

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

2

ROČNÍK 22 (XLIX)

PRAHA

ÚNOR 1976

CENA 10 Kčs

CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Karel Bernhard, doc. ing. Marko Duriš, CSc., ing. Jiří Fiala, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Karel Joza, ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Píša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Steffl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1976

■

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

■

Научный журнал ЗЕМЕДѢЛЬСКАЯ ТЕХНИКА публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издаёт Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 7.

■

The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Publishes by the Institute of Scientific and Technical Information for Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Praha 2, Slezská 7.

■

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

■

Le journal scientifique ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publie les études, analyses et traités scientifiques concernant les tâches de recherches résous dans le domaine de technique agricole. Publié par l'Institut des informations scientifiques et techniques pour l'agriculture. Paraît une fois par mois. Rédaction 120 56 Prague 2, Slezská 7.

Z. Mareš

Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Rěpy

MAREŠ Z. *Posouzení velikosti příjmové kapacity obilních sil.* Zem. technika 22 (2): 59 — 73, 1976.

Obilní sklady o kapacitě 21 000 t tvoří v současné době více než 40 % skladové kapacity podniků zemědělského nákupu a zásobování. V Zemědělském nákupním závodě Kolín bylo během sklizně 1973 přijato 74,6 % celoročního příjmu obilí od silničních dopravních prostředků. Denní průměrný příjem činil 731 t, ale v kritický den bylo přijato 2176 t. Během dne vznikají dvě až tři příjmové špičky, přičemž je nutné v době příjmové špičky přijmout až 39 dopravních prostředků za hodinu. Maximální stavební příjmová kapacita obilních sil 21 000 t je 90 t h⁻¹ jednoho druhu suchého obilí. Před příjmovou váhou vznikají fronty čekajících dopravních prostředků na obsluhu; průměrná doba čekání ve frontě před váhou byla 5,36 min. Kritériem pro intenzitu obsluhy je doba obsluhy dopravního prostředku (požadavku na obsluhu) v uzlu obsluhy (pobyt dopravního prostředku na váze, skládání dopravního prostředku). Porovnáme-li tuto dobu obsluhy s intervaly mezi vstupy požadavků do uzlu obsluhy, vidíme, že je nutné mít pro kritický příjem k dispozici čtyři kanály obsluhy a pro optimální příjem dva kanály obsluhy.

zdroj požadavků; požadavek na obsluhu; kanál obsluhy; uzel obsluhy; doba obsluhy; dopravní prostředek; obilní silo; intenzita obsluhy; příjmové místo

Současné období je charakterizováno soustavným tlakem na zvyšování zemědělské výroby na celém světě. Jedním z nejdůležitějších zemědělských produktů jsou obiloviny, které nejsou pouze základem potravin a krmiv, ale stávají se strategickou surovinou a zaujímají klíčové postavení na světovém trhu. Proto se zvyšuje snaha zajistit minimální ztráty při sklizni a posklizňovém zpracování obilí.

Asi 55 % vyprodukovaného obilí vykupují podniky zemědělského nákupu a zásobování. Jejich skladovací kapacity jsou tvořeny nejrůznějšími zařízeními od starých nevyhovujících „špejcharů“ až po nově budovaná velkokapacitní obilní sila. Tato sila představují v současné době již 40 % skladovacích kapacit, ale jejich slabým článkem jsou příjmová místa.

Předkládaná práce analyzuje současný stav příjmu obilí u skladovací jednotky s kapacitou 21 000 t.

Zjištěné vstupní údaje z příjmu obilí jsou základem pro modelování výše příjmové kapacity v nově projektovaných obilních silech, nebo mohou být vodítkem pro stanovení počtu záložních příjmových míst u sil již hotových.

Nasazování stále výkonnější techniky přináší s sebou i požadavek na přesnost při plánování a přípravě mechanizovaných procesů. Zde nevystačíme jen se zkušenostmi

a intuicemi, které mohou v rozhodující fázi selhat, ale musíme hledat pomoc i v metodách operačního výzkumu. Tento výzkum v sobě shrnuje nejrůznější metody umožňující získat vědecky zdůvodněné závěry a podklady pro řešení hospodářsko-technických problémů.

METODICKÝ POSTUP

Sklizeň obilovin je třeba chápat nedílně v jednom komplexu vlastního nasazení sklízecích mlátiček a odvozu zrna včetně jeho vyložení na místě prvního ošetření. Pro stanovení kapacit obilných sil je proto nutná znalost předchozí části materiálového toku. Mohutnost materiálového toku obilí je dána výkonností sklízecích mlátiček, pracujících v nasávacím obvodu obilního sila. Z hlediska vlastní dopravy chápeme sklízecí mlátičku jako nakladač s přerušovanou nákladkou (Mareš, 1974).

Obilní sila o skladovací kapacitě 21 000 t jsou typickým představitelem skladovací jednotky. Jejich životnost je plánovaná na 50 let. Za poslední období po roce 1960 však prodělala sklizňová technika bouřlivý výkonnostní vývoj, se kterým bohužel projektanti těchto sil nepočítali. Došlo tedy k disproporcii mezi výkonností sklizňové a dopravní techniky a příjmovou schopností sil.

Při stanovení optimální kapacity příjmové linky se vyšlo z předpokladu, že obilní silo musí přijmout veškeré sklizené a dovezené obilí.

Při sklizni obilí musí platit vztah:

$$W_s \leq W_d \leq W_p \quad (1)$$

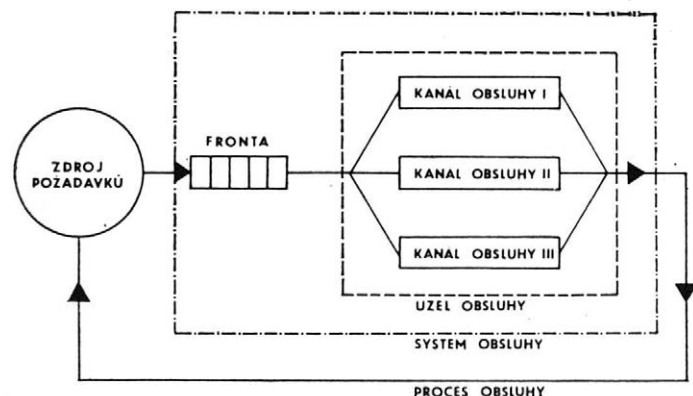
Výkonnost sklízeců se musí rovnat výkonnosti dopravních prostředků a nesmí být větší než je výkonnost příjmové linky.

Analýza skutečného stavu všech uzlů obsluhy, vyhodnocená statistickými metodami, poskytuje hodnoty pro stanovení příjmové kapacity obilního sila. Na řešení materiálového toku jsou interpretovány pojmy teorie hromadné obsluhy.

Základní kategorie procesu hromadné obsluhy

Teorie hromadné obsluhy je jednou z kategorií metod operačního výzkumu; je založena na teorii pravděpodobnosti, zabývající se chováním matematických modelů procesu obsluhy, a řeší vzájemný vztah mezi obsluhou a požadavky na obsluhu (Kubát, 1968).

Struktura modelu hromadné obsluhy je na obr. 1.



1. Struktura modelu hromadné obsluhy

Proces obsluhy se skládá ze zdroje požadavků na obsluhu a ze systému obsluhy. Ve zdroji požadavků jsou objekty, u nichž čas od času vznikají požadavky na obsluhu. Objekt je tedy nositelem požadavků na obsluhu. Požadavky se podle určitých pravidel rozhodnou, zda vstoupí nebo nevstoupí do systému obsluhy. Systém obsluhy se skládá z fronty a uzlu obsluhy.

Uzel obsluhy se skládá z jednoho nebo několika kanálů obsluhy, které uskutečňují vlastní obsluhu, tj. uspokojují požadavky na obsluhu.

Frontu vytvářejí požadavky, které při svém vstupu do systému obsluhy našly všechny kanály obsluhy obsazené a musí čekat na uvolnění některého z nich. Požadavky jsou z fronty vybírány podle určitých pravidel, tzv. čekací disciplíny. Požadavek je obsloužen jedním z uvolněných kanálů. Obsloužená jednotka opouští systém obsluhy a začíná se znovu do zdroje požadavků.

Zdroj požadavků pro řešený případ je omezený, když je celkový počet objektů konečný a intenzita vstupu

$$\lambda' = \frac{1}{E\{\tau_{a'}\}} \text{ (vstupů min}^{-1}\text{)} \quad (2)$$

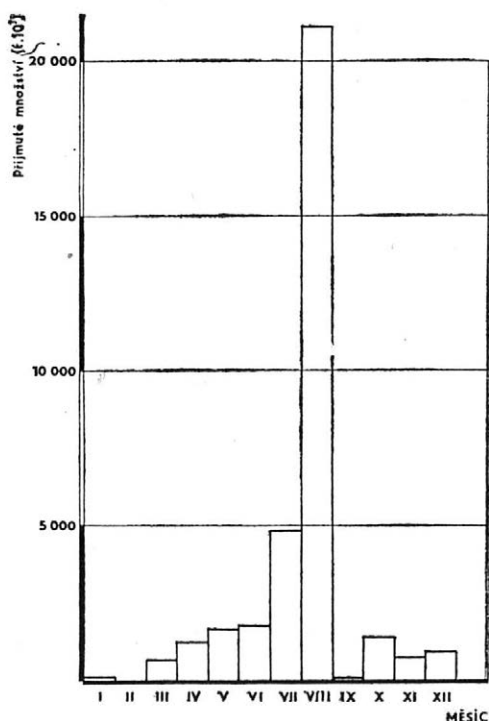
Důležitou veličinou je délka obsluhy (τ_s). Parametrem procesu obsluhy je intenzita obsluhy (μ)

$$\mu = \frac{1}{E\{\tau_s\}} \text{ (obsl min}^{-1}\text{)} \quad (3)$$

VLASTNÍ PRÁCE

Obilní sila o skladovací kapacitě 21 000 t jsou stavěna na denní příjem 800 t obilí. Maximální příjmová kapacita těchto sil je 90 t h⁻¹. Příjmové místo tvoří železniční příjmový koš o kapacitě příjmu 70 t h⁻¹ a automobilní koš o kapacitě příjmu 20 t h⁻¹.

Z obou příjmových košů jde obilí na společný dopravník (redler), takže obilní silo je schopno zajistit tuto příjmovou kapacitu pouze za předpokladu příjmu čistého a suchého obilí jednoho druhu. Zde je ovšem nutno poznamenat, že nová sila mají již výtahy dva, což umožňuje současně přimát dva druhy obilí.



Schemata příjmu obilí

Roční schéma příjmu obilí

Pro stanovení skladovací kapacity obilního sila je důležitá znalost schémat příjmu obilí. Roční schéma příjmu obilí je znázorněno na obr. 2. Během roku 1973 bylo v ZNZ Kolín přijato od silničních dopravních prostředků celkem 34 652 t obilí. Podstatná část příjmu byla koncentrována do doby sklizně, což bylo v případě roku 1973 období 35 dní. Během tohoto krátkého období bylo přijato 25 834 t obilí, což představuje 74,6 % z celkového ročního příjmu.

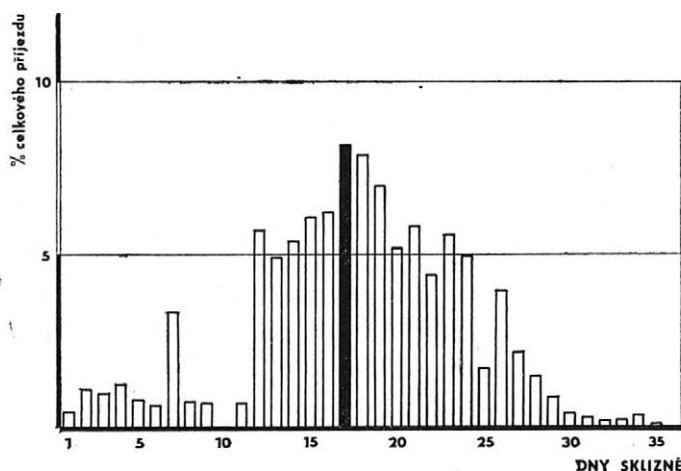
2. Roční schéma příjmu obilí v ZNZ Kolín v roce 1973

Během vlastní sklizně přivážely obilí traktorové a automobilní dopravní prostředky. Převládající podíl tvořily traktorové dopravní prostředky, pouze z 27,4 % byly zastoupeny nákladní automobily. Průměrná užitečná hmotnost dopravních prostředků byla 5,99 t (Mareš, 1974). Pro stanovení příjmové kapacity je nutné znát příjmové období s maximálním příjmem. Ve sledovaném případě to bylo období sklizně. Vyjdeme-li z celkově přijatého množství obilí během sklizně 1973, můžeme stanovit potřebný počet přijatých dopravních prostředků. Během sklizně bylo přijato:

$$\frac{25\,834}{5,99} = 4312,85 = 4313 \text{ dopravní prostředky}$$

Sezónní schéma příjmu obilí

Sezónní schéma příjmu obilí do obilního sila ZNZ Kolín je znázorněno na obr. 3. Den s maximálním počtem přijatých dopravních prostředků se nazývá kritickým dnem. Během tohoto dne bylo přijato 8,2 % z celkového počtu dopravních prostředků přijatých během sklizně 1973.



3. Příjem obilí v ZNZ Kolín během sklizně 1973

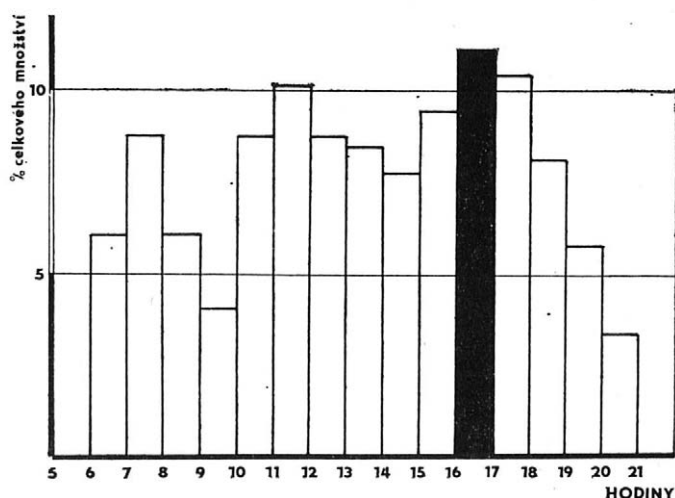
Podle zvolené metodiky je nutné přijmout maximálně 353 dopravní prostředky za den.

Příjem během sklizně v ZNZ Kolín trval 35 dní při denním příjmu 731 t (obr. 3). Během šesti dnů, tj. od 1. 8. do 8. 8. bylo přijato více než 41 % sezónního příjmu.

Denní schéma příjmu obilí

Denní schéma příjmu obilí je ovlivněno různými faktory, jako např. užitečnou hmotností dopravních prostředků, možností rychlého vyklopení nákladu atd. Obilní silo ZNZ Kolín přijímalo obilí od 6 do 22 hodin.

Na obr. 4 je znázorněno denní schéma příjezdu dopravních prostředků během kritického dne. Během kritické hodiny přijelo 11,1 % dopravních prostředků, což by podle metodiky mohlo být maximálně 39 dopravních prostředků. Ve skutečnosti byly během této hodiny přijaty 33 dopravní prostředky.



4. Denní schéma příjezdu dopravních prostředků do ZNZ Kolín (4. 8. 1973)

Krátkodobé schéma příjmu obilí

Dopravní prostředky přivážející obilí přijíždějí v různých časových odstupech způsobených různými vlivy, např. výkonností sklízecích mlátiček, nosností dopravních prostředků, přepravní vzdáleností, hustotou silničního porozvozu, rychlostí atd. Vyjde-li z maximálních kritických údajů, přijede za minutu:

$$\frac{39}{60} = 0,65 \text{ dopravních prostředků}$$

Znamená to, že obsluha dopravních prostředků v jednotlivých uzlech linky nesmí trvat déle než 1,54 minuty.

Tuto metodicky stanovenou hodnotu je nutné konfrontovat s naměřenými hodnotami intervalů mezi příjezdy dopravních prostředků.

Z naměřených hodnot při sledování průběhu sklizně 1973 v ZNZ Kolín vyplynuly zajímavé poznatky.

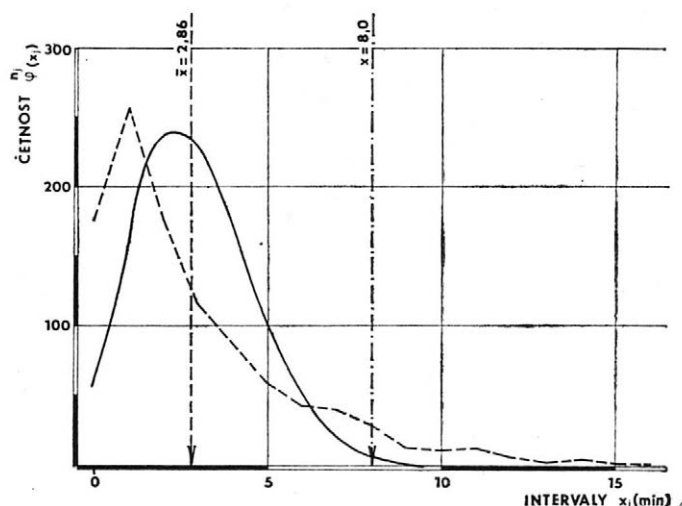
I. Intervaly mezi příjezdy dopravních prostředků do obilního sila ZNZ Kolín

Datum (-)	Nejpočetnější interval (min)	Aritmetický průměr $\bar{x}$ (min)	Výběrový průměr $\bar{x}$ (min)	Intenzita vstupu (obsl h ⁻¹)
30. 7. 1973	0,51 – 1,50 1,61 – 2,50	6,00	2,62	22,90
31. 7. 1973	0,51 – 1,50	8,00	3,95	15,19
1. 8. 1973	0,51 – 1,50	7,00	3,07	19,54
3. 8. 1973	0,51 – 1,50	6,00	2,05	29,27
4. 8. 1973	0,51 – 1,50	7,00	2,70	22,22
6. 8. 1973	1,51 – 2,50	5,50	2,64	33,73
8. 8. 1973	0,51 – 1,50	7,00	3,65	16,44
Celkem	0,51 – 1,50	8,00	2,86	20,97

Intervaly mezi příjezdy dopravních prostředků do obilního síla v ZNZ Kolín se pohybovaly od 0 do 22 minut, extrémní interval byl 44 minuty. Průměrné velikosti intervalů mezi příjezdy dopravních prostředků v jednotlivých dnech jsou shrnuty do tab. I. Intenzita vstupu do uzlu obsluhy se pohybovala od 15,2 do 29,3 vstupů za hodinu

Příjezd dopravních prostředků do síla

Krátkodobé schéma příjmu obilí, respektive grafické zobrazení příjezdů dopravních prostředků do síla, je na obr. 5. Podle Mareše (1974) je pro modelování intervalů mezi příjezdy dopravních prostředků nejvhodnější Poissonovo rozdělení četností (Reisenauer 1970). Vhodnost rozdělení byla testována testem shody χ^2 .



5. Intervaly mezi příjezdy dopravních prostředků do obilního síla ZNZ Kolín v roce 1973

Rozdělení pravděpodobností je dáno vztahem

$$f(x) = \frac{\lambda^x \cdot e^{-\lambda}}{x} \quad (4)$$

Teoretická absolutní četnost $q(x_j)$ se určí z rovnice

$$q(x_j) = n \cdot f(x_j) \quad (5)$$

Výběrový aritmetický průměr se určí podle vzorce (Reisenauer, 1970)

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^k x_j \cdot n_j \quad (6)$$

Výběrový průměr je ovlivněn třídou s největší četností 2,86 min, což prakticky znamená, že každé 2,86 minuty vstoupil do uzlu obsluhy požadavek na obsluhu. Intenzita vstupu do uzlu obsluhy je 20,97 vstupů za hodinu (tab. I).

Fronta dopravních prostředků

Délka fronty čekajících vozidel byla ovlivňována jednak intenzitou vstupu, jednak intenzitou obsluhy při vlastním vážení. Počet vozidel ve frontě se pohyboval v průměru od 0 do 11. Maximálně zjištěné údaje o velikosti fronty pocházejí z měření při příjmu dne 4. 8. 1973, kdy bylo ve frontě až 21 vozidlo.

Každé vozidlo čekalo ve frontě v průměru 2 minuty. Nejvhodnějším modelovým rozdělením pro dobu čekání dopravních prostředků ve frontě je exponenciální rozdělení (Mareš, 1974).

Rovnice teoretické křivky je dána vztahem

$$f(t) = k \cdot \bar{x} \cdot e^{-kt} \quad (7)$$

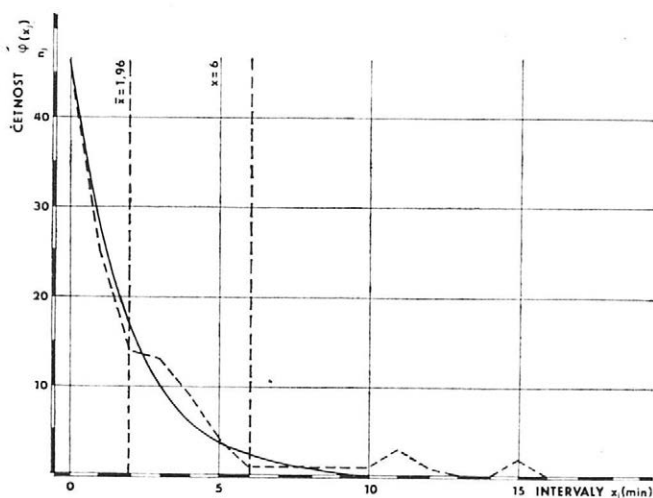
Konstanta k se vypočítá podle vztahu

$$k = n \cdot h \quad (8)$$

II. Čekání dopravních prostředků ve frontě

Datum (-)	Nejpočetnější interval (min)	Aritmetický průměr $\bar{x}$ (min)	Výběrový průměr $\bar{x}$ (min)	Intenzita obsluhy (obsl h ⁻¹)
30. 7. 1973	7,51 — 8,50	9,50	7,04	8,52
31. 7. 1973	0,0 — 0,50	9,50	2,81	21,35
1. 8. 1973	0,0 — 0,50	7,00	3,50	17,14
3. 8. 1973	11,51 — 12,50	8,00	7,17	8,37
4. 8. 1973	5,51 — 6,50	30,00	18,64	3,22
	13,51 — 14,50			
6. 8. 1973	0,0 — 0,50	6,00	1,96	30,61
8. 8. 1973	0,0 — 0,50	4,00	1,27	47,24
Celkem	0,0 — 0,50	11,00	5,36	11,19

Výběrový aritmetický průměr se určí podle rovnice (6). Zpracované hodnoty pro ostatní dny jsou shrnuty v tab. II. Doba čekání ve frontě před váhou se pohybovala od 0 do 31 minuty. Maximální hodnota ze dne o nejvyšším příjmu a extrémní hodnota je 60 minut pro dva případy čekání. Na obr. 6 je graficky zobrazeno statistické zpracování doby čekání požadavků na obsluhu ve frontě před váhou.



