisenreich J.: Strojní dojení a chlazení mléka. 1962, Bayerisches Landwirtschaft. Wochenblatt, r. 152, č. 23, str. 23.

Glough P., Thiel C. C.: Strojní dojení v dojárnách se stabilním zařízením a se zařízením přenosným. 1961, Agriculture London, r. 68, č. 7, str. 364—368.

Golev V.: Dojírna pro dojnice. 1962, Sel. choz. Kazachstana, r. 10, č. 9, str. 44—47.

Heiselbach: Dojící zařízení a aparatury. 1962, Landmaschinen-Markt, č. 41, str. 842—844.

Hörer R.: Kvalitní mléko za pomoci techniky. 1961, Landtechnik, r. 16, č. 17, str. 575—578.

Kugenev P., Ščuka V.: Přístroj na ochlazování mléka po dobu dojení krav. 1962, Životnovodstvo, r. 24, č. 7, str. 82—84.

Nádrž na skladování mléka s automatickým řízením. 1960, Impl. and tractor, r. 75, č. 21, str. 92

Novinky při strojním dojení. 1961, Die Baue, r. 95, č. 5, str. 165—168.

Nový typ rozdělovače a dojaček fy Miele. 1960, Feld u. Wald, r. 79, č. 26, str. 10.

1. Nový typ dojačky se sběrným tankem. 2. Nová skříňová chladiřna na čerstvé mléko v konvích. 1960, Internationaler Landmasch., r. 2, č. 11/12, str. 400—401.

Produkce čistého mléka. II — Chlazení a skladování. 1960, Monthly Agric. Report, r. 35, č. 2, str. 41—45.

Ponomarev P.: Prvotní zpracování mléka na průmyslových mléčných farmách a jeho přeprava. 1961, Sel. choz. Kazachstana, r. 8, č. 3, str. 59—61.

Svédske stroje na dojení a zpracování mléka „Diabolo“. 1961, Technique Agricole, r. 160, str. 19—21.

Torud L.: Sběrné nádrže na mléko a příslušné systémy. 1960, Norsk Landbruk, č. 26, str. 788—791.