

VĚDECKÝ ČASOPIS

Národní
knihovna

584/32

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

NÁRODNÍ KNIHOVNA



1001732368

556708

1

ROČNÍK 17 (XLIV)
PRAHA
LEDEN 1971
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÉHO VĚDĚNÍ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Řídí vedoucí redaktorka
ing. Jovanka Václavíčková
s redakční radou

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1970

■
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací. Vychází měsíčně. Redakce: 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. Издает Институт научно-технической информации. Выход в свет ежемесячно. Редакция Прага 2, Слезска 7.

■
The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Institute of Scientific and Technical Information. Issued monthly. Editorial office Prague 2, Slezská 7.

■
Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben vom Institut für wissenschaftlich-technische Informationen. Erscheint monatlich. Redaktion Prag 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 renseignements scientifiques et techniques. Paraît une fois par mois. Rédaction Prague 2, Slezská 7.

631.362.36 : 633.1

Tento príspevok svojim obsahom naväzuje na článok „Sledovanie zákonitosti oddeľovania zrna z porezaneho obilja na vibračnom site“, ktorý bol uverejnený v časopise „Zemědělská technika“ č. 5—6, 1970.

Pre oddeľovanie zrna z rôznych zrnových zmesí sa v súčasnosti používajú sitá (vytriasadlá) s veľkou amplitúdou a menším počtom kmitov. V priemysle sú však bežne používané triediace sitá, ktoré dosahujú podstatne vyšší počet kmitov (až niekoľko tisíc za minútu). Tieto zariadenia majú výhody v tom, že majú pomerne malý príkon a pri použití vhodného technického riešenia malý prenos síl do okolia.

Na proces oddeľovania zrna z porezanej obilnej hmoty vplyva množstvo rozličných faktorov, ako je merná hmotnosť materiálu, vlhkosť, vnútorné trenie, výška vrstvy materiálu na site, trenie materiálu po vibrujúcej ploche, pružnostné vlastnosti spracovaného materiálu a iné. Vyjadriť tento proces čisto teoreticky je nemožné, preto cieľom práce bolo overiť možnosť použitia vibračného sita s jednoosovým usmerneným kmitaním na separáciu obilnej rezanej hmoty pšenice a určiť základné zákonitosti tohoto procesu.

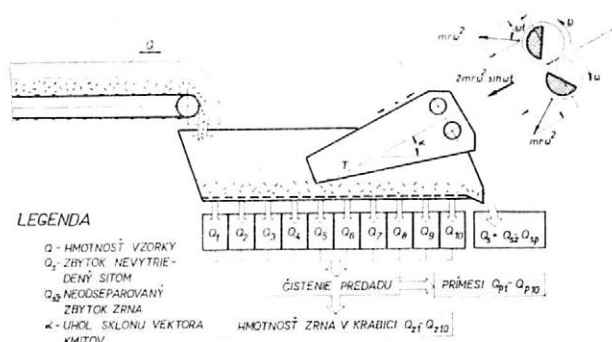
I. Základné parametre porezanej obilnej hmoty pšenice Bezostá

Dĺžka porezanej obilnej hmoty (cm)	teoretická		4	6
	vážený arit. priemer		5,30	7,20
	módus		4,64	6,71
Relatívna vlhkosť materiálu (%)	materiál suchý	zrno	10,86	
		slama	8,53	
	materiál vlhký	zrno	15,7	
		slama	20,4	
Merná hmotnosť*) (kg · m ⁻³)	pomer zrno : slama	1 : 1	88,66	62,80
		1 : 1,4	70,72	51,26
		1 : 1,8	56,12	49,26

*) merná hmotnosť meraná pri vlhkosti — slama a prímese 12,7 %
zrno 8,5 %

Pre merania bola použitá porozaná obilná hmota pšenice Bezostá, ktorej základné parametre udáva tab. I.

Vlastné merania prebiehali v r. 1968. Pre zachovanie rovnakých podmienok bolo použité pre skúšky v širokom rozsahu tzv. „suchého“ materiálu a pre vyhodnotenie vplyvu vlhkosti boli skúšky opakované v užšom rozsahu pri zvýšenej vlhkosti materiálu (ďalej uvádzame suchá a vlhká hmota).



1. Funkčné schéma

normálnej práci sita, čím by sa odstránili okrajové neustálené pomery na začiatku a konci merania.

Pred skúškami bolo prevedené teoretické ohraňenie režimu práce sita, na základe čoho boli volené vhodné parametre (pozri predchádzajúci článok — výsledky z r. 1967).

Po rozboru výsledkov z r. 1967 sme v r. 1968 pristúpili k voľbe týchto parametrov:

- druh použitého sita lamelové — systém Petersen (obr. 2), žaluziové (obr. 3), graepelové (obr. 4)
- sklon vektora kmitov k rovine sita $20^\circ, 30^\circ$
- sklon sita k horizontálnej rovine 0°
- počet kmitov sita 700, 900, 1100, 1300 (min^{-1})
- otvorenie sita 4, 6 (mm)
- pomer zrno : slama 1 : 1, 1 : 1,4, 1 : 1,8
- výška vrstvy 5, 10, 15 (cm)

VÝSLEDKY MERANÍ

Výskum zákonitosti separácie obilnej rezanej hmoty na vibračnom site bol sledovaný na nasledujúcich parametroch:

1. rozdelenie prepadu zrna po dĺžke sita,
2. separačná účinnosť celého sita,
3. podiel zrna v prepade.

Prv, ako pristúpime k vyhodnoteniu jednotlivých parametrov, podívajme sa na kinematický režim sita. Ako vidíme z obrázku 1, veľkosť amplitúdy sita nie je obmedzená a bude závisieť od hmotnosti excentrov, tuhosti a dĺžky nosných pier, hmotnosti vibrujúcich častí, zaťaženia sita, počtu kmitov sita atď. Vplyv počtu kmitov sita na veľkosť amplitúdy udáva tab. II.

Hodnoty súčiniteľa vibrácie, ktorý je charakterizovaný rovnicou

$$\eta = \frac{r \cdot \omega^2}{g} \cdot \sin \alpha$$

(pre horizontálne sito) (1)

kde: r — amplitúda kmitov (m)
 ω — uhlová rýchlosť budičov kmitov (s^{-1})
 α — uhol sklonu vektora kmitov k horizontálnej rovine ($^\circ$)

sú v tabulke III.

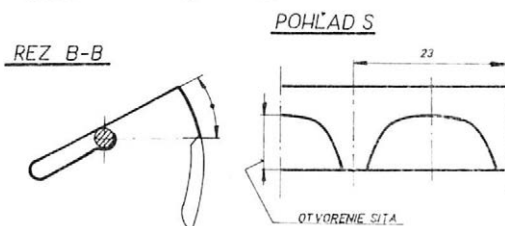
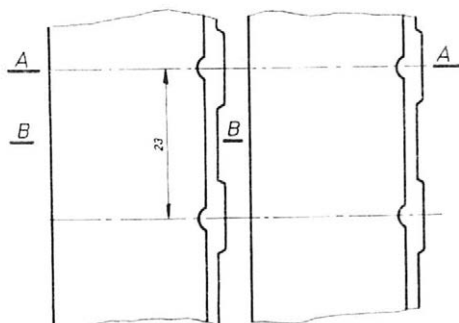
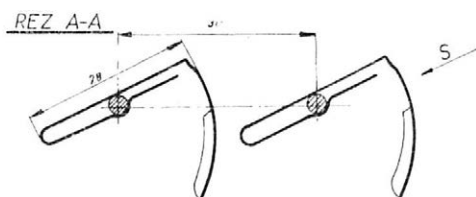
Podmienka súvňého toku materiálu po site bola dodržaná len pri 700 kmitoch za minútu a sklone vektora kmitov k horizontálnej rovine 20° . V ostatných prípadoch by mal teoretický pohyb materiálu po site prebiehať odskokmi.

ROZDELENIE PREPADU ZRNA PO DĹŽKE SITA

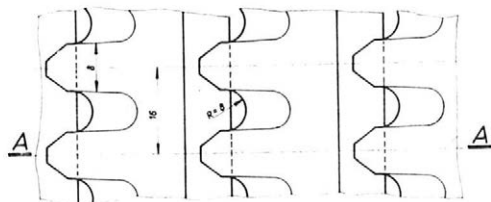
Rozdelenie prepadu zrna po dĺžke sita nám charakterizuje intenzitu separácie zrna z porozanej obilnej hmoty na jednotlivých úsekoch separačného sita. Ak ho vyjadríme ako relatívny zvyšok zrna na koncoch jednotlivých meraných úsekov, potom pre koniec prvého úseku (10 cm) platí (na začiatku je $z_0 = 100\%$)

$$z_1 = \frac{Q_z - Q_{z1}}{Q_z} \cdot 100 \quad (\%) \quad (2)$$

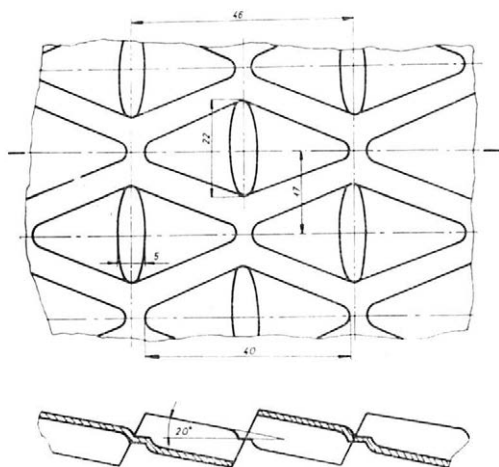
a podobne pre ďalšie úseky,



2. Lamelové sito



3. Žaluziové sito



4. Graepelové sito

kde: Q_z — hmotnosť zrna vo vzorke (kg)
 Q_{z1} — hmotnosť zrna prepadnutého prvým úsekom sita — prvých 10 cm (kg)
 z_1 — relatívny zvyšok zrna vo vzorke na konci prvého úseku sita (%)

Rozdelenie prepadu zrna po dĺžke sita bolo sledované v závislosti na nasledujúcich parametroch (vždy pre každý druh sita samostatne):

- počet kmitov sita,
- uhol sklonu vektora kmitov k rovine sita a vlhkosť hmoty,
- výška vrstvy,
- otvorenie sita, dĺžka sečky a pomer zrno : slama.

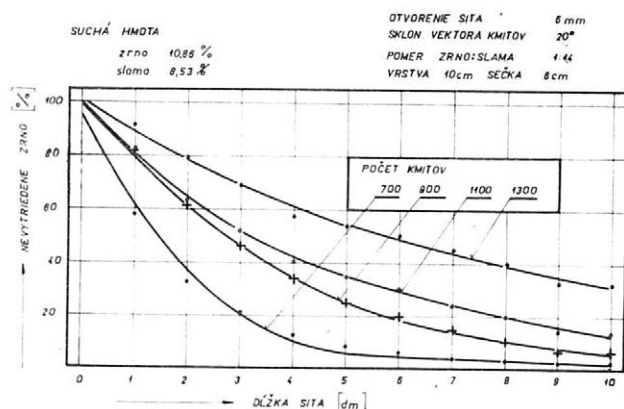
II. Vplyv počtu kmitov sita na veľkosť amplitúdy

Sklon vektora kmitov	Počet kmitov sita za minútu			
	700	900	1100	1300
20°	5,25	4,75	4,25	3,50
30°	5,00	4,75	4,25	3,50

III. Hodnoty súčiniteľa vibrácie

Sklon vektora kmitov	Počet kmitov sita za minútu			
	700	900	1100	1300
20°	0,98	1,56	1,96	2,26
30°	1,43	2,04	3,03	3,30

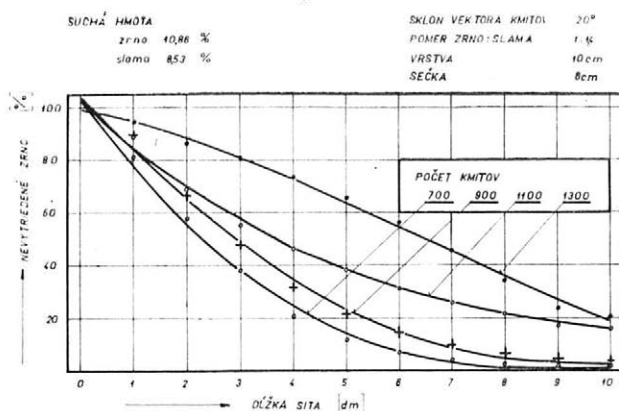
Rozdelenie prepadu zrna po dĺžke sita v závislosti na uvedených parametroch bolo štatisticky vyhodnotené; boli určené regresné čiary a indexy korelácie, podľa ktorých bola volená krivka s najvyšším indexom korelácie. Krivky charakterizujúce intenzitu oddeľovania zrna po dĺžke sita vychádzajú vo všetkých prípadoch ako krivky III. stupňa — kubické paraboly v tvare



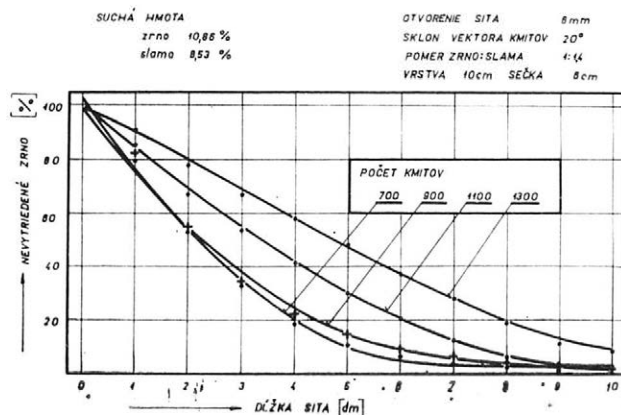
$$y = a \pm b \cdot x \pm c \cdot x^2 \pm d \cdot x^3$$

kde: y — zvyšok zrna v porezanej obilnej hmote na konci n -tého úseku (%)
 x — dĺžka sita po konci n -tého úseku (dm)
 a, b, c, d — vypočítané koeficienty

Je potrebné dodať, že uvedená funkcia nepopisuje vždy a vo všetkých úsekoch sledovanú závislosť najvýhodnejšie. V takom prípade sme sa pridržovali experimentálne nameraných hodnôt.



6. Rozdelenie prepadu -- graepelové sito -- r. 1968

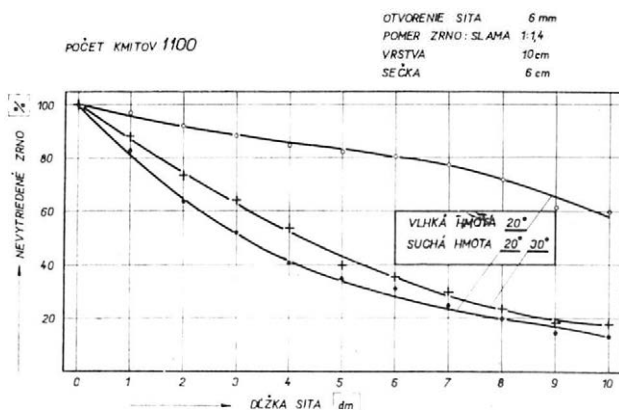


7. Rozdelenie prepadu -- lamelové sito -- r. 1968

oddeľovania zrna pri vyšších počtoch kmitov ukazuje lamelové sito, naproti tomu pri nižších počtoch kmitov (700) žaluziové sito.

Závislosť oddeľovania zrna po dĺžke sita na sklone vektora kmitov k rovine sita a vlhkosti hmoty je pre jednotlivé druhy sít na obr. 8—10, kde sú uvedené aj hodnoty parametrov, pri ktorých boli uvedené zisťované závislosti. Vidíme, že u suchej hmoty sa jednoznačne z hľadiska intenzity oddeľovania zrna javí výhodnejší 20° sklon vektora kmitov vo vzťahu k rovine sita.

Zvýšenie vlhkosti hmoty spôsobuje znižovanie intenzity oddeľovania zrna. Bližšia charakteristika nie je možná, pretože boli sledované len dve vlhkosti materiálu. Vzhľadom na to, že na základe predchádzajúcich meraní sme dospeli k záveru, že u vlhkej hmoty zmena uhla sklonu vektora kmitov v rozsahu 20°, 30° nevykazovala rozdiel



8. Rozdelenie prepadu -- žaluziové sito -- r. 1968

Grafické zobrazenie závislosti intenzity oddeľovania zrna po dĺžke sita na jeho počte kmitov je pre žaluziové sito na obr. 5, pre graepelové sito na obr. 6 a pre lamelové sito na obr. 7, a to vždy pre tzv. suchý materiál. U všetkých troch použitých sít je možné jednoznačne povedať, že zvyšovaním počtu kmitov sita sa intenzita oddeľovania zrna znižuje. So zvyšujúcim počtom kmitov sa intenzita oddeľovania presúva zo začiatku sita v smere pohybu materiálu a vyrovnáva sa rovnomernejšie po celej dĺžke sita, čo je výhodné zo stránky ďalšieho čistiacieho mechanizmu.

Za použitie vyššieho počtu kmitov sita sú aj dva ďalšie faktory, hodnotené v predchádzajúcom článku, a to otázka rýchlosti pohybu hmoty po site a otázka podielu zrna v prepadе.

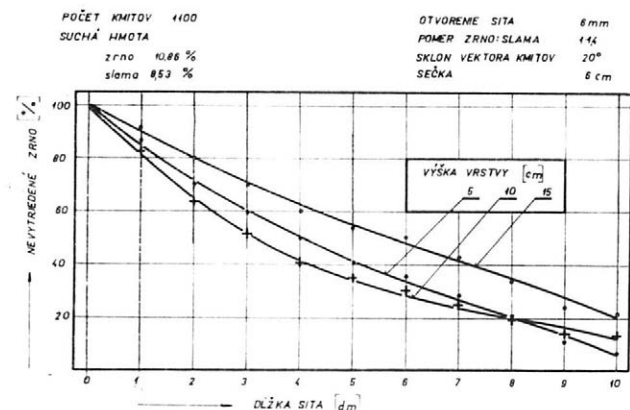
Jednotlivé druhy použitých sít nepreukazujú podstatnejšie rozdiely v rozdelení prepadu po dĺžke sita, a preto neboli navzájom ani štatisticky porovnávané. Najväčšiu intenzitu

v intenzite oddeľovania zrna, 30° sklon sme u vlhkej hmoty v ďalšom nesledovali.

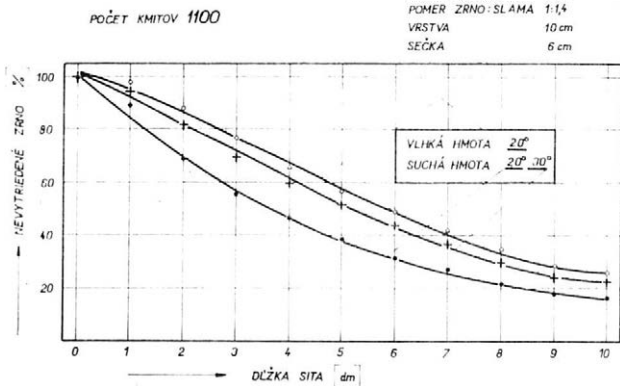
Ak by sme predpokladali kolísanie vlhkosti hmoty v skutočných podmienkach v rozsahu nami sledovanej suchej a vlhkej hmoty (v skutočnosti je vlhkosť zrna až okolo 22 %), je možné urobiť záver, že najvýhodnejší sklon vektora kmitov sa bude pohybovať v rozsahu 20°–30°, pričom čím bude spracovávaný materiál suchší, tým menší uhol v danom rozpätí zabezpečí intenzívnejšie oddeľovanie.

Konštrukčné prevedenie jednotlivých druhov sít nevykazovalo podstatné rozdiely v rozdelení prepadu po dĺžke sít. Významnejší rozdiel je pri žaluziovom site — vlhká hmota, čo je možné považovať za extrém i s ohľadom na výsledky z roku 1967. Najväčšiu intenzitu oddeľovania zrna vykazuje opäť lamelové sito, kde je vyšší stupeň oddeľovania hlavne v druhej polovici sít.