6. Doba čekání naložených dopravních prostředků ve frontě před váhou (ZNZ Kolín 6. 8. 1973)

Vážení dopravních prostředků

Každý dopravní prostředek s nákladem je zvážen, z nákladu je odebrán vzorek (obr. 7) a do vážní knihy jsou zapsány potřebné údaje (jako datum, SPZ, zemědělský závod, druh obilí a váha). Řidič vozidla dostane lístek, na kterém jsou vyplněny údaje o obilí (o čistotě a váze); zároveň je mu určeno, na které místo skládky má s nákladem jet. Zpracované údaje doby pobytu dopravních prostředků na váze jsou shrnuty v tab. III. Doba pobytu dopravních prostředků na váze se pohybovala od 0,5 do 11 minut; průměrné hodnoty byly tři až čtyři minuty, což znamená, že během hodiny bylo obslouženo v průměru 15 až 20 dopravních prostředků.



7. Odběr vzorků a vážení dopravních prostředků

III. Doba vážení dopravních prostředků

Datum (-)	Nejpočetnější interval (min)	Aritmetický průměr $\bar{x}$ (min)	Výběrový průměr $\bar{x}$ (min)	Intenzita obsluhy (obsl h ⁻¹)
30. 7. 1973	1,76—2,25	3,25	2,51	23,90
31. 7. 1973	1,76—2,25	3,25	2,26	26,55
1. 8. 1973	1,76—2,25	4,00	2,51	23,90
3. 8. 1973	1,26—1,75	1,75	1,54	38,96
4. 8. 1973	1,26—1,75	2,50	1,93	31,09
6. 8. 1973	1,26—1,75	2,25	1,67	35,93
8. 8. 1973	1,26—1,75	2,50	1,98	30,30

Stanovení intenzity obsluhy v systému příjmu obilí

Prvním uzlem obsluhy v systému přejímky obilí je váha, kde se odebírají vzorky a váží dopravní prostředky. Průměrná doba vážení (výběrový průměr) $\bar{x} = 2,51$ min je výchozím údajem pro dimenzi příjmové linky obilního sila. Abychom vyrovnali případné zdržení dopravních prostředků při naježdění na váhu a sježdění z ní, zvětšíme dobu vážení o 10 %. Průměrná doba vážení je pak:

$$2,51 + 0,25 = 2,76 \text{ min}$$

Intenzita obsluhy je 0,36 dopravních prostředků za minutu nebo 21,6 za hodinu.

Tato hodnota je ovšem v rozporu s celkovým teoreticky možným příjezdem 39 dopravních prostředků a je rovněž v rozporu s hodnotou kritického příjezdu 33 dopravních prostředků během jedné hodiny. Plyne z toho samozřejmě nutnost tvoření front před váhou a vznik prostoje u dopravních prostředků.

Stanovení doby čekání dopravních prostředků v systému přejímky

Obilní silo v ZNZ Kolín přijímalo 16 hodin denně. Znamená to, že během dne je silo schopno při rovnoměrném příjmu přijmout $0,36 \times 960 = 346$ dopravních prostředků.

Jak bylo zjištěno, přijede za minutu 0,65 dopravních prostředků (metodické maximum vycházející z kritických údajů). Za den by tedy mohlo přijet:

$$0,65 \times 960 = 624 \text{ dopravních prostředků}$$

Takovéto množství by ovšem vyžadovalo vybudování ještě jedné váhy pro příjem naložených dopravních prostředků.

Maximálně bylo během dne (4. 8. 1973) přijato 339 dopravních prostředků. V tento den čekaly v průměru 18,64 minuty, což znamená celkovou dobu čekání za den:

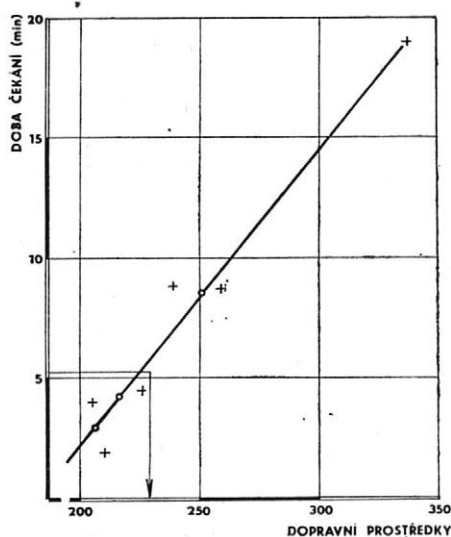
$$\frac{339 \times 18,64}{60} = 109,6 \text{ hodiny}$$

30. 7. 1973 bylo např. přijato za den 236 dopravních prostředků při průměrné době čekání ve frontě 7,04 minuty. Celková doba čekání byla:

$$\frac{236 \times 7,04}{60} = 27,66 \text{ hodiny}$$

Průměrná doba čekání dopravních prostředků ve frontě, která byla vyhodnocena z naměřených hodnot, je 5,36 minuty. Na obr. 8 je naznačen průběh závislosti doby čekání dopravních prostředků. Přesný průběh závislosti by vyžadoval značný počet měření. Z obr. 8 je možno zpětně zjistit počet přijatých dopravních prostředků, odpovídající době čekání ve frontě.

Na základě hodnot z obr. 8 lze říci, že při denním příjmu menším než 187 dopravních prostředků bude teoreticky doba čekání nulová.



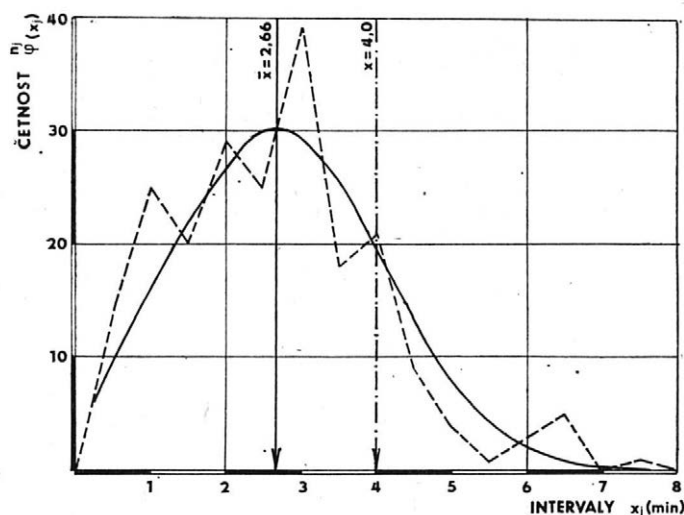
8. Závislost doby čekání ve frontě na počtu přijatých dopravních prostředků

Stanovení intenzity obsluhy při vykládce obilí

Jak bylo řečeno, je maximální projektovaná příjmová kapacita obilního sila 90 t h^{-1} . Znamená to, že silo je zařízení na přímý příjem 15 dopravních prostředků o nosnosti 6 t. Doba obsluhy při sklápění (4 min) je v rozporu s dobou obsluhy na váze (2,76 min) a zejména s intervalem mezi vstupy požadavků do uzlu obsluhy (1,54 min).

Při příjmu obilí přímo od sklízecích mlátiček je nutno obilí ošetřit na posklizňové lince, která je ve většině případů součástí obilního sila. Posklizňová linka musí mít proto prostor určený k dočasné akumulaci přivezeného obilí. Jeho minimální velikost musí být taková, aby během dne přijaté obilí bylo možno v noci zpracovat. V ZNZ Kolín tvořila akumulační sklad zastřešená plocha v těsné blízkosti posklizňové linky a odstavná betonová plocha, která byla výhodná zvláště pro svoji kapacitu vykládání, danou možností sklápat několik vozidel najednou a nezávisle následně vršit obilí nakladačem s čelní lžící.

Dopravní prostředky mohou vykládat současně na několika místech — kanálech obsluhy — sklápěním na zem.



9. Doba skládání dopravních prostředků (ZNZ Kolín 1973)

IV. Doba skládání dopravních prostředků

Datum (—)	Nejpočetnější interval (min)	Aritmetický průměr $\bar{x}$ (min)	Výběrový průměr $\bar{x}$ (min)	Intenzita obsluhy (obsl h^{-1})
31. 7. 1973	2,76—3,25	2,75	2,59	23,17
1. 8. 1973	2,76—3,25	2,50	3,11	19,29
	3,26—3,75			
3. 8. 1973	2,76—3,25	4,25	2,68	22,39
6. 8. 1973	0,76—1,25	4,00	2,77	21,66
	2,76—3,25			
8. 8. 1973	0,76—1,25	2,25	1,78	33,71
Celkem	2,76—3,25	4,00	2,66	22,55

Doba skládání dopravních prostředků v ZNZ Kolín během sklizně 1973 je zobrazena na obr. 9. Doba obsluhy požadavků se pohybovala od 0,5 do 7,5 minuty. Naměřené hodnoty jsou v tab. IV.

Vhodným modelovým rozdělením je normální rozdělení. Frekvenční funkce je dána vztahem

$$q(x) = \frac{n \cdot h}{s\sqrt{2\pi}} = \frac{(x - \bar{x})^2}{2s^2} \quad (9)$$

Výběrový průměr se stanoví podle rovnice (6) a je 2,66 min.

Pro modelování doby skládání dopravních prostředků je nutné přičíst koordinační koeficient ve výši 20 % na zajištění a vyjždění dopravních prostředků a na přípravu vlastního skládání. Doba skládání tedy bude:

$$2,66 + 0,53 = 3,19 \text{ minuty}$$

Intenzita obsluhy:

$$\frac{1}{3,19} = 0,31 \text{ obsluh min}^{-1}$$

Pro dimenzi uzlu linky je důležitá doba pobytu dopravních prostředků v místě skládky. Je to doba, po kterou dopravní prostředek blokuje místo skládky dalšímu dopravnímu prostředku. Pohybovala se od 1,0 do 13 minut; výběrový průměr byl 4,78 minuty.

Pro modelování doby pobytu dopravních prostředků je nutné přičíst koordinační koeficient ve výši 10 % na příjezd a odjezd dopravních prostředků. Průměrná doba pobytu v místě vykládky bude:

$$4,79 + 0,48 = 5,27 \text{ minuty}$$

Intenzita obsluhy:

$$\frac{1}{5,27} = 0,19 \text{ obsluhy min}^{-1}$$

Za pracovní den může jeden kanál obsluhy odbavit

$$0,19 \times 960 = 182 \text{ dopravní prostředky}$$

Aby byl zajištěn denní příjem 346 dopravních prostředků, je zapotřebí:

$$\frac{346}{182} = 1,9 \text{ kanálu obsluhy}$$

Z toho plyne záměr, že obilní silo s tak velkými příjmovými úkoly musí mít bezpodmínečně dvě příjmová místa o celkové kapacitě příjmu 200 t h^{-1} . Kromě této příjmové kapacity musí mít obilní silo k dispozici prostor pro zachycení špičkového příjmu obilí, respektive pro dočasnou akumulaci jiného druhu obilí, než které je právě uskladňováno. Plynulý příjem obilí v nich je bez akumulačního skladu nemožný.

Celková doba pobytu dopravních prostředků v obilním silu

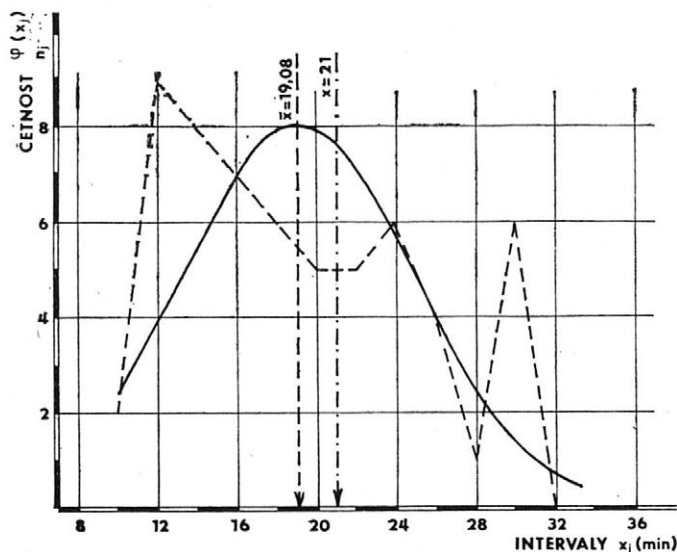
Obsloužené dopravní prostředky přijíždějí v různých intervalech k odjezdové váze, kde se váží a kde se zároveň uzavírá záznam o příjmu obilí. Náhodnost časových intervalů vede opět ke vzniku fronty čekajících dopravních prostředků.

Po vlastním odbavení přijížděly dopravní prostředky na váhu v intervalech 0 až 18 minut s maximální zjištěnou hodnotou 31 min. Průměrné intervaly se pohybovaly od 2,3 do 3,7 min, což představuje intenzitu 16,22 až 25,06 výstupů za hodinu.

Doba čekání ve frontě se pohybovala od 0 do 11 minut, maximálně zjištěná hodnota doby čekání ve frontě byla 19 minut.

V zájmu zachování jednosměrného pohybu dopravních prostředků v objektu síla byly odbavené dopravní prostředky váženy na druhé váze. Doba vážení se pohybovala od 0,2 do 6,5 minuty. Průměrná doba vážení byla 1,8 až 2,24 min, což znamená intenzitu obsluhy 26,8 až 33,3 obsluh h^{-1} . Lze říci, že dopravní prostředky se na odjezdové váze zdržely v průměru dvě minuty proti třem až čtyřem minutám na příjmové váze.

Důležitým údajem pro stanovení počtu dopravních prostředků potřebných v dopravním cyklu při odvozu obilí od sklízecích mlátiček je celková doba zdržení dopravního prostředku v obilním síle. Tato doba dává obraz o tom, jak rychle je dopravní prostředek odbaven, jak dobrá je v síle organizace obsluhy. Dobou pobytu dopravního prostředku v síle rozumíme časový úsek od okamžiku, kdy určitý dopravní prostředek přijede do fronty před váhu až do okamžiku, kdy po opětovném zvážení prázdného dopravního prostředku sílu opustí. Tato doba se pohybovala od 10 do 60 minut. Maximální hodnoty přísluší kritickému dni, kdy doba pobytu dopravních prostředků v síle dosáhla až 1,5 hodiny.



10. Celková doba pobytu dopravních prostředků v síle

Na obr. 10 je znázorněno statistické zpracování hodnoty doby pobytu dopravních prostředků v obilním síle ZNZ Kolín z 6. 8. 1973. Doba pobytu se pohybovala od 10 do 42 minut, výběrový průměr byl 19,8 minuty. Vhodným modelem pro vyrovnání empiricky zjištěných dat je zde normální rozdělení (viz rovnici č. 9).

Z celkové doby pobytu dopravních prostředků v síle připadá podstatná část na přejezdy a čekání. Pro grafické zobrazení statistických hodnot z měření v ZNZ Kolín byl zvolen 6. srpen 1973. V tento den bylo přijato 1890 t obilí, což je 2,5krát více než průměrná denní hodnota za celou dobu sklizně. Provedme zde rozbor, kolik času je vynaloženo na přejezdy a prostoje dopravních prostředků. Průměrná doba pobytu dopravních prostředků v objektu síla byla 19,80 min, z toho na vlastní vážení včetně odběru vzorků (příjezd + odjezd) bylo spotřebováno 3,90 min. Doba skládání byla 3,14 min. Znamená

to, že ztrátové časy představují 12,76 min. Z toho připadá na čekání ve frontách (příjezd + odjezd) 7,23 min, takže 5,53 min tvoří přejezdy a ostatní zdržení. K vlastní manipulaci při příjmu obilí teoreticky stačí 35,6 % z průměrného času připadajícího na zdržení dopravních prostředků v objektu obilního sila. Je zřejmé, že výhodnějším technickým uspořádáním objektu by bylo možné celkovou dobu pobytu dopravních prostředků v silu zkrátit.

Z Á V Ě R

Sklady obilí o kapacitě 21 000 t se stávají základní skladovací jednotkou podniků ZNZ. Pro navrhování technologických linek těchto sil je nutné mít k dispozici údaje o příjmu obilí, které zachycují dynamický charakter průběhu sklizně.

V ZNZ Kolín bylo během sklizně 1973 přijato 74,6 % celoročního příjmu od silničních dopravních prostředků. Denně bylo v průměru přijímáno 731 t obilí, ale v kritický den bylo přijato 2176 t, tj. 8,4 % z celkového množství. Během dne vznikají dvě až tři příjmové špičky, a to první kolem 10. hodiny dopoledne a další odpoledne mezi 12. až 14. a 16. až 18. hodinou. Špičkový příjem vyžaduje přijmout až 39 dopravních prostředků za hodinu. Nerovnoměrnost v příjezdu dopravních prostředků vyvolává vznik front; průměrná doba čekání v nich byla zjištěna na základě měření a činí 5,36 minuty na dopravní prostředek.

Kritériem pro propustnost linky je doba obsluhy na váze a doba skládání dopravních prostředků. Vážení trvalo v průměru tři až čtyři minuty, doba skládání, respektive doba pobytu dopravních prostředků v místě skládky 5,27 minuty. Znamená to, že během hodiny může jedno skládací místo přijmout 11 dopravních prostředků.

Aby byl zajištěn kritický příjem, musí být k dispozici čtyři kanály obsluhy a pro optimální příjem minimálně dva kanály. Celková doba pobytu dopravních prostředků v objektu sila byla 19,8 minuty.

Seznam použitých označení

$E\{\tau_d\}$	střední hodnota náhodné veličiny
$E\{\tau_s\}$	střední hodnota náhodné veličiny
e	základ přirozených logaritmů
$f(t)$	rovnice křivky experimentálního rozdělení
$f(x)$	rovnice Poissonova rozdělení
$f(x_j)$	teoretická absolutní četnost
h	délka třídního intervalu
k	konstanta pro výpočet hodnot experimentálního rozdělení
n	rozsah zkoumaného rozboru
n_j	absolutní četnost v_j -té třídy
s	směrodatná odchylka
W_d	výkonnost dopravní linky
W_p	výkonnost příjmové linky
W_s	výkonnost sklizňové linky
x	proměnná veličina
x_j	hodnota třídního intervalu j -té třídy
$\bar{x}$	výběrový aritmetický průměr
λ	parametr Poissonova rozdělení
λ'	intenzita vstupu do uzlu obsluhy
μ	intenzita obsluhy
τ_s	délka obsluhy
$\varphi(x)$	frekvenční funkce normálního rozdělení
$\varphi(x_j)$	teoretická absolutní četnost
χ^2	znak pro test shody

Literatura

- JANKO, J.: Statistické tabulky. Stát. nakl. techn. lit., Praha 1958.
- KUBÁT, J.: Aplikace teorie hromadné obsluhy v manipulaci s materiálem. IMADOS, Praha 1968.
- MAREŠ, Z.: Výzkum vztahů mezi kapacitou skladovacích prostorů a náklady na dopravu vybraných substrátů. [Kandidátská disertace.] Praha 1974.
- REISENAUER, R.: Metody matematické statistiky a její aplikace v technice. Stát. nakl. techn. lit., Praha 1970.
- WALTER, J.: Operační výzkum. Stát. nakl. techn. lit., Praha 1973.

Došlo dne 13. 1. 1976

МАРЕШ З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы, Чехословакия). Оценка величины приемной емкости зернохранилищ. Зем. техника 22 (2): 59-73, 1976.

Зернохранилища емкостью в 21 000 в настоящее время представляют собой более 40 % емкости складов предприятий сельскохозяйственных заготовок и снабжения. В сельскохозяйственном заготовительном предприятии Колин в ходе уборки урожая 1973 года было принято 74,6 % общегодового приема зерна от автодорожных транспортных средств. Среднесуточный прием составлял 731 т, но в критический день было принято 2176 т. В течение дня возникают два-три часа пик, причем, во время пика необходимо принять 39 транспортных средств в час. Максимальная приемная емкость зернохранилищ 21 000 т составляет 90 т. час⁻¹ одного вида сухого зерна. Перед приемными весами возникают очереди транспортных средств, ожидающих обслуживания; среднее время ожидания в очереди перед весами составляло 5,36 мин. Критерием интенсивности обслуживания является время обслуживания транспортного средства (требование к обслуживанию) в узле обслуживания (время пребывания транспортного средства на весах, разгрузка транспортного средства). Если сравнить это время обслуживания с интервалами между поступлением требований в узел обслуживания, то мы увидим, что для критического приема необходимо иметь в наличии четыре канала обслуживания, а для оптимального приема два канала обслуживания.

источник требований; требование к обслуживанию; канал обслуживания; узел обслуживания; время обслуживания; транспортное средство; зернохранилище; интенсивность обслуживания; место приема

MAREŠ Z. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha - Řepy, Czechoslovakia). An Estimation of the Receiving Capacity of Grain Silos. Zem. техника 22 (2) : 59-73, 1976.

Granaries with the capacity of 21,000 tons represent nowadays more than 40 % of storage room capacity of agricultural purchase and supply enterprises. In The Agricultural Purchase Enterprise at Kolín 74.6 % of the annual volume of grain were received from road means of transport during the harvest of 1973. The daily average amount of grain received was 731 tons, on a critical day it was even 2,176 tons. During the day two or three climaxes of the reception of grain occur; in these climaxes it is necessary to receive up to 39 vehicles per hour. The maximum receiving capacity of grain silos of 21,000 t is 90 t. h⁻¹ of one kind of dry grain. In front of the weighing machine queues of waiting conveyances with grain loads arise; an average time of waiting in that queue was 5.36 min. A criterion for the service intensity is the time required to dispatch a vehicle (a requirement for the service) in the system of service (the time of the standing of the vehicle on the weighing machine, putting down the vehicle). If this time of service is compared with the intervals between requirement entrances into the system of service, it can be inferred that four simultaneous channels of the service must be at a disposal during the critical reception, and two channels of the service for the optimum reception.

source of requirements; requirement for the service; service channel; service system; time of service; means of transport; grain silo; service intensity; place of reception

MAREŠ Z. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha - Řepy, Tschechoslowakei). *Beurteilung über die Größe der Annahmekapazität von Getreidesilos*. Zem. technika 22 (2) : 59-73, 1976.

Die Getreidelager mit der Kapazität von 21 000 t stellen gegenwärtig mehr als 40% der Lagerkapazität von Betrieben für Erfassung und Versorgung der Agrarprodukte dar. Im landwirtschaftlichen Erfassungsbetrieb Kolín wurden im Laufe der Ernte 1973 74,6 % der ganzjährigen Getreideannahme von Straßentransportmitteln angenommen. Die durchschnittliche Tagesannahme belief sich auf 731 t, allerdings am kritischen Tag wurden 2176 t angenommen. Im Laufe des Tages treten zwei bis drei Annahmespitzen auf, wobei im Zeitpunkt der Annahmespitze bis 39 Transportmittel je Stunde anzunehmen sind. Die maximale bauliche Annahmekapazität von Getreidesilos 21 000 t ist 90 t ha^{-1} einer Sorte von Trockengetreide. Vor der Annahmewaage entsteht Schlange von auf die Bedienung wartenden Transportmitteln; die mittlere Wartezeit in der Schlange vor der Waage war 5,36 Min. Ein Kriterium für die Bedienungsintensität ist die Bedienungsdauer des Transportmittels (Anforderung an die Bedienung) in der Bedienungsstelle (Aufenthalt des Transportmittels auf der Waage, Entladen des Transportmittels). Falls man die Bedienungsdauer mit den Zeitabständen zwischen den Eintritts der Anforderungen in die Bedienungsstelle vergleicht, erkennt man, daß man für die kritische Annahme über vier Bedienungskanäle und für die optimale Annahme über zwei Bedienungskanäle verfügen muß.