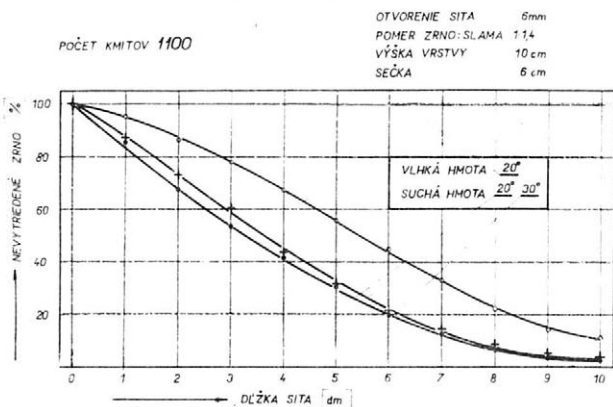
Rozdelenie prepadu po dĺžke sít bolo sledované aj v závislosti na výške vrstvy, pričom boli použité tri výšky vrstvy: 5, 10 a 15 cm. Kubické paraboly pre jednotlivé druhy sít sú na obr. 11–13. Pri zhodnotení sa najprv podívejme na závislosti medzi 5 a 10 cm výškou vrstvy. Rozdiely v intenzite oddeľovania zrna sú medzi nimi nepatrné a k takmer nelogickej závislosti dochádza u žaluziového a lamelového sít, kde 10 cm výška vrstvy vykazuje po väčšej časti dĺžky sít intenzívnejšie oddeľovanie, ako 5 cm výška vrstvy. Je to možné zdôvodniť tým, že pri vyšších počtoch kmitov sa zvyšuje rýchlosť pohybu hmoty a čas na prechod zrna cez vrstvu klesá. Ďalší dôvod, ktorý môže ovplyvňovať uvedenú závislosť, je otázka rázov hmoty o sito. Pri nižších vrstvách dochádza k skákaní celej vrstvy materiálu po site a niektoré zrná sú z nízkej vrstvy sitom vyrážané, nakoľko majú väčší súčiniteľ rázu ako prímеси a slama.



11. Rozdelenie prepadu — žaluziové sito — r. 1968

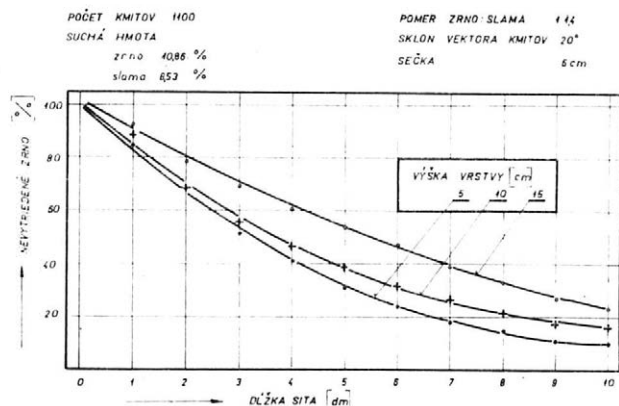


9. Rozdelenie prepadu — graepelové sito — r. 1968

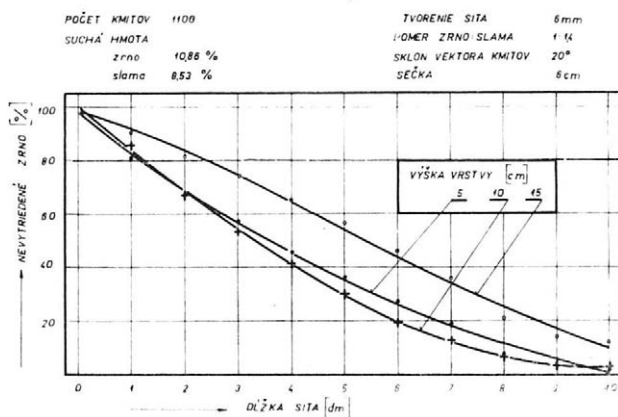


10. Rozdelenie prepadu — lamelové sito — r. 1968

Rozdiel v oddeľovaní medzi 10 a 15 cm výškou vrstvy je vy-



12. Rozdelenie prepadu — graepelové sito — r. 1968

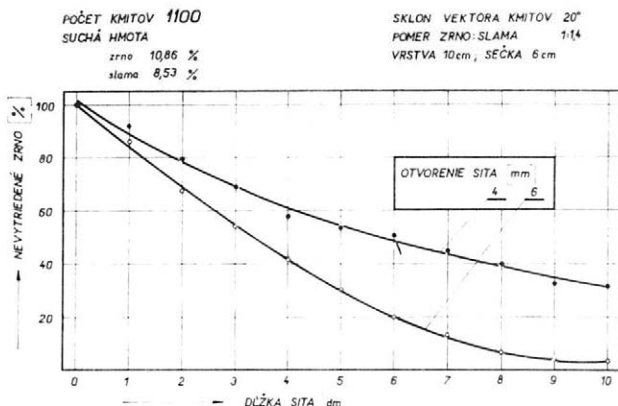


13. Rozdelenie prepadu — lamelové sito — r. 1968

sú na obr. 14. Ako v tomto, tak aj v ostatných prípadoch index korelácie pre kubické paraboly presahuje hodnotu 0,9. Zo závislosti jednostranne vyplýva, že otvorenie sita má výrazný vplyv na zvýšenie intenzity oddeľovania zrna. Je to odôvodniteľné okrem väčšej relatívnej svetlosti sita snáď aj otázkou zmeny dynamického súčiniteľa trenia hmoty o sito, čím dochádza k intenzívnejšiemu pohybu hlavne spodných vrstiev triedeného materiálu.

Rozdelenie prepadu zrna po dĺžke sita v závislosti na dĺžke sečky je znázornené na obr. 15. Ako vidieť z uvedených závislostí, zväčšenie dĺžky sečky zo 4 na 6 cm vyvoláva intenzívnejšie oddeľovanie zrna. Toto zvýšenie sa obzvlášť výrazne prejavuje pri intenzívnejších režimoch práce sita.

Intenzita oddeľovania zrna po dĺžke sita v závislosti na pomere zrno : slama nevykazuje výraznejšie rozdiely a šta-



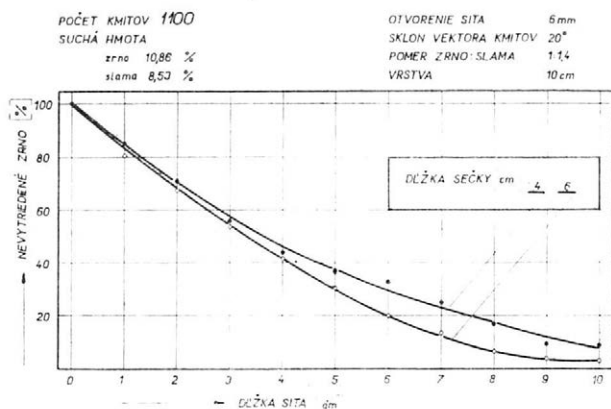
14. Rozdelenie prepadu — lamelové sito — r. 1968

soko preukazný. So zvýšením výšky materiálu na site intenzita oddeľovania zrna klesá. Vyššie výšky vrstvy neboli sledované, a to preto, že pokles rýchlosti vplyvom ďalšieho zvýšenia výšky vrstvy znamená zmenšenie priechodnosti sita.

Pri porovnaní jednotlivých druhov sít najvýhodnejšie oddeľovanie zrna vykazuje opäť lamelové sito. Je možné konštatovať, že jednotlivé konštrukcie sít nespôsobujú podstatné rozdiely v rozdelení prepadu po dĺžke sita v závislosti na výške vrstvy.

Ďalej sa podívajme na vplyv otvorenia sita, dĺžky sečky a pomeru zrno : slama na intenzitu oddeľovania zrna. Zhodnotenie vplyvu uvedených faktorov je prevedené na lamelovom site, ktoré dosahovalo pri predchádzajúcom hodnotení najlepších výsledkov.

Pri meraniach bolo použité otvorenie sita 4—6 mm (spôsob merania otvorenia sita obr. 2). Kubické paraboly vyjadrujúce proces oddeľovania zrna



15. Rozdelenie prepadu — lamelové sito — r. 1968

$$u = \frac{Q_{z1} + Q_{z2} + \dots + Q_{z10}}{Q_z} \cdot 100 \quad (\%) \quad (3)$$

Separčná účinnosť celého sita, podobne ako rozdelenie prepadu po dĺžke sita, charakterizuje intenzitu oddeľovania zrna z porezanej obilnej hmoty. Použitá dĺžka sita na meracej stolici neumožňovala u intenzívnejších režimov práce dostatočné oddelenie zrna z porezanej obilnej hmoty, čo skresľuje aj namerané výsledky separačnej účinnosti.

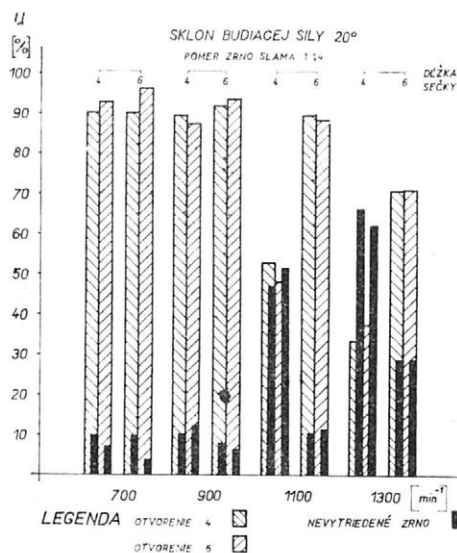
I napriek tomu si uvedme hodnoty separačných účinností u lamelového sita. Vzhľadom na rozsiahlosť uvedme len pre pomer zrno : slama 1 : 1,4 a len pre vlhkú hmotu (obr. 16).

Na stĺpcových diagramoch sú súčasne uvedené relatívne straty nedokonalou separáciou, ktoré je možné charakterizovať ako relatívny zvyšok zrna vo vzorke na konci separačného sita vztťahom

$$z_k = \frac{Q_{sz}}{Q_z} \cdot 100 \quad (\%) \quad (4)$$

kde: Q_{sz} — hmotnosť strát nedokonalou separáciou (kg)

Q_z — hmotnosť zrna vo vzorke (kg)



16. Triedenie lamelovým sitom — vlhká hmotá

aby relatívny podiel zrna v prepadе bol čo najvyšší, čím sa uľahčí práca nasledujúcich čistiacich mechanizmov. Jeho hodnota je daná vztťahom:

$$p = \frac{Q_{z1} + Q_{z2} + \dots + Q_{z10}}{Q_{cn}} \cdot 100 \quad (\%) \quad (5)$$

kde: $Q_{z1} + Q_{z2} + \dots + Q_{z10}$ — hmotnosť zrna prepadnutého sitom (kg)
 Q_{cn} — celková hmotnosť prepadu cez sito (kg)

tisticky vyhodnotená nebola. Pri vyššej koncentrácii zrna v slame (1 : 1) prebieha oddeľovanie zrna intenzívnejšie.

SEPARAČNÁ ÚČINNOSŤ CELÉHO SITA

Separčnú účinnosť celého sita je možné charakterizovať ako podiel hmotnosti zrna prepadnutého cez celé sito k hmotnosti zrna, ktoré bolo vo vzorke privedené na sito. Je daná vztťahom

PODIEL ZRNA V PREPADE

Veľmi dôležitým činiteľom, ktorý ukaže na kvalitu separácie, je relatívny podiel zrna v prepadе cez sito. Požadujeme,

Podiel zrna v prepade cez sito bol hodnotený v závislosti na:

- a) druhu použitého sita,
- b) otvoreni sita,
- c) dĺžke sečky.

Ďalšie parametre, ktoré môžu ovplyvňovať podiel zrna v prepade (vlhkosť, uhol sklonu vektora kmitov, počet kmitov), boli hodnotené v predchádzajúcom roku.

Najprv si prevedme vzájomné porovnanie jednotlivých druhov použitých sít v závislosti na podiele zrna v prepade. Porovnanie si prevedme pri počte kmitov sita 1100 min^{-1} u suchej hmoty pri otvorení regulovateľných sít 6 mm. Priemerné hodnoty podielu zrna v prepade udáva tab. IV.

IV. Priemerné hodnoty podielu zrna v prepade

Druh sita	Lamelové	Graepelové	Žaluziové
p (%)	88,02	90,89	91,34
Počet členov súborov	$n_1 = 24$	$n_2 = 12$	$n_3 = 24$

Testovanie významnosti rozdielov medzi jednotlivými sitami prevedme pomocou Studentovho t -testu. Pri porovnávaní lamelového a žaluziového sita, kde $n_1 = n_3$ (rovnaký počet meraní), prevedieme výpočet hodnoty t zo vzťahu

$$t = \frac{\bar{x}_1 - \bar{x}_3}{\sqrt{\frac{\sum (x_1 - \bar{x}_1)^2 + \sum (x_3 - \bar{x}_3)^2}{n(n-1)}}} \quad (6)$$

Ak vypočítaná hodnota t bude menšia ako tabuľková hodnota, pri počte stupňov voľnosti $s = 2(n-1) = 2(24-1) = 46$ môžeme povedať, že rozdiel v podiele zrna v prepade medzi porovnávanými sitami je nepreukazný a naopak.

Pri porovnávaní lamelového a graepelového sita, kde $n_1 \neq n_2$ prevedieme výpočet hodnoty t podľa vzťahu

$$t = \frac{\bar{x}_1 - \bar{x}_2}{\sqrt{\frac{\sum (x_1 - \bar{x}_1)^2 + \sum (x_2 - \bar{x}_2)^2}{n_1 \cdot n_2}}} \quad (7)$$

pričom počet stupňov voľnosti určíme zo vzťahu $s = n_1 + n_2 - 2 = 24 + 12 - 2 = 34$. Vypočítané a tabuľkové hodnoty pre porovnávané sitá udáva tab. V.

V. Vypočítané a tabuľkové hodnoty pre porovnávané sitá

Porovnávané sitá	t	Stupeň voľnosti	Tabuľková hodnota t	
			$t_{0.05}$	$t_{0.01}$
Lamelové-žaluziové	4,00	46	1,68	2,41
Lamelové-graepelové	2,75	34	1,69	2,44

Ako vidíme z rozboru, je preukazný rozdiel v podiele zrna v prepade cez sito ako medzi lamelovým a žaluziovým, tak aj medzi lamelovým a grapelovým sitom, nakoľko vypočítané hodnoty t sú v oboch prípadoch väčšie, ako tabuľkové hodnoty pri 90% hladine významnosti. I keď rozdiel medzi jednotlivými sitami je štatisticky preukazný, z praktickej stránky nie sú rozdiely medzi sitami zvlášť významné, nakoľko množstvo prímies v prepadoch cez sito sa pohybuje v rozsahu od 10 do 20 %.

V ďalšom hodnotení podielu zrna v prepade sa budeme zaoberať len lamelovým sitom, pretože rozdiely medzi jednotlivými sitami sú nepatrné a lamelové sito vykazovalo najväčšiu intenzitu oddeľovania zrna.

Druhým sledovaným faktorom bolo otvorenie sita. Ako už bolo uvedené, zväčšenie otvorenia sita vyvoláva zvýšenie intenzity oddeľovania zrna. Či uvedené zvýšenie má vplyv súčasne aj na podiel zrna v prepade, zhodnotíme pri 1100 kmitoch sita pomocou Studentovho t -testu.

Vypočítané a tabuľkové hodnoty udáva tab. VI.

VI. Porovnanie hodnôt pri otvorení sitá 4 a 6 cm

Otvorenie sita (mm)	4	6
Priemerný podiel zrna v prepade (%)	88,94	87,13
Počet členov súborov (n_1, n_2)	12	12
Stupeň voľnosti (s)	$2(n - 1) = 22$	
Vypočítaná hodnota t	1,341	
Tabuľková hodnota t	$t_{0.05}$	1,717
	$t_{0.01}$	2,508

Z výpočtu je vidieť, že vypočítaná hodnota t je menšia ako tabuľková pri 90% pravdepodobnosti, t.j. rozdiel v podiele zrna v prepade cez lamelové sito pri zmene otvorenia zo 4 na 6 mm je nepreukazný.

Nakoniec sa podívajme, či predĺženie teoretickej dĺžky sečky zo 4 na 6 cm vplyva na zmenu podielu zrna v prepade. Porovnanie prevedme opäť pomocou Studentovho t -testu, hodnoty sú uvedené v tab. VII.

Na základe otestovania významnosti rozdielov dvoch testovaných súborov dochádzame k záveru (pretože $t < t_{0.05}, t_{0.01}$), že zmena teoretickej dĺžky sečky nevykazuje preukazateľný vplyv na zmenu podielu zrna v prepade v nami sledovanom rozsahu.

VII. Porovnanie hodnôt pri dĺžke sečky 4 a 6 cm

Teoretická dĺžka sečky (cm)	4	6
Priemerný podiel zrna v prepade p (%)	89,15	86,91
Počet členov súborov (s)	12	12
Stupeň voľnosti	$2(n - 1) = 22$	
Vypočítaná hodnota t	1,659	
Tabuľková hodnota t	$t_{0.05}$	1,717
	$t_{0.01}$	2,508

Zhodnotením dosiahnutých výsledkov je možné konštatovať, že vibračné sito použité pri skúškach je schopné prevádzať separáciu zrna z porozanej obilnej hmoty. Za najvýhodnejší je možné považovať nasledujúci režim: počet kmitov sita 1100–1300 min⁻¹, sklon vektora kmitov k rovine sita 20–30°, výška vrstvy materiálu na site 10–15 cm, otvorenie sita 6 mm, druh sita — lamelové, sklon sita k horizontálnej rovine 0°, pri amplitúde kmitov 3,5–4,25 mm. Pri uvedenom režime bola rýchlosť pohybu materiálu po site 0,15–0,20 m . s⁻¹, čo predstavuje pri šírke sita 1 m priechodnosť cca 1 kg . s⁻¹. Relatívne množstvo prímies v prepade sa pohybovalo od 10 do 20 %. Hlavným nedostatkom práce vibračného sita pri separácii obilnej rezanej hmoty pšenice sa javí jeho malá priechodnosť. Pretože podstatné zvýšenie rýchlosti cestou zmeny kinematiky sita (separačnej schopnosti) je nemožné, vidíme jeho uplatnenie hlavne pri separácii hmoty o väčšej objemovej hmotnosti.

L i t e r a t ú r a

- DINSE W., 1967, Auslegung und Ankopplungsfaktoren von Schwingrinnen in der Landwirtschaft. Landtechnische Forschung 17.
- DUBROVSKIJ A. A., 1968, Vibracionnaja tehnika v sel'skom chozjajstve. Mašinostrojenije Moskva.
- FIALA J., 1965, Výzkum operací při sklizni plodin řezačkou. Zpráva č. 606 VÚZT Praha - Řepy.
- GONČAREVIČ, ZEMSKOV, KOREŠKOV, 1959, Vibracionnyje grochoty i konvejery. Gosgortekhnizdat.
- GRÉE R., 1964, Poznatky k teorii vibrační dopravy ve vodorovném směru. Průmysl potravin.
- LISTOPAD G. E., 1964, Opređenje zakonornostej vibroseparirovanija zernovych smesej. Zemledelčeskaja mehanika, Mašinostrojenije.
- TEPŘÍK O., VOTÍPKA F., 1964, Řešení pohybu materiálu u vibračního dopravníku pracujícího v oblasti nadhozu. Strojnický časopis.
- VELDA K., 1963, Separace zrna ze slámy. Kandidátská disertační práce.
- WEHMEIER K. H., 1961, Untersuchungen zum Fördervorgang auf Schwingrinnen. Fördern und Heben 5-6.

Došlo dne 15. 7. 1970

О вопросах сепарации измельченной хлебной массы на вибрационном грохоте

На основе оценки достигнутых результатов можно констатировать, что вибрационный грохот, применяемый во время испытаний, может производить сепарацию зерна из измельченной хлебной массы. Самыми подходящими можно считать следующие показатели: количество колебаний грохота 1100–1300 мин⁻¹, наклон вектора колебаний к плоскости грохота 20°–30°, высота слоя материала на грохоте 10–15 см отверстия грохота 6 мм, вид грохота — пластинчатый, наклон грохота к горизонтальной плоскости 0°, при амплитуде колебаний 3,5–4,25 мм. При приведенных показателях скорость движения материала по грохоту составляла 0,15–0,20 м/сек, что при ширине грохота 1 м означает пропускную способность 1 кг/сек. Относительное количество примесей колебалось с 10 до 20 %. Главным недостатком работы вибрационного грохота при сепарации измельченной хлебной массы (пшеницы) является его малая пропускная способность. Так как значительное повышение скорости путем изменения кинематики грохота невозможно (т. е. сепарационной способности), то его применение видим главным образом при сепарации материала с большим объемным весом.