Quelle der Anforderungen; Anforderung an die Bedienung; Bedienungskanal; Bedienungsdauer; Transportmittel; Getreidesilo; Bedienungsintensität; Annahmestelle

Adresa autora:

Ing. Zdeněk Mareš, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, 163 07 Praha 6 - Řepy

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si zapůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

AMADUCCI, M. T. — BARALDI, G. — VENTURI, G. C 22.975/2
Controlli sulla regolarità die distribuzione di un apparato pneumatico con diversi tipi di seme di bietola. Bologna, Gruppo giornalistico dell' agricole (1975). S. 118-128. 10 obr. 3 tab. Estr. da „Rivista di ingegneria agraria“ 4, n. 3. (Secí stroje — přesné — pneumatické — řepa — semena — výsev — přesnost — výsev — výzkum — Itálie)

AMADUCCI, M. T. — BARALDI, G. — VENTURI, G. C 17.248/178
Controlli sulla regolarità di distribuzione di un apparato pneumatico con diversi tipi di seme di bietola. Bologna, Ist. di meccanica agraria 1973. S. 118-128, 10 obr. 3 tab. Estr. della Rivista di ingegneria agraria n. 3, 1973. (Secí stroje — řepné — výsevní ústrojí — pneumatické — setí — přesnost — kontrola — výzkum — Itálie)

BEASLEY, E. O. — HUMPHRIES, E. G. D 33.567/306
Shaped beds as an aid to mechanized crop production and harvesting. Raleigh (North Carolina), Agric. ext. service 1973. 4 s. obr. Folder 306. (Secí stroje — zelenina — použití — letáky)

ZAUFALL, F. D 39.844/40
Anleitung für Kontrolle, Einsatz und Pflege von Feldspritzgeräten. B. m. Bayer. Landesanstalt f. Bodenkultur und Pflanzenbau 1973. 16 s. 12 obr. Pflanzeninformationen Nr. 40. (Postřikovače — použití)

MANFREDI, E. — BARALDI, G. C 17.248/145
Conferme e sviluppi della meccanizzazione nel settore della bieticoltura. Bologna, Ist. di meccanica agraria 1973. S. 36-46. obr. Estr. da „Industria saccarifera Italiana“ n. 2. (Cukrovka — pěstování — mechanizace — výzkum — Itálie)

La coltura della barbabietola. G 22.959
Risultati tecnico-economici nel „Tenimento Jolanda (Fe)“. Roma, Consiglio nazionale delle ricerche 1973. 94 s. tab. obr. (Cukrovka — pěstování — mechanizace — výzkum / Cukrovka — sklizeň — mechanizace — výzkum / Cukrovka — ekonomické otázky — pěstování — výzkum — Itálie)

Mechanizacija rabot v sadovodstve. D 63.556
Moskva, Kolos 1973. 351 s. 96 obr. 67 tab. (Mechanizace zahradnictví — příručky)

OLIJNYK, V. V. — EGOROV, Ju. P. E 36.775
Pristroji ščo zapobihajut vtratom vrožaju. Kyjiv, Urožaj 1974. 190 s. 60 obr. (Hospodářské rostliny — sklizeň — mechanizace / Sklízecí mlátičky / Sklizeče brambor / Sklizeče lnu / Sklizeče kukuřice — příručky)

ROZBOR DOPADU HLÍZ PŘI SÁZENÍ BRAMBOR KOTOUČOVÝM SÁZECÍM ÚSTROJÍM

K. Žák, V. Cihlár, J. Hájek

Vysoká škola zemědělská, Praha, provozně ekonomická fakulta, České Budějovice

ŽÁK K., CIHLÁŘ V., HÁJEK J. Rozbor dopadu hlíz při sázení brambor kotoučovým sázecím ústrojím. Zem. technika 22 (2): 75—87, 1976.

Práce uvádí výsledky laboratorního měření příčného a podélného rozptylu hlíz při dopadu. Zejména byl sledován vliv obvodové rychlosti vynášecího kotouče, frekvence výsadby, velikosti sadby a sklonu sázecí. Ukázalo se, že uvedenými faktory je více ovlivněn příčný rozptyl hlíz. Změna místa dopadu hlíz při práci na svahu je řešena teoreticky.

sázecí; rovnoměrnost dopadu hlíz

K základním ukazatelům kvality práce sázecího ústrojí náleží podélná rovnoměrnost roztečí vysázených hlíz, která je závislá na řadě faktorů. U kotoučového sázecího ústrojí to je zejména obvodová rychlost nabíracího kotouče, frekvence výsadby, velikost sadby, sklon sázecí, vzdálenost roviny dopadu hlíz aj. Práce se zabývá rozбором podélného a příčného rozptylu hlíz, který byl stanoven v laboratorních podmínkách.

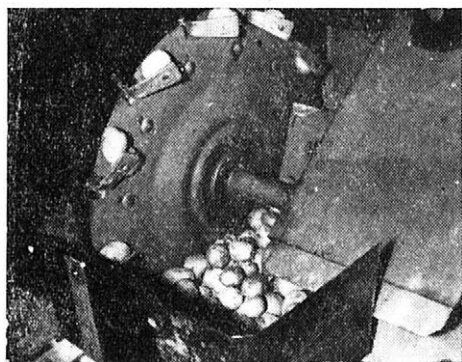
Výzkumem faktorů ovlivňujících rovnoměrnost výsadby brambor u kotoučového sázecího ústrojí se zabýval Kraus (1969). Stanovil maximální obvodovou rychlost nabíracího kotouče na 0,9 až 1,0 m s⁻¹ a za maximální výšku dopadu hlíz považuje 30 cm. Rozбором faktorů působících na pravidelnost podélných vzdáleností hlíz v řádku se zabývá i Kan (1969), a to při různém pohonu sázecího ústrojí, a doporučuje traktorový náhon nezávislý na pojezdové rychlosti. Postnikov s Kellerem (1969) se zabývají faktory, které působí na nerovnoměrnost otáčení vynášecího kotouče.

METODIKA

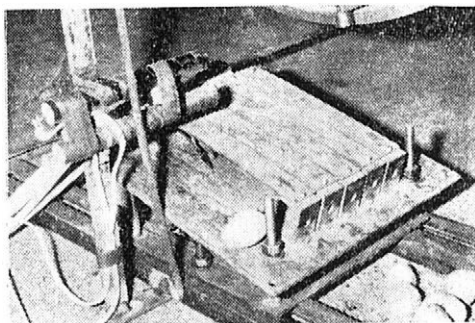
K měření bylo použito kotoučového sázecího ústrojí s prstovým přidržovačem, které je vyráběno v ČSSR. Konstrukce sázecího kotouče je na obr. 1.

Laboratorně jsme měřili oválné hlízy, jejichž parametry jsou uvedeny v tab. I.

Příčný i podélný rozptyl hlíz byl zjišťován speciálním zařízením vlastní konstrukce, které je vidět na obr. 2. Zařízení se skládá z dopadových destiček s nalepenými odporovými tenzometry, které umožnily graficky zaznamenávat dopad hlíz. Grafický záznam byl proveden smyčkovým oscilografem K-105. Schéma celého zařízení je na obr. 3. Poloha destiček vůči sázecí je regulovatelná. Poloha dopadových destiček vůči nabíracímu kotouči je uvedena na obr. 4.



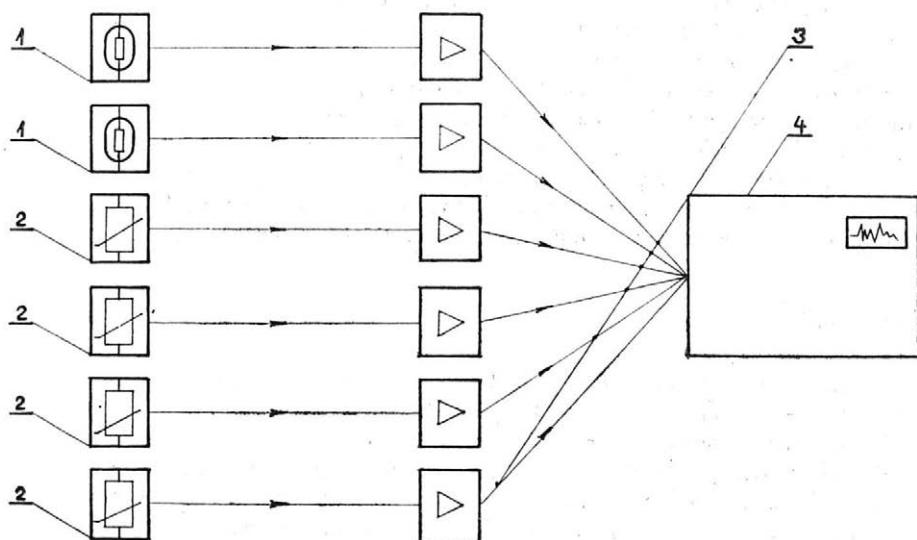
1. Konstrukce vypásečního kotouče s prstovým přidržovačem



2. Dopadové destičky pro měření podélného a příčného rozptylu hlíz

I. Parametry laboratorně měřených hlíz

Označení hlíz	Střední rozměry (mm)			Střední hmotnost (g)
	délka	šířka	tloušťka	
K_1	43,0	30,0	37,5	45
K_2	51,0	36,0	45,0	56
K_3	66,0	45,0	58,0	120



3. Schéma zařízení pro měření rozptylu hlíz

1 — fotoodpor

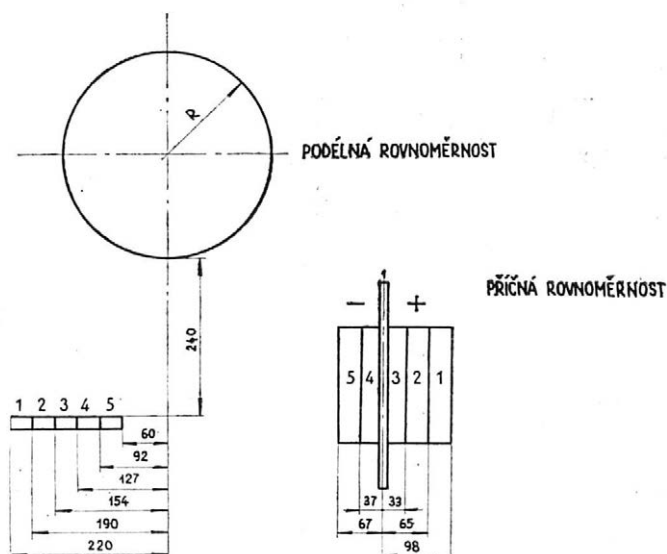
2 — odporový tenzometr

3 — tříkanálový můstkový zesilovač TDA-3 (dvě soupravy)

4 — oscilograf K-105

Měřili jsme při obvodové rychlosti kotouče $v_o = 0,35 \text{ m s}^{-1}$, $0,70 \text{ m s}^{-1}$ a $1,10 \text{ m s}^{-1}$ na sklonech 0° , 4° , 8° a 12° v příčné poloze a na 0° , 5° a 10° v podélné poloze.

4. Poloha dopadových destiček vůči vynášecímu kotouči při měření



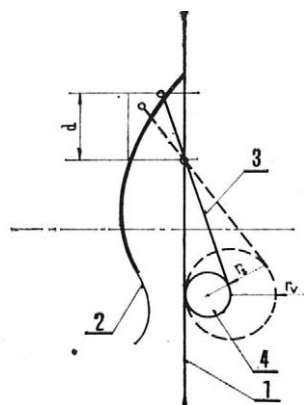
VLASTNÍ PRÁCE

TEORETICKÉ ŘEŠENÍ

Vynášecí kotouč sázecího ústrojí hlízy uchopí, unáší a vypustí. Vypuštění nastane po uvolnění pevného stisku. Stisk uvolňuje vodící dráha, kterou sleduje patka přidržovače.

Bod dopadu hlízy při různé poloze kotouče umožní stanovit následující teoretický rozbor dráhy letu hlízy. Rozbor vychází z předpokladu, že odpor vzduchu je nulový, úhlová rychlost vynášecího kotouče je rovnoměrná, otevření přidržovače tak velké, že zajišťuje, aby při uvolnění hlízy nedocházelo ke tření mezi hlízou a přidržovačem a hlízy mají kulový tvar se stálou polohou těžiště vzhledem k přidržovači.

Rozbor vychází z otevírání prstového přidržovače podle schématu na obr. 5.

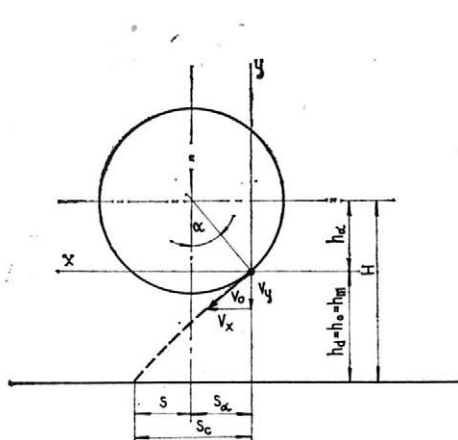


5. Schéma otevírání prstového přidržovače
- 1 — vynášecí kotouč
- 2 — vodící dráha patky přidržovače
- 3 — patka přidržovače
- 4 — hlíza

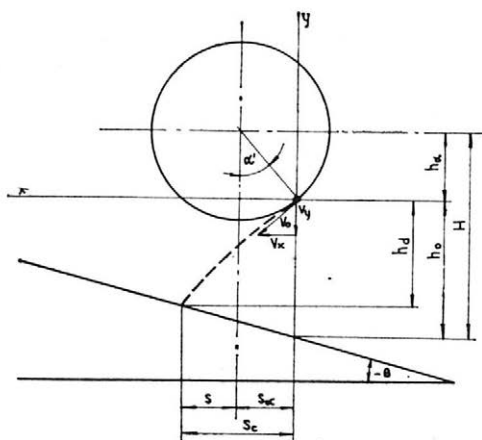
Sázecí ústrojí při práci ve vodorovné poloze

Na obr. 6 je znázorněn úhel α , což je úhel sevřený spojnicí bodu opuštění hlízy s osou kotouče a rovnoběžkou s osou y . Jak plyne z obr. 5, je velikost úhlu α určena velikostí hlízy. Skutečná hodnota úhlu je proto dána vztahem

$$\alpha_{sk} = \alpha \pm \Delta \alpha \quad (1)$$



6. Znázornění bodu dopadu hlízy při vodorovné poloze sázeče



7. Znázornění bodu dopadu hlízy u sázeče skloněného ve směru spádnice

Velikost úhlu α a je z obr. 5 následující:

$$\alpha = \frac{d}{r_{vač}} \frac{180}{\pi} \quad (2)$$

Obvodová rychlost vynášecího kotouče je

$$v_o = R\omega = \frac{\pi n}{30} R \quad (3)$$

a její složky

$$v_x = v_o \cos \alpha \quad (4)$$

$$v_y = v_o \sin \alpha \quad (5)$$

Svislá (y) souřadnice rychlosti v místě dopadu má tvar

$$v_{y \max} = \sqrt{v_y^2 + 2gh_o} \quad (6)$$

kde: h_o — svislá vzdálenost bodu opuštění od podložky

$$h_o = H - R \cos \alpha \quad (7)$$

Čas letu této hlízy je

$$t = \frac{\sqrt{v_y^2 + 2gh_o} - v_y}{g} \quad (8)$$

a vodorovná vzdálenost dopadu

$$s_c = v_x t = v_z \frac{\sqrt{v_y^2 + 2gh_o} - v_y}{g} \quad (9)$$

$$s = s_c - s_x = v_z \frac{\sqrt{v_y^2 + 2gh_o} - v_y}{g} - R \sin \alpha \quad (10)$$

Sázecí ústrojí při práci ve směru spádnice svahu

Schematické znázornění letu hlízy za těchto podmínek uvádí obr. 7. Sklonitost svahu je označena úhlem β , přičemž odpovídá sklonění sázeče ze svahu.

$$\alpha' = \alpha \pm \beta \quad (11)$$

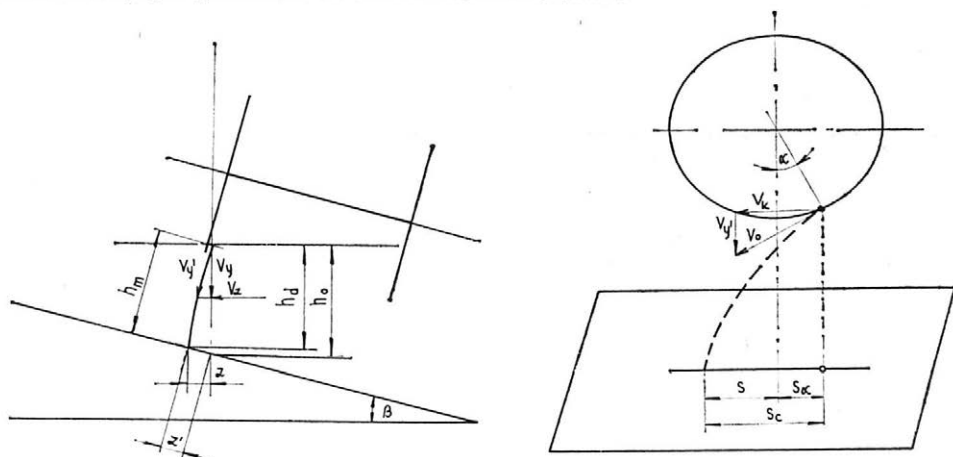
$$h_d = h_o - v_x \operatorname{tg} \beta \cdot t \quad (12)$$

$$\frac{gt^2}{2} + v_y t - h_d = 0 \quad (13)$$

$$t = \frac{\sqrt{(v_y + v_x \operatorname{tg} \beta)^2 + 2gh_o} - (v_y + v_x \operatorname{tg} \beta)}{g} \quad (14)$$

$$s_c = v_x \frac{\sqrt{(v_y + v_x \operatorname{tg} \beta)^2 + 2gh_o} - (v_y + v_x \operatorname{tg} \beta)}{g} \quad (15)$$

Sázecí ústrojí při postavení ve směru vrstevnice svahu



8. Znáznornění bodu dopadu hlízy u sázecího skloněného ve směru vrstevnice

Teoretická úvaha vychází z obr. 8. Příslušné rovnice jsou následující:

$$v_x = v_o \cos \alpha \quad (16)$$

$$v_y' = v_o \sin \alpha \quad (17)$$

$$v_y = v_y' \cos \beta \quad (18)$$

$$v_z = v_y' \sin \beta \quad (19)$$

$$h_d = \frac{h_m}{\cos \beta} \quad (20)$$

$$h_d = h_m - v_z t \operatorname{tg} \beta \quad (21)$$

$$\frac{gt^2}{2} + v_y t = h_o - v_z \operatorname{tg} \beta \quad (22)$$

$$t = \frac{\sqrt{(v_y + v_z \operatorname{tg} \beta)^2 + 2gh_o} - (v_y + v_z \operatorname{tg} \beta)}{g} \quad (23)$$

$$z = v_z t \quad (24)$$

$$z' = \frac{z}{\cos \beta} \quad (25)$$

$$s_c = v_x t \quad (26)$$

VÝSLEDKY

ZHODNOCENÍ PODELNÉHO ROZPTYLU

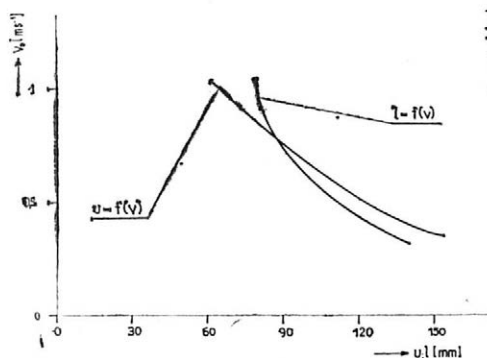
Výsledky měření podélného rozptylu uvádí tab. II. Vedle statistických veličin vzdálenosti dopadu od osy kotouče obsahuje i veličiny pro výpočet Bartletova testu homogenity rozptylu na základě více výběrů. Uvedeným testem jsou hodnoceny rozptyly vyjadřující příslušnou závislost. Tabulka uvádí dále podmínky každého měření.

II. Výsledky měření podélného rozptylu

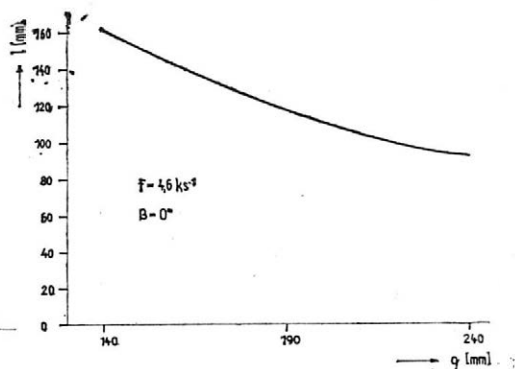
Číslo měření	Počet hlíz (n)	Frekvence sázení	Vzdálenost destiček	Velikost hlíz	Sklon sázeče	Statisticky vzdálenosti		
						průměr $\bar{x}$	rozptyl s^2	s_i
—	ks	ks s ⁻¹	mm	—	(°)	mm	mm	mm
1	46	4,6	240	K ₁	0	117,50	577,12	24,02
2	38	2,3	240	K ₂	0	143,60	669,49	25,87
3	29	4,6	175	K ₂	0	128,10	918,35	30,30
4	25	4,6	140	K ₂	0	163,20	252,32	15,88
5	38	4,6	240	K ₂	0	92,60	313,30	17,70
6	27	3,5	240	K ₂	0	121,00	396,70	19,92
7	48	5,6	240	K ₂	0	85,90	391,32	19,78
8	35	7,0	240	K ₂	0	163,20	252,31	15,88
9	62	2,3	240	K ₂	5 dopř.	83,34	457,42	21,39
10	41	2,3	240	K ₂	10 dopř.	121,66	562,13	23,71
11	55	4,6	240	K ₃	0	82,31	921,64	30,35

a) Vliv obvodové rychlosti nabíraného kotouče na podélný rozptyl hlíz

Uvedený vztah je znázorněn v diagramu na obr. 9, kde l vyjadřuje střední vzdálenost dopadu hlízy od osy kotouče (obr. 10) a u rozpětí jednotlivých souborů hlíz při dopadu. Je zřejmé, že při vyšší obvodové rychlosti kotouče dopadaly hlízy blíže k průmětu osy kotouče do roviny dopadu. Na vliv obvodové rychlosti lze usuzovat z měření č. 2, 5 a 8 (tab. II). Podle Bartletova testu se rozptyly uvedených souborů od sebe významně liší, čímž je dokázáno, že při větší rychlosti je dopad hlíz přesnější.