On the Problems of Chopped Cereal Matter in Vibration Sieve

It can be stated on the basis of the evaluation of the obtained results, that vibration sieve used in the tests is capable of separating grain from chopped cereal matter. The following régime can be considered as most advantageous: number

of the vibrations of the sieve 1100–1300 min⁻¹, incline of the vibrations of the sieve to the plane of the sieve 20°–30°, height of the layer of the material on the sieve 10–15 cm, mesh of the sieve 6 mm, kind of sieve – lamellar, incline of the sieve to the horizontal plane 0°, at a vibration amplitude of 3.5–4.25 mm.

With the mentioned régime the speed of the movement of the material on the sieve was 0.15–0.20 m.s⁻¹, which represents the throughput ca. 1 kg.s⁻¹, the width of the sieve (separation capability) is impossible, we are of the opinion that this was 10 to 20 %. The main drawback of the use of the vibrating sieve is its low throughput in the separation of chopped cereal material (wheat). Due to the fact that a substantial increase of speed through a change of the kinematic characters of the sieve (separation capability) is impossible, we are of the opinion that this method can be used mainly in the separation of material of higher mass volume.

Zu Fragen der Separierung gehäckselter Getreidemasse auf einem Vibrationssieb

Durch Bewertung der erreichten Ergebnisse ist es möglich zu konstatieren, daß das bei den Prüfungen benützte Vibrationssieb fähig ist Korn von der gehäckselten Getreidemasse zu separieren. Das folgende Regime kann als das zweckmäßigste betrachtet werden: Schwingungszahl des Siebs 1100–1200 Min⁻¹, Neigung des Schwingungsvektors zur Siebebene 20°–30°, Höhe der Materialschicht auf dem Sieb 10–15 cm, Öffnung des Siebs 6 mm, Siebart: Lamellensieb, Neigung des Siebs zur horizontalen Ebene 0°, bei Schwingungsweite 3.5–4.25 mm.

Bei dem angeführten Regime war die Bewegungsgeschwindigkeit des Materials auf dem Sieb 0.15–0.20 m.s⁻¹, was bei der Siebbreite 1 m eine Durchgangsleistung von etwa 1 kg.s⁻¹ darstellt. Die Relativmenge von Beimengungen im Durchfall bewegte sich von 10 bis 20 %. Als Hauptmangel der Siebarbeit bei Separierung gehäckselter Getreidemasse (Weizen) erweist sich seine niedrige Durchgangsleistung. Da eine wesentliche Geschwindigkeitserhöhung am Wege der Änderung der Siebkine-matik (Separierungsfähigkeit) unmöglich ist, sehen wir seine Anwendung vor allem bei Separierung von Masse mit einem höheren Massenvolumen.

Adresa autora:

Ing. Jaroslav Pál'tík, Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra

633.358 : 631.53.011 632.184 531.78

Strukoviny svojou anatomicou stavbou patria medzi plodiny, ktoré sa pri výmlate a manipulácii veľmi ľahko rozpoľujú a poškodzujú. Aj keď poškodenie zrna v niektorých prípadoch nepredstavuje priame straty (napr. pre kŕmne účely), v iných prípadoch poškodenie obmedzuje ich použitie (osivo). Zredukovanie týchto nepriaznivých ukazovateľov môžeme riešiť poznaním základných fyzikálno-mechanických vlastností materiálu biologického pôvodu, ktoré sú doposiaľ málo známe.

K základným mechanickým vlastnostiam môžeme zaradiť i pevnosť semien hrachu v statických a dynamických podmienkach namáhania. Pevnosť materiálu podľa Macepura (1963) môžeme vyjadriť spotrebou energie na rozbitie semena. Mustafa (1968), Hanzelík (1968), Zoerb (1960), King (1962) sa zhodujú v názore, že pevnosť zrna je závislá na súdržnosti, tvare, vlhkosti, orientácii zrna vzhľadom k zaťažujúcej sile a na rýchlosti pôsobenia zaťažujúcej sily. Názor mnohých autorov je, že pevnosť zistená z meraní v dynamických podmienkach zodpovedá väčšou mierou podmienkam práce poľnohospodárskych strojov, ako pevnosť zistená z meraní v statických podmienkach. Zoerb (1960) previedol porovnanie spotreby energie v statických a dynamických podmienkach na rozbitie hrachového zrna v závislosti na jeho vlhkosti. Podľa neho spotreba energie v dynamických podmienkach so zvyšujúcou sa vlhkosťou vzrastá, spotreba energie v statických podmienkach narastá iba po určité vlhkosť (22 %) a potom má klesajúci charakter. Tieto výsledky pre naše podmienky môžeme však brať iba orientačne, nakoľko vlastnosti sú veľmi ovplyvňované biologicko-klimatickými podmienkami.

MATERIÁL A METÓDA

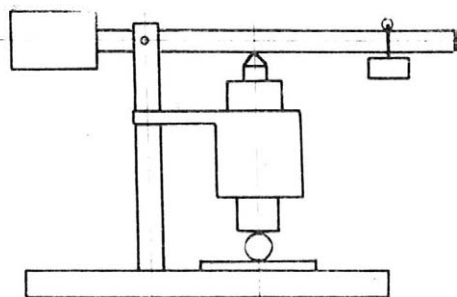
K meraniam boli použité vzorky z odrody „Pyram.“ Metódou náhodného výberu boli vzorky odoberané z vytýčenej parcely o výmere 0,5 ha v štádiu zberovej zrelosti a v období po pokosení na riadky po dobu 4 dní, vždy ráno v deň merania. Vlhkosť bola zisťovaná u každého zrna zvlášť, hneď po vykonaní merania.

Prierezová plocha bola zisťovaná optickým premietnutím každého zrna s použitím 15násobného zväčšenia. Skutočná prierezová plocha bola zistená splanimetrovaním zväčšenej plochy a bola prepočítaná na skutočný rozmer.

Pevnosť hrachu pri statickom zaťažení sme vypočítali zo vzťahu:

$$\sigma_{min} = \frac{F_s}{S}$$

kde: σ_{min} — minimálne napätie v tlaku (kp . cm⁻²)
 F_s — zaťažujúca sila (kp)
 S — prierezová plocha semena (cm²)



1. Schéma prístroja na meranie veľkosti zatažujúcej sily

Pri zisťovaní pevnosti hrachu statickým zaťažením sa vychádzalo z určenia minimálnej sily F_s potrebnej k porušeniu semena. Za porušenie semena sme považovali takú deformáciu, pri ktorej semeno prasklo. Veľkosť zatažujúcej sily F_s bola určovaná na prístroji, ktorého schéma je na obr. 1; jej hodnota bola stanovená pre každé zrno zvlášť, zmenou dĺžky l_2 (posúvaním zatažujúceho bremena Q) až do okamžiku porušenia semena. Výpočet zatažujúcej sily bol prevedený podľa schémy na obr. 2:

$$F_s = Q \cdot \frac{l_2}{l_1}$$

kde: F_s — minimálna sila potrebná k porušeniu zrna (kp)

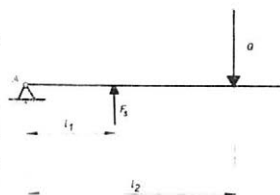
Q — zatažujúce posuvné bremeno (kp)

l_1 — vzdialenosť nositeľky sily F_s od bodu A (m),

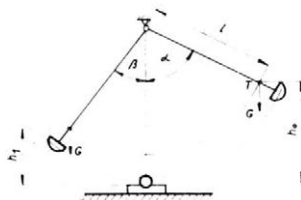
l_2 — vzdialenosť bremena Q od bodu A (m).

V ďalšej časti sme sledovali spotrebu deformačnej práce na rozbitie hrachového semena v dynamických podmienkach. Ako merací prístroj sme použili kyvadlové zariadenie, ktorého počet kyvov pri vychýlení o 10° je 112, čo je v medziach normy. Telo spôsobujúce ráz je tvaru polvalca o polomere 30 mm a výške 20 mm. Vzdialenosť stredu otáčania kývajúcej časti od podložky, na ktorú je kladené skúmané zrno, je 325 ± 25 mm (podľa potreby je ju možno meniť).

Deformácia zrna vznikne plastickým rázom, pri ktorom sa vyskytnú viac druhov napätia (šmyk, ohyb, tlak). Nesledovali sme veľkosti jednotlivých napätí a ich rozloženie, ale spotrebu deformačnej práce. Predpokladáme, že normálová reakcia, ktorá vzniká pri ráze a môže ovplyvniť čapové trenie, je redukovaná odstredivou silou kývajúcej časti a pri ďalšom výpočte sme ju neuvažovali. K prekonaniu odporu vzduchu a čapového trenia pri nezaťaženom stave je potrebná energia, ktorá zodpovedá zmene vychýlenia kyvadla o 1° , čo je pri ďalších výpočtoch zohľadnené. Spotreba deformačnej práce bola určená na základe zmeny energie podľa vzťahov vyplývajúcich zo schémy na obr. 3.



2. Schéma pre výpočet zatažujúcej sily



3. Schéma pre výpočet spotreby deformačnej práce

$$W_{p0} = m \cdot g \cdot h_0$$

$$A = W_{p0} - W_{p1}$$

a po úprave

$$W_{p1} = m \cdot g \cdot h_1$$

$$A = m \cdot g \cdot l (\cos \beta - \cos \alpha)$$

kde: A — deformačná práca potrebná na porušenie semena (J)

W_{p0} — polohová energia kyvadla pred spustením (J)

W_{p1} — polohová energia v bode vratu prekyvu kyvadla (J)

m — hmotnosť kývajúcej časti kyvadla (kg)

g — tiažové zrýchlenie ($m \cdot s^{-2}$)

l — vzdialenosť ťažiska kývajúcej časti od osi otáčania (m)

α — uhol vychýlenia pred nárazom na semeno

β — uhol vychýlenia po náraze na semeno

h_0 — výška ťažiska kývajúcej časti pred nárazom (m)

h_1 — výška ťažiska kývajúcej časti po náraze (m)

Zo skutočnej spotreby deformačnej práce sme vyjadrili spotrebu deformačnej práce na jednotku prierezovej plochy semena hrachu — mernú deformačnú prácu.

Semená pri meraniach boli orientované rýhou rovnobežne s podložkou a rýhou zvisle na podložku; to znamená, že smer zaťaženia bol v jednom prípade rovnobežný s rovinou delenia hrachu a v druhom prípade kolmý k rovine delenia semena hrachu.

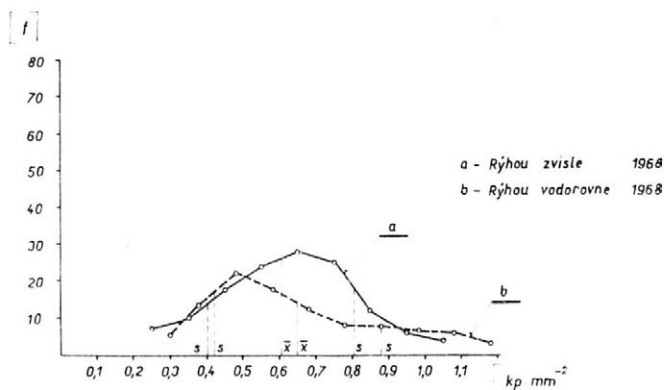
V matematicko-štatistickom vyhodnotení sme sledovali:

- a) závislosť medzi vlhkosťou a pevnosťou, resp. mernou spotrebou deformačnej práce,
- b) určenie početnosti,
- c) smerodajnú odchýlku,
- d) Pearsonovú mieru šikmosti.

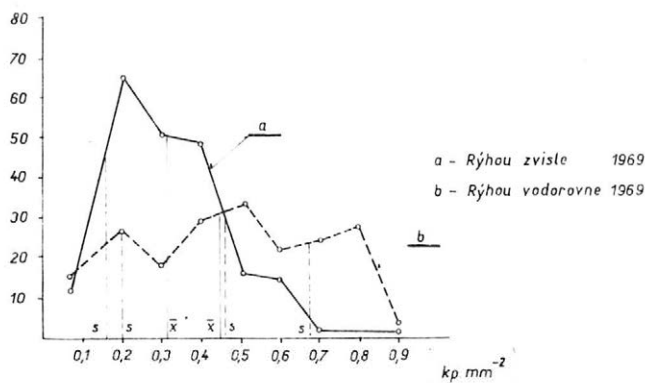
VÝSLEDKY

Pri statickom zaťažovaní je interval napätia potrebného k prekročeniu medze pevnosti pre jednotlivé semená o rovnakej vlhkosti značne rozdielny. Táto rozdielnosť sa nám prejavila nielen u semien z rôznych rastlín, ale aj pri semenách z jednej rastliny, dokonca i z jedného struku.

Rozdelenie početnosti v závislosti na intervale napätia je znázornená na obr. 4 a 5. Charakterizujúce veličiny sú znázornené v tabuľke I.



4. Rozdelenie početnosti v závislosti na intervale napätia — r. 1968



5. Rozdelenie početnosti v závislosti na intervale napätia — r. 1969



Orientácia	Rok 1968		Rok 1969	
	vodorovne	zvisle	vodorovne	zvisle
$\bar{x}$	0,647	0,606	0,435	0,314
S	0,237	0,201	0,241	0,145
ε	-0,219	-0,215	-0,610	-0,540

$\bar{x}$ — priemerná hodnota napätia daného súboru

S — smerodajná odchylka

ε — Pearsonová miera šikmosti

Z nameraných hodnôt ďalej plynie, že závislosť medzi pevnosťou zrna a jeho vlhkosťou je lineárna a môžeme ju vyjadriť rovnicou regresnej priamky tvaru

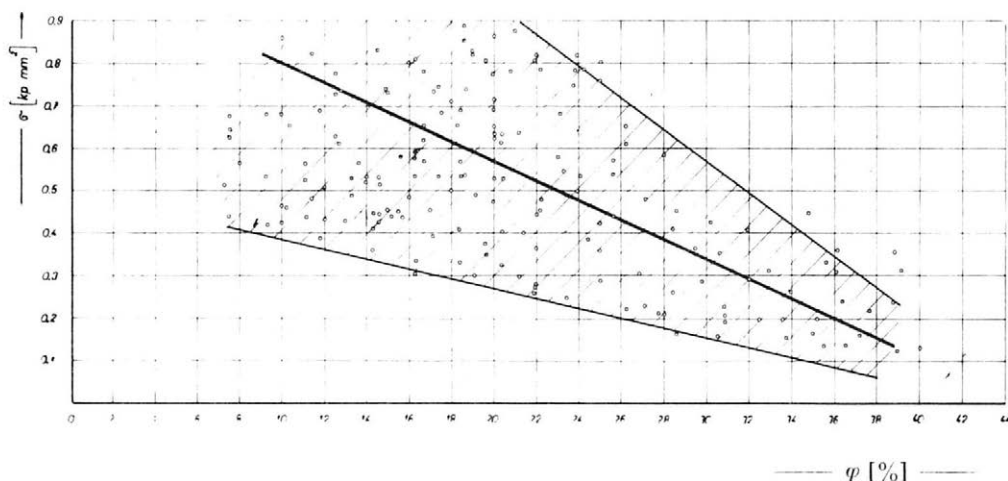
$$y = a + bx$$

Hodnoty charakterizujúce regresné priamky znázornené na obr. 6 a 7 sú v tabuľke II.

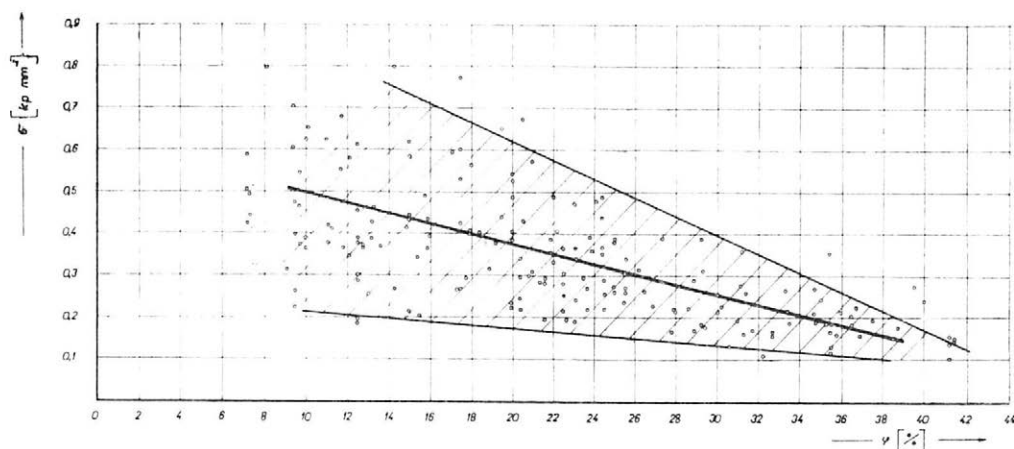
Poznámka: Nakoľko v roku 1968 boli merania len v rozsahu vlhkosti $q = 7$ až 20 % a koeficient korelácie je veľmi nízky (nepreukazný), grafické znázornenie neuvádzame.

V procese spracovávaní a manipulácie s rastlinnou hmotou dochádza vo väčšine prípadov k dynamickému spôsobu zaťažovania. Z tohoto dôvodu budú i dosiahnuté výsledky v laboratórnych podmienkach vo väčšej miere zodpovedať skutočným podmienkam vznikajúcim pri práci strojov. Pre presnejšiu charakteristiku priebehu spotreby deformačnej práce na rozbitie semena hrachu v závislosti na jeho vlhkosti v r. 1968 boli skúmané semená s rozsahom vlhkosti $q = 7$ až 20 %. Pre tento rozsah vlhkosti možno konštatovať, že so zvyšujúcou sa vlhkosťou semena vzrastá i spotreba mernej

ORIENTÁCIA ZRNA 



6. Regresné priamky pre závislosť medzi pevnosťou zrna a jeho vlhkosťou



7. Regresné priamky pre závislosť medzi pevnosťou zrna a jeho vlhkosťou

II. Hodnoty charakterizujúce regresné priamky závislosti medzi pevnosťou zrna a jeho vlhkosťou

Orientácia	Rok 1968		Rok 1969	
	vodorovne	zvisle	vodorovne	zvisle
a	21,8	22,4	44,8	51,5
b	-16,02	-12,4	-43,6	-83 x
r	0,30	0,26	0,667	0,572
y	$21,8 - 16,02 x$	$22,4 - 12,4 x$	$44,8 - 43,6 x$	$51,5 - 83 x$

a, b — vypočítané konštanty

r — koeficient korelácie

y — vlhkosť meraných semien (%)

x — napätie ($\text{kp} \cdot \text{mm}^{-2}$)

III. Hodnoty charakterizujúce regresné priamky závislosti medzi vlhkosťou semena a mernou deformačnou prácou

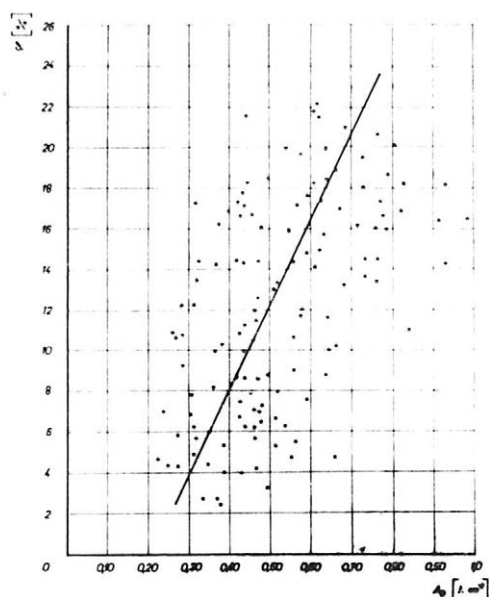
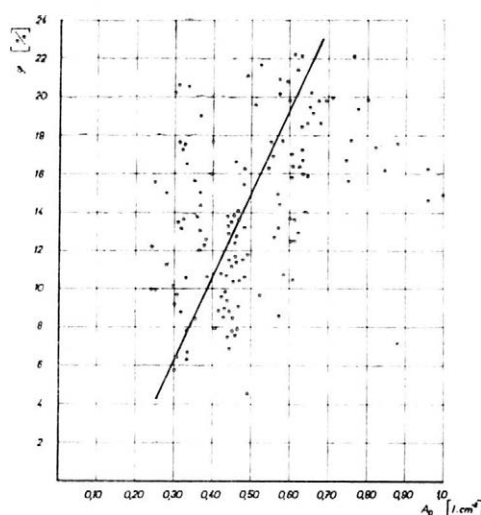
Rok 1968

	Zvisle	Vodorovne
a	-6,05	-8,6
b	42,1	41,8
r	0,506	0,486
y	$-6,05 + 42,1 x$	$-8,6 + 41,8 x$

deformačnej práce v oboch prípadoch zaťažovania. Túto závislosť môžeme vyjadriť rovnicami regresných priamok tvaru:

$$y = a + bx$$

ORIENTÁCIA ZRNA

 F_p 

8. Regresné priamky pre závislosť medzi vlhkosťou a spotrebou mernej deformačnej práce

9. Regresné priamky pre závislosť medzi vlhkosťou a spotrebou mernej deformačnej práce

ktoré sú znázornené na obr. 8 a 9. Hodnoty charakterizujúce regresné priamky sú v tabuľke III.