9. Závislost podélné střední vzdálenosti dopadu hlízy od osy nabíracího kotouče a rozptýlu hlíz při dopadu na obvodové rychlosti nabíracího kotouče

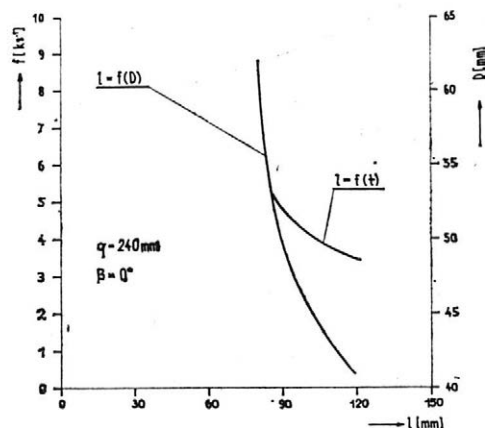


10. Závislost podélné střední vzdálenosti dopadu hlízy od osy nabíracího kotouče na vzdálenosti roviny dopadu od vynášecího kotouče

dopadu od osy kotouče		Veličiny výpočtu Bartletova testu homogenity rozptýlů		
variační koeficient	$s_{\bar{x}}$	$(n - 1) \log s_i^2$	$\frac{1}{n - 1}$	$(n - 1) s_i^2$
%	mm			
20,40	3,58	124,25625	0,02222	25 969,50
18,00	4,25	104,55275	0,02702	24 771,50
23,70	5,72	82,96484	0,03571	25 715,20
9,73	3,24	57,64608	0,04167	6 055,20
19,12	2,91	92,35052	0,02702	11 592,10
16,46	3,91	67,55996	0,03846	10 314,20
23,02	2,88	121,84797	0,02127	18 391,10
9,73	3,24	73,84868	0,02941	5 052,40
25,66	2,74	162,27830	0,01628	27 901,40
19,49	3,75	109,99240	0,02500	22 484,00
31,32	4,13	160,08516	0,01851	49 766,40

b) Vliv frekvence výsadby na podélný rozptýl hlíz

Na rozdíl od předchozího měření nebyla frekvence výsadby měněna pracovní rychlostí sázeče, ale převodovým poměrem mezi poháněcím kolem a nabíracím kotoučem. Výsledky jsou uvedeny v diagramu na obr. 11 a v tab. II, jim odpovídají měření č. 5, 6 a 7. Zatímco u střední vzdálenosti dopadu byla zjištěna stejná tendence jako u měření ad a), rozptýl souborů se příliš nezměnil. Bartletův test je neprůkazný. Vysvětlujeme si to malým rozmezím ve zvolené frekvenci výsadby.



11. Závislost podélné střední vzdálenosti dopadu hlízy od osy nabíracího kotouče na frekvenci výsadby a velikosti hlíz.

c) Vliv vzdálenosti nabíracího kotouče od roviny dopadu hlíz na podélný rozptyl hlíz

Výsledky uvádí diagram na obr. 10, v němž vzdálenost nabíracího kotouče od roviny dopadu hlíz je vyznačena q . Střední vzdálenost se příliš nezměnila, ale významně se změnil rozptyl hlíz. Dopad je přesnější při menší vzdálenosti.

d) Vliv velikosti sadby na podélný rozptyl hlíz

Tento vliv je rovněž znázorněn v diagramu na obr. 11. Z průběhu křivky $l = f(D)$ vyplývá, že hlízy menších rozměrů dopadají na větší vzdálenost. Také rozptyly se výrazně liší (měření č. 1, 5 a 11).

e) Vliv sklonu sázeče na podélný rozptyl hlíz

Výsledky uvedené v tab. II (měření č. 2, 9 a 10) ukazují, že sklon sázeče zkracuje střední vzdálenost dopadu hlíz od průmětu osy kotouče. Rozptyl hlíz však zůstává stejný.

ZHODNOCENÍ PŘÍČNÉHO ROZPTYLU

a) Vliv obvodové rychlosti na příčný rozptyl hlíz

Příčný rozptyl je hodnocen v tab. III podle procentuálního zastoupení hlíz dopadlých do středu (destička č. 3) a od středu doleva a doprava. Dále je v tab. III uveden relativní počet hlíz dopadlých mimo střed, jakož i průměrné vychýlení doprava a doleva. Průměrné vychýlení v mm je označeno $+$ při vychylce doprava a $-$ při vychylce doleva. Z měření č. XVI-1, XVI-5, XVII-6 a IX-8 byl učiněn závěr, že obvodová rychlost nemá vliv na množství hlíz dopadlých do středu a že i rozdělení hlíz mimo střed včetně střední vychylky není obvodovou rychlostí poznamenáno.

b) Vliv vzdálenosti roviny dopadu hlíz na příčný rozptyl

Z měření č. XIII-9, XIV-10 a XIV-11 lze usoudit, že změna svislé vzdálenosti roviny dopadu o 100 mm nemá téměř vliv na příčný rozptyl, neboť do středu dopadalo více než 80 % hlíz. Hlízy mimo střed dopadaly do pravé strany a průměrné vychýlení nepřesáhlo 40 mm, což u hlíz K_2 není více než rozměr hlízy.

III. Vliv sledovaných veličin na příčný rozptyl hlíz

Číslo měření	Počet hlíz	Frekvence sázení	Vzdálenost destiček	Velikost hlíz	Sklon sázeče	Rozdělení hlíz vůči stanovené ose řádku				V průměru na jednu zasaženou destičku dopadlo hlíz		Průměrná výchylka hlíz od osy řádku	
						v ose	mimo osu	doleva od osy	doprava od osy	doleva	doprava	doleva	doprava
—	ks	ks s ⁻¹	mm	—	(°)	%	%	%	%	%	%	mm	mm
XVI 1	32	4,6	240	K ₁	0	68,75	31,25	0,00	31,25	0,00	10,40	0,00	52,0
XVI 2	26	4,6	240	K ₁	4 vpravo	80,70	19,30	15,40	3,84	7,70	3,84	26,80	49,0
XVI 5	33	2,3	240	K ₁	0	81,80	18,20	6,00	12,20	12,20	3,00	52,00	41,0
XVIII 6	28	7,0	240	K ₁	0	78,58	21,42	3,57	17,85	3,57	8,93	52,00	45,8
IX 8	41	4,6	240	K ₁	0	85,36	14,64	0,00	14,64	0,00	4,88	0,00	68,0
I 1	20	2,3	240	K ₂	0	95,00	5,00	0,00	5,00	0,00	5,00	0,00	81,5
VII 3	42	2,3	240	K ₂	0	95,24	4,76	2,38	2,38	2,38	2,38	52,00	49,0
VII 4	22	4,6	240	K ₂	0	90,90	9,10	0,00	9,10	0,00	4,55	0,00	41,0
VIII 6	34	5,6	240	K ₂	0	73,52	26,48	0,00	26,48	0,00	4,42	0,00	41,9
VIII 7	36	3,5	240	K ₂	0	75,00	25,00	5,56	19,44	5,56	6,48	18,50	44,5
X 1	36	4,6	175	K ₂	0	86,11	13,89	5,55	8,53	5,55	4,17	52,00	43,7
X 2	39	4,6	140	K ₂	0	79,49	20,51	7,69	12,82	3,85	4,27	40,80	45,9
XIII 9	14	4,6	140	K ₂	0	100,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,0
XIV 10	29	4,6	175	K ₂	0	89,62	10,38	0,00	10,38	0,00	5,19	0,00	38,3
XIV 11	16	4,6	140	K ₂	0	81,25	18,75	0,00	18,75	0,00	18,75	0,00	33,0
XV 12	22	4,6	140	K ₂	4 vlevo	86,36	13,64	0,00	13,64	0,00	6,82	0,00	17,3
XII 6	34	4,6	240	K ₂	4 vpravo	23,56	76,44	0,00	76,44	0,00	38,22	0,00	42,8
XI 3	39	4,6	240	K ₂	4 vlevo	69,28	30,72	30,72	0,00	10,24	0,00	17,92	0,0
IV 9a	29	4,6	240	K ₂	4 vlevo	17,24	82,76	82,76	0,00	27,59	0,00	16,20	0,0
IV 12a	37	4,6	240	K ₂	4 vpravo	5,40	94,60	27,04	67,56	13,52	33,78	1,85	51,6
IV 13a	50	4,6	240	K ₂	8 vpravo	6,00	94,00	26,00	68,00	13,00	21,00	8,41	63,7
IV 10	32	4,6	240	K ₂	8 vlevo	3,13	96,87	96,87	0,00	32,29	0,00	30,30	0,0
IV 10a	30	4,6	240	K ₂	8 vlevo	3,35	96,65	96,65	0,00	24,16	0,00	20,20	0,0
XI 4	34	4,6	240	K ₂	8 vlevo	11,78	88,22	88,22	0,00	29,41	0,00	21,40	0,0
XII 7	32	4,6	240	K ₂	8 vpravo	6,24	93,76	0,00	93,76	0,00	93,76	0,00	52,0
XV 13	20	4,6	140	K ₂	8 vlevo	85,00	15,00	10,00	5,00	47,50	5,00	20,00	49,0
XVI 3	28	4,6	140	K ₁	8 vpravo	14,28	85,72	71,42	14,28	35,71	4,76	22,00	49,0
IV 11	13	4,6	140	K ₂	12 vlevo	0,00	100,00	100,00	0,00	50,00	0,00	24,00	0,0
IV 11a	16	4,6	140	K ₂	12 vlevo	12,50	87,50	87,50	0,00	43,75	0,00	42,00	0,0
IV 14a	32	4,6	140	K ₂	12 vpravo	21,86	78,14	59,37	19,75	19,79	18,75	21,00	33,0
XI 5	32	4,6	140	K ₂	12 vlevo	3,12	96,88	96,88	0,00	32,29	0,00	33,00	0,0
XII 8	38	4,6	140	K ₂	12 vpravo	0,00	100,00	0,00	100,00	0,00	33,30	0,00	67,0
XV 14	16	4,6	140	K ₂	12 vlevo	0,00	100,00	100,00	0,00	50,00	0,00	19,00	0,0
XVI 4	28	4,6	140	K ₁	12 vpravo	10,72	89,28	85,78	3,58	28,59	3,58	26,00	49,0
IX 9	23	4,6	140	K ₃	0	52,17	47,83	26,08	21,72	42,69	10,86	30,00	39,0
XVIII 7	10	4,6	140	K ₃	0	30,00	70,00	20,00	50,00	20,00	50,00	18,50	33,0

c) Vliv frekvence hlíz na příčný rozptyl

Také frekvence hlíz nemá vliv na charakteristiku příčného rozptylu, což lze odvodit z měření VIII-6 ($f = 5,6 \text{ s}^{-1}$), VII-4 ($f = 4,6 \text{ s}^{-1}$) a VIII-7 ($f = 3,5 \text{ s}^{-1}$). Hlízy dopadají mimo střed nepřesahují 25 %, dopadají pouze směrem doprava od kotouče a velikost střední výchylky nepřekračuje rozměr hlízy.

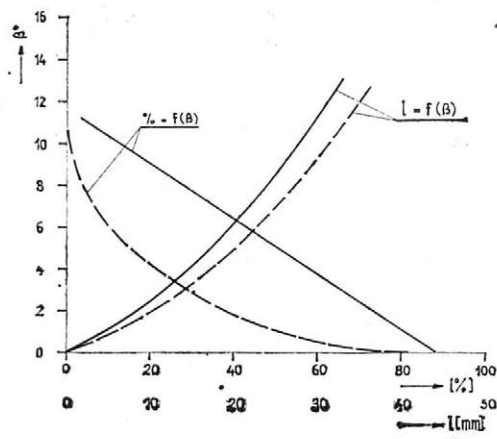
d) Vliv velikosti sadby na příčný rozptyl

Na tento faktor lze usuzovat z měření IX-8 ($K = 1$), IX-9 ($K = 3$) a VII-4 ($K = 2$). Všechna tato měření se dělala při stejné obvodové rychlosti a stejné frekvenci. Ukazuje se, že drobné (85 %) a střední (90 %) hlízy dopadají převážně do středu a že odchylky jsou pouze doprava. Hlízy K_3 naopak vykazují jen 52 % hlíz dopadlých do středu a procentuálně převládají odchylky doleva, průměrné vychýlení hlízy je však větší doprava. Příčný rozptyl je tedy větší u velké sadby.

e) Vliv sklonu sázeče na příčný rozptyl

V měřeních jsme sledovali vliv bočního sklonu, a to sklonu sázeče doleva i doprava až do sklonitosti $\beta = 12^\circ$. Při $v_0 = 0,7 \text{ m s}^{-1}$ a frekvenci $f = 4,6 \text{ s}^{-1}$ bylo dosaženo těchto výsledků:

1) Při sklonu sázeče doleva u kotouče s přidržovači uloženými proti svahu se přesuává dopad hlíz do levé strany. Na obr. 12 je znázorněna závislost procenta hlíz dopadlých do středu a velikost střední výchylky na sklonu sázeče. S narůstáním sklonu sázeče se zvětšuje střední hodnota výchylky hlíz. Všechny hlízy dopadlé mimo střed jsou na levé straně. Procento hlíz dopadlých do středu prudce klesá s narůstáním sklonu sá-

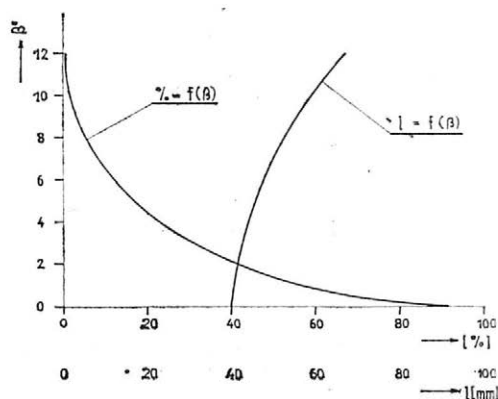


12. Závislost příčné střední vzdálenosti dopadu hlíz od roviny nabíracího kotouče na příčném sklonu sázeče — sklon doleva

$v_0 = 1,4 \text{ m s}^{-1}$

$p = K_2$

$f = 4,6 \text{ s}^{-1}$



13. Závislost příčné střední vzdálenosti dopadu hlíz od roviny nabíracího kotouče na příčném sklonu sázeče — sklon doprava

$v_0 = 0,7 \text{ m s}^{-1}$

$p = K_2$

$f = 4,6 \text{ s}^{-1}$

zeče. Stejně tendence vykazují měření s hlízami K_1 (viz měření č. XVI-1, XVI-2, XVI-3 a XVI-4). U těchto drobných hlíz však vždy menší procento hlíz přepadlo na pravou stranu a jejich střední výchylka byla větší než hlíz dopadlých na pravou stranu. Příčinou je vysoké procento dvojáků. Při měřeních nebyly výjimkou tři hlízy uchycené prstem přidržovače. Hlízy unášené navíc odskakují převážně do levé strany. Dvojáky tedy zhoršují příčnou rovnoměrnost dopadu hlíz.

2) U kotouče s přidržovači po svahu bylo dosaženo výsledků označených na obr. 12 přerušovanými čarami. Hlízy dopadaly na větší vzdálenost od středu doleva a pokles procentuálního zastoupení hlíz ve středu byl prudký.

3) Při sklonu sázeče doprava se přesouvá dopad hlíz do pravé strany. Průběh základních charakteristik příčného rozptylu na sklonu sázeče ukazuje obr. 13. Jedná se o měření VII-4, XII-6, XII-7 a XII-8 provedená při $v_0 = 0,7 \text{ m s}^{-1}$ a frekvenci $f = 4,6 \text{ s}^{-1}$ s hlízami K_2 . S narůstáním sklonu rychle poklesá procento hlíz vysázených do středu. Všechny hlízy vypadlé mimo střed jsou vpravo od středu a střední výchylka hlíz prudce narůstá se sklonitostí svahu. Prsty přidržovače byly uloženy ve směru svahu na vynášecím kotouči. U druhého kotouče nebyl jednoznačný přesun hlíz doprava. I na sklonu 12° dopadlo 20 % hlíz vlevo od středu. Rozptyl hlíz byl větší.

DISKUSE

Na rozdíl od Krause (1969) jsme nezjistili nepříznivý vliv vzdálenosti roviny dopadu od vynášecího kotouče na podélný rozptyl hlíz. Podle našich výsledků dochází pouze ke změně střední vzdálenosti dopadu hlíz od osy nabíracího kotouče. Zajímavé je i zjištění, že dopad hlíz je přesnější (podélný rozptyl je nižší) při vyšší obvodové rychlosti. Také u frekvence výsadby byl zjištěn největší podélný rozptyl hlíz při její nejnižší hodnotě.

ZÁVĚR

Práce obsahuje výsledky laboratorního měření rozptylu hlíz při dopadu do roviny pole u kotoučového sázecího ústrojí. Byl měřen příčný i podélný rozptyl při různé obvodové rychlosti nabíracího kotouče, různé frekvence výsadby, různé velikosti hlíz, různé vzdálenosti roviny dopadu od vynášecího kotouče a při různém bočním i podélném sklonu sázeče. Výsledky ukázaly, že na příčný rozptyl má největší vliv boční sklon sázeče a velikost sadby. Vliv sklonu se projevuje rozdílně podle polohy přidržovačů na vynášecím kotouči. Příčný rozptyl byl větší u kotouče s přidržovači uloženými proti směru sklonu sázeče, protože hlízy odskakují do obou stran od středu. Příčnou rovnoměrnost hlíz zhoršují dvojáky.

Podélný rozptyl hlíz je nejvíce ovlivněn obvodovou rychlostí vynášecího kotouče. Při vyšší rychlosti je nižší.

K práci je přiložen teoretický rozbor dráhy letu hlízy, který umožňuje stanovit bod dopadu hlízy při práci na svahu. Výsledky měření potvrdily správnost teoretické rozvahy. Střední vzdálenost dopadu hlízy od osy nabíracího kotouče v podélném směru je výrazně ovlivněna všemi sledovanými faktory. Průměrné odchylení hlíz od roviny vynášecího kotouče v příčném směru je nejvíce ovlivněno velikostí hlíz a sklonem sázeče.

Seznam použitých značek

D	průměr hlízy (mm)
H	vzdálenost osy vynášecího kotouče od podložky (mm)
R	poloměr vynášecího kotouče (mm)

d	kolmá vzdálenost mezi body otevírání přidržovače r_v a r_s (mm)
f	frekvence vysazování hlíz (s)
g	tíhové zrychlení ($m\ s^{-1}$)
h_d	svislá vzdálenost bodu opuštění hlízy od bodu dopadu (mm)
h_m	kolmá vzdálenost bodu opuštění hlízy od podložky (mm)
h_o	svislá vzdálenost bodu opuštění hlízy od podložky (mm)
h_a	svislá vzdálenost osy vynášecího kotouče od bodu opuštění hlízy (mm)
q	vzdálenost roviny dopadu hlíz od spodního okraje vynášecího kotouče (mm)
l	vzdálenost dopadu hlíz od průmětu místa výpadu, měřená v rovině dopadu hlíz (mm)
p	velikost skupiny hlíz
r_s, r_v	poloměr hlízy (mm)
$r_{vač}$	střední poloměr mezikružní vačky (mm)
s	vzdálenost bodu dopadu hlízy od osy vynášecího kotouče ve směru osy x (mm)
s_c	vzdálenost letu hlízy ve směru osy x (mm)
sa	vzdálenost bodu výpadu od osy vynášecího kotouče ve směru osy x (mm)
v_o	obvodová rychlost vynášecího kotouče v bodě přidržování hlízy ($m\ s^{-1}$)
v_x	vodorovná souřadnice obvodové rychlosti ($m\ s^{-1}$)
v_y	svislá souřadnice obvodové rychlosti ($m\ s^{-1}$)
$v_{y\ max}$	svislá souřadnice obvodové rychlosti v bodu dopadu ($m\ s^{-1}$)
v'_y	rozklad rychlosti v_y do osy rovnoběžné se sázecím kotoučem ($m\ s^{-1}$)
v_z	rozklad v_y do osy z ($m\ s^{-1}$)
x	svislá vzdálenost mezi těžištěm hlízy a středem prstu přidržovače (mm)
α	úhel spojnice bodu opuštění hlízy se středem otáčení vynášecího kotouče a rovnoběžkou s osou y ($^\circ$)
α'	úhel α při postavení sázecího ústrojí na svahu ($^\circ$)
$\Delta\alpha$	přírůstek α pro různé poloměry hlíz ($^\circ$)
β	úhel sklonitosti svahu ($^\circ$)

Literatura

- KAN: O vlivu tipa privoda na kačestvo raskladki. Traktory i selchozmaš., 1969, č. 7.
 KRAUS: Výzkum hlavních faktorů ovlivňujících rovnoměrnou výsadbu brambor. [Závěrečná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zem. strojů 1969.
 POSTNIKOV, KELLER: Vlivanie krutitnych kolalenij vyčerpavajúšceho apparata na točnost rozkladki klubněj. Mechaniz. i elektr. selschg., 1966, č. 12.

Došlo dne 29. 9. 1975

ЖАК К., ЦИГЛАРЖ В., ГАЕК Й. (Сельскохозяйственный институт, Прага, производственно-экономический факультет, Ческэ Будейовице, Чехословакия). Анализ падения клубней при посадке картофеля дисковой картофелесажалкой. Zem. technika 22 (2) : 75-87, 1976.

В работе приводятся результаты лабораторного измерения поперечного и продольного рассеяния клубней при падении. В частности изучалось влияние окружной скорости подающего диска, частота посадки, величина посадочного материала и наклон картофелесажалки. Оказалось, что приведенные факторы больше влияют на поперечное рассеяние клубней. Перемена места падения клубней во время работ на склоне решена теоретически.

kartofelėsazhalka; ravnomernost' padeniya klubnej

ŽÁK K., CIHLÁŘ V., HÁJEK J. (University of Agriculture, Praha, Operational Economic Faculty, České Budějovice, Czechoslovakia). An Analysis of the Tuber Incidence at Potato Planting with a Disk Planting Mechanism. Zem. technika 22 (2) : 75-87, 1976.

The paper presents results of a laboratory measurement of a transverse and longitudinal tuber dispersion at the incidence. The effect of a circumferential speed of the lifting disk, of planting frequency, size of tubers and planter gradient was studied first of all. The results showed that the transverse dispersion of tubers was affected to the greatest degree by the mentioned factors. The change of the spot of tuber incidence during an operation on the slope has been solved theoretically.

potato planter; uniformity of tuber incidence

ŽÁK K., CIHLÁŘ V., HÁJEK J. (Landwirtschaftliche Universität, Praha, Fakultät der Betriebswirtschaft, České Budějovice, Tschechoslowakei). *Analyse des Knolleneinfalls bei der Kartoffellegung mit der Greiferscheibenlegevorrichtung*. Zem. technika 22 (2) : 75-87, 1976.

Der Aufsatz bringt Ergebnisse der Labormessung der Quer- und Längsstreuung von Knollen bei dem Einfall. Besonders wurde die Auswirkung der Umfangsgeschwindigkeit der Ausbringscheibe, Legefrequenz, Pflanzgutgröße und Neigung der Legemaschine verfolgt. Es stellte sich heraus, daß die erwähnten Faktoren mehr die Querstreuung von Knollen beeinflussen. Die Änderung der Knolleneinfallstelle bei der Hangarbeit wird theoretisch gelöst.

Legemaschine; Gleichmäßigkeit des Knolleneinfalls

Adresa autorů:

Ing. K. Žák, CSc., ing. J. Hájek, ing. V. Cihlář, Vysoká škola zemědělská, Sinkuleho ulice, 370 05 České Budějovice - Čtyři Dvory

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si zapůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

Serieprovning av alattermaskines, del I. D 50.847/2234
Uppsala, Statens maskinprovningar 1975. 10 s. 10 obr. 7 tab. Meddelande 2234. (Žací stroje — zkoušení — Švédsko — zprávy)

GÓC, K. D 64.176
Kombajnowy zbiór zbóż. Warszawa, PW Rol. i Leśne 1974. 222 s. tab. obr. (Obilniny — sklizeň — mechanizace / Obilniny — sklizeň — technologie — příručky / Sklízecí stroje — obilniny — použití — technologie — příručky)

KOMÁROMI, G. C 18.585/114
Az állami gazdaságok intenzív burgonyatermesztési rendszere. Budapest, Agroinform 1973. 1 s. 3 obr. Új eljárások 114. (Brambory — pěstování a sklizeň — mechanizace)

TÓTH, J. — KÓVÁRI, V. C 18.585/121
Kétmunkahelyes dohánytörő berendezés. Budapest, Agroinform 1974. 1 s. 2 obr. Új eljárások 121. (Tabák — sklizeň — mechanizace)

DIDENKO, N. F. — CHVOSTOV, V. A. — MEDVEDEV, V. P. D 63.766
Машины для уборки овошеч. Moskva, Машиностроение 1973. 278 s. 172 obr. (Zelenina — sklizeň — mechanizace — příručky)

KONRÁD, Z. C 18.585/108
A zöldbab gépi betakarítása. Budapest, Agroinform 1973. 1 s. 3 obr. Új eljárások 108. (Fazolové lusky — sklízecí stroje)

GALČENKO, N. B. E 32.262/827
Sovremennyye priemy mekhanizacii uborki plodov i jagod. Moskva, VNIITEISCH 1974. 85 s. tab. Obzornaja informacija 827. (Ovoce — sklizeň — mechanizace — metody — studijní zprávy — SSSR)

Praktika mekhanizacii životnovodstva. E 37.044
(peredovoj opyt kolchozov i sovchozov Severo-zapadnogo rajona RSFSR). Moskva, Kolos 1973. 262 s. 98 obr. 30 tab. (Mechanizace zemědělství — živočišná výroba — sborníky — SSSR)

VLIV SVAHU A TAHOVÝCH SIL NA PROKLUZ POJEZDOVÝCH KOL TRAKTORU

J. Svatoš

Vysoká škola zemědělská, Praha, provozně ekonomická fakulta, České Budějovice

SVATOŠ J. *Vliv svahu a tahových sil na prokluz pojezdových kol traktoru*. Zem. technika 22 (2): 89–102, 1976.

Byl sledován vliv svahu a tahových sil na prokluz traktorů s pohonem dvou a čtyř kol a uzávěrou diferenciálu při jízdě po vrstevnici svahu na pastvině, a to u traktorů Z 5647 a Š 180. Měřilo se na svahu do 22° a maximální tahové síly byly 30 kN. Zjistilo se, že prokluz horních kol prudce narůstá v závislosti na úhlu svahu a že u dolního kola je tento vliv podstatně menší. Rovněž tak je větší přírůstek prokluzu kol traktoru s pohonem dvou kol proti traktoru s pohonem čtyř kol. Při stejném součiniteli přilnavosti je větší prokluz horních kol. Prokluz narůstá rychleji než závislost normálové složky hmotnosti. Uvedená zjištění ukazují na vhodnost pohonu čtyř kol v daných podmínkách.

svah; prokluz; součinitel přilnavosti; vrstevnice; tahová síla

Prokluz pojezdových kol má podstatný vliv na trakční vlastnosti traktoru, jeho ovladatelnost, bezpečnost a narušování půdy. Proto je také jedním z hlavních ukazatelů tahové charakteristiky. Je to fyzikální jev u kolových a pásových traktorů, který je způsobován deformací půdy a u kolových traktorů ještě deformací pneumatiky. Jeho velikost je obecně závislá na těch faktorech, které ovlivňují přenos tečné síly, tj. na vlastnostech a stavu podložky, provedení, stavu a adhezním zatížení hnacího pojezdového ústrojí. Největší prokluz pro práci traktoru je omezen z hlediska tahového využití, nadměrného obrušování pneumatik, deformace půdy, popřípadě neúměrného poškozování porostu.

Podle Grečenka (1963) platí některé zásady, kdy se prokluz snižuje:

- použitím většího průměru pneumatiky v případě stejného zatížení a tlaku vzduchu,
- na některých půdách menším tlakem vzduchu v pneumatikách (neplatí na tvrdé podložce),
- volbou vhodného běhounu pneumatiky,
- použitím pohonu předních kol.

Složitější situace vzhledem k prokluzu nastává při jízdě traktoru na svahu, zvláště po vrstevnici. Při tomto pohybu má traktor nějakou obecnou polohu, která je způsobena vlivem bočních i tahových sil, a tím deformací půdy a vybočením pneumatik, což způsobuje sesouvání traktoru. Toto sesouvání překonává traktor odklonem své podélné osy od vrstevnice. Postavení traktoru při jízdě po vrstevnici řeší kromě jiných autorů také Zprávy VÚZS č. VZ 2227 (1965), č. 0-08-39 (1967) a teoreticky i zkouškami v terénu

Svatoš a Hájek (1973). Odklon traktoru od vrstevnice zmenšuje využitelnost hnací síly, neboť se zvyšují valivé i další odpory. Mezi hlavní prostředky ke zmenšení sesouvání uvádí Grečenko (1970) také snížení prokluzu, a to

- uzávěrou diferenciálu,
- použitím pohonu všech čtyř kol,
- zrovnoměněním zatížení horních a dolních kol.

Zvláště pohon všech čtyř kol zvětšuje nejen tahovou sílu traktoru, ale hlavně bezpečnost a ovladatelnost traktoru při jízdě na svahu (Svatoš, 1973) a při překonávání překážek.

K podobné situaci jako při jízdě po vrstevnici dochází také při orbě na rovině v tom případě, kdy pojezdová kola jedné strany traktoru se pohybují v brázdě, a tím úhrové i brázdové kolo pracují za odlišných podmínek z hlediska stavu půdy a adhezních zatížení. Brázdové hnací kolo má vlivem jeho pohybu po utuženém dně brázdy a většího adhezního zatížení vzhledem k naklonění traktoru vždy lepší záběrové podmínky, a tím menší prokluz proti úhrovému kolu. Pro nakloněný traktor je možné tahové vlastnosti v závislosti na prokluzu počítat zjednodušeně jako bez naklonění za předpokladu, že statické zatížení brázdového kola vlivem naklonění traktoru a klopného momentu nemá převýšit statické zatížení bez uvedených účinků o více než 20 %. Jinak je možné počítat hnací sílu každého kola zvlášť. Kosek (1973) uvádí, že limitujícím kritériem pro zavádění orby mimo brázdu se stávají agronomická hlediska, neboť tento způsob orby lépe eliminuje důsledky utužování půdy.

Prokazuje se, že při normální vlhkosti půdy v rozmezí 20 až 22 % není způsob jízdy při orbě určujícím faktorem tahových vlastností traktoru, které ani použití uzávěry diferenciálu podstatně neovlivňuje. To však nebude platit při orbě těžké půdy s vyšší vlhkostí.

Při velkých tahových silách jsou ztráty prokluzem nejpodstatnější v celkové výkonné bilanci traktoru. Proto je nutné věnovat prokluzu pojezdových kol i nadále velkou pozornost, zvláště pak v souvislosti s rozšířením použitelnosti vysoce výkonných kolových traktorů kategorie 150 až 200 kW v zemědělství.

METODIKA

Problematika prokluzu v závislosti na tahové síle a svahu byla řešena v roce 1973 a 1974 v oblasti Šumavy u traktorů Z 5647 na pozemcích Státního statku Vimperk a Š 180 na Státním statku Přídolí.

CHARAKTERISTIKA POZEMKU

Na Státním statku Vimperk byla vybrána pastvina, jejíž povrch umožnil měřit prokluz v rozsahu svahu 0 až 22°. Půda na pozemku je písčitohlinitá s mělkou oranicí a pod povrchem silně kamenitá až skalnatá. Na pastvině byl povrch posečen před měřením na výšku 5 cm. Vlhkost půdy byla 19,3 % v hloubce 5 cm a tvrdost půdy 282 N cm⁻². Stopy po pohybu pojezdových kol zůstávaly jen na porostu až do tahové síly 1000 kp a na svahu 18° a po překročení těchto hodnot došlo ke stržení drnu. Na tomto pozemku bylo vybráno celkem šest měřících tratí o délce 30 m se sklony 0°, 7°, 11°, 16°, 18° a 22°.

Na Státním statku Přídolí, kde byl měřen prokluz traktoru Š 180, byla vybrána také pastvina se sklonem 0 až 12°. Půda na pozemku je rovněž písčitohlinitá s kamenitým podkladem. Porost v měřících úsecích byl vysoký v průměru 10 cm. Vlhkost půdy byla

v době měření 21,5 % v hloubce 5 cm s tvrdostí půdy 250 N cm⁻². Bylo vybráno šest měřících tratí o délce 30 m se sklony 0°, 3°, 5°, 7°, 7,5° a 10°. Během měření se povrch pastviny nepoškozoval.

Hlavní údaje o traktorech:

	Z 5647	Š 180
tíha traktoru (pracovní)	33,90 kN	73,60 kN
statické zatížení — přední náprava	13,70 kN	46,10 kN
— zadní náprava	20,20 kN	27,50 kN
rozvor	2230 mm	3100 mm
rozchod — vpředu	1655 mm	1920 mm
— vzadu	1800 mm	1920 mm
těžiště — výška	730 mm	1158 mm
— vzdálenost od zadní osy	900 mm	1930 mm
výška zavěšení dynamometru	300 mm	400 mm
pneumatiky — přední	8—20 TZ 6 16,9/14—30 (10-PR)	
— zadní	13—24 TZ 6 16,9/14—30 (10-PR)	
huštění pneumatik — přední	0,206 MPa	0,177 MPa
— zadní	0,098 MPa	0,177 MPa
stav pneumatik — přední	70 %	60 %
— zadní	70 %	70 %

ZPŮSOB ŘEŠENÍ PROKLUZU

Pro řešení problému prokluzu na svahu nestačí rozdělení obvodu pojezdových kol jenom na 1/4 nebo 1/8 vzhledem ke značným nepřesnostem na dráze 30 m, která se velmi obtížně zajišťuje při dosažení stejného sklonu. Proto bylo u traktoru Z 5647 použito rozdělení obvodu zadního kola na 45 dílů a předního kola na 30 dílů, což zajišťovalo registraci dráhy v délce 7 cm s přesností 0,5 až 1,0 %.

U traktoru Š 180 bylo využito chladících žebër brzdových bubnů u jednotlivých pojezdových kol. Elektrické impulsy indukčních snímačů po zesílení jsou registrovány počítačem impulsů. Provedení tohoto počítače uvádí Karásek (1973).

MĚŘENÍ ODKLONU PŘEDNÍ A ZADNÍ OSY KOL

Pro zjištění postavení traktoru při jízdě po vrstevnici byl sledován odklon přední a zadní nápravy traktoru, a to vzájemná poloha os děleného rámu kloubového provedení odporovým snímačem a miliampérmetrem přecejchovaným na úhlovou stupnici uvedených náprav. Poloha přední části rámu byla zaznamenávána postavením vlečeného pátého kolečka. Styk tohoto kolečka s podložkou zajišťuje tažná pružina, čímž jeho postavení není ovlivněno gravitační složkou hmotnosti a je ve směru vektoru skutečné rychlosti traktoru nezávislé na jeho sjíždění.

Počtem impulsů pátého kolečka byla kontrolována také přesnost obsluhy přístrojů ke stanovené délce měřící trati.

Tahová síla se měřila registračním dynamometrem zn. HKS-1 a byla vyvozována traktory, které dodržovaly směr jízdy tak, aby tahová síla byla v podélné ose měřeného traktoru.

VLASTNÍ PRÁCE

TEORETICKÉ ŘEŠENÍ

Při zjišťování prokluzu jednotlivých kol se vycházelo z počtu jejich impulsů v měřeném 30metrovém úseku podle vztahu:

$$\delta \% = \frac{i_z - i_o}{i_z} 100$$

kde: i_z — impulsy zatíženého kola
 i_o — impulsy nezatíženého kola

a při kontrole délky tratě z počtu impulsů pátého kolečka pro vyloučení vlivu osobní nepřesnosti při zapínání počítačů v úseku 30 m.

Součinitel přilnavosti μ lze vypočítat z obecně platného vztahu pro jízdu traktoru po vrstevnici svahu s pevně vázanými nápravami a diferencíálem v činnosti

$$\mu_{H,D} = \frac{F_H \cdot (1 + f' \cdot \operatorname{tg} \Theta) + G \cdot f' \cdot \cos \alpha}{G \cdot \cos \alpha \left(1 \pm \frac{2h}{B} \operatorname{tg} \alpha \right) + F_H \cdot \operatorname{tg} \Theta} k_{H,D}$$

za předpokladů:

— účinnost diferenciálu = 90 % a

$$\eta_{d'} = \xi \cdot \eta_d$$

kde: $\xi = \frac{r_D}{r_H}$ (pro $\alpha = 22^\circ$; $\xi = 0,91$)

— stanovení poměru statických poloměrů horního a dolního kola (Svatoš, VÚ F 11/69),
 — součinitel odporu valení f' je vypočítán pro různé svahy ze síly odporu valení

$$f' = f + \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \beta$$

— konstanta z účinnosti diferenciálu k a změny statických poloměrů vlivem svahu, kdy horní kolo mělo vždy větší počet otáček než kolo dolní na dané trati, je stanovena

$$k_H = \frac{2 \cdot \eta_{d'}}{1 \cdot \eta_{d'}}$$

$$k_D = \frac{2}{1 + \eta_{d'}}$$

Pro traktor s pohonem jenom zadních kol při měření Z 5647 platí pro výpočet součinitele přilnavosti μ vztah

$$\mu_{H,D} = \frac{F_H + G \cdot f \cdot \cos \alpha}{G \cdot \cos \alpha \left[\lambda_b + \lambda_r f \pm \operatorname{tg} \alpha \left(\frac{2h}{B} - \frac{2hc \lambda_a}{B} \right) \right] + \lambda_H \cdot F_H} \cdot k_{H,D}$$

kde: $\lambda_b = \frac{L - a}{L}$

$$\lambda_r = \frac{r_B}{L}$$

$$\lambda_H = \frac{h_H}{L}$$

a při odvození je zanedbán člen

$$\lambda_a = \frac{a}{L} \pm G \cdot \lambda_r \cdot f \frac{2h_e}{B} \sin \alpha$$

vzhledem k jeho malým hodnotám.

Pro grafické znázornění bylo použito

$$F_k = F_H + G \cdot f' \cdot \cos \alpha$$

GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ FUNKČNÍCH ZÁVISLOSTÍ

Z průběhu závislosti na obr. 1 je zřejmé, že při malých suvných silách na obvodu kola F_k do 8 kN je největší prokluz u hnacích předních kol, což bylo způsobeno jejich větší obvodovou rychlostí u měření traktoru Z 5647. Při suvných silách nad 8 kN je patrná výhoda všech čtyř kol, neboť prokluz je menší a jeho průběh pozvolnější.

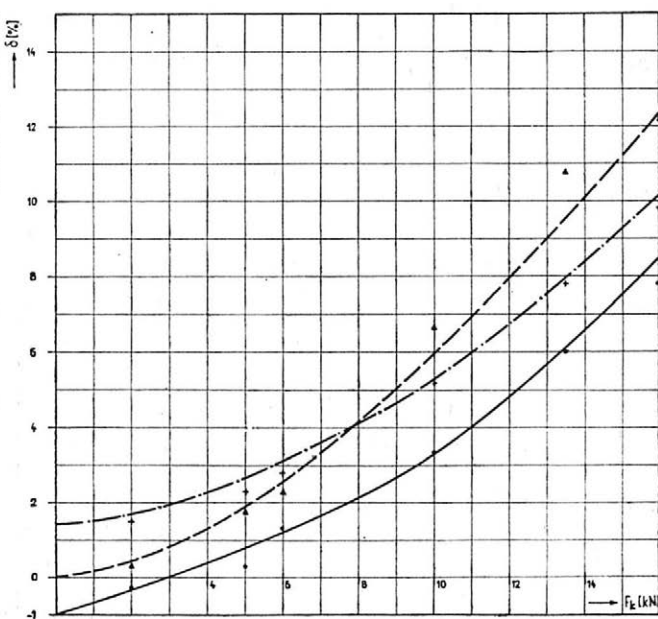
1. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k u traktoru Z 5647 při pohonu 4K2 a 4K4

Značení pro obr. 1—7:

— 4K4 zadní kola

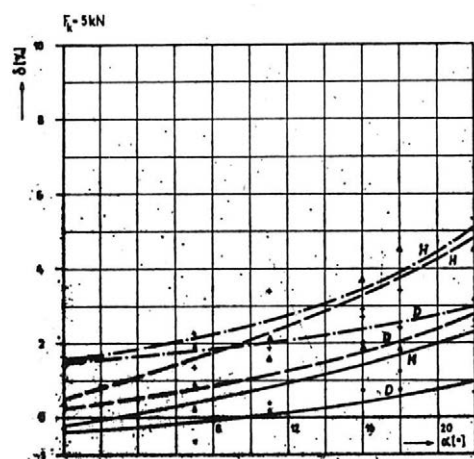
— . . . 4K4 přední kola

— — — 4K2 zadní kola

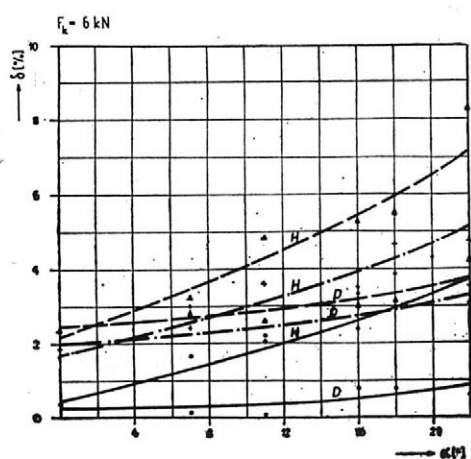


Prokluz hnacích kol prudce narůstá v závislosti na úhlu svahu, jak je patrné z obr. 2 až 6, kdy pro $\alpha = 20^\circ$ a $F_k = 16$ kN tento nárůst činí 36 % v porovnání s jízdou po rovině. U dolního kola je tento vliv podstatně menší. Se zvětšujícím se svahem je vždy větší přírůstek prokluzu u traktoru 4K2 proti 4K4. Z toho vyplývá také vhodnost použití pohonu všech čtyř kol na svahu vzhledem k nižšímu prokluzu jednotlivých kol, což má vliv na bezpečnost, ovladatelnost a větší využití tahových vlastností traktoru a menší poškození porostu i půdy.

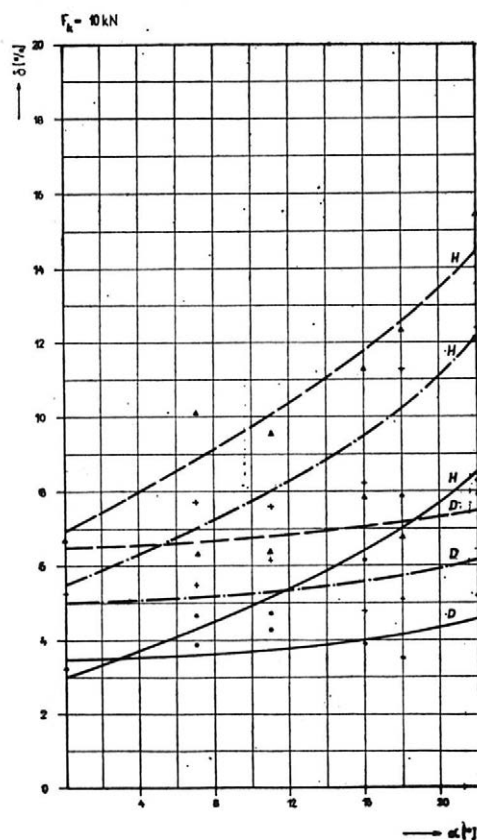
Z průběhu prokluzu na obr. 7 vyplývá vhodnost použití uzávěry diferenciálu při jízdě po vrstevnici svahu, která snižuje zvláště prokluz horního kola, a tím poškození porostu a půdy. V menší míře přispívá k účinnějšímu přenosu suvných sil, ale nenahra-



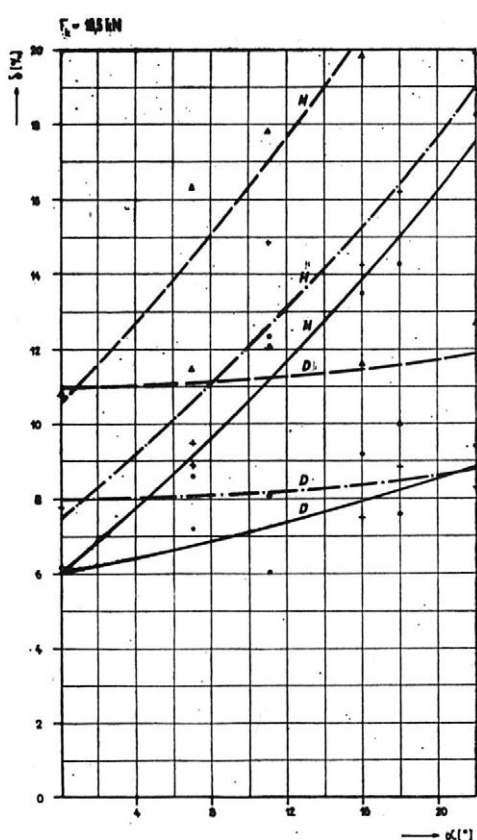
2. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k a svahu α u traktoru Z 5647 při pohonu 4K2 a 4K4
 $F_k = 5 \text{ kN}$



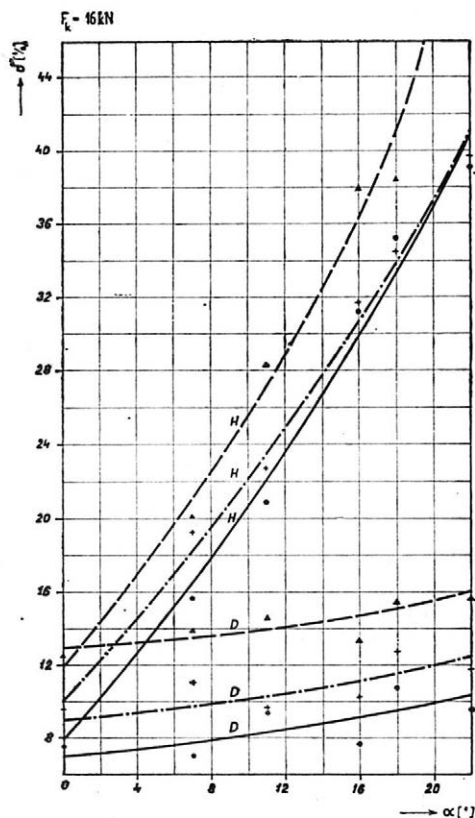
3. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k a svahu α u traktoru Z 5647 při pohonu 4K2 a 4K4
 $F_k = 6 \text{ kN}$



4. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k a svahu α u traktoru Z 5647 při pohonu 4K2 a 4K4
 $F_k = 10 \text{ kN}$

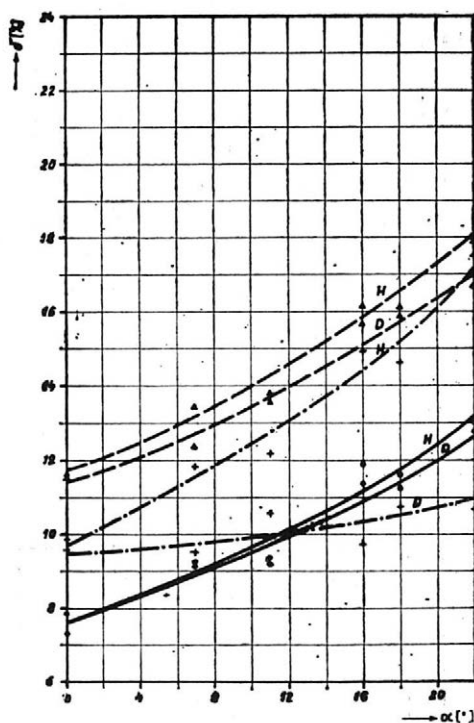


5. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k a svahu α u traktoru Z 5647 při pohonu 4K2 a 4K4
 $F_k = 13,5 \text{ kN}$