V roku 1969 boli merania prevedené v rozsahu vlhkosti $q = 7$ až 45% . Tieto merania dokazujú, že spotreba mernej deformačnej práce stúpa iba po určitú hranicu a potom má klesajúcu tendenciu. Táto závislosť môže byť vyjadrená krivkou 2. stupňa — parabolou tvaru

$$y = a + bx - cx^2$$

a ich znázornenie je na obr. 10 a 11. Charakterizujúce veličiny sú v tabuľke IV.

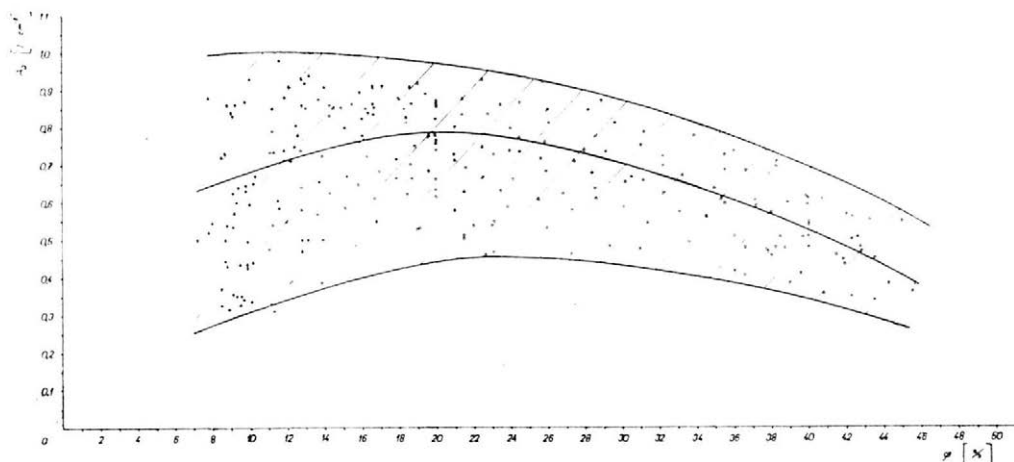
Rozdelenie počtosti v závislosti na intervale deformačnej práce je na obr. 12 a 13; charakterizujúce veličiny sú v tabuľke V.

IV. Hodnoty charakterizujúce regresné priamky závislosti medzi vlhkosťou semena a mernou deformačnou prácou

Rok 1969

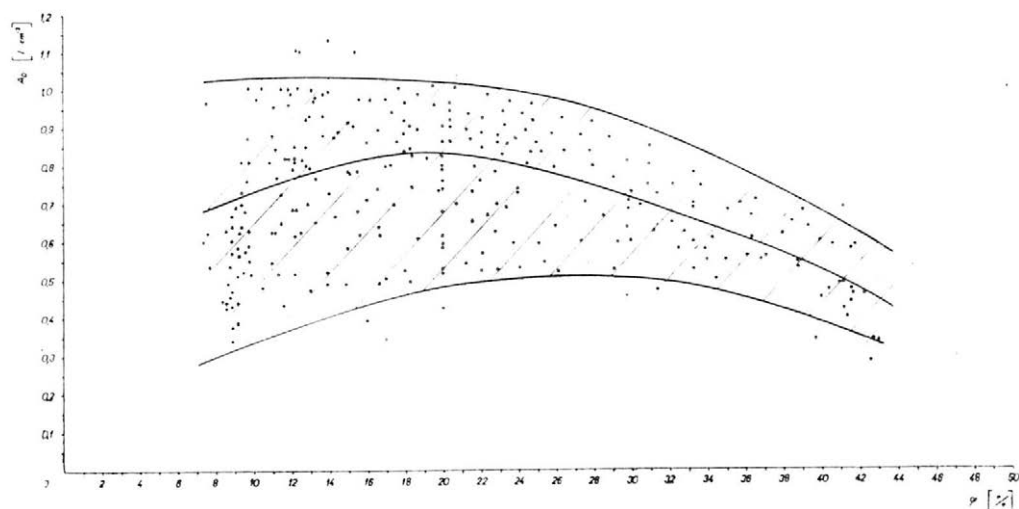
	Vodorovne	Zvisle
a	35,2	33,6
b	12,6	10,26
c	-32	-31,07
I_{yx}	0,4371	0,4085
y_0	$35,2 + 12,6x - 32x^2$	$33,6 + 10,26x - 31,07x^2$

I_{yx} — index korelácie



10. Parabola vyjadrujúca závislosť medzi vlhkosťou a spotrebou mernej deformačnej práce

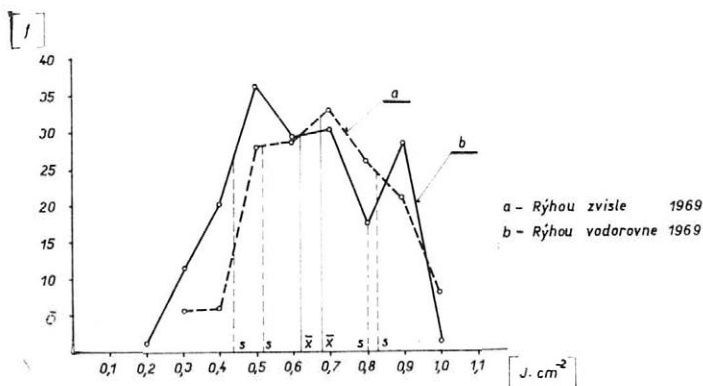
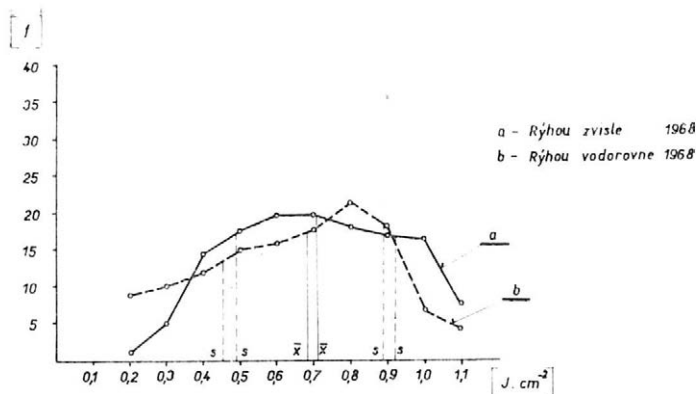
ORIENTÁCIA ZRNA



11. Parabola vyjadrujúca závislosť medzi vlhkosťou a spotrebou mernej deformačnej práce

V. Charakterizujúce veličiny rozdelenia početnosti v závislosti na intervale deformačnej práce

	1968		1969	
	vodorovne	zvisle	vodorovne	zvisle
$\bar{x}$	0,688	0,705	0,621	0,676
S	0,238	0,222	0,182	0,142
ε	-0,61	-0,97	-0,65	-0,720



DISKUSIA

V našej práci sa potvrdili názory viacerých autorov (Macepuro 1963, Mustafa 1968, Hanzelík 1968), ktorí uvádzajú, že pri veľkej rôznorodosti zŕn je neobyčajne ťažké charakterizovať ich vlastnosti všeobecne platnými vzťahmi.

Z nameraných hodnôt vyplýva, že merná deformačná práca potrebná k rozbitiu jednotlivých semien je v širokom intervale skúmaných napätí od 0,1 do 1,2 kp . mm⁻². Rozborom vzťahu pevnosti k vlhkosti sme dospeli k lineárnej závislosti klesajúcej tendencie so zvyšujúcou sa vlhkosťou semien hrachu, čo sa rozchádza s výsledkami Zoerba (1960). Rozptyl bodov okolo vypočítanej regresnej priamky je veľmi vysoký, čo nám potvrdzuje i nízka hodnota korelačného koeficientu pri oboch spôsoboch zaťažovania. K praktickému využitiu nám teda môžu slúžiť len maximálne a minimálne hodnoty pre danú vlhkosť.

Vlhkosťou semien je ovplyvnená aj deformačná práca potrebná na rozbitie zrna v danom intervale. So zvyšovaním vlhkosti sa zväčšuje aj spotreba mernej deformačnej práce, čo sa veľmi výrazne prejavilo v r. 1968 (obr. 8 a 9), kedy merania boli prevedené len do vlhkosti semien 20 %. Výsledky z roku 1969 však dokazujú, že spotreba mernej deformačnej práce stúpa iba po určitú vlhkosť (asi do 19 %); ďalším zvyšovaním vlhkosti semien sa spotreba práce znižuje. I v tomto prípade sa naše výsledky rozchádzajú s výsledkami, ktoré zistil Zoerb.

Potvrdili sa nám závery Hanzelíka (1968), že je rozdiel pevnosti pri rôznej orientácii zrna vzhľadom k smeru zaťažujúcej sily. Pevnosť zrna bola preukazne vyššia, ak zaťažujúca sila pôsobila kolmo na rovinu delenia hrachu. Pri dynamickom zaťažení sa priemerné hodnoty spotreby deformačnej práce s ohľadom na orientáciu zrna len veľmi málo rozlišujú.

Sokolov (1956) udáva, že pri štúdiu plodín v statických podmienkach dochádza k menšiemu rozptylu bodov v zrovnaní s meraniami prevedenými v dynamických podmienkach. V našich výsledkoch sa rozptyl prejavil pri obidvoch spôsoboch zhruba rovnaký.

Pretože naše výsledky sú iba z jednej odrody hrachu, nie je možné ich zovšeobecniť. Jednako sa domnievame, že podobné závislosti budú platiť i pre ďalšie odrody hrachov pestovaných na semeno.

Z Á V E R

Mechanické vlastnosti semien hrachu sme posudzovali pri dvoch spôsoboch zaťažovania: staticky a dynamicky v závislosti na vlhkosti hrachu odrody „Pyram.“ Pri statickom zaťažovaní bolo zisťované minimálne napätie, ktoré poruší semeno hrachu. Rozsah napätia je v rozpätí 0,15 až 0,9 kp . mm⁻² pri zaťažení kolmo na rovinu delenia a 0,1 až 0,8 kp . mm⁻² pri zaťažení v rovine delenia hrachu.

Spotreba mernej deformačnej práce sa pohybuje v rozsahu 0,25 až 1,1 J . cm⁻² pri obidvoch spôsoboch dynamického zaťaženia. Pretože rozsah mernej deformačnej práce je veľmi vysoký, pri praktickom využití je nutné požadovať, aby pracovné mechanizmy, s ktorými hrach dochádza do styku, vyvinuli naň menšiu deformačnú prácu, ako je hodnota pre jeho poškodenie (stroje zberové) a opačne — pri spracúvaní hrachu (mlyny, šrotovníky) musíme počítať s maximálnou deformačnou prácou.

L i t e r á t ú r a

- BURMISTROVA M. F., SOKOLOV A. F., 1956, Zernovyje kultury. Selchozgiz.
ĎURIŠ M., 1956, Výskum agrofyzikálnych a mechanických vlastností obilnín. Kandidátska dizertačná práca.
FINKENZELLER R., 1921, Das Körnerbrechen beim Dreschen. RKTL Schoiften H. 102, Berlin.
HANZELÍK F., 1968, Poznámky k deformácii rastlín pri zaťažení. Poľnohospodárstvo 8.
HANZELÍK F., KELEMEN P., 1967, Deformačná práca zŕn pšenice pri dynamickom zaťažení. Poľnohospodárstvo 12.
HORÁK Z., KRUPKA F., ŠINDELÁŘ V., 1961, Technická fyzika. SNTL Praha.
KING D. L., RIDDOLS A. W., 1962, Damage to Wheat and Pea Seed in Threshing at Varying Moisture Content. Journal of Agriculture Engineering Research, Volume 7, No. 2.
MACEPURO M. E., 1963, Fizičeskije i drugije svojstva selchoz. materialov. Voprosy zemledelčeskoj mehaniki. Minsk.
MUSTAFA S. M., SOUT B. A., BRADLEY W. A., 1968, Elastic and Inelastic Stability of a Biological Structure. Journal of Agriculture Engn. Res., Volume 13, No 1.
PREININGER M., MALEŘ J., MAŠKOVÁ M., 1967, Poškození zrna pěstovaných odrůd pšenice. Zemědělská technika 4.
ROCHLIN A. S., 1967, O metodike opredelenija mehaničeskisch svojstv plodov i zerna. Mechanizacija i elektrifikacija soc. sefsk. choz. 5.
SOKOLOV A. F., 1956, Tipovaja programma i metodika izučeniija fiziko-mechaničeskich svojstv sel'skochozjajstvennych rastenij. Selchozgiz.
ZOERB G. C., HALL C. W., 1960, Some Mechanical and Rheological Properties of Grains. Journal of Agriculture Engn. Res., Volume 5, No 1.

Došlo dne 24. 6. 1970

Механические свойства семян гороха мы изучали двумя способами нагрузки: статическим и динамическим в зависимости от влажности гороха сорта Пирам. При статической нагрузке было установлено минимальное напряжение, нарушающее семя гороха. Диапазон напряжения находится в пределах $0,15-0,9 \text{ кг/мм}^2$ при напряжении перпендикулярном к волокнам и $0,1-0,8 \text{ кг/мм}^2$ при напряжении вдоль волокон.

Затрата удельной работы деформации колеблется в пределах $0,25-1,1 \text{ Дж/см}^2$ при обоих способах динамической нагрузки. Так как диапазон удельной работы деформации очень широкий, при практическом использовании необходимо выдвинуть требование, чтобы рабочие механизмы, с которыми горох приходит в соприкосновение, оказывали на него работу деформации меньшую, чем величина, соответствующая его повреждению (уборочные машины) и, наоборот, при обработке гороха (мельницы, дробилки) мы должны учитывать максимальную работу деформации.

Some Mechanical Properties of Pea

The mechanical properties of pea were examined in two types of loading: statical and mechanical, in dependence on the moisture content in pea, variety Pyram. In the statical type of loading, the minimum tension capable of damaging the pea seed, was examined. The tension, being applied perpendicularly to the fibres, is in the range from 0.15 to 0.9 kp. mm^{-2} . This range is 0.1 to 0.8 kp. mm^{-2} when the tension is applied in the direction of fibres.

The consumption for specific deforming work ranges from 0.25 to 11.1 J. cm^{-2} in both types of loading (dynamic). Due to the fact that the extent of the specific deforming work is very high, it is necessary to require in practical applications, that the working mechanisms with which pea comes in contact should exert a lower deforming force on the pea seed, in comparison with the value of the force for the damaging of the seed (harvesting machines). Unlike this, in the processing of pea (mills, grinders), maximum deforming work must be reckoned with.

Einige mechanischen Eigenschaften der Erbse

Wir beurteilten die mechanischen Eigenschaften der Erbsensamen bei zwei Belastungsmethoden: statisch und dynamisch in Abhängigkeit von der Feuchtigkeit der Erbsensorte Pyram. Bei statischer Belastung wurde die minimale Spannung, die den Samen verletzt, ermittelt. Der Spannungsumfang ist im Bereich von $0,15-0,9 \text{ kp.mm}^{-2}$ bei einer Belastung senkrecht auf die Fasern und $0,1-0,8 \text{ kp.mm}^{-2}$ bei Belastung in der Richtung der Fasern.

Der Verbrauch der spezifischen Deformationsarbeit bewegt sich im Umfang von $0,25-1,1 \text{ J.cm}^{-2}$ bei beiden Methoden der dynamischen Belastung. Da der Umfang der spezifischen Deformationsarbeit sehr hoch ist, ist es notwendig bei der praktischen Nutzung zu fordern, daß die Arbeitsmechanismen, mit denen Erbse in Kontakt kommt, eine kleinere Deformationsarbeit als der Wert für ihre Beschädigung ist, auf sie ausüben (Erntemaschinen) und im Gegenteil, — bei Erbsenverarbeitung (Mühlen, Schrotmühlen) muß mit einer maximalen Deformationsarbeit gerechnet werden.

Adresa autorů:

Ing. Milan Masár, ing. Peter Sklenka, Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra

631.353.7.001.4 531.78 531.2

V posledních letech se v československých zemědělských závodech stále více prosazují nové technologické postupy a specializace, které umožňují dosáhnout vyšší produktivity práce a lepších ekonomických ukazatelů. Patří mezi ně i ukládání zavadlých píce do silážních věží, které však vzhledem k mechanizovanému odběru vybíračem a k dalšímu transportu vyžaduje pořezení píce při sklizni na krátkou řezanku o délce asi 1 až 2 cm. Vhodným strojem pro tento účel je sklízecí řezačka s bubnovým řezacím ústrojím, u níž se snadno dosahuje těchto krátkých řezanek, aniž by bylo nutné omezovat její výkon. Z těchto důvodů se řezačky s bubnovým řezacím ústrojím podstatně rozšířily právě v oblastech, kde se píce silážují ve věžových silech.

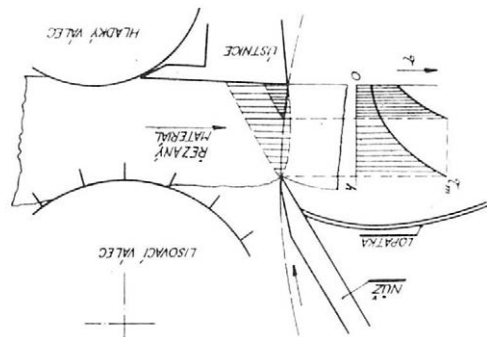
Kromě toho nacházejí tyto řezačky plné uplatnění také v závodech specializovaných na výrobu krmných směsí, kde jsou kladeny na krátkost řezanky ještě větší požadavky. Protože uvedených řezaček je zároveň možné dobře využít i pro sklizeň píce na denní krmení, stává se z tohoto typu stroj univerzální s vysokým stupněm využití po větší část roku. Přihlédne-li se i k některým provozním výhodám, jako je např. možnost broušení nožů přímo ve stroji (bez demontáže a seřizování), je pochopitelné, že bubnové řezačky stále více zatlačují řezačky kolové, které tyto vlastnosti většinou nemají. K tomu přispívá i okolnost, že bubnové řezačky lze stavět při splnění požadavku krátké řezanky i na vysoké průchodnosti, takže lze dobře využít traktory s vysokými výkony motorů, k nimž směřuje vývoj jak v ČSSR, tak i v ostatních státech. S takovými stroji se pak dosahuje mimořádně vysokých plošných výkonů a vysoké produktivity práce.

Vzhledem k tomu, že se v ČSSR tyto stroje do r. 1967 nevyráběly, nemohly zde být zkušenosti ani hlubší znalosti o procesech, které plní hlavní orgán těchto strojů — nožový buben. Ten musí podávaný materiál odřezávat, urychlovat a při změně směru pohybu dopravovat na požadované místo. Mnohá hlediska vyplývající z jeho dílčích funkcí jsou protichůdná (např. volba otáček); na buben jsou kladeny také vysoké nároky co do stálosti rozměrů, vyplývající z dodržení malé mezery mezi noži a ústnicí, ačkoliv jsou části bubnu vystaveny vysokým silám odstředivým a dynamickým.