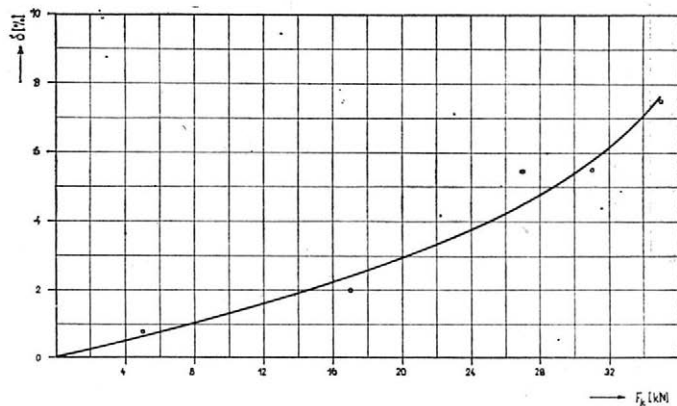
Obr. 6

6. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k a svažu α u traktoru Z 5647 při pohonu 4K2 a 4K4
 $F_k = 16 \text{ kN}$



Obr. 7

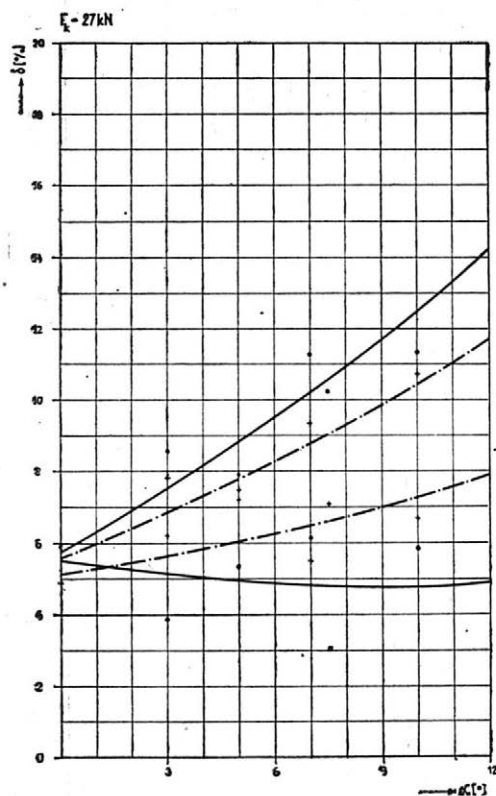
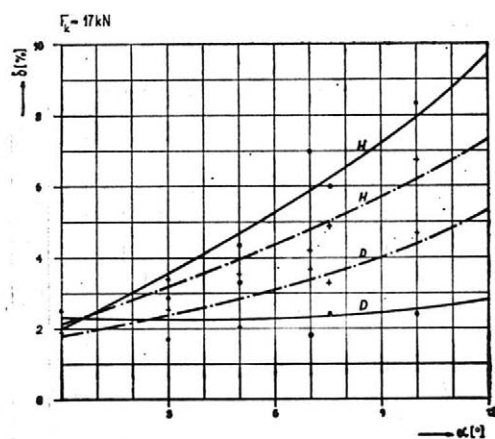
7. Závislost prokluzu δ na svažu α při suvné síle $F_k = 15 \text{ kN}$ u traktoru Z 5647 s pohonem 4K2 a 4K4 s uzávěrou diferenciálu



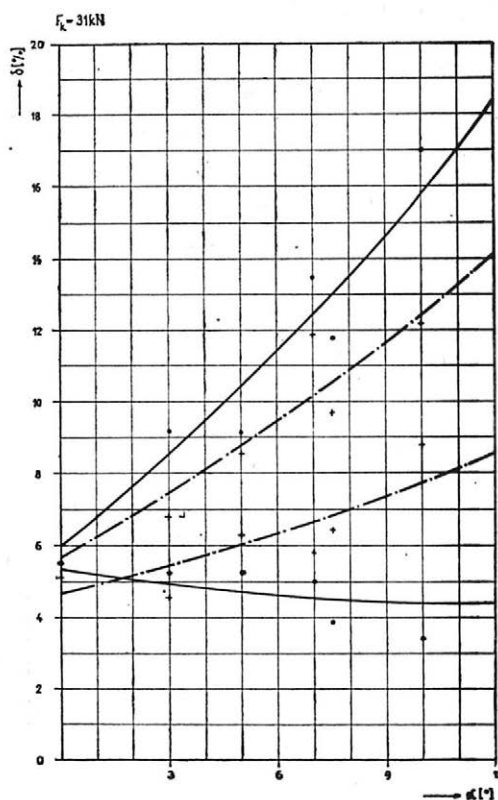
8. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k u traktoru Š 180 s pohonem 4K4

9. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k a svahu α u traktoru Š 180
 $F_k = 17 \text{ kN}$

Značení pro obr. 9-12:
 ————— zadní kola
 - - - - - přední kola



10. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k a svahu α u traktoru Š 180
 $F_k = 27 \text{ kN}$



11. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k a svahu α u traktoru Š 180
 $F_k = 31 \text{ kN}$

zuje to vlastnosti pohonu všech čtyř kol. Průběh prokluzu předního hnacího horního kola se sice blíží prokluzu zadních kol 4K2, ale vzhledem k jeho menšímu zatížení se půda nepoškozují.

Závislost prokluzu traktoru Š 180 na suvných silách F_k je znázorněna na obr. 8. Platí zde stejné závislosti průběhu prokluzu na suvných silách a svahu uvedených v grafech na obr. 9 až 12 jako u traktoru Z 5647 s pohonem všech čtyř kol. Vzhledem k poměru výšky těžiště k rozchodu narůstá u zadních kol rozdíl jejich zatížení vlivem svahu, a tím také vznikají rozdílné prokluzy. Prokluz dolního kola se v rozsahu měření zmenšoval a u horního kola narůstal: při $F_k = 35$ kN a svahu $\alpha = 12^\circ$ byl jeho prokluz 23%, u dolního kola 6,5%. Na rovině byl při této síle prokluz 8%.

Pro přehlednější vyjádření složité závislosti prokluzu při jízdě po vrstevnici vzhledem k měnícímu se rozložení tíhy traktoru na jednotlivá pojezdová kola a působení stranových sil vlivem svahu byla vyjádřena grafická závislost součinitele přílnavosti a prokluzu. Z průběhu na obr. 13 až 15 je zřejmé, že při stejném součiniteli přílnavosti při pohybu na svahu je větší prokluz horních kol než dolních; u traktoru Z 5647 s pohonem zadních kol na svahu $\alpha = 22^\circ$ a $\mu = 0,6$ je tento rozdíl 2,25 % a na rovině již 6 %. U traktoru Š 180 s pohonem všech čtyř kol na svahu $\alpha = 10^\circ$ je tento rozdíl 3,5 % a na rovině celkem 5 %.

Všechny zjištěné závislosti byly statisticky zpracovány a korelační výpočty byly provedeny na samočinném počítači MSP 2 A, přičemž největší koeficient korelace vykazovala kvadratická funkce ve tvaru

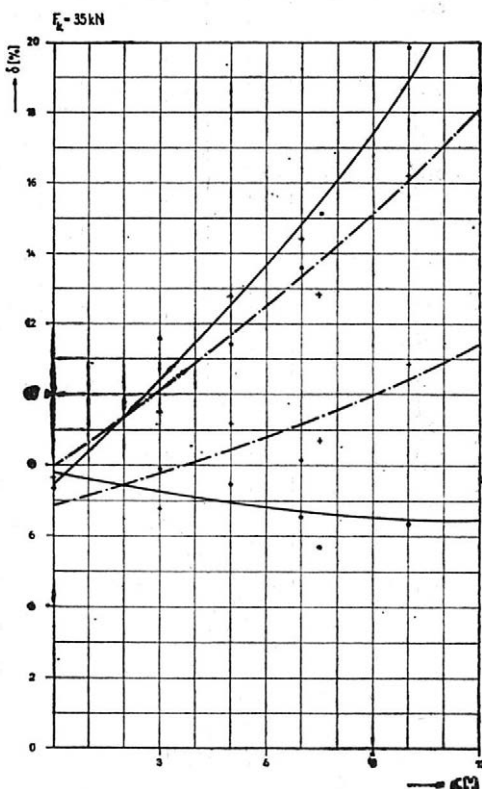
$$\delta = b_1 \cdot \mu + b_2 \mu^2$$

a podle ní jsou křivky v jednotlivých grafech.

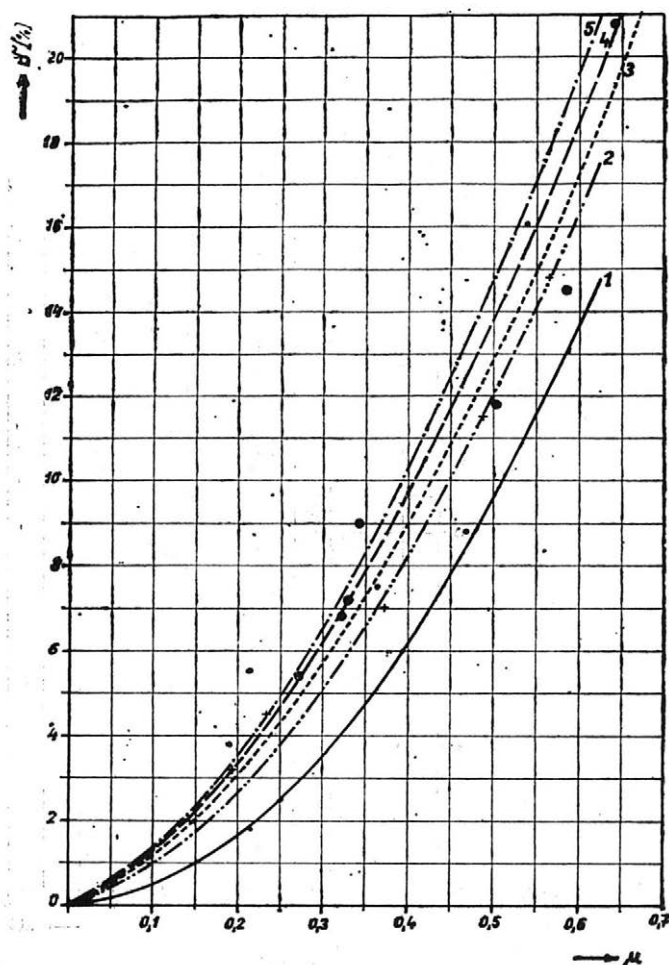
DISKUSE

Při kontrole přesnosti měření bylo zjištěno, že se projevuje vliv obsluhy při určování začátku a konce měřicí tratě s rozdílem až 0,6 m na celkové dráze 30 m. Proto bude nutné upravit měřicí zařízení tak, že délka tratě bude určována otáčkami měřicího pátého kolečka.

Vzhledem k rozdílnosti při prokluzu horních a dolních kol v závislosti na součiniteli přílnavosti u obou měřených typů traktorů bylo by vhodné stanovit vlivy některých



12. Závislost prokluzu δ na suvné síle F_k a svahu α u traktoru Š 180
 $F_k = 35$ kN



13. Závislost prokluzu δ a součinitele tření μ při různém svahu α u traktoru Z 5647

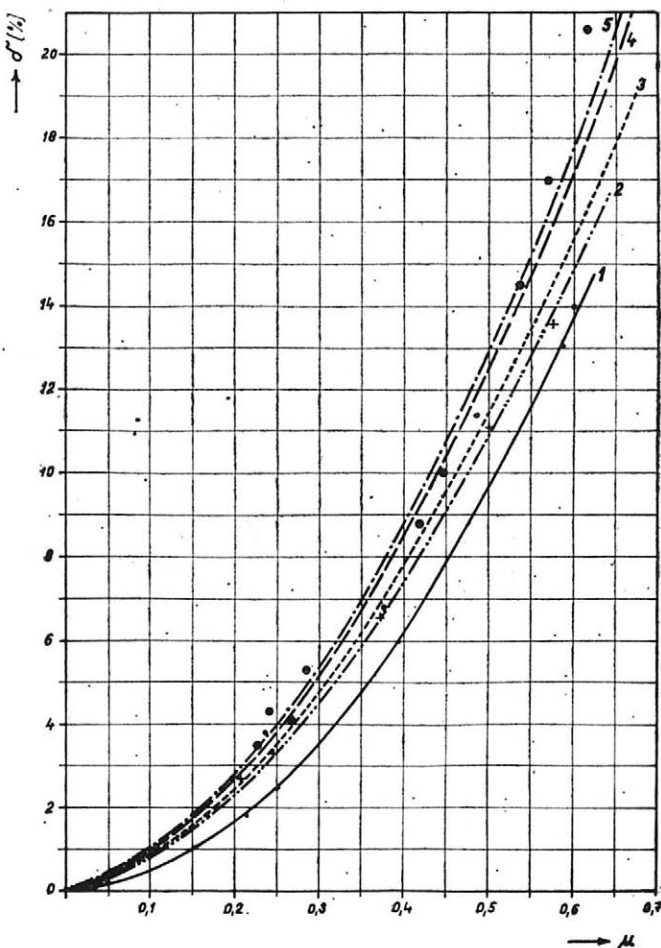
1 — = 0°
 2 — = 7° dolní kolo
 3 — = 11° dolní kolo

4 — = 7° horní kolo
 5 — = 11° horní kolo

Křivka č.	b_1	b_2	Korelační koeficient
1	0,0070	0,3651	0,9999
2	0,0648	0,3031	0,9993
3	0,1114	0,2148	0,9935
4	-0,6149	0,2044	0,8770
5	-0,0096	0,5948	0,9863

hlavních technických parametrů (provedení pneumatik, celková hmotnost, výška těžiště a čepu přední nápravy, konstrukce řízení, rozchod, rozvor atd.) a teorii valení kola po svahu.

14. Závislost prokluzu δ a součinitele lpění μ při různém svahu α u traktoru Z 5647



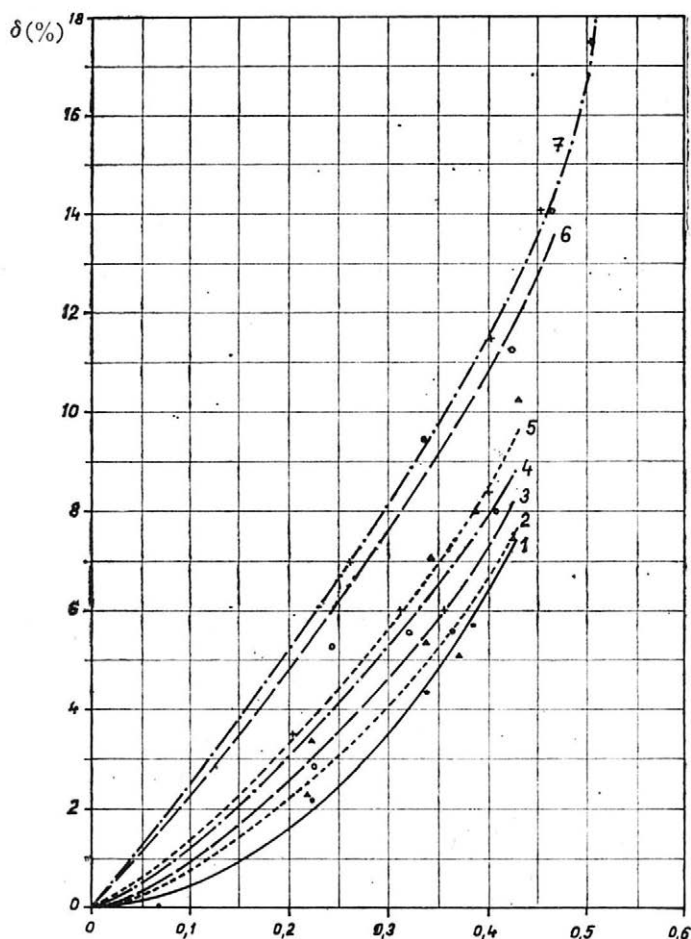
1 — = 0°
 2 — = 16° dolní kolo
 3 — = 22° dolní kolo

4 — = 16° horní kolo
 5 — = 22° horní kolo

Křivka č.	b_1	b_2	Korelační koeficient
2	-0,0408	0,6286	0,9779
3	0,0316	0,2342	0,9189
4	0,1064	0,2643	0,9955
5	-0,1801	0,9094	0,9514

Z Á V Ě R

Prokluz pojezdových kol traktoru vlivem svahu při jízdě po vrstevnici narůstá vzhledem k jeho průběhu při jízdě po rovině, a to rychleji než závislost normálové složky hmotnosti traktoru. Prokluz horních kol je vždy větší než dolních. Se zvětšujícím se svahem



15. Závislost prokluzu δ a součinitele lpění μ při různém svahu α u traktoru Š 180

1 — = 0°
 2 — = 3° dolní kolo
 3 — = 7° dolní kolo
 4 — = 10° dolní kolo

μ
 5 — = 3° horní kolo
 6 — = 7° horní kolo
 7 — = 10° horní kolo

je vždy větší přírůstek prokluzu u traktoru s pohonem čtyř kol. Z toho vyplývá vhodnost použití pohonu všech čtyř kol při jízdě traktoru na svahu pro zajištění bezpečnosti, ovladatelnosti, využití tahových vlastností a menšího poškozování půdy a porostu. To také částečně řeší uzavěra diferenciálu.

Použité symboly

B rozchod traktoru (mm)
 D dolní kolo
 F_H tahová síla v závěsu (kN)
 F_k surná síla na obvodu kola (kN)
 G tíha traktoru (kN)
 H horní kolo
 L rozvor traktoru (mm)

- 4 K2 kolový traktor s pohonem dvou kol
- 4 K4 kolový traktor s pohonem čtyř kol
- a vzdálenost těžiště od zadní osy (mm)
- f součinitel valení
- h výška těžiště (mm)
- h_z výška osy čepu přední nápravy (mm)
- k_D koeficient dolního kola při činnosti diferenciálu
- k_H koeficient horního kola při činnosti diferenciálu
- r_D statický poloměr dolního kola (mm)
- r_H statický poloměr horního kola (mm)
- α úhel svahu ($^\circ$)
- β úhel odklonu traktoru ($^\circ$)
- δ prokluz (%)
- η_a účinnost diferenciálu (%)
- Θ nárysný úhel tahové síly F_H s rovinnou podložkou ($^\circ$)
- μ součinitel přílnavosti

Literatura

- GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. Praha, Stát. zem. nakl. 1963.
- GREČENKO, A.: Funkční vlastnosti traktoru (poznámky k přednáškám). Praha, Stát. pedagog. nakl. 1970.
- KARÁSEK, J.: Měřicí metody z oblasti strojů používaných v horských a podhorských oblastech. Zem. technika, 19, 1973, č. 8, s. 493-501.
- KOSEK, J.: Traktory pro meziřádkové zpracování půdy a orba výkonnými traktory. [Zpráva Z 1015.] Praha, Výzkumný ústav zemědělské techniky 1973.
- SVATOŠ, J. — HÁJEK, J.: Teoretické řešení pohybu traktoru a přívěsných strojů po vrstevnici svahu. Zem. technika, 19, 1973, č. 5, s. 291-307.
- SVATOŠ, J.: Metoda zjišťování sjíždění traktorů a zemědělských strojů při práci na svahu. In: Sborník PEF. Praha 1972, s. 29-36.

Došlo dne 20. 11. 1975

СВАТОШ Й. (Сельскохозяйственный институт, Прага, производственно-экономический факультет, Ческе Будеёвице, Чехословакия). Влияние склона и растягивающего усилия на буксование ходовых колес трактора. Zem. technika 22 (2) : 89-102, 1976.

Изучалось влияние склона и растягивающего усилия на буксование тракторов с приводом к двум и четырем колесам и замком дифференциала при езде по горизонтали склона на пастбище, а именно у тракторов З 5647 и Ш 180. Измерялось на склоне до 22° , а максимальное растягивающее усилие составляло 30 КН. Было установлено, что буксование верхних колес резко возрастает в зависимости от угла крутизны склона и что у нижних колес это влияние было значительно меньшим. Кроме того, большой прирост буксования колес трактора с приводом двух колес по сравнению с трактором с приводом четырех колес. При одинаковом коэффициенте адгезии более высокое буксование верхних колес. Буксование нарастает быстрее, чем зависимость нормального компонента массы. Приведенные данные свидетельствуют о пригодности применения привода к четырем колесам в данных условиях. склон; буксование; коэффициент адгезии горизонтали; растягивающее усилие

SVATOŠ J. (University of Agriculture, Praha, Operational Economic Faculty, České Budějovice, Czechoslovakia). The Effect of a Slope and Traction Powers on the Slippage of the Tractor Travelling Wheels. Zem. technika 22 (2) : 89-102, 1976.

The effect of a slope and traction powers on the slippage of tractors driven with two or four wheels and differential lock at the movement on a pasture slope isohypse was studied; the Z 6547 and Š 180 tractors were used for the measurements. The gradient was up to 22° and the maximum traction powers were 30 kN. It was found out that the slippage rate of the upper wheels considerably increased in dependence on the slope angle; that effect was markedly smaller in the lower wheel. An increase of the slippage rate of the tractor wheels was larger at the tractor driven with two wheels in comparison with the four-wheel tractor. When the

adhesion rates are the same, the slippage rate is higher in the upper wheels. The increase of the slip rate is quicker than that of the dependence of the normal weight component. These findings prove the suitability of using a four-wheel drive under the given conditions.

slope; slippage; adhesion rate; isohypse; traction power

SVATOŠ J. (Landwirtschaftliche Universität, Praha, Fakultät der Betriebswirtschaft, České Budějovice, Tschechoslowakei). *Einfluß der Hangneigung und der Zugkräfte auf den Schlupf der Schlepperaufräder*. Zem. technika 22 (2) : 89-102, 1976.

Es wurde der Einfluß der Hangneigung und der Zugkräfte auf den Schlupf der Hinterrad- und Allradschlepper mit Differentialsperre bei der Fahrt in der Schichtlinie auf der Weide, und zwar bei den Schleppern Z 5647 und Š 180 verfolgt. Die Messungen wurden bis zur Hangneigung von 22° und die höchsten Zugkräfte waren 30 kN. Es wurde ermittelt, daß der Schlupf der oberen Räder in Abhängigkeit von dem Hangneigungswinkel scharf ansteigt und daß bei dem unteren Rad dieser Einfluß wesentlich geringer ist. Ebensoviel größer ist die Zunahme des Radschlupfes mit Hinterradantrieb im Gegensatz zu dem Allradschlepper. Bei dem gleichen Haftbeiwert ist der Schlupf der oberen Räder höher. Der Schlupf wächst schneller an als die Abhängigkeit der Normalkomponente der Masse. Die erwähnten Ermittlungen deuten auf die Eignung des Allradantriebes in gegebenen Bedingungen.