Nožový buben odebírá při normální práci zhruba 3/4 z příkonu celého stroje, takže jeho správné řešení je základním předpokladem pro úspěšnou konstrukci celé řezačky. Proto byl výzkum, vyžádaný n. p. Agrostroj Pelhřimov, zaměřen ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů v Praze především na teoretické objasnění procesů v bubnovém řezacím ústrojí. Další práce má charakter experimentální a bude publikována později.

1. USPOŘADÁNÍ A ČINNOST ŘEZACÍHO ÚSTROJÍ

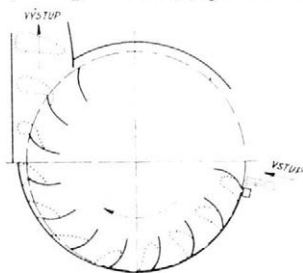
Při normální funkci řezacího ústrojí exaktních řezaček prochází zpracovávaný materiál podávacím ústrojím, jehož úkolem je srovnat a stlačit proud materiálu do obdélníkového průřezu v ústí řezačky. Takto připravenou a stále postupující vrstvu pak v pravidelných intervalech odřezávají nože, které jsou u bubnových řezaček uspořádány tak, že jejich břity vytvářejí při běhu stroje válcovou plochu. Osa nožového bubnu je rovnoběžná s ústím a s jeho spodní naostřenou částí, tzv. ústnicí. S ohledem na klidnost chodu je účelné, aby k prořezávání podávané vrstvy materiálu docházelo nikoliv najednou a v celé šíři ústí, nýbrž postupně. Proto se nože na povrchu nožového bubnu upravují buď do šroubovic, nebo se používá s ohledem na snadnější výrobu přímých nožů nastavených šikmo k površkám bubnu.



1. Představa o rozložení smykových napětí τ v řezné ploše při dvou fázích řezu

Při odřezávání vrstvy materiálu dochází postupně k jejímu přitlačování nožem na ústnici, přičemž rostou smyková napětí τ v řezné ploše. Tato napětí jsou rozložena po řezné ploše nerovnoměrně a jsou největší pod břitem nože (obr. 1). Směrem k ústnici klesají, jak to odpovídá představě tlakového hranolu s vrcholem u břitu nože a se základnou na ústnici. Dosáhnou-li smyková napětí určité hranice τ_m , dojde k přetínání stébel materiálu nožem. Řez tedy probíhá při normálním uspořádání ústrojí shora dolů; to je potvrzeno praktickými pokusy.

Vrchní, nejdříve odříznuté částice, se posouvají po čele nože a lopatky, neboť jsou odtlačovány dalšími přetínanými stébly. Tak pokračuje řez dolů až ke hraně ústnice. Část odříznutého materiálu — řezanka — z první fáze řezání sklouzává po čele lopatky na menší poloměr v bubnu a protože získala obvodovou rychlost bubnu, začne lopatku předbíhat a pohybuje se pak bez dotyku s ní prostorem skříně bubnu (obr. 2). Zbytek řezanky je unášen před lopatkou a nožem po plášti. Po určitém úhlu pootočení bubnu se trajektorie pohybu volně letící řezanky protne s pláštěm bubnu, takže se takto stejnoměrně rozptýlená řezanka opět shlukne a postupuje po plášti až k výstupnímu hrdlu skříně. Zde postupně opouští prostor před lopatkou a odlétá do výstupního potrubí. Nestačí-li všechna řezanka opustit buben během doby, kdy mívá výstupní hrdlo, pak musí její zbytek oběhnout celý obvod pláště znovu. Dopadem na nově vstupující materiál však nejprve zcela ztrácí svou pohybovou energii.



2. Jednotlivé fáze pohybu řezanky skříní bubnu

Protože nožový buben kromě uvedené funkce řezání a transportu řezanky funguje i jako ventilátor, přistupuje nutně k dopravě řezanky i doprava vzduchu. Veškerá energie, potřebná pro popsany proces počínající řezem a končící výstupem řezanky a vzduchu z koncovky, je přiváděna hřídelem nožového bubnu.

Dále bude veškerá pozornost zaměřena výhradně k tomuto problému. Další složky příkonu celé řezačky, jako např. pohon žací lišty či sběrače, dopravního a podávacího ústrojí mimo buben, nebudou v této práci sledovány. Některé dílčí teoretické problémy budou osvětleny ve třetí části práce, aby se omezilo částečné opakování problémů.

Pro detailní energetickou analýzu jednotlivých funkcí bubnu bude účelné rozdělit si celkový hnací moment M , přiváděný na jeho osu, na tyto dílčí složky:

M_o — moment kryjící ztráty při běhu bubnu naprázdno
 M_f — moment na vlastní provedení řezů zpracovávaného materiálu
 M_u — moment na urychlení řezanky ve fázi řezání
 M_p — moment na krytí ztrát při pohybu řezanky po plášti
 M_c — moment vyplývající z Coriolisovy síly při sesouvání řezanky po lopatce k plášti a při výstupu řezanky z bubnu

Zcela analogicky budou dále označeny související veličiny, tj. energie ($L_o \dots L_c$) a příkony ($P_o \dots P_c$).

2. BĚH NOŽOVÉHO BUBNU NAPRÁZDNO

Potřebný hnací moment bude složen:

- z momentu M_t na překonávání tření v ložiskách, které je možné považovat v uvažovaném rozsahu otáček za konstantní, tedy $M_t = \text{konst}$;
- z momentu M_v na krytí ventilačních ztrát vznikajících rotací částí bubnu (disků, nožů, lopatek) ve vzduchu a dále dopravou vzduchu.

Protože tytéž složky se vyskytují i u ventilátorů, je možné využít tam používaného mocninového vztahu

$$M_v = a \cdot n^b \quad (1)$$

kde: a, b — konstanty
 n — otáčky 1/min

Hodnoty a, b jsou závislé jen na konstrukčních parametrech bubnu (na jeho rozměrech, na počtu, velikosti a sklonu lopatek) a skříňě (plochy výstupního i sacích otvorů). Pro určitý stroj budou tedy stálé, takže moment M_v bude závislý pouze na otáčkách.

Při experimentálním zjišťování vztahu (1) nebude možné oddělit vliv tření v ložiskách, takže naměřené hodnoty lze analyzovat podle celkového vztahu pro moment při běhu bubnu naprázdno

$$M_o = M_t + a \cdot n^b \quad (2)$$

Podle vztahu (2) je možné psát pro příkon bubnu naprázdno

$$P_o = \frac{1}{716,2} (M_t \cdot n + a \cdot n^{b+1}) \quad (3)$$

Vzhledem k relativně malému zaplnění prostoru bubnu řezankou při práci lze považovat vzduchové poměry při běhu naprázdno a při práci za stejné a použít tak vztahu (3) jako složky celkového příkonu bubnu.

3. ŘEZÁNÍ MATERIÁLU

Vycházíme-li z obecného rozložení smykového napětí ve vrstvě podle obr. 1, pak obvodová síla dF (vůči bubnu) při řezání na délce dl nože skloněného pod úhlem δ je

$$dF = \cos \delta \cdot dl \cdot \int_0^h \tau \, dh \quad (4)$$

kde: τ — f (h)

a celková síla na celé aktivní délce nože l_a bude

$$F = \cos \delta \int_0^{l_a} \int_0^h \tau \, dh \cdot dl \quad (5)$$

Pro praktické účely lze počítat jen s určitým účinným pásmem středních napětí τ^x , působících v určité výšce vrstvy h^x , takže lze psát

$$F \doteq \cos \delta \cdot h^x \cdot \tau^x \cdot l_a = \text{konst} \cdot \cos \delta \cdot l_a \quad (6)$$

V tomto vztahu lze součin $h^x \cdot \tau^x$ považovat za konstantu, která závisí na druhu řezaného materiálu a ostrosti nože.

Za obvyklých poměrů, kdy výška vrstvy h splňuje vztah

$$h < U \cdot \operatorname{tg} \delta$$

kde: U — šířka ústí

δ — úhel sevření (sešikmení nožů na bubnu)

dosáhne při poklesu nože o míru h (počínaje okamžikem začátku řezu v bodě 1 na obr. 3) aktivní délka nože své největší hodnoty

$$l_{am} = h / \sin \delta$$

tedy v okamžiku, kdy břit nože prochází bodem 2.

V další části řezu zůstává l_{am} stálá až do doby, kdy břit nože projde bodem 3. Pak se aktivní délka břitu opět lineárně zkracuje, až v bodě 4 klesne na nulu. Přitom sestupná fáze 34 je časově i úhlově v pootočení bubnu stejně velká jako fáze vzestupná 12, takže průběh sil je znázorněn souměrným lichoběžníkem. Průběh řezné síly, odvozený z těchto změn a přiřazený k polohám ústí a nože, je na obr. 3 vyznačen dole jako F_h . Pro nižší výšku vrstvy h^+ se změní průběh síly na F_h^+ , maxima sil se tedy mění lineárně s výškou vrstvy, a tedy i s průchodností. Vzroste-li však vrstva na hodnotu

$$h = U \cdot \operatorname{tg} \delta = H$$

dosáhne při určitém konstrukčním uspořádání aktivní délka břitu své největší možné velikosti

$$l_{a \max} = \frac{U}{\cos \delta} \quad (7)$$

a tedy i řezná síla podle (6) největší hodnoty

$$F_H = F_{\max} = \text{konst} \cdot \cos \delta \cdot U / \cos \delta = \text{konst} \cdot U$$

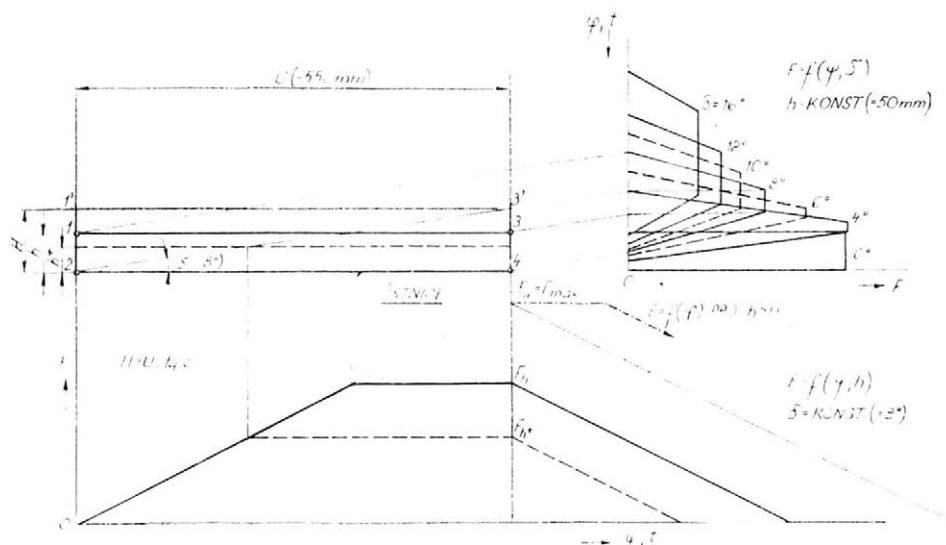
Při dalším zvětšování výšky vrstvy by tedy neměla již řezná síla dále růst. Její časový průběh je i pro tento případ naznačen v obr. 3 čerchovaně. Ve skutečnosti však síly s narůstající vrstvou nad hodnotu H dále porostou (ale jen mírně), neboť v uváděném schématu byla zanedbána malá doznívající smyková napětí.

Z tohoto rozboru vyplývá, že průběhy řezné síly jsou závislé také na úhlu sevření δ . Jeho volba má podstatný vliv jak na špičky řezných sil, tak i na jejich celkový časový průběh. Náznorně to ukazuje obr. 3 vpravo nahoře, kde jsou sestrojeny průběhy řezné síly pro různé úhly δ (v užívaných mezích) při stálé výšce vrstvy. Je zřejmé, že do hodnoty

$$\delta_0 = \operatorname{arctg} \frac{h}{U} \quad (8)$$

nemá šikmé nastavování nožů význam; teprve při dalším zvětšování tohoto úhlu začnou maxima řezných sil klesat.

Významné klesnutí řezných sil se však projeví při úhlech $\delta \geq 8$ až 16° , což se dobře shoduje s praktickými zkušenostmi, neboť v tomto rozmezí se obvykle ustavují nože na bubnu u většiny řezaček. Při volbě $\delta = 10^\circ$ jsou maxima řezných sil při předpokládané



3. Schéma odvození průběhu řezné síly F v závislosti na úhlu pootočení φ bubnu (resp. čase t) pro různé úhly sešikmení nožů δ a různé výšky řezané vrstvy h

reálné volbě veličin $h = 50 \text{ mm}$, $U = 550 \text{ mm}$ poloviční vůči maximum sil při $\delta = 0$ až 5° .

Horní hranice pro úhel δ je dána teoreticky maximálním úhlem sevření

$$\delta_{\max} \leq \mu_1 + \mu_2 \quad (9)$$

kde: μ_1 — úhel tření materiálu o nůž
 μ_2 — úhel tření materiálu o ústnici

Při vyšším úhlu sevření, než který je dán vztahem (9), by docházelo již k nežádoucímu příčnému odsouvání materiálu v ústí. V porovnání s údaji uváděnými pro kolové řezací ústrojí odpovídá úhel δ svou povahou úhlu sevření χ (Souček 1962a); úhel χ svírá směr tečny k břítu nože s ústnicí. Horní hranice tohoto úhlu se udává tam 40° až 60° , podle Kromera (1967) 20° až 40° . U bubnových řezacích ústrojí se však volí tento úhel nižší, a to hlavně z důvodů konstrukčních (obtížná výroba silně šroubových nožů). Nízké hodnoty δ pak téměř nemají vliv na měrnou řeznou energii, jak je tomu u velkých hodnot, obvyklých však jen u kolových řezaček (Souček 1962a, Sablikov 1957).

Pro posuzování procesu řezání z hlediska energetického bude vhodné pro další úvahy zavést pojem „energie na jeden řez“ $L_{1\dot{r}}$. Podle dříve uvedeného pro něj platí

$$L_{1\dot{r}} = \text{konst} \int_0^{\varphi} l_a \cdot \cos \delta \cdot r \cdot d\varphi \quad (10)$$

kde: interval $0 \rightarrow \varphi$ — pootočení bubnu během jednoho řezu
 r — poloměr nožového bubnu

Integrál ve vztahu (10) představuje řeznou plochu, jak ji vytváří břit nože a je možné ji pro praktické účely s dostatečnou přesností nahradit průřezem řezaného materiálu, tedy

$$L_{1\dot{r}} = c \cdot U \cdot h \quad (11)$$

Z toho lze pak snadno určit vztah pro příkon na řezání

$$P_i = c \cdot U \cdot h \cdot i \cdot \frac{n}{60} \quad (12)$$

kde: c — měrná řezná síla (na jednotku délky břitu)

i — počet nožů na bubnu

n — počet otáček bubnu za min

Tento vztah udává celkem logickou závislost příkonu pro řezání na hlavních veličinách (shodně se vztahem Gorjačkina, cit. Rezník 1964), které mají na příkon přímý vliv. Hodnoty veličiny c budou ovšem závislé na druhu a stavu řezaného materiálu a na uspořádání řezacího ústrojí (ostrost nožů, úhly nožů atd.) a je možné je určit jen experimentálně.

Vztah (10) lze psát s využitím (6) v podobě, která je vhodná pro analýzu experimentálních výsledků, a to

$$L_{\Sigma i} = r \int_0^{\eta} F \cdot dq = F_{st\bar{i}} \cdot r \cdot q_{\bar{i}} \quad (13)$$

kde: $F_{st\bar{i}}$ — střední řezná síla z doby jednoho řezu

$q_{\bar{i}}$ — pootočení bubnu během jednoho řezu

Hodnoty $F_{st\bar{i}}$ lze stanovit z oscilogramů planimetrováním z dob každého řezu zvlášť. Přitom se předpokládá, že změřená řezná síla je takovou složkou celkové výslednice elementárních řezných sil, která je kolmá k ústnici a leží v řezné rovině. Podle levé části rovnice (13) je energie na řez úměrná ploše pod křivkou $F = f(q)$, tedy i plochám lichoběžníků v obr. 3. Pro stálou výšku vrstvy h jsou tedy plochy lichoběžníků stejné.

Při vyjadřování momentu a příkonu pro řezání však bude naopak účelné vycházet z planimetrování celého průběhu řezné síly v čase a určit dlouhodobou střední hodnotu řezné síly $F'_{st\bar{i}}$, z níž lze určit snadno i ostatní požadované veličiny:

$$\text{moment pro řezání } M_{\bar{i}} = F'_{st\bar{i}} \cdot r \quad (14)$$

$$\text{příkon pro řezání } P_{\bar{i}} = \frac{n}{716,2} F'_{st\bar{i}} \cdot r \quad (15)$$

Mezi oběma těmito veličinami $F_{st\bar{i}}$ a $F'_{st\bar{i}}$ musí platit určitý vztah, který lze odvodit z rovnosti energie vyjadřované oběma hodnotami za jednu otáčku bubnu.

$$L_{\text{tot}} = i \cdot F_{st\bar{i}} \cdot r \cdot q_{\bar{i}} = F'_{st\bar{i}} \cdot 2\pi r \quad (16)$$

kde: i — počet nožů na bubnu

$$\text{takže } F_{st\bar{i}} = F'_{st\bar{i}} \frac{2\pi}{i \cdot q_{\bar{i}}}$$

Hodnotu $q_{\bar{i}}$ lze vypočítat ze vztahu

$$q_{\bar{i}} = \frac{h + U \cdot \operatorname{tg} \delta}{r} \quad (17)$$

Všechny tyto rozborů vycházely ze znalosti průběhů řezné síly a pro posuzování skutečných případů to vyžaduje také její přímé měření. Důvodem je hlavně podchycení mnoha obtížně postižitelných vlivů, jako je vliv druhu řezaného materiálu, jeho vlhkosti, ostrosti nožů atd. Avšak přímé měření řezných sil je právě u bubnového řezacího ústrojí poměrně nesnadný úkol.

Přestože nelze analyzovat průběhy řezných sil z časových průběhů momentu pro pohon nožového bubnu (vlivem značného momentu setrvačnosti bubnu se řezy v jeho průběhu téměř neprojeví), lze však vhodným postupem stanovit z údajů momentu energie a příkon pro řezání. Hlavním úkolem je správně oddělit podíl ostatních složek zastoupených v hnacím momentu, které kryjí ztráty ventilací a energií na urychlení a další dopravu řezanky. Z rozdílů v příkonech pro různé počty nožů na bubnu lze prokázat, že odpovídají jednak změně ventilačních ztrát, jednak změně příkonu na řezání. První vliv lze podchytit měřením samotného bubnu s různým počtem nožů při běhu naprázdno, zbytek pak připadá na řezání.

Vyjádříme-li ve vztahu (12) výšku vrstvy průchodností q , pro niž platí

$$q = \gamma_r \cdot U \cdot h \cdot l_t \cdot i \cdot n/60$$

kde: γ_r — měrná hmota řezanky
 l_t — teoretická délka řezanky

dostaneme nový výraz pro příkon k provedení řezů

$$P_r = \frac{c}{\gamma_r} \cdot \frac{q}{l_t} = k_r \frac{q}{l_t} \quad (18)$$

který udává, že příkon na řezání závisí kromě materiálové konstanty k_r lineárně jen na průchodnosti q a nepřímo úměrně na teoretické délce řezanky l_t . Platnost tohoto vztahu byla ověřena již dříve (Souček 1962a, b; Vraný 1966). Veličina k_r nabývá pro případ, že $q = l_t = 1$ velikosti příkonu, tedy měrného příkonu, kterému v práci Součka (1962b) odpovídá hodnota $4p$.

4. URYCHLOVÁNÍ ŘEZANKY

Současně s fází řezání probíhá i urychlování oddělených částí materiálu; je možné ho popsat zákonitostmi rázu těles. První těleso představuje lopatka bubnu s fiktivní hmotou m_b , druhé pak hmota urychlovaná řezanky m . Protože do m_b je nutné zahrnout celou redukovanou hmotu bubnu, bude (pro uspořádání na stolici)

$$m_b = \frac{GD^2}{4r^2} \left(\approx \frac{60}{4 \cdot 0,38^2} \doteq 100 \text{ kg} \right) \quad (19)$$

kde: GD^2 — tzv. hmotový setrvačný moment, který bývá u větších bubnů řádově několik desítek kgm^2

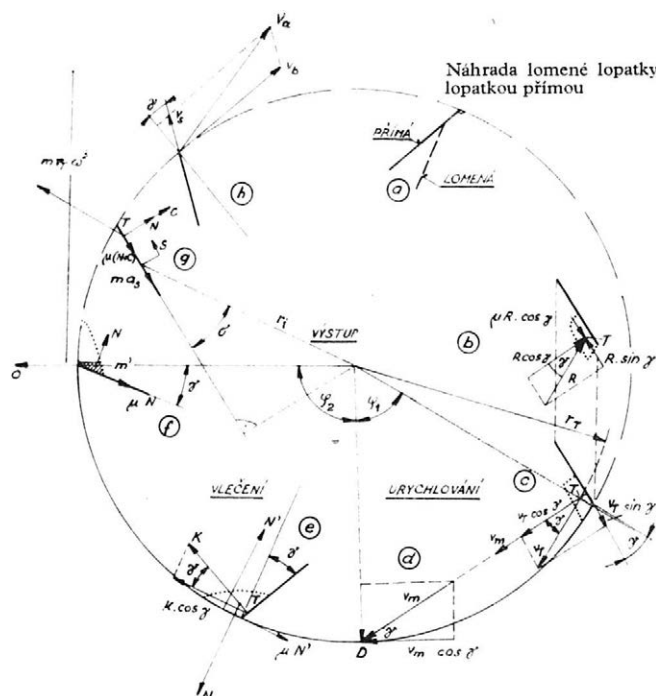
Výpočet pro případ řezání materiálu s průchodností $q = 10 \text{ kg/s}$, $i = 8$ nožů, $n = 750 \text{ ot/min}$ vychází hmota na jedné lopatce

$$m = \frac{q \cdot 60}{n \cdot i} = \frac{10 \cdot 60}{750 \cdot 8} = 0,1 \text{ kg}$$

Z porovnání obou hmot $m_b/m \doteq 10^3$ plyne, že případ je možné posuzovat jako ráz malé hmoty m s nekonečně velkou hmotou m_b , která při rázu nezmění svou rychlost.

Pro další úvahy bude také vhodné nahradit lomený nebo obecně křivkový tvar lopatky lopatkou přímou, aby se zjednodušilo teoretické řešení pohybu řezanky skříní bubnu. Bude správné volit takovou orientaci této náhradní lopatky, aby odpovídala té části skutečné lopatky, kde převážně dochází ke dotyku řezanky s lopatkou. U použité lomené lopatky je to její přechodová část, jak je patrné z obr. 4a vpravo nahoře (část lopatky blíže k ose bubnu se na urychlování řezanky téměř nepodílí — obr. 2.)

4. Kinematický a silový rozbor jevů při postupu řezanky skříní bubnu, který lze členit na urychlování, vlečení a odhoz a řešit tyto fáze odděleně



Pro další analýzu je třeba také stanovit, kdy při urychlování řezanky nastává relativní pohyb řezanky po lopatce. Vyplyvá to ze silového řešení, jak je uvedeno na obr. 4b. V okamžiku nárazu působí na hmotu řezanky m v těžišti T síla R (ve směru rychlosti

$v_T = \frac{r_T}{r} v_b$) o velikosti

$$R = m \cdot r_T \cdot \varepsilon$$

kde: r_T — vzdálenost těžiště řezanky od osy bubnu
 ε — úhlové zrychlení řezanky

Tuto sílu lze rozložit na složku tečnou a normálnou k ploše lopatky a psát pro stav do pohybu řezanky po lopatce podmínku

$$m \cdot r_T \cdot \varepsilon \cdot \sin \gamma \leq \mu \cdot m \cdot r_T \cdot \varepsilon \cdot \cos \gamma$$

z níž vychází pro součinitel tření μ vztah

$$\mu \geq \tan \gamma \quad (20)$$

O možnosti pohybu řezanky po lopatce tedy rozhoduje úhel čela lopatky γ a součinitel tření řezanky po lopatce. Podle Součka (1962b), Kromera (1967), Reznika (1964) to je:

pro suché materiály $\mu \doteq 0,2$ až $0,3$ (průměr $0,25$),
 pro zelené materiály $\mu \doteq 0,6$ až $0,7$ (průměr $0,65$),

kterým tedy odpovídají mezní úhly lopatek $\gamma \doteq 14$ a 33° .

Při větších úhlech dojde k pohybu řezanky po lopatce. Porovná-li se tyto hodnoty s úhly čela lopatek (na stolici pro náhradní přímou lopatku vychází $\gamma_1 = 30^\circ$), pak vychází, že u suchých materiálů by se řezanka po lopatce měla pohybovat, u zelených však zřejmě nikoliv.

Sledování tohoto procesu pomocí rychlostní kinematografie na lopatkách s noži ukazuje, že za normálních podmínek k tomuto pohybu dochází při kratších délkách řezanky pro všechny materiály, a to vlivem velkého úhlu čela nože ($\gamma_n = 50^\circ$ až 65°), který vyčnívá před lopatkou. Vlastnímu urychlování řezanky lopatkami tedy předchází impuls vyvozený noži, který vyvolá pohyb řezanky směrem dovnitř bubnu. Velikost a směr této rychlosti je však takový, že řezanka dopadne na obíhající lopatky.

Náraz lopatky na shluk řezanky lze charakterizovat jako šikmý ráz drsných a částečně pružných těles. Jeho přesné řešení je velmi komplikované (Horák a kol. 1961) a pro uvedený problém i obtížně aplikovatelné. Při určitých zjednodušujících předpokladech lze však uvést velmi rychlé řešení (obr. 4c). Lopatka naráží na řezanku šikmo rychlostí

$$v_T = v_b \cdot r_T / r$$

kterou lze rozložit na složku tečnou a normálnou k ploše lopatky. Předpokládáme-li, že tečná složka se při malém γ a velkém μ pohltí třením a zůstane jen složka normálná $v_T \cdot \cos \gamma$, pak se řezanka bude po rázu pohybovat dále přímočaře ve směru normální rychlosti. To platí ale pro dokonale plastický materiál, který je charakterizován vzpruživostí $k = 0$ (Horák a kol. 1961). Protože různé druhy řezaných materiálů mají $0 < k < 1$, např. podle Kromera (1967)

$k \doteq 0,1$ — zelené materiály

$k \doteq 0,35$ až $0,5$ — suché materiály (sláma)

bude mít řezanka po rázu rychlost větší

$$v_m = v_b \frac{r_T}{r} \cdot \cos \gamma \cdot (1 + k) \quad (21)$$

Přitom na urychlení hmoty m předaná energie bude

$$L'_a = \frac{1}{2} m \cdot v_T^2 \cdot (1 + k)^2$$

a příkon

$$P'_a = \frac{q \cdot v_T^2}{9,81 \cdot 75 \cdot 2} (1 + k)^2 \quad [\text{k}] \quad (22)$$

Rychlostí v_m dopadne pak řezanka na plášť bubnu v bodě D (neuvažujeme-li aerodynamické ztráty, které budou patrně malé s ohledem na souběžný pohyb vzduchu), takže materiál letí během úhlu γ_1 volně, teoreticky zcela bez tření po plášti.

Řezanka dopadá buď na plášť bubnu, nebo zpět na lopatku (což bývá častější) pod úhlem γ k tečně pláště. S ohledem na malou radiální složku je možné počítat s tím, že při dopadu se využije tečné složky rychlosti řezanky, tj. rychlosti $v_m \cdot \cos \gamma$, zatímco radiální složka $v_m \cdot \sin \gamma$ se zmaří (obr. 4d). K urychlení na rychlost v_T bude potřebovat řezanka o hmotě m další energii

$$L''_a = \frac{1}{2} m \cdot (v_T^2 - v_m^2 \cdot \cos^2 \gamma)$$

a příkon

$$P''_a = \frac{q}{9,81 \cdot 75 \cdot 2} (v_T^2 - v_m^2 \cos^2 \gamma) \quad (25)$$

Celkový příkon v koních na urychlení řezanky tedy činí

$$P_a = P'_a + P''_a = \frac{q \cdot v_T^2}{9,81 \cdot 75 \cdot 2} [1 + (1 + k)^2 \cdot (1 - \cos^4 \gamma)] \cdot \xi \quad (26)$$

Jak se předpokládalo při odvozování, platí tento vztah pro materiály, které po nárazu na lopatky po nich nesjíždějí, tedy hlavně pro materiály v zeleném stavu. U suchých materiálů dochází k odchylkám při prvním urychlování, při druhém jsou však podmínky dosti blízké zeleným materiálům. Protože suché materiály mají větší vzpruživost, bude předaná energie větší. Zvýšená rychlost řezanky po prvním urychlení se však utlumí aerodynamickými ztrátami, takže materiály suché budou postupovat bubnem podobně jako zelené, s poněkud vyššími ztrátami. Lze tedy i pro suché materiály použít pro přibližné řešení vztahu (26) s určitým korekčním součinitelem ξ , který je:

$$\xi = 1 \text{ pro zelené materiály,}$$

$$\xi > 1 \text{ pro suché materiály.}$$

5. VLEČENÍ ŘEZANKY PO PLÁŠTI

Po dopadu celé hmoty řezanky m na plášť bubnu je po něm řezanka vlečena; současně je přitlačována odstředivou silou N , brzděna pak silou $\mu N'$ (obr. 4e). Výslednice elementárních normálních reakcí N' bude s ohledem na sklon lopatky γ vůči radiále působit poněkud vpředu a celý tento silový soubor bude v rovnováze s reakcí lopatky K . Dopra-
vovaný materiál je silně stlačen, neboť je vystaven zrychlení (pro případ stolice s $r = 0,38$ m, $n = 750$ a 830 ot/min)

$$a_r = r \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 = 2350 \dots 2870 \text{ m/s}^2 \\ = 240 \dots 292 \text{ g}$$

Velikost síly $K \cos \gamma$, potřebné pro vlečení řezanky po plášti, lze určit ze složkových rovnic

$$N - N' - K \sin \gamma = 0$$

$$\mu N' - K \cos \gamma = 0$$

Jejich řešením a dosazením dalších vztahů

$$N = m \cdot r_T \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2$$

$$m = \frac{60 \cdot q}{i \cdot n} \quad r_T = r$$

vychází hledaná obvodová složka reakce lopatky na řezanku

$$K \cos \gamma = \mu \frac{m \cdot r}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 = \frac{1}{9,81} \cdot \frac{60 \cdot q \cdot \mu \cdot r}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma} \cdot \frac{\pi^2 \cdot n}{900 i} = \\ = 0,067 \frac{q \cdot \mu \cdot r \cdot n}{i(1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma)} \quad [\text{kp}] \quad (27)$$

Střední krouticí moment na hřídeli bubnu, který odpovídá těmto složkám všech současně hrnoucích lopatek v rozsahu úhlu φ_2 pláště (obr. 4), bude

$$M_p = K \cdot \cos \gamma \cdot r \cdot i \cdot \frac{\varphi_2}{2\pi} = \frac{1}{9,81} \cdot \frac{60 \cdot q \cdot \mu \cdot r^2}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma} \cdot \frac{\pi \cdot n}{900} \cdot \frac{\varphi_2}{2} =$$

$$= 1,07 \cdot 10^{-2} \cdot \varphi_2 \cdot \frac{q \cdot \mu \cdot r^2 \cdot n}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma} \quad (28)$$

a příkon

$$P_p = \frac{M_p \cdot n}{716,2} = 1,49 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi_2 \cdot \frac{q \cdot \mu \cdot r^2 \cdot n^2}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma} \quad (29)$$

kde jednotlivé veličiny mají tedy tento význam a jednotky:

- μ — součinitel tření řezanky po plášti
- q — průchodnost (kg/s)
- r — poloměr bubnu (m)
- n — otáčky bubnu (1/min)
- φ_2 — oblouk vlečení řezanky po plášti (rad.)
- i — počet lopatek na bubnu
- M_p — moment na vlečení řezanky po plášti (kpm)
- P_p — příkon vynaložený na vlečení řezanky po plášti (k)

Ze vztahu (29) vyplývá, že příkon mařený třením řezanky po plášti je úměrný úhlu φ_2 , který lze ovlivnit konstrukčně dvojím způsobem: jednak přiblížením ústnice k výstupnímu hrdlu, jednak nepřímo zvětšením úhlu γ , čímž se zvětší úhel φ_1 . Zvětšení úhlu γ má však i přímý vliv, jak je z (29) zřejmé, neboť tím klesá normální reakce N' a tření $\mu N'$. Vliv součinitele tření je poněkud slabší; největší je však vliv otáček, s nimiž u určitého stroje roste příkon P_p kvadraticky.

Velikost bubnu však na tyto ztráty nemá vliv; ve (29) zastoupená veličina poloměru bubnu r totiž v součinu s otáčkami n dává hodnotu úměrnou obvodové rychlosti bubnu. Nemá-li se však změnou poloměru bubnu změnit délka doletu řezanky, musí zůstat zachována jeho obvodová rychlost, takže součin $r \cdot n$ zůstane nezměněn a neovlivní tedy příkon P_p .

6. VÝSTUP ŘEZANKY Z BUBNU

V okamžiku, kdy lopatka s řezankou opustí válcový plášť, má řezanka možnost volně odlétnout do výstupního hrdla. Na obr. 4f je to nevyšrafovaná část řezanky. Vyšrafovaný zbytek m' je vázán na lopatku, po které sjede, jestliže je splněna podmínka

$$\mu N \leq O \cdot \cos \gamma$$

přičemž

$$O = m' \cdot r_T \cdot \omega^2$$

$$N = m' \cdot r_T \cdot \omega^2 \cdot \sin \gamma$$

takže

$$\mu \cdot m' \cdot r_T \cdot \omega^2 \sin \gamma \leq m' r_T \cdot \omega^2 \cdot \cos \gamma$$

$$\mu \leq \cotg \gamma \quad (30)$$

Pro suché a zelené materiály ($\mu = 0,25$ a $0,65$) tedy vychází mezní úhel čela lopatky (resp. i nože)

$$\gamma \leq 76^\circ \text{ pro suché materiály}$$

$$\gamma \leq 57^\circ \text{ pro zelené materiály}$$

Při výstupu řezanky o hmotě m z bubnu relativní rychlostí v_s (obr. 4h) vzniká

Coriolisovo zrychlení, které přitlačuje řezanku k lopatce silou C a zvětšuje tím tření. Podle obr. 4g lze pohyb z bubnu (jako rovinný pohyb) popsat rovnicí

$$m \cdot a_s + \mu(C + N) - m \cdot r_T \cdot \omega^2 \cdot \cos \gamma = 0$$

$$\begin{aligned} \text{kde: } C &= 2m \cdot v_s \cdot \omega \\ N &= m \cdot r_T \cdot \omega^2 \cdot \sin \gamma \end{aligned}$$

Dosadíme-li

$$a_s = \frac{d^2 s}{dt^2} \quad v_s = \frac{ds}{dt}$$

pak pohybová rovnice dostane tvar

$$\frac{d^2 s}{dt^2} + 2\mu \cdot \omega \frac{ds}{dt} + r_T \cdot \omega^2 (\mu \sin \gamma - \cos \gamma) = 0 \quad (31)$$

Pro zavedení jedné proměnné s , měřené ve směru lopatky, se dosadí za

$$r_T = \sqrt{r_i^2 + s^2 + 2r_i \cdot s \cdot \cos \sigma}$$

$$r_T \cdot \sin \gamma = r_i \cdot \sin \sigma$$

kde: r_i — počáteční vzdálenost těžiště řezanky od osy bubnu
 σ — úhel mezi čelem lopatky a radiálou pro počáteční polohu těžiště T řezanky (přibližně odpovídá úhlu γ) na poloměru r_i

Řešení rovnice (31) je naznačeno v Součkovi (1962b) a Kromerovi (1967) a pro počáteční podmínky $t = 0, s = 0, v = 0$ lze jeho derivací získat vztah pro druhou rychlost v_s materiálu po lopatce (obr. 4h)

$$v_s = \frac{r_i \omega}{2 \sqrt{1 + \mu^2}} (\cos \sigma - \mu \sin \sigma) \cdot [e^{(\sqrt{1 + \mu^2} - \mu) \gamma} - e^{-(\sqrt{1 + \mu^2} + \mu) \gamma}] \quad (32)$$

Dalším postupem, jak je uveden v Součkovi (1962b) pro nožové kolo, lze pak stanovit přesné vztahy pro moment M_c a příkon P_c , vynaložené na výstup řezanky z bubnu. Tyto vztahy jsou velmi členité a výpočet podle nich je krajně zdlouhavý. Protože na rozdíl od nožového kola leží shluk řezanky před výstupem velmi blízko okraje bubnu, lze této okolnosti využít pro podstatně zjednodušení řešení. Zanedbá-li se malá energie ztracená třením řezanky po lopatce, lze vycházet jen z bezztrátového zvýšení energie řezanky během výstupu z bubnu a psát

$$P_c = \frac{q}{2 \cdot 9,81 \cdot 75} (v_a^2 - v_T^2) \quad (33)$$

kde podle obr. 4h jsou rychlosti řezanky

$$v_a = \sqrt{(v_b + v_s \cdot \sin \gamma)^2 + (v_s \cdot \cos \gamma)^2} \quad (34)$$

$$v_T = v_b \cdot r_T / r$$

V daném případě je tento postup zcela vyhovující.

7. CELKOVÝ PŘÍKON BUBNU

Výše uvedený rozbor udává ve vztazích (3), (18), (26), (29) a (33) jednotlivé složky příkonu, jejichž součtem lze stanovit celkový příkon bubnu P_{celk} při jeho práci.

$$P_{celk} = P_o + P_f + P_a + P_p + P_c \quad (35)$$

Číselný výpočet P_{celk} vyžaduje ovšem znalost řady materiálových konstant a jiných činitelů, které se ve zmíněných pěti dílčích vztazích vyskytují. Ty lze získat jediné experimentálně a bude o tom pojednáno později. Hlavní význam uskutečněného teoretického rozboru spočívá však ve vyšetření, které veličiny a v jakém druhu závislosti působí na děje v nožovém bubnu. Poměry je pak možno cílevědomě upravovat k dosažení optimálních pracovních podmínek a minimálního příkonu.

8. Z Á V Ě R

Článek pojednává o silových a energetických poměrech v nožovém bubnu řezačky, kterým se zpracováváný materiál nejen řeže, ale i dopravuje. Tato koncepce umožňuje jednoduché a váhově úsporné řešení řezacího a dopravního ústrojí, které je výhodné zvláště pro sklízecí řezačky. Z rozboru dějů v bubnovém ústrojí vyplynulo, že buben plní několik zcela odlišných funkcí: dopravu vzduchu, řezání, urychlování řezanky, její vlečení po plášti a konečně odhození řezanky do výstupního potrubí. Všechny tyto dílčí funkce byly podrobně analyzovány; teoreticky byly odvozeny vztahy pro výpočet silových a energetických veličin, které jsou důležité pro vystižení poměrů v bubnu. Po experimentálním stanovení materiálových konstant a dalších faktorů lze tyto vztahy použít pro numerické výpočty a pro kvantitativní hodnocení různých vlivů na silové a energetické poměry v nožovém bubnu.