Hangneigung; Schlupf; Haftbeiwert; Schichtlinie; Zugkraft

Adresa autora:

Ing. Josef Svatoš, CSc., Vysoká škola zemědělská, Sinkuleho ulice, 370 05 České Budějovice - Čtyři Dvory

POJÍZDNÉ SUŠÁRNY PÍCE

V posledních letech se u nás i v cizině značně rozšířila technologie konzervace píce horkovzdušným sušením. Její největší přednost je v tom, že zachovává maximum krmných hodnot a vitamínů a výsledný produkt (úsušky) je dlouhodobě skladovatelný. U nás byla a je budována rozsáhlá síť stacionárních sušáren s různými typy většinou bubnových sušiček a s finálním zpracováním úsušků ve formě moučky nebo granulí. Tento příspěvek chce informovat o koncepci a technických parametrech pojízdných sušáren píce na příkladu tří zahraničních typů a v závěru stručně porovnat výhody a nevýhody obou koncepcí.

Základní motivací vývoje pojízdných sušáren je snaha omezit objem dopravy čerstvě sklizené pícní hmoty s vysokým obsahem vody na velké přepravní vzdálenosti. Pojízdná sušárna pracuje v bezprostřední blízkosti sklizených pozemků, takže přepravní vzdálenosti nejsou zpravidla delší než 1,0 až 1,5 km. Doprava úsušků do místa skladování, tedy zpravidla na delší přepravní vzdálenosti, je velmi efektivní, neboť se přepravuje substrát s nízkou vlhkostí ($w = 10-15\%$) a o vysoké objemové hmotnosti ($350-400 \text{ kg m}^{-3}$).

Při technologickém výnosu pícní hmoty 15 t ha^{-1} o vlhkosti $w = 85\%$ činí např. podíl vody, kterou je nutno při sušení odpařit, 12,6 t. Tato balastní voda je při koncepci stacionárních sušáren dopravována na poměrně velké vzdálenosti. Při použití pojízdné sušárny se odváží do skladu z 1 ha 2,4 t briket o vlhkosti $w = 15\%$, které zaujmou ložný objem cca 6 až 7 m^3 .

Mobilní řešení sušárny omezí také náklady na výstavbu budov pro stacionární sušárny. Brikety lze skladovat pod lehkými přístřešky, které jsou stavebně méně nákladné.

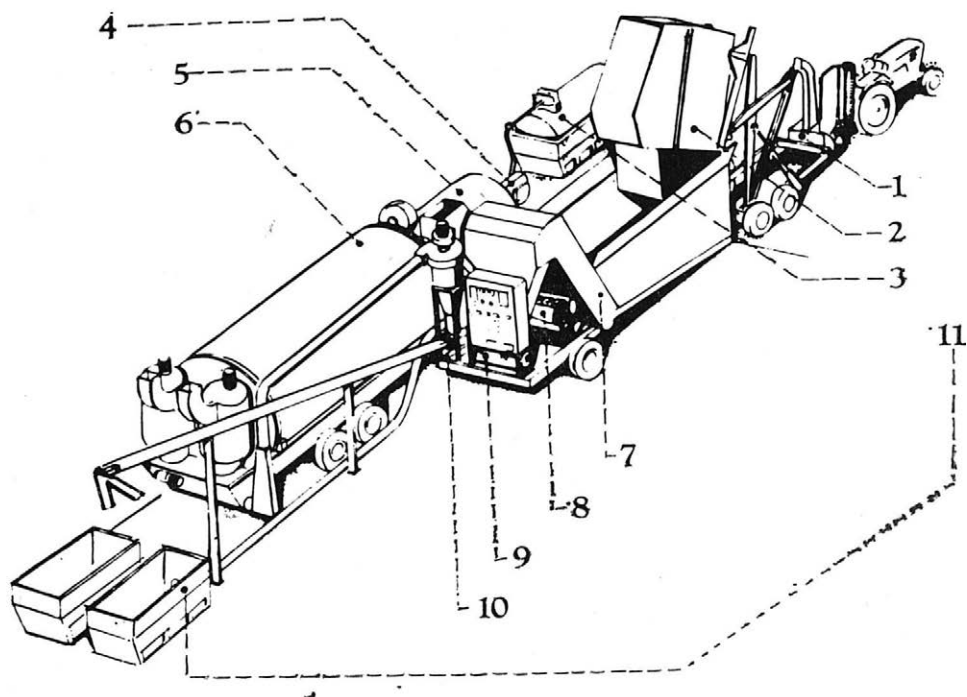
Pojízdné sušárny jsou vybaveny briketovacími lisami, které jsou po stránce energetické náročnější než granulární lisu používané většinou u dnešních stacionárních sušáren. Příkon briketovacího lisu o výkonnosti $Q = 800$ až 1000 kg h^{-1} je asi 15 až 20 kW, zatímco dnešní granulární linka (kladívkový šrotovník + granulární lis) má při srovnatelném výkonu odběr 40 až 50 kW.

Při zkrmování briket zvířaty se složeným žaludkem (přežvýkavci) jsou téměř vyloučeny poruchy v trávicím cyklu, které se vyskytují při zkrmování granulí. Větší částice píce, obsažené v briketách, nemají nepříznivý účinek na proces přežvýkování a dávají předpoklady pro plné využití živin v krmné dávce.

Lze předpokládat, že technologie úpravy úsušků briketováním sníží i kvantitativní ztráty při jemném mletí píce a zlepší hygienu prostředí sušárny.

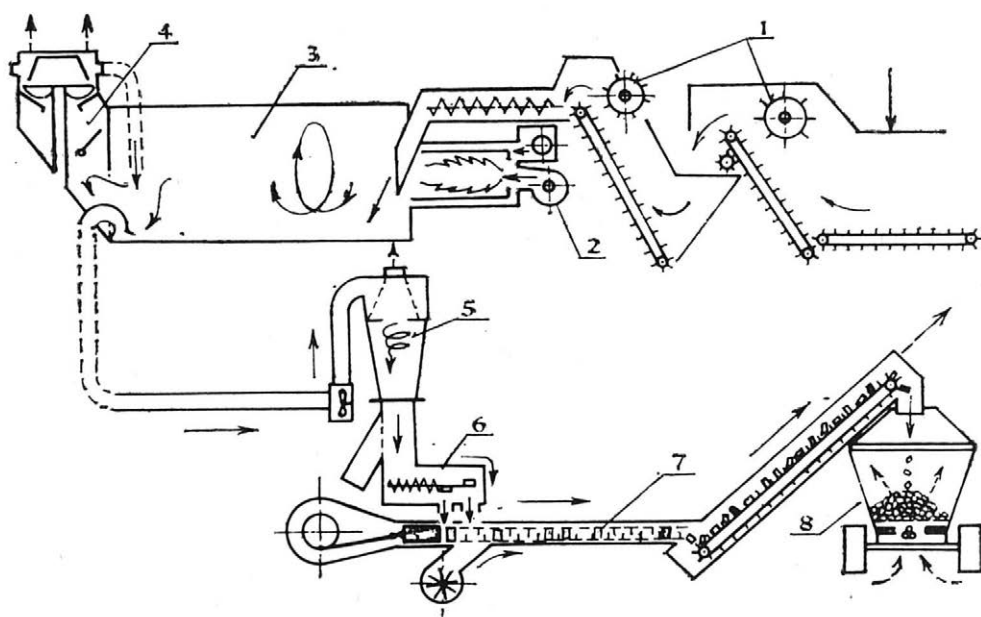
V článku jsou porovnávány a stručně zhodnoceny tři sušárny zahraničních (evropských) výrobců:

1. sušárna FAHR-FTS-3000, výrobce: Maschinenfabrik FAHR AG (NSR) — (obr. 1);
2. sušárna TAARUP UNIDRY TU-22, výrobce: Maskinenfabriken TAARUP (Dánsko) — (obr. 2);
3. sušárna CLAAS APOLLO, výrobce: GEBR. CLAAS Maschinenfabrik GMBH (NSR) — (obr. 3).



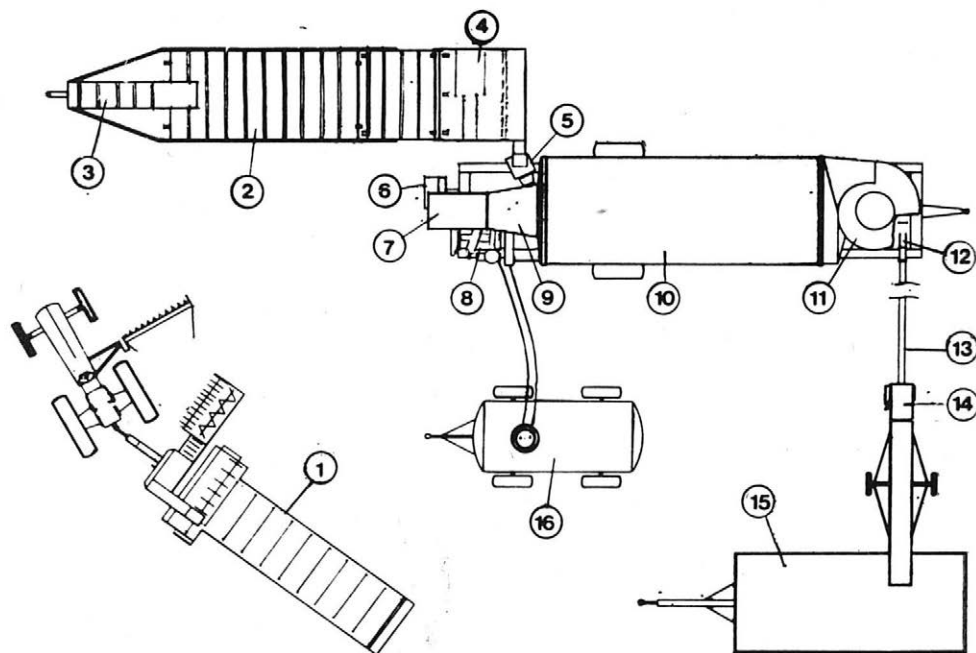
1. Sestava sušárny FAHR-FTS-3000

1 — řezačka, 2 — vysokozdvížený kontejner na řezanku, 3 — kontejnerová nádrž na palivo, 4 — hořák, 5 — spalovací komora, 6 — sušicí buben, 7 — složiště, 8 — vznětový motor, 9 — třífázový generátor, 10 — briketovací lis, 11 — kontejnerové nádrže na brikety



2. Technologické schéma sušárny TAARUP UNIDRY TU-22

1 — stírací bubny dopravníků složiště, 2 — hořák, 3 — sušicí buben, 4 — odlučovač úsušků, 5 — odlučovač pneumatického dopravníku lisu, 6 — vkládací dopravník lisu, 7 — výtláčový dopravník briket, 8 — návěs na brikety s ventilačním chlazením



3. Půdorysné schéma sestavy sušárny CLAAS APOLLO

1 — velkoobjemový návěs s řezačkou, 2 — dopravník složiště, 3 — plnicí dopravník složiště, 4 — dopravník dávkovače, 5 — vkladací šnek, 6 — dvojitý ventilátor, 7 — spalovací komora s hořákem, 8 — vznětový motor, 9 — směšovač, 10 — sušící buben, 11 — odlučovač úsušků, 12 — briketovací lis, 13 — výtlačný dopravník briket, 14 — chladič dopravník briket, 15 — přepravník briket, 16 — palivová nádrž

První dva typy byly v několika vzorcích dovezeny i k nám a pracují na některých státních statcích (systém FAHR-FTS-3000 např. na Státním statku Znojmo, na Sdružení státních statků Šumava a na vojenských statcích; systém TAARUP UNIDRY TU-22 na Školním podniku VŠZ v Lánech a v Českých Budějovicích). Typ CLAAS APOLLO zatím do ČSSR dovezen nebyl.

Základní charakteristika hlavních funkčních skupin všech tří typů s uvedením hlavních parametrů udávaných výrobcí je uvedena v tab. I až III.

VZÁJEMNÉ SROVNÁNÍ A ZHODNOCENÍ JEDNOTLIVÝCH FUNKČNÍCH SKUPIN POJÍZDNÝCH SUŠÁREN A JEJICH PŘÍSLUŠENSTVÍ

Řezačky

Systémy FAHR-FTS-3000 a CLAAS APOLLO používají u nás neobvyklé koncepce příčné přímotoké sběrací řezačky s bubnovým řezacím ústrojím. Porost je sečen boční žací lištou v jedné operaci (pozice 1 na obr. 3). Výhodou tohoto řešení je jednoduchost konstrukce, malé rozměry a relativně vysoký výkon řezačky. Bylo by zajímavé posoudit rovnoměrnost délky řezanky, neboť posečené rostliny nepřicházejí do řezacího ústrojí kolmo na rovinu řezu. V každém případě je tato koncepce řezačky vhodná pro přímou montáž na přední část přepravníku řezanky. Umožňuje snadné převedení válu do přepravní polohy tím, že se zvedá (jako u žací lišty) při přepravě naplněného přepravníku k složišti sušárny.

Systém TAARUP UNIDRY TU-22 používá polopřímotokou sklízecí řezačku. Její zvláštností je použití čtyřrotorového rotačního žacího ústrojí se spodním pohonem rotorů. Řezačka je řešena jako samostatný stroj.

Funkční skupina	Charakteristika	Parametr
Řezačka	bubnová, příčně přímotoká; umístěná na přední části přepravního kontejnerového rámu na řezanku	$l_t = 20 - 50 \text{ mm}$
Dopravní systém	kontejnerový: a) speciální nosný podvozek se sklápěcí a manipulační hydraulikou b) tři druhy kontejnerů: velkoobjemový na řezanku chladicí kontejner na brikety kontejnerová cisterna na palivo	$V = 10 \text{ m}^3$ $V = 7 \text{ m}^3$ $V = 3000 \text{ l}$
Příjmové složiště	samostatně převozný blok (= energetický blok, briketovací lis, ovládací panel); vlastní složiště obsahuje: příjmový dopravník, šikmý dopravník, zásobník dávkovače, dávkovač s omezovačem vrstvy řezanky	$G = 4100 \text{ kg}$ $V = 14 \text{ m}^3$
Sušička	druhý samostatně převozný blok bubnová rotační sušička s pneumatickou dopravou substrátu odsávacím systémem speciální konstrukce vnitřní vestavy bubnu přímý ohřev kapalným palivem; vysokotlaký hořák s automatickou regulací tepelného výkonu; směšovací komora bez vyzdívky	$G = 6200 \text{ kg}$ $G_{v \max} = 2500 \text{ kg h}^{-1}$ $G_{s \max} = 800 \text{ kg h}^{-1}$ $\max. 2 \cdot 10^6 \text{ Kcal}$
Dopravník úsušků	šnek + pneumatický dopravník s gravitačním odlučovačem těžkých příměsí	
Briketovací lis	pístový, dvoukanálový, vzduchem chlazený; výkon výkonnost při sušení luční píce	$d = 65 \text{ mm}$ $N = 14,7 - 18,4 \text{ kW}$ $G_{s \max} = 850 \text{ kg h}^{-1}$
Dopravník briket	krátký výtláčový + pásový (do kontejneru)	
Chladíč briket	chladicí kontejnery s perforovaným dnem; aktivní ventilace od tlačného ventilátoru na příjmovém bloku	
Energetický blok	vznětový motor třífázový generátor přímý pohon briketovacího lisu; jinak individuální pohony jednotlivých funkčních skupin elektromotory	$N = 54 \text{ kW (75 k)}$ $N = 40 \text{ kW}$
Regulační automatika	automatická regulace vstupního množství podle výstupní teploty sušícího média	

Řezačky všech tří systémů jsou řešeny pro sklizeň nízkých porostů. Pro vysoké porosty (např. kukuřice v mléčné zralosti) nejsou použitelné. Kapacita řezaček je taková, že velkoobjemový přepravník je naplněn během 6 až 10 minut, zatímco zpracování jeho obsahu sušárnou trvá zhruba hodinu. Proto výrobci uvádějí, že celý systém může obsluhovat sám traktorista při minimální technologické obsluze zvenčí

Funkční skupina	Charakteristika	Parametr
Řezačka	bubnová přivěsná, polopřímotoká s rotačním žacíím ústrojím	$l_t = 15 \text{ mm}$
Dopravní systém	speciální návěsy: a) bočně sklopný vysokozdvíhový velkoobjemový návěs b) bočně sklopný vysokozdvíhový návěs na brikety (2 kusy) c) cisterna na palivo	$V = 17 \text{ m}^3$ $V = 800 \text{ l}$
Příjmové složiště	samostatně převozný blok dávkovací dopravník v bloku se sušičkou; posuv dopravníku složiště je ovládán automatickou váhou v příjmovém zásobníku	$G = 2400 \text{ kg}$ $V = 17 \text{ m}^3$
Sušička	druhý samostatně převozný blok (+ dávkovací dopravník, energetický blok, briketovací lis) bubnová rotační s pneumatickou dopravou odsávacím systémem; speciální vestavba je řešena z hlediska diferencované expozice sušení podle hmotnosti částic hydraulicky stavitelný sklon sušícího bubnu vysokotlaký hořák s přidávným tlačným ventilátorem a s možností regulace tepelného výkonu plášť bubnu je tepelně izolovaný; odsávací ventilátor-odlučovač vrací úsůšek do koncové části bubnu, odkud je odsáván do odlučovacího cyklonu briketovacího lisu	$G = 8000 \text{ kg}$ $G_{v \max} = 2500 \text{ kg h}^{-1}$ $n = 17 \text{ min}^{-1}$ $\max. 2 \cdot 10^6 \text{ Kcal}$
Dopravník úsůšků	šnekový bez odlučovače; na konci jeho hřídele jsou dvě lopatky, které metají úsůšek do vstupní komory lisu (předlisování)	
Briketovací lis	pístový dvoukanálový, vzduchem chlazený s tlakovým mazáním výkonnost možnost přidávání melasy (samostatný dávkovací adaptér)	$d = 56,58 \text{ a } 60 \text{ mm}$ $\max. 900 \text{ kg h}^{-1}$
Dopravník briket	výtlačný vodorovný + šikmý hrabičkový s ventilačním chlazením briket na přechodu stavitelný odlamovač briket	$L_1 = 6 \text{ m}$ $L_3 = 4 \text{ m}$ $L_2 = 3 \text{ m}$
Chladič briket	aktivní ventilace v návěsech; vlastní axiální ventilátor s elektromotorem napájeným od generátoru	$T_{ch} = 3 \text{ h}$
Energetický blok	vznětový motor; třífázový generátor; kombinovaný pohon (přímo lis — nepřímý ostatní skupiny)	$51,5 \text{ kW}$ (70 k)

III. Základní konstrukční a provozní parametry pojízdné sušárny CLAAS APOLLO

Funkční skupina	Charakteristika	Parametr
Řezačka	bubnová, příčně přímotoká; montuje se na speciální velkoobjemový přívěs se samovyprazdňovacím zařízením	$l_t = 10-15 \text{ mm}$
Dopravní systém	speciální dopravní systém není dodáván; používají se běžné samovyprazdňovací velkoobjemové vozy, běžné vozy na brikety a běžné palivové cisterny	
Příjmové složiště	samostatně převozný blok řezanku ze samovyprazdňovacího vozu přejímá šikmý plnicí dopravník složiště; jinak obdobné řešení jako u předešlých systémů	$G = 2690 \text{ kg}$ $V = 14 \text{ m}^3$
Sušička	druhý samostatně převozný blok (+ energetický blok, briketovací lis) jednoduchý odlučovací cyklon jinak konstrukce obdobná jako u předchozích typů	$G = 8600 \text{ kg}$ $G_{v \max} = 2800 \text{ kg h}^{-1}$ $(0,7-2,5) \cdot 10^6 \text{ Kcal}$ $V_{p \max} = 20 \text{ km h}^{-1}$
Dopravník úsušků	není gravitační plnění lisu přímo z odlučovacího cyklonu	
Briketovací lis	pístový jednonábový chlazení vodou (systém napojen na chladicí soustavu motoru) výkonnost elektronická regulace lisovacího tlaku	$d = 62 \text{ mm}$ max. 1000 kg h^{-1}
Dopravník briket	pouze výtlačný	
Chladič briket	chladič dopravník s vlastním tlačným ventilátorem	$G = 630 \text{ kg}$ $H = 3,2 \text{ m}$
Energetický blok	vznětový motor třífázový generátor (pro pohon několika elektromotorů a systému automatické regulace)	$53,3 \text{ kW (72 k)}$ 10 kW

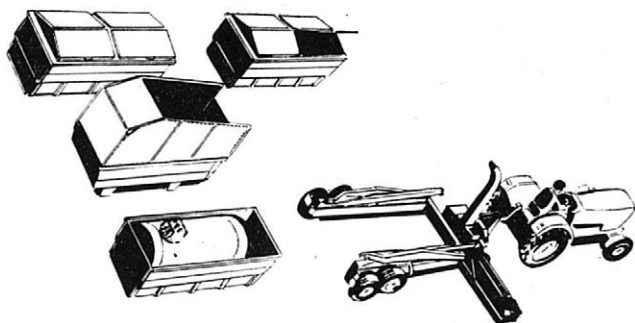
(odvoz briket, přísun paliva). Tím je možné podstatně omezit spotřebu lidské práce na jednotku produktu.

Tato možnost je však podmíněna vysokou spolehlivostí celého systému a perfektní funkcí regulační automatiky. V našich podmínkách se obsluha jedním člověkem dostává do rozporu s bezpečnostními předpisy, které vyžadují zdvojenou obsluhu.

Dopravní systémy

Jsou řešeny různým způsobem. Pro systém FAHR-FTS-3000 je vyvinut progresivní kontejnerový systém, který je pro provoz sušárny nejvýhodnější (obr. 4). Systém se dá použít i pro jiné druhy dopravy, např. pícní hmoty pro přímé zkrmo-
vání, pro přepravu briket ze skladu do místa spotřeby, popřípadě i pro přepravu jiných substrátů. Pro technologickou obsluhu sušárny je možné použít i jiných dopravních systémů, i když je to spojeno s určitými těžkostmi.

4. Schéma kontejnerového souboru systému FAHR-FTS-3000



U systému TAARUP UNIDRY TU-22 je doprava řešena bočně sklopnými velkoobjemovými návěsy. Ani zde není snadné v případě výpadku těchto přepravníků použít — zejména pro přísun vstupní hmoty — náhradní dopravu, neboť příjmové složiště svými parametry odpovídá parametrům speciálního vysokozdvížného návěsu. Řešení vzbuzuje určitou pochybnost pokud jde o možnost úplného vyprázdnění vyklopením, zejména je-li složiště částečně zaplněno. Určitou nevýhodou kombinace samostatné řezačky s vysokozdvížným návěsem může být nutnost přepřahání traktoru při přepravě řezané hmoty, zejména tehdy, musí-li se návěs přepravovat po nevyhovujících polních cestách.

Systém CLAAS APOLLO nemá speciálně vyvinuté dopravní prostředky, i když výrobce nabízí pro přísun řezanky velkoobjemový samovyprazdňovací návěs s vestavěnou řezačkou. Pro dopravu je však možné použít i jakékoliv jiné řezačky a návěsů s bočním vyprazdňovacím dopravníkem. Ve srovnání s předchozími systémy je zde návěs déle vázán u složiště, neboť předávání řezané hmoty je pomalejší. Pro přepravu briket se používá běžných traktorových přívěsů nebo návěsů.