Použitá označení

a	— konstanta
a_r	— dostředivé zrychlení
b	— konstanta
c	— řezná síla na jednotku délky břitu
C	— Coriolisova síla
F	— řezná síla
$F_{stř}$	— průměrná řezná síla za dobu jednoho řezu
$F'_{stř}$	— průměrná řezná síla za dobu celé otáčky bubnu
h	— výška řezné vrstvy (obecně)
h^x	— výška vrstvy s účinným napětím
H	— mezní výška vrstvy
i	— počet nožů na bubnu
k	— koeficient vzpruživosti
k_f	— koeficient řezání
K	— reakce lopatky na řezanku při jejím vlečení po plášti
l	— dolet řezanky
l_a	— aktivní délka břitu nože
l_{um}	— maximální aktivní délka břitu nože
l_t	— teoretická délka řezanky
l_s	— skutečná délka řezanky
L_{1ot}	— energie na jednu otáčku bubnu (řezná)
$L_{1ř}$	— energie na jeden řez
m	— hmota řezanky na lopatce
m_b	— redukovaná hmota bubnu
M	— krouticí moment
M_a	— krouticí moment pro urychlení řezanky
M_e	— krouticí moment pro výstup řezanky z bubnu
M_o	— krouticí moment pro běh bubnu naprázdno
M_p	— krouticí moment pro vlečení řezanky po plášti
M_v	— krouticí moment pro krytí ventilačních ztrát bubnu
n	— otáčky nožového bubnu
N, N'	— normální síly mezi pláštěm a řezankou
O	— odstředivá síla
P	— příkon
q	— průchodnost
r	— poloměr nožového bubnu
R	— síla při nárazu lopatky na řezanku

T	— těžišťe řezanky
U	— šířka ústí řezačky
v	— rychlost
γ	— úhel čela lopatky
γ_f	— měrná hmota řezanky
δ	— úhel sevržení (= sešikmení nožů na bubnu)
φ	— úhel pootočení bubnu
φ_i	— úhel pootočení bubnu během řezu
μ	— součinitel tření
ε	— úhlové zrychlení
ξ	— korekční činitel
τ	— smykové napětí v řezné ploše
τ_m	— mezní smykové napětí v řezné ploše
τ^x	— střední účinné napětí v řezné ploše
ω	— úhlová rychlost bubnu

Literatura

- ALICHAŠKIN J. I., CHROMENKO J. V., 1965, K opredeleniju formy noža barabannogo apparata silosouboročnych kombajnov. Traktory i selchozmašiny 5.
- BRENNER W. G., GRIMM K., 1963, Schneid- und Wurfvorgänge in Trommel-Feldhäcklern. Landtechnische Forschung 5.
- CLENDENIN W. H., CORWITH J. C., WALKER J., 1963, The Development of a high capacity Forage Harvester. Agricultural Engineering 4:5.
- DOLLING C., 1957, Untersuchungen über den Leistungsbedarf von Feldhäcklern. Landtechnische Forschung 3.
- FISCHER-SCHLEMM W. E., EGGERT O., 1965, Der Einfluß des Häckslermesser-Wattenwinkels auf Schnitthaltigkeit und Kraftbedarf. Landtechnische Forschung 4.
- GLUTH M., VOSS M., 1966, Vergleichende Betrachtungen zum Leistungsbedarf von Feldhäcklern. Landtechnische Forschung 5.
- GRIMM R. W. K., 1965, Schneid- und Wurfvorgänge in Trommel-Feldhäcklern. Hellmut-Neureuter-Verlag München-Wolfratshausen.
- GÜTH K., 1952, Untersuchungen am Schneidvorgang von Gebläsehäckslern. Landtechnische Forschung 2.
- HORÁK Z. a kol., 1961, Technická fyzika. SNTL Praha.
- CHANCELLOR W. I., 1958, Energy Requirements for Cutting Forage. Agricultural Engineering 10.
- KROMER K. H., 1967, Untersuchungen am Trommelfeldhäcksler unter besonderer Berücksichtigung der Materialförderung in und nach Schneid-Wurf-Trommeln. Hellmuth-Neureuter-Verlag, München-Wolfratshausen.
- LILJEDAHN J. B., 1961, Measurement of Shearing Energy. Agricultural Engineering 6.
- PROCHÁZKA J., 1961, Přístroje k měření krouticích momentů na zemědělských strojích. Sborník prací I VÚZS Praha.
- REZNIK N. J., 1964, K teoriji barabannogo izmelčajušče-švyrjajuščego apparata silosouboročnogo kombajna. Traktory i selchozmašiny 9.
- REZNIK N. J., 1964, Analitičeskoe issledovanie s pomoščju elektronno-vyčislitel'noj mašiny processa švyrjanija izmelčennoj massy noževym barabanom silosouboročnogo kombajna. Traktory i selchozmašiny 3.
- SABLIKOV U. V., 1957, Soprotivlenije rezaniju v solomo-silosorezkach. Selchozmašina 3.
- SEGLER G., 1954, Konstruktion des Feldhäcklers. Landtechnische Forschung 1.
- SOUČEK Z., 1962a, Silové a energetické poměry kolové řezačky. Zem. technika 4:257-280, 5:337-360.
- SOUČEK Z., 1962b, Energetické poměry nožového kola řezačky. Sborník prací II VÚZS Praha.
- SOUČEK Z., 1963, Výzkum energetických a pevnostních poměrů kombinovaného cepového sklizeče píce SPKZ 160. Zpráva VÚZS Praha.
- SOUČEK Z., 1964, Výzkum energetických poměrů sklizečů píce. Zpráva VÚZS Praha.
- ŠIMANDL J., 1966, Přístroj k elektrickému měření a registraci otáček. Zpráva VÚZS Praha 2366.

- VORNAHL W., 1963, Vergleichende Untersuchungen über den Leistungsbedarf von Feldhäcksclern mit vereinfachten Mäh- und Häckselwerkzeugen. Landtechnische Forschung 3.
- VRANÝ Z., 1966, Energetický a pevnostní výzkum sklizeče SŘUB 183. Zpráva VÚZS Praha 2234.
- VRANÝ Z., 1962, Potenciometrický snímač natáčení a posuvů. Sborník prací II VÚZS Praha.

Došlo dne 8. 7. 1970

Анализ силовых и энергетических отношений на ножовом барабане силосоуборочных комбайнов

В статье рассматриваются силовые и энергетические отношения в ножовом барабане силосоуборочного комбайна, при помощи которого обрабатываемый материал не только измельчается, но и транспортируется. Эта концепция позволяет простое в весовом отношении экономное решение режущего и транспортирующего устройства, которое выгодно особенно для силосоуборочного комбайна. Из анализа операций в барабанном механизме вытекает, что барабан исполняет несколько совершенно протоположных функций: пневмотранспортировку, измельчение, ускорение движения измельченной массы, ее волочение по кожуху и, наконец, ее выбрасывание в выгрузное устройство. Все эти частные операции были подробно проанализированы; теоретически были установлены отношения для вычисления силовых и энергетических величин, которые важны для правильного понимания отношений в барабане. Для экспериментального определения постоянных материала и других факторов можно применить эти отношения для цифровых вычислений и для качественной оценки разных влияний на силовые и энергетические отношения в ножовом барабане.

An Analysis of the Power and Energy Conditions in the Chopping Drums of Choppers

The report deals with the power and energy conditions existing in the chopping drum of the chopper which not only cuts the material processed but also conveys chaff. This concept provides for a simple and weight-saving solution of the problem of the chopping and conveying apparatus. This is advantageous particularly for harvesting choppers. The analysis of the processes in the drum compartment indicates that the drum performs several functions completely different from each other: conveying of air, chopping, speeding-up of chaff, drawing of chaff along the drum jacket, and the throwing of the chopped material into the output pipe-lines. All of these partial functions were analysed in detail; the relations for the calculation of the power and energy values which are important for the determination of the conditions prevailing in the drum were theoretically derived. After an experimental determination of the material constants and other factors, these relations may be used for numerical calculations and for the quantitative evaluation of various effects influencing the power and energy conditions in the chopping drum.

Analyse der Kräfte- und Energieverhältnisse in der Messertrommel der Häckselmaschinen

Es werden Kräfte- und Energieverhältnisse, die in der Messertrommel der Häckselmaschinen vorkommen, behandelt. Das Häckselgut wird von der Trommel nicht nur gehäckselt, sondern auch befördert. Diese Auffassung ermöglicht es, die Häcksel- und Förderorgane einfach und mit Rücksicht auf das Gewicht sparsam auszulegen, was besonders für die Feldhäcksler vorteilhaft ist. Die Analyse der Vorgänge in den Trommelorganen zeigte, daß die Trommel mehrere ganz unterschiedliche Funktionen erfüllt: die Luftförderung, das Häckseln, die Beschleunigung des Häckselgutes, das Schleppen des Häckselgutes am Mantel und schließlich den Abwurf des Häckselgutes in die Abwurfleitung. Alle diese Teilfunktionen wurden

eingehend analysiert; die Beziehungen für die Berechnung der Kräfte- und Energiegrößen, welche für die Charakterisierung der Verhältnisse in der Trommel wichtig sind, wurden theoretisch abgeleitet. Nach der experimentellen Ermittlung der Materialkonstanten und der weiteren Faktoren dürfen diese Beziehungen für die numerischen Berechnungen und für die quantitative Bewertung der verschiedenen Einflüsse, die die Kräfte- und Energieverhältnisse in der Messertrommel beeinflussen, benützt werden.

Adresa autora:

Ing. Zdeněk V r a n ý, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

31.373.001.4 631.372.013 681.3 531.3 531.223

Vývoj v dopravních prostředcích používaných v našem zemědělství směřuje v poslední době také k rozsáhlejšímu používání návěsů. Kromě již vyráběných návěsných rozmetadel hnoje RU-5 v Agrostroji Pelhřimov vyvinul i Agrostroj Prostějov řadu traktorových sklápěcích návěsů k přepravě nejrůznějších sypkých a kusových materiálů v zemědělských i jiných provozech. Jako výhody tohoto řešení se většinou uvádějí lepší využití výkonu traktoru, lepší manévrovatelnost celého agregátu s traktorem a jednodušší konstrukce návěsů oproti přívěsům.

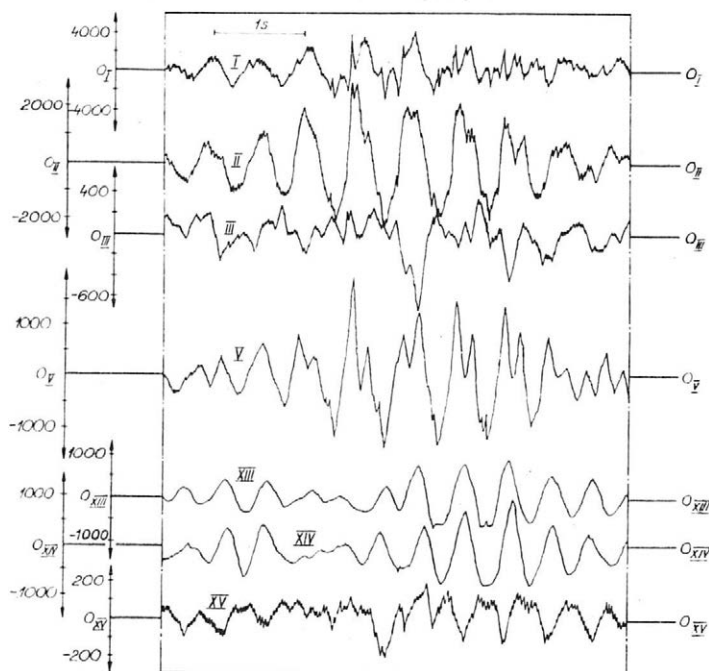
Pro konstrukční řešení návěsů však dosud chyběly základní údaje, které by charakterizovaly jak dynamické síly působící na návěs za jízdy a vliv parametrů soupravy návěsů s traktorem na velikost těchto sil, tak velikost a charakter dynamického namáhání. K zjištění těchto podkladů prováděl odbor základního výzkumu Výzkumného ústavu zemědělských strojů v posledních letech teoretický a experimentální výzkum dynamického zatížení návěsů. Tento příspěvek obsahuje výsledky první části vykonaných prací, kdy byl sestaven zjednodušený model soupravy návěsů s traktorem na analogovém počítači a byl zkoumán vliv základních parametrů této soupravy, jako hmot návěsů a traktoru, rozměrů návěsů, tuhosti pneumatik apod. na dynamické zatížení návěsů.

1. DYNAMICKÉ POMĚRY NÁVĚSŮ

Za jízdy je návěs zatížen jednak tíhou vlastní konstrukce a nákladu, jednak dynamickými silami vzniklými rozkmitáním částí stroje a nákladu a též proměnlivým odporem kol při přejíždění nerovností vozovky. Vliv dynamického zatížení, které se superponuje na složku statickou, je přitom převažující.

Dynamické namáhání závisí jak na velikosti, frekvenci a okamžiku výskytu budících účinků vyvolaných nerovnostmi vozovky, tak na vlastních a nestejných frekvencích kmitání jednotlivých částí stroje, které se děje obecně ve směrech i kolem všech tří hlavních os (podélné, svislé a příčné). Sejdou-li se tyto účinky ve fázi, namáhání roste; v opačném případě se snižuje. Části návěsů kmitají ve vlastních frekvencích závislých jen na velikosti a rozložení hmot návěsů s nákladem a tuhostech konstrukce a podpěr (kol návěsů a traktoru), které tedy nejsou ovlivněny rychlostí jízdy ani stavem vozovky. Frekvence, fáze i velikost budících účinků se však mění zcela náhodně podle povrchu vozovky i rychlosti jízdy. Přitom k rozkmitání jednotlivých částí návěsů nedochází stejným způsobem a současně; jinak se projevuje přejíždění nerovností koly traktoru, které rozkmitá hlavně přední část stroje, jinak přejíždění koly návěsů, které se nejvíce projeví na namáhání nápravy a okolních částí podvozku. Náklad sypkého nebo kusového

materiálu se rovněž nechová jako celek, ale jeho části vyvolují dynamické účinky různým způsobem a v různých směrech částečně nezávisle na návěsu. Namáhání návěsů a síly na ně působící mají tedy kmitavý charakter se střední hodnotou danou statickým předpětím (tzv. dynamická nula) a s náhodným střídáním amplitud různé velikosti v obou směslech zatížení. Ukázka typických průběhů těchto veličin, zjištěných při experimentálním výzkumu s návěsem NTS-5, vyvinutém v Agrostroji Prostějov, je na obr. 1. Součástí návěsu je pak třeba dimenzovat jednak s ohledem na občas se vyskytující maximální zatížení (např. při přeježdění velkých terénních nerovností), která mohou vyvolat trvalé deformace konstrukce, jednak s ohledem na kmitavé zatížení při jízdě po různých vozovkách, které působí po celou životnost stroje a může se projevit únavovým lomem součástí, zejména v místech s koncentracemi napětí.



1. Ukázka průběhů dynamických složek sil a napětí, získaných s návěsem NTS-5 (náklad 5400 kp) při jízdě po polní cestě rychlostí 11,6 km/h (překresleno z oscilografického záznamu šestnácti současně měřených veličin). Měřítka sil jsou v kp, napětí v kp/cm²

- | | |
|---|--|
| I — podélná | } složka síly působící na závěsné oko návěsu |
| II — svislá | |
| III — příčná | |
| V — namáhání rámu před korbou svislým ohybem | |
| XIII, XIV — namáhání nápravy svislým ohybem u levého a pravého kola | |
| XV — namáhání nápravy ohybem ve vodorovné rovině | |

Na nosné části návěsu tedy za jízdy působí prostorová soustava sil přenášených z nákladu i vyvolaných vlastní hmotou stroje, spolu s reakcemi na pojezdová kola a v závěsném oku. Velikost těchto sil i jejich směr se neustále náhodně mění; převažující význam však mají síly svislé. Nosné části jsou tak namáhány nejen ohybem ve svislé rovině (podélné i příčné), který se uplatňuje nejvíce, ale i vodorovným ohybem a krutem. Velikost dynamického namáhání pak nemusí být úměrná statickému předpětí, neboť při rozkmitání návěsu se mění i rozložení sil na jednotlivé podpěry.

Velikost maximálního dynamického namáhání svislými silami se často charakterizuje

pomocí tzv. dynamických součinitelů k_d , udávajících poměr celkového namáhání σ nebo síly F ku namáhání či síle statické

$$k_d = \frac{\sigma_s + \sigma_{dyn}}{\sigma_s}$$

nebo

$$k_d = \frac{F_s + F_{dyn}}{F_s}$$

Je zřejmé, že velikost dynamických součinitelů závisí také na statickém předpětí, takže pomocí nich lze nejlépe charakterizovat dynamické namáhání v případech, kdy uvedené předpětí je konstantní. Mění-li se statické zatížení, je třeba potom přihlížet i k celkovému namáhání $\sigma_s + \sigma_{dyn}$.

Z předcházejících úvah plyne, že dynamické namáhání je ovlivňováno jak parametry návěsu a traktoru, druhem i stavem vozovky a rychlostí jízdy, tak řadou náhodných jevů, vyplývajících přímo z povahy provozních podmínek. Tyto náhodné jevy se při experimentálním výzkumu dají sice do určité míry omezit, nikoliv však vyloučit, takže výsledky jsou potom zatíženy značným rozptylem. Kromě toho realizování potřebných změn parametrů návěsu i traktoru je nákladné a časově náročné a někdy i neuskutečnitelné. Proto bylo alespoň k orientačnímu objasnění vlivu základních parametrů návěsu a traktoru na dynamické poměry provedeno zjednodušené řešení na analogovém počítači.

2. ZJEDNODUŠENÉ ŘEŠENÍ NA ANALOGOVÉM POČÍTAČI

Chování soustavy návěsu s traktorem je možno přibližně popsat soustavou diferenciálních pohybových rovnic, které se dobře řeší na analogovém počítači. Při řešení je pak možno rychle a jednoduchým způsobem postupně měnit jednotlivé parametry děje a tak získat přehled o vlivu změn těchto parametrů na chování celé soustavy za jinak stejných podmínek, což při experimentálním výzkumu bývá velmi obtížné. Řešení na analogovém počítači však téměř vždy vede také k zjednodušení problému způsobenému buď tím, že vyjádření některých vlivů nelze matematicky zvládnout (popřípadě nelze tyto vlivy správně namodelovat) nebo tím, že kapacita počítače je omezena. V sledovaném případě se uplatnily oba tyto vlivy, více však omezená možnost modelování tvaru přejížděné překážky.