Příjmová složiště

tvorí u všech systémů samostatně převozní bloky, zahrnující různé prvky. Zatímco u systému TAARUP UNIDRY TU-22 je to jen příjmové složiště (dávkový dopravník je v bloku se sušičkou), je u systému FAHR-FTS-3000 zařazen v jeho sestavě ještě energetický blok a briketovací lis. U systému CLAAS APOLLO zahrnuje pak příjmové složiště příjmový dopravník, složiště a dávkový zařízení. S počtem zařazených prvků souvisí poměr hmotnosti složiště a hmotnosti převozního bloku sušičky (tab. IV). Příznivější je rozdělení hmotností u systému FAHR-FTS-3000. U obou ostatních systémů je blok sušičky dosti těžký a jeho přeprava může činit v členitém terénu potíže.

Konstrukčně jsou složiště u všech tří systémů řešena obdobně. Systémy FAHR-FTS-3000 a TAARUP UNIDRY TU-22 mají v zásobníku dávkovace automatickou váhu, která prostřednictvím kontaktního spínače ovládá přísun vstupní hmoty dopravníkem složiště, u systému CLAAS APOLLO je navíc šikmý plnicí dopravník

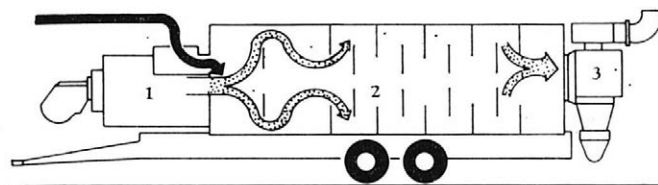
IV. Porovnání rozdělení hmotnosti mezi oba převozní bloky

Systém	Hmotnost		Poměr hmotností
	složiště	sušička	
FAHR-FTS-3000	4100	6200	1 : 1,5
TAARUP UNIDRY TU 22	2400	8000	1 : 3,3
CLAAS APOLLO	2690	8600	1 : 3,2

složité. Regulace plnění sušičky je u všech tří systémů řešena na principu výškové stavitelného stíracího bubnu, který je ovládán regulační automatikou.

Sušička

U všech tří srovnávaných systémů je použito osvědčeného principu bubnové sušičky s přímým ohřevem a pneumaticko-mechanickou dopravou materiálu sušícím prostorem (obr. 5).



5. Schéma sušičky FAHR-FTS-3000
1 — spalovací a směšovací komora, 2 — sušicí buben, 3 — odlučovač úsušků

Všechny typy mají vysokotlaký hořák s možností regulace množství paliva, a tím i tepelného výkonu. Toto řešení, spolu se synchronizací množství vzduchu potřebného k dokonalému spálení paliva, vyhovuje velmi dobře pro svou přizpůsobivost různým provozním podmínkám. Spalovací komory mají vnitřní plášť ze speciálních žáruvzdorných ocelí, bez vyzdívky. Tím se jednak sníží hmotnost, jednak se zkrátí čas „najíždění“ sušičky na provozní režim.

Velmi důležité je vhodné řešení vnitřní vestavby bubnu, která musí zajišťovat diferencovanou expozici sušení částic podle jejich objemnosti a hmotnosti. Zdá se, že všechny tři typy sušiček tyto požadavky splňují. U typu TAARUP UNIDRY TU-22 je možné ještě navíc měnit hydraulicky sklon bubnu, a tím i rychlost průchodu materiálu. Velmi důležitá je účinná tepelná izolace pláště bubnu; všichni výrobci tvrdí, že tato záležitost je dobře vyřešena. Neuvádějí však, jak.

Je třeba velmi pečlivě vyřešit otočné uložení bubnu na rámu podvozku, který musí být tak tuhý, aby se ani při přepravě po nerovném terénu nedeformoval. Případné deformace by znemožnily plynulou rotaci sušicího bubnu. Rovněž vyvážení hmot vzhledem k ose podvozku je žádoucí zejména pro snadné připojování za traktor. Z tohoto hlediska se jeví jako výhodné tandemové řešení podvozku u systému FAHR-FTS-3000. Pro přepravu je také nutné požadovat dobrou průjezdnost soupravy i na méně únosných terénech. I z tohoto hlediska je řešení systému FAHR poněkud výhodnější než obě ostatní, jednak rozložením hmotnosti na čtyři kola, jednak vyšší světlostí pod rámem. V každém případě bude žádoucí při aplikaci tohoto systému v rámci určitého zemědělského podniku počítat s vybudováním nejen příjezdových cest, ale i stanovišť sušárny se stabilizovaným povrchem.

Všechny srovnávané typy sušičky jsou založeny na principu pneumatické dopravy sušeného materiálu vnitřkem bubnu. Zdrojem proudu vzduchu je odsávací ventilátor při výstupní části sušicího bubnu. Odlučování úsušků z nosného proudu vzduchu je řešeno na principu cyklonu snížením rychlosti vzduchu pod kritickou rychlost částic. Konstruktivní řešení je u jednotlivých systémů odlišné. Systém FAHR-FTS-3000 má dvojité cyklony s elektricky poháněnými ventilátory, systém TAARUP UNIDRY TU-22 má odlučovač zvláštní konstrukce, z něhož jsou odloučené úsušky vedeny zpět do koncové části sušicího bubnu a odtud teprve odsávány dopravníkem úsušků. Ve vstupním prostoru odlučovače je vloženo tepelné čidlo. Stoupne-li teplota výstupního vzduchu nad nastavenou hodnotu o $\Delta t = 18^\circ$, vypne toto čidlo přes termostát všechny elektrické motory s výjimkou pohonu sušicího bubnu. U systému CLAAS APOLLO je jednoduchý odlučovací cyklon s poměrně komplikovaným a z hlediska bezpečnosti neúnosným mechanickým pohonem.

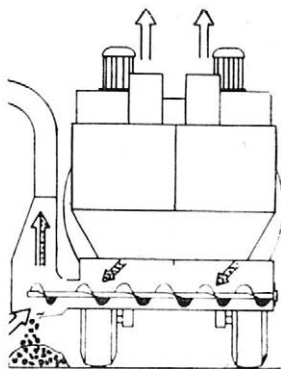
Dopravníky úsušků

přebírají úsušky z odlučovače a dopravují je do briketovacího lisu. Nejjednodušší řešení je použito u systému CLAAS APOLLO; úsušky padají z odlučovače přímo do vstupní komory lisu. U systému TAARUP UNIDRY TU-22 je třeba úsušky dopravit nejprve k vstupní části sušičky, ve které je umístěn lis. Doprava je řešena pneumaticky odsávacím systémem, který vyžaduje instalaci dalšího odlučovače.

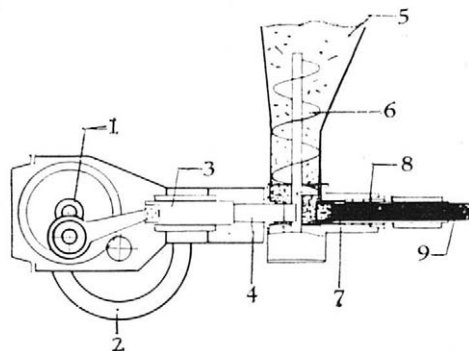
Vlastní doprava do lisu je řešena šnekem, jehož koncové vkládací lopatky mají schopnost určitého předlisování hmoty. Celé řešení je dost komplikované. Systém FAHR-FTS-3000 dopravuje úsušky z výpadů odlučovačů nejprve šnekem a pak odsávacím systémem podobně jako u systému TAARUP; navíc je přechod ze šneku do pneumatického dopravníku řešen jako gravitační odlučovač těžkých těles, což chrání zejména briketovací lis před eventuálním poškozením (obr. 6).

Briketovací lis

Všechny systémy jsou vybaveny pístovým briketovacím lisem s kruhovým průřezem lisovacího kanálu (obr. 7). Systémy FAHR-FTS-3000 a TAARUP UNIDRY TU-22 mají lis dvoukanálový, systém CLAAS APOLLO jednonábový. Dvoukanálové uspořádání může být výhodnější při zhruba stejné výkonnosti, protože dává možnost snížit frekvenci pohybu pístů a zmenšit zdvih; menší tření o stěny může příznivě ovlivnit tepelnou bilanci lisu. Na druhé straně je konstrukčně složitější než lis jednonábový. Velmi důležité je chlazení lisovacích kanálů. Vzduchové chlazení prvních dvou systémů může být nepříznivě ovlivněno při vyšších teplotách ovzduší. Účinnost vodního chlazení závisí na správném dimenzování chladiče tak, aby bylo možno nastavit optimální režim hnacího motoru. Chlazení musí být v každém případě natolik účinné, aby výstupní teplota briketované hmoty nepřekročila kritickou hodnotu $t_{krit} = 70^\circ\text{C}$. Princip elektronické regulace tlaku (CLAAS APOLLO) není z dostupných pramenů jasný; je možné, že jeho snímacím a řídicím prvkem je právě teplotní čidlo.



6. Šnekový dopravník úsušků s gravitačním odlučovačem těžkých příměsí



7. Schéma pístového briketovacího lisu FAHR-FTS-3000

1 — hnací klika, 2 — setrvačnick se střížnou pojistkou, 3 — křížák, 4 — lisovací píst, 5 — cyklon, 6 — dopravní šnek, 7 — lisovací komora, 8 — zajišťovací prstenec, 9 — výstup briket

Dopravník briket

Brikety jsou nejprve vytlačovány činností pístu briketovacího lisu do vytlačného dopravníku. Již zde mohou být chlazeny aktivní ventilací (systém TAARUP UNIDRY TU-22). Návnazný nakládací dopravník je pásový nebo hrabičkový. U systému CLAAS APOLLO je použit speciální chladič dopravník, který je řešen jako třetí převozný blok.

Chladič briket

Brikety musí být před uskladněním účinně a rychle zchlazeny na atmosférickou teplotu. Pokud je chlazení řešeno dvěma výměnnými kontejnery, může být organizace odvozu briket řešena tak, aby chlazení mohlo pokračovat ještě nějakou dobu po ukončení plnění, kdy se přebytek briket odkloní do druhého kontejneru. Tím lze vychladit i nejsvrchnější vrstvu briket. Tuto možnost dává systém TAARUP UNIDRY TU-22, který má vestavěný ventilátor s pohonem elektromotorem přímo na

návěsu. Není jasné, zda generátor má rezervu pro možnost zapojení dvou těchto ventilátorů. Soudě podle uváděného výkonu 35 kW to asi možné není. Výrobce systému FAHR-FTS-3000 uvádí jako vedlejší efekt chlazení snížení vlhkosti o 1 až 2 %, což je z hlediska tepelně technického možné.

Chlazení u systému CLAAS APOLLO je řešeno chladicím dopravníkem s vlastním tlačným ventilátorem, který chladí ve vrstvě pomalu se pohybující ve skříni dopravníku. Výhodou tohoto řešení je stejnoměrné chlazení každé brikety v závislosti na vstupní teplotě chladicího vzduchu a rychlosti průchodu dopravníkem. Nevýhodou je skutečnost, že chladicí dopravník je třetím přepravním blokem sušárny.

Energetický blok

Řešení pohonu je u všech systémů obdobné. Všechny jsou nezávislé na cizích zdrojích. Podíl přímého pohonu od vznětového motoru je největší u systému CLAAS APOLLO, u kterého třífázový generátor napájí pouze regulační elektroniku, osvětlení a zřejmě i ventilátor chladicího dopravníku.

Regulační automatika

U systému FAHR-FTS-3000 se vstupní množství nastavuje automaticky podle nastavené výstupní teploty média. Podle ní se mění tepelný výkon hořáku. Je žádoucí, aby vstupní množství hmoty bylo nastaveno tak, aby se výkon hořáku pohyboval pokud možno v oblasti maxima.

U systému TAARUP UNIDRY TU-22 je regulační systém založen na rozdílu vstupní a výstupní teploty média. Po zpracování v řídicí jednotce se signál přenáší na hnací motor plnicího dopravníku (2 rychlosti) a na stírací buben (změna výšky vrstvy na plnicím dopravníku).

Systém CLAAS APOLLO má jako povelové čidlo průběžný elektrický měřič vlhkosti, instalovaný ve výtlačném dopravníku. Není jasné, zda se podle jeho údajů reguluje vstupní množství nebo tepelný výkon hořáku. Toto jistě zajímavé řešení je závislé na přesnosti a spolehlivosti funkce vlhkoměru. Je známé, že tyto přístroje reagují nejen na vlhkost, ale také na složení hmoty, jejíž vlhkost se měří.

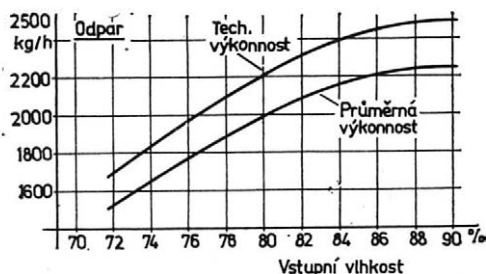
PROVOZNÍ SOUVISLOSTI PŘI NAsAZENÍ POJÍZDNÝCH SUŠÁREN

Jak již bylo vzpomenuto, je pro ustavení sušárny do provozní polohy žádoucí zpevněná plocha, aby dopravní obsluha sušárny byla možná i za deštivého počasí. Místo pro postavení sušárny je nutné volit co nejbližší sklizených ploch tak, aby přepravní vzdálenost nebyla větší než 1 km. Na dopravní vzdálenosti, jakož i na vlhkosti vstupní hmoty závisí také možnost obsluhy celé soupravy jedním pracovníkem; tuto možnost uvádějí všichni výrobci. V našich podmínkách budou obsluhu zpravidla tvořit dva lidé (traktorista a strojník), přičemž traktor může při menší přepravní vzdálenosti obstarat i dopravu briket.

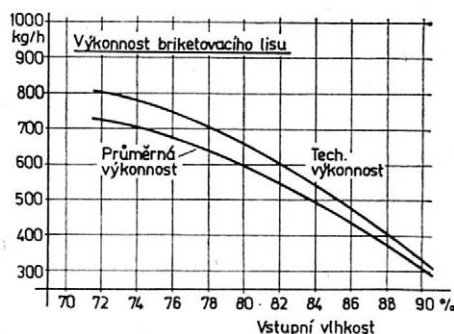
Organizace sklizně je řešena tak, aby zejména u jetelovin byl vždy respektován nejvhodnější stav porostu. V tomto směru organizace sklizně připomíná systém tzv. dávkové pastvy. Bude třeba přizpůsobit nasazení pojezdových sušáren v našich velkovýrobních podmínkách. Nebude zřejmě možné takto sklízet všechny plochy vytrvalých píceň a ve všech oblastech. Vazbu na jiné sklizňové technologie i na současnou síť stacionárních sušiček bude ještě třeba ověřit.

Nejdůležitější výkonnostní parametr sušárny je spotřeba tepla na odpar 1 kg vody. Teoreticky je třeba k odpaření 1 kg volné, tj. kapalné pohyblivé, vody 540 Kcal; k tomu je třeba připočítat ještě asi 90 Kcal na ohřátí vody (z 10 °C na 100 °C) a asi 100 Kcal na ohřev vzduchu a sušeného materiálu. Tedy celkem 730 Kcal kg⁻¹. Praktická spotřeba tepla je ovšem vyšší, neboť v pletivech není jen voda volná, ale také voda více či méně vázaná; část tepla se spotřebuje na uvolnění těchto vazeb. Uvádí-li výrobce systému FAHR-FTS-3000 skutečnou měrnou spotřebu tepla 800 Kcal kg⁻¹ H₂O, je to hodnota velmi příznivá. Je nutno počítat s jejím kolísáním v závislostech na vstupní vlhkosti materiálu, jeho úpravě (na délce řezání), na jeho botanické skladbě apod. Při dlouhodobém provozu sušárny je třeba kalkulovat s tzv. trvalým výkonem, který zahrnuje všechny výkyvy dané proměnlivostí.

vosti pracovního režimu; tento výkon je nižší než tzv. technický výkon, tj. výkon při optimálním sladění všech provozních parametrů. Největší vliv na výkonnost a spotřebu energie má ovšem vstupní vlhkost materiálu, jak je patrné z obr. 8, 9 a 10.



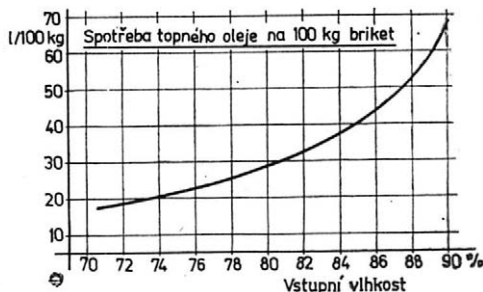
8. Diagram závislosti odpařovacího výkonu sušárny na vstupní vlhkosti sušeného materiálu (luční tráva — systém FAHR-FTS-3000)



9. Diagram závislosti výkonnosti briquetovacího lisu na vstupní vlhkosti sušeného materiálu (luční tráva — systém FAHR-FTS-3000)

Pokud jde o sortiment plodin vhodných k sušení, jeví se jako nejvýhodnější vícečetné porosty jetelovin, jetelotrav a žírných luk, kde se získá úsušek s vysokým obsahem zejména bílkovin a vitamínů. Při sušení veškeré biomasy obilovin (oves, žito) je problém v poměrně krátkém období optimální technologické zralosti (tj. mléčné). Je možné sušit i kukuřici na rozhraní mléčné a voskové zralosti, přičemž se doporučuje s postupným zráním zmenšovat délku řezanky (z 25—50 mm na 4 až 6 mm); to je ovšem provázáno vyšší spotřebou energie na řezání, přičemž musí být použito speciálního řádkového žacího adaptéru. Pro sušení semen se bubnové sušičky instalované v posuzovaných linkách hodí méně a počítá se s ním jen výjimečně.

10. Diagram závislosti spotřeby topného oleje na 100 kg briket v závislosti na vstupní vlhkosti sušeného materiálu (luční tráva — systém FAHR-FTS-3000)



Skladování briket nevyžaduje zvláštní stavby. Vysoká sypná hmotnost briket (350—400 kg m⁻³) umožňuje vysoké využití objemu skladu. Doporučuje se izolovat vrstvu briket od podlahy a stěn balíky slámy nebo fólií. Rovněž povrch vrstvy je dobře zakrýt 20cm vrstvou slámy. Doporučuje se instalace komínů z drátěného pletiva o Ø cca 880 mm, umístěných ve vzdálenosti cca 4 m. Výška vrstvy briket nemá přesáhnout 4 m. Briky se mohou odebírat různými odebíracími systémy na sypké materiály podle podmínek další manipulace.

ZÁVĚR

V článku jsou popsány a vzájemně porovnány tři typy sušáren hlavních evropských výrobců, z nichž některé byly k nám v několika kusech dovezeny. Perspektivně se u nás počítá s převoznou sušárnou BS-6 MOBIL.

V našich výrobních podmínkách budou pojízdné sušárny použitelné jako doplněk dosavadních a budoucích velkokapacitních stacionárních sušáren, a to zejména v následujících případech:

1. V horských a podhorských oblastech se složitými terénními a komunikačními podmínkami pro dopravu zelené hmoty do vzdáleného sušárenského střediska. Je třeba poznamenat, že ani přeprava těžkých převozných dílů sušárny nebude v těchto podmínkách jednoduchá a bude vyžadovat eventuálně i úpravu příjezdových komunikací. Podvozkový rám sušičky bude muset být natolik tuhý, aby byly vyloučeny jeho jakékoliv deformace při přepravě.

2. V ostatních oblastech jako pohotovostní doplněk velkokapacitních stacionárních sušáren; budou nasazovány zejména:

a) v odlehlých oblastech nasycovacího obvodu stacionární sušárny, odkud přeprava zelené hmoty vzhledem k jejímu objemu a obsahu vody značně zatěžuje ekonomiku sušárenského provozu a její plynulá organizace je navíc obtížná. Tím se celý komplex sklizně s vazbou mobilní a stacionární linky stává snadno zranitelný z hlediska možného narušení jeho plynulosti;

b) v těch oblastech nasycovacího obvodu stacionární sušárny, které jsou komunikačně nebo z jiných důvodů obtížně přístupné pro plynulou dopravu zelené hmoty;

c) v případech provozních špiček, kdy je třeba zvýšit sušicí kapacitu hlavní sušárny tak, aby byla zachována kvalita úsušků a omezeny sklizňové ztráty;

d) v případech, že se časově shodují sklizňová období dvou plodin, které je třeba sušit a jejichž požadavky na režim sušení a zejména na způsob zpracování úsušků jsou rozdílné.

Uvedené možnosti provozního využití pojízdných sušáren v našich podmínkách jsou pouze rámcové. Možnosti jejich nasazení v našem zemědělství je nutno urychleně experimentálně ověřit tak, aby v době jejich zvýšených dodávek bylo možné přesně rajonizovat oblasti a podmínky, v nichž mohou plně uplatnit své přednosti.

Označení technických parametrů sušáren

l_t	— teoretická (nastavená) délka řezanky (mm)
V	— objem (m^3 , l)
G	— hmotnost (kg)
$G_{v \max}$	— maximální měrná odpařivost sušárny ($kg \cdot h^{-1}$)
$G_{s \max}$	— maximální měrná výkonnost sušárny v úsušku ($kg \cdot h^{-1}$)
d	— průměr briket (mm)
N	— příkon (kW)
n	— počet otáček sušicího bubnu (min^{-1})
L_1, L_2	— délky dopravníků (m)
H	— maximální dopravní výška (m)
T_{ch}	— doba chlazení briket

Literatura

Firemní materiály firmy Maschinenfabrik FAHR AG (NSR).
Firemní materiály firmy Maskinenfabrik TAARUP A/S (Dánsko).
Firemní materiály firmy Gebrüder Claas (NSR).

Došlo dne 3. 9. 1975

Rukopis odevzdán k tisku 4. 12. 1975 — Podepsáno k tisku 30. 4. 1976

Adresa autora:

Doc. ing. Karel Velda, CSc., Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha 6 - Suchbát

Mareš Z.: Pozouzení velikosti příjmové kapacity obilných sil	59
Žák K., Cihlář V., Hájek J.: Rozbor dopadu hlíz při sázení brambor kotoučovým sázecím ústrojím	75
Svatoš J.: Vliv svahu a tahových sil na prokluz pojezdových kol traktoru	89
Zemědělská technika v zahraničí	
Velda K.: Pojízdné sušárny píce	103

СОДЕРЖАНИЕ

Мареш З.: Оценка величины приемной емкости зернохранилищ	72
Жак К., Цигларж В., Гаек Й.: Анализ падения клубней при посадке картофеля дисковой картофелесажалкой	86
Сватош Й.: Влияние склона и растягивающего усилия на буксование ходовых колес трактора	101

CONTENT

Mareš Z.: An Estimation of the Receiving Capacity of Grain Silos	72
Žák K., Cihlář V., Hájek J.: An Analysis of the Tuber Incidence at Potato Planting with a Disk Planting Mechanism	86
Svatoš J.: The Effect of a Slope and Traction Powers on the Slippage of the Tractor Travelling Wheels	101

INHALT

Mareš Z.: Beurteilung über die Größe der Annahmekapazität von Getreidesilos	73
Žák K., Cihlář V., Hájek J.: Analyse des Knolleneinfalls bei der Kartoffellegung mit der Greiferscheibenlegevorrichtung	87
Svatoš J.: Einfluß der Hangneigung und der Zugkräfte auf den Schlupf der Schlepperlaufräder	102

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS – ústřední expedice tisku, administrace odborného tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Lze též objednat u každé pošty i poštovního doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS - ústřední expedice tisku, oddělení vývozu tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Vytiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, Legerova ulice 22, 120 00 Praha 2.