2.1 SESTAVENÍ MODELU

Soustava návěsu s traktorem v prostoru může mít 9 až 12 i více stupňů volnosti. Při sestavení základního modelu se vycházelo z rovinného případu se čtyřmi stupni volnosti a svislou vůlí ve spoji návěsu s traktorem. Model umožňuje pro návěs i traktor svislý posuv a natáčení kolem příčné osy procházející těžištěm, což dovoluje řešit svislé síly ve svislé podélné rovině, které jsou pro namáhání návěsů nejdůležitější. Náhradní schéma je na obr. 2. Pneumatiky, které jsou pružícími elementy, byly nahrazeny lineárními pružinami s paralelně připojenými viskózními tlumiči; stejným způsobem je respektována i pružnost oje návěsu, kde je však navíc zavedena i svislá vůle vyskytující se v praktických případech. Předpokládá se bodový styk pneumatik s podložkou. Ostatní části návěsu a traktoru jsou uvažovány jako dokonale tuhé. Jsou zanedbány síly vzniklé rotací



kol i částí motoru traktoru a podélné síly. Pro uvedený náhradní systém platí následující pohybové rovnice:

$$m_n \cdot \ddot{y}_n = A + B$$

$$I_n \cdot \ddot{\varphi}_n = A \cdot a - B \cdot b$$

$$m_t \cdot \ddot{y}_t = D + E - A$$

$$I_t \cdot \ddot{\varphi}_t = E \cdot e - D \cdot d + A \cdot f$$

Pro obecnou polohu náhradního systému bez vůle ve spoji traktoru s návěsem platí podle obr. 2:

$$A = A_s - c_1(y_{1n} - y_{1t}) - k_1(\dot{y}_{1n} - \dot{y}_{1t})$$

$$B = B_s - c_2(y_2 - y_B) - k_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_B)$$

$$D = D_s - c_3(y_3 - y_D) - k_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_D)$$

$$E = E_s - c_4(y_4 - y_E) - k_4(\dot{y}_4 - \dot{y}_E)$$

kde: A_s až E_s jsou statické složky reakcí, vyvolané tíhou návěsu a traktoru:

$$A_s = G_n \frac{b}{a + b}$$

$$B_s = G_n \frac{a}{a + b}$$

$$D_s = G_t \frac{e}{e + d} + G_n \frac{b(e + f)}{(a + b)(e + d)}$$

$$E_s = G_t \frac{d}{e + d} - G_n \frac{b(f - d)}{(a + b)(e + d)}$$

Pro malé úhly natočení můžeme psát:

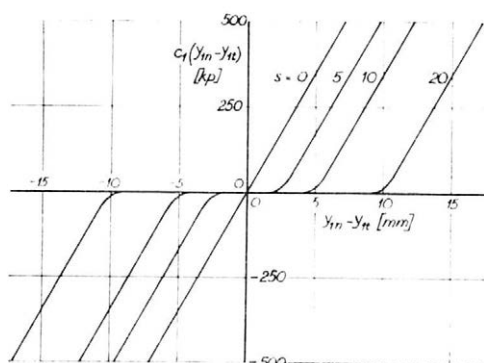
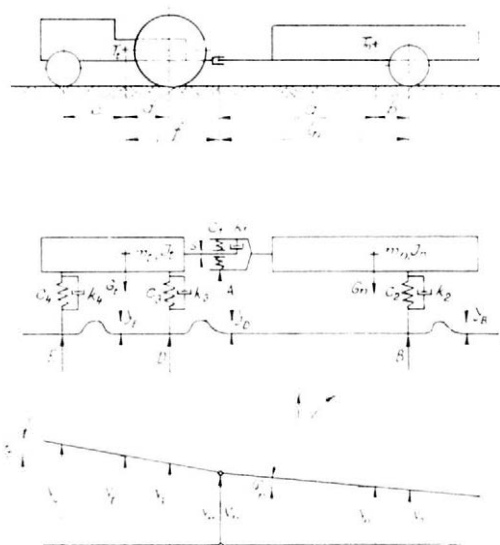
$$y_{1n} = y_n + a \cdot \varphi_n$$

$$y_{1t} = y_t - f \cdot \varphi_t$$

$$y_2 = y_n - b \cdot \varphi_n$$

$$y_3 = y_t - d \cdot \varphi_t$$

$$y_4 = y_t + e \cdot \varphi_t$$



3. Tvary funkce $f = c_1(y_{1n} - y_{1t})$ pro různé hodnoty vislé vůle závěsného oka $s = 0, 5, 10$ a 20 mm

2. Náhradní schéma rovinného kmitání návěsu s traktorem

Potom:

$$A = A_s - c_1(y_n + a \cdot q_n - y_t + f \cdot q_t) - k_1(\dot{y}_n + a \cdot \dot{q}_n - \dot{y}_t + f \cdot \dot{q}_t)$$

$$B = B_s - c_2(y_n - b \cdot q_n - y_B) - k_2(\dot{y}_n - b \cdot \dot{q}_n - \dot{y}_B)$$

$$D = D_s - c_3(y_t - d \cdot q_t - y_D) - k_3(\dot{y}_t - d \cdot \dot{q}_t - \dot{y}_D)$$

$$E = E_s - c_4(y_t + e \cdot q_t - y_E) - k_4(\dot{y}_t + e \cdot \dot{q}_t - \dot{y}_E)$$

V uvažovaném případě se svislou vůlí v závěsném oku traktoru není výraz $c_1(y_{1n} - y_{1t})$ lineární a mění se s velikostí vůle; aplikované závislosti jsou vyznačeny na obr. 3. K umožnění odskoku kol je pak třeba model doplnit podmínkami:

$$B \geq 0; D \geq 0; E \geq 0$$

Schéma zapojení modelu na analogovém počítači je na obr. 4,

kde: N — norma y_n, q_n, y_t, q_t

P — norma $\dot{y}_n, \dot{q}_n, \dot{y}_t, \dot{q}_t$

Z — norma A, B, D, E

M — časové měřítko

Při vyšetřování dynamických sil je vhodné nejprve nastavit model soustavy do statické polohy. Statické výchylky soustavy získáme řešením pohybových rovnic pro předem vypočtené statické reakce. Velikosti usálených výchylek určují statickou (počáteční) polohu soustavy $y_{n0}, q_{n0}, y_{t0}, q_{t0}$. Hodnoty těchto výchylek nastavíme jako počáteční podmínky integrátorů.

2.2 PODMÍNKY ŘEŠENÍ

Za základní případ jsme brali poměry u návěsu NTS-5 (jmenovitá nosnost 5000 kp) s traktozem Zetor 8011 s následujícími údaji:

$$a = 3,455 \text{ m}$$

$$e = 1,505 \text{ m}$$

$$b = 0,645 \text{ m}$$

$$f = 1,545 \text{ m}$$

$$d = 0,845 \text{ m}$$

$$l_n = 4,100 \text{ m}$$

$$m_n = 7000 \text{ kg (uvažována hmota návěsu 1600 kg, hmota nákladu 5400 kg)}$$

$$m_t = 4300 \text{ kg (uvažována hmota traktoru s veškerým příslušenstvím bez II. sady předních závaží a vody v pneu, kdy statické reakce samotného traktoru jsou } D_0 = 2750 \text{ kp, } E_0 = 1550 \text{ kp)}$$

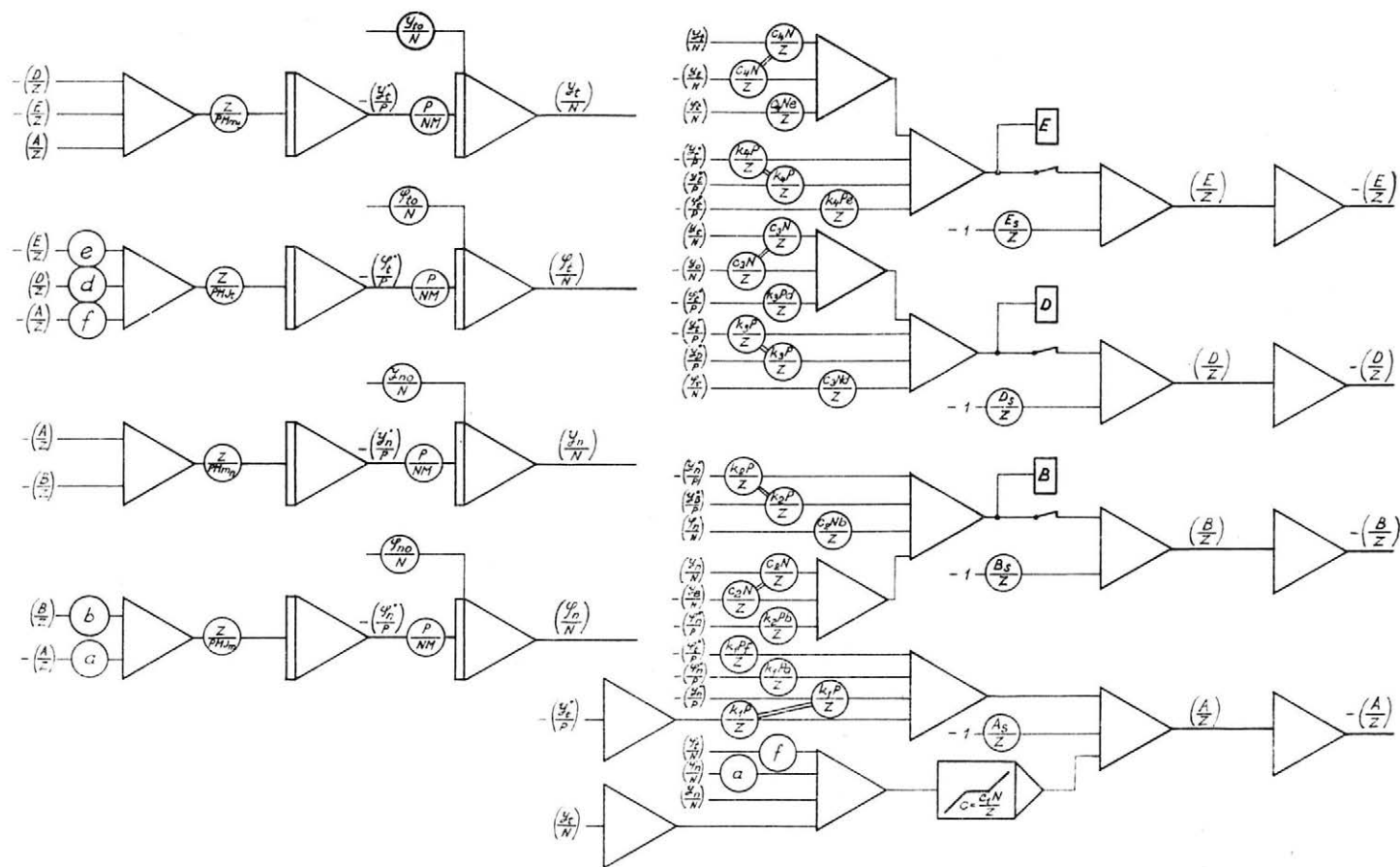
Z těchto hodnot vyjde:

$$A_s = 1100 \text{ kp, } B_s = 5900 \text{ kp, } D_s = 4180 \text{ kp, } E_s = 1220 \text{ kp}$$

Momenty setrvačnosti se určily přibližným výpočtem:

$$I_n = 1200 \text{ kpms}^2, I_t = 560 \text{ kpms}^2$$

Z výsledků měření s celou řadou traktorových pneumatik, které uvádí Wendeborn (1968), plyne, že při daném nahuštění pneumatiky je závislost mezi jejím stlačením a zatěžující silou velmi přibližně lineární, takže tuhost lze považovat za konstantní. Náhrada pneumatik lineárními pružinami tedy dobře vystihuje skutečnost. (Pro doplnění je možno uvést, že také závislost tuhosti na nahuštění vychází pro každý typ pneu lineární s tím rozdílem, že neprochází počátkem, neboť nulovému huštění odpovídá již určitá tuhost pneumatiky.) Při stanovení tuhostí c_2 až c_4 se pak vycházelo z údajů ČSN 63 1242, ČSN 63 1243 a ON 63 1221; určily se z rozdílu volného a statického poloměru při



4. Schéma zapojení analogových jednotek modelujících pohybové rovnice soustavy návěsu s traktorem

jmenovitém zatížení a huštění. Pro každý pár pneumatik vyšly následující hodnoty:
 pneu návěsu (12–18 ZS; 3,5 kp/cm²): $c_2 = 1250$ kp/cm;
 pneu traktoru: zadní (12–36; 1,4 kp/cm²): $c_3 = 740$ kp/cm;
 přední (7,50–16; 2,5 kp/cm²): $c_4 = 500$ kp/cm.

Tuhost oje návěsu (rámu) se určila přibližným výpočtem; vyšlo $c_1 = 700$ kp/cm.

Při stanovení konstant tlumení k_1 až k_4 se vycházelo z výsledků měření s návěsem NTS-5. Z velikosti amplitud namáhání nápravy se určil poměrný útlum pneumatik $\delta = 0,05$; pro oj návěsu se brala hodnota nižší, $\delta = 0,03$. Hodnoty poměrného útlumu jsou tedy poměrně nízké, což je opět v souladu s literaturou (Wendeborn 1968). Konstanty tlumení se potom vypočetly z příslušných hmot a tuhostí podle vztahu $k = 2 \delta \sqrt{c \cdot m}$, kde hmoty byly pokládány za číselně rovné příslušným statickým reakcím. Pro základní případ dostaneme:

$$\begin{aligned} k_1 &= 168 \text{ kpsm}^{-1} & k_3 &= 562 \text{ kpsm}^{-1} \\ k_2 &= 866 \text{ kpsm}^{-1} & k_4 &= 249 \text{ kpsm}^{-1} \end{aligned}$$

K řešení se použilo paralelně spojených počítačů MEDA 40TA a MEDA 40TB; výsledky se registrovaly souřadnicovým zapisovačem BAK II. Zjišťovaly se velikosti a průběhy reakcí A , B a D při různých hodnotách parametrů uvedených v tab. I (hodnoty pro základní případ jsou orámovány silně). Průběh reakce E nebyl sledován, neboť její význam pro návěsy je malý.

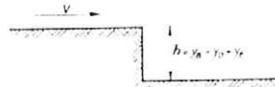
I. Velikosti a průběhy reakcí A , B a D při různých hodnotách parametrů návěsu a traktoru (hodnoty pro základní případ jsou orámovány silně)

Sledovaný vliv	Měněná veličina				
	označení	nastavené hodnoty			
Hmoty návěsu	m_n (kg)	2000	5000	7000	10000
Hmoty traktoru	m_t (kg)	2000	3000	4300	6000
Tuhosti oje návěsu	c_1 (kp/cm)	450	700	1400	—
Tuhosti pneu návěsu	c_2 (kp/cm)	400	800	1250	2000
Tuhosti zadních pneu traktoru	c_3 (kp/cm)	400	740	1200	—
Polohy těžiště návěsu	b (m)	0,117	0,41	0,645	1,17
Délky oje návěsu	l_n (m)	3,0	4,1	5,0	—
Svislé vůle závěsného oka	s (mm)	0	5	10	20
Výšky přejížděné překážky	h (cm)	5	10	15	20

Způsob řešení spočíval v tom, že oproti základnímu případu se postupně měnila vždy jen jedna veličina (nebyly uvažovány jejich kombinace). Změny momentů setrvačnosti se braly v úvahu pouze při změnách hmoty návěsu a traktoru; v ostatních případech se zanedbaly. Změny statických reakcí a konstant tlumení však byly respektovány pro všechny případy velikostí i rozložení hmot a tuhostí.

Již dříve bylo uvedeno, že ve sledovaném případě byla největší omezení dána možnostmi modelování přejížděných překážek. Překážka se realizuje pořadnicemi y_B , y_D

a y_E (obr. 2) a je ji tedy třeba namodelovat třikrát, pro každá kola zvlášť. Při jejím postupném přejíždění pak časový interval zavádění změn uvedených pořadnic odpovídá vzdálenostem mezi koly a pojezdové rychlosti. Se současným vybavením počítače bylo možné realizovat pouze skokové změny pořadnic, což odpovídá přejíždění překážky schodovitého tvaru podle obr. 5. Takto mohly být sledovány dynamické poměry pouze při jednorázovém přejetí překážky postupně všemi koly a nikoliv při výskytu celé řady terénních nerovností, přejížděných postupně a s různým fázovým posunutím koly traktoru i návěsu, což odpovídá skutečnému případu. Tyto otázky je možné řešit použitím vícestopého magnetofonu, který však zatím nebyl k dispozici.

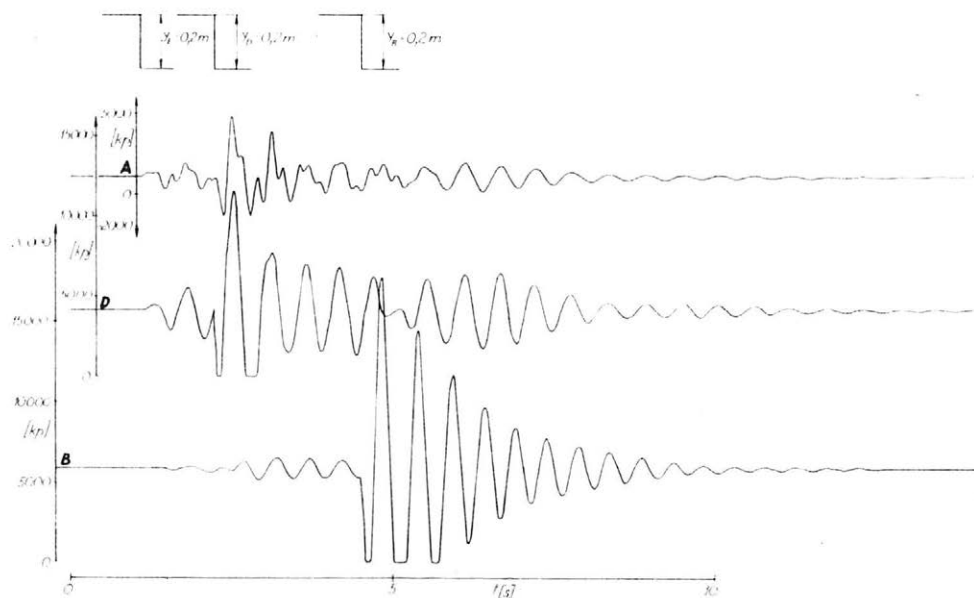


5. Tvar překážky aplikovaný při řešení

Použitý tvar překážky neumožňuje také sledovat vliv rychlosti jízdy v tom smyslu, v jakém se v praxi projevuje. Při přejíždění terénních nerovností totiž rychlost jízdy limituje čas potřebný na vychýlení kola a ovlivňuje tedy velikost svislého zrychlení, a tím i velikost dynamických sil. S velikostí tohoto zrychlení souvisí také výška případného odskoku kola od podložky, a tedy velikost rázu při dopadu. U překážky podle obr. 5 se však tyto vlivy neuplatní, takže rychlost jízdy ovlivní pouze interferenční účinky postupného přejíždění překážky jednotlivými koly. Proto se všechna řešení dělala při konstantní pojezdové rychlosti 7,5 km/h a vliv jejich změn nebyl sledován. Zjišťoval se však vliv výšky překážky, z něhož lze alespoň nepřímou usuzovat na vliv rychlosti, projevující se různou výškou odskoku kola od podložky.

2.3 VÝSLEDKY ŘEŠENÍ

Získaný průběh reakcí A , B a D pro základní případ a postupné přejíždění překážky koly traktoru i návěsu rychlostí 7,5 km/h je na obr. 6. Obdobné záznamy jsme získali i pro všechny ostatní alternativy řešení podle tab. I. Jsou vyznačeny i časové posloupnosti přejíždění překážek. K největším špičkám reakcí B a D dochází vždy při prvním dopadu



6. Průběh svislých reakcí A , B a D pro základní případ podle tab. I a postupné přejíždění vyznačené překážky koly traktoru a návěsu (7,5 km/h)

kola na dno překážky, přičemž jsou patrné i další odskoky. Reakce A nabývá nejvyšších hodnot při přejezdu překážky zadními koly traktoru, ε to většinou rovněž při prvním výkmitu (maximum je však oproti maximu reakce D fázově posunuto), výjimečně však také až při výkmitu druhém. Přejezd překážky předními koly traktoru ovlivňuje reakce A a D poměrně málo a reakci B zanedbatelným způsobem. Ve většině případů je rovněž vliv přejezdu překážky zadními koly traktoru na reakci B a naopak vliv přejezdu koly návěsu na reakce A a D poměrně malý, což souhlasí také s experimentálními výsledky zjištěnými při přejíždění jednotlivých překážek. Ze záznamů se vyhodnocovaly vždy největší dosažené hodnoty reakcí; z nich a ze statického zatížení byly pak vypočteny hodnoty dynamických součinitelů.

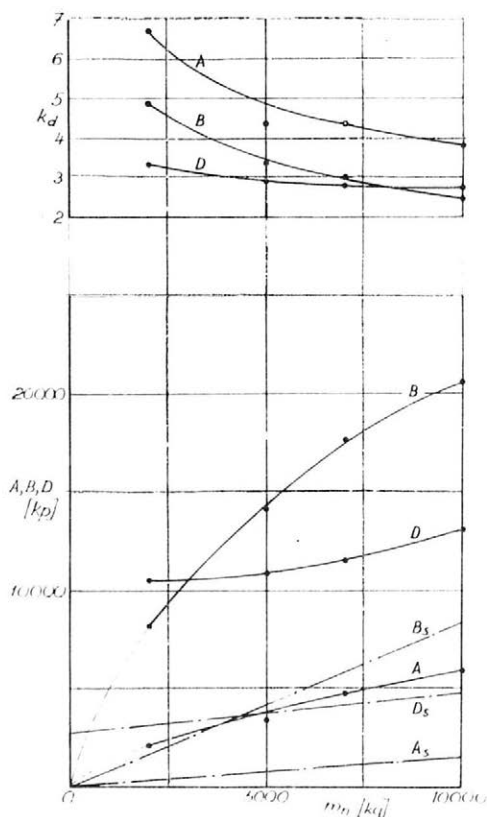
Všeobecně lze říci, že výsledky získané na modelu poměrně dobře odpovídají experimentálním výsledkům, a to jak velikostí reakcí a tedy i dynamických součinitelů, tak frekvencemi kmitání. Např. při experimentálním výzkumu návěsu NTS-5 s parametry přibližně stejnými jako u základního případu se zjistily základní frekvence kmitání reakce A 1,8 c/s, reakce B 2,2 c/s; na modelu (základní případ) pak 1,7 a 2,0 c/s. Odchyly jsou pravděpodobně způsobeny hlavně přibližným určením momentů setrvačnosti modelu. Hodnoty dynamických součinitelů jsou pak zcela reálné pro daný typ překážky a rovněž jejich relace pro jednotlivé reakce odpovídá praktickým zkušenostem; např. hodnoty pro reakci A jsou vždy vyšší než pro reakce B a D .

Výsledky jsou vyneseny na obr. 7 až 13, přičemž na obr. 7 až 10 jsou zachyceny případy, u nichž změnou parametrů docházelo také ke změnám statických reakcí, na obr. 11 až 13 pak jsou zachyceny případy s konstatním statickým zatížením (odpovídajícím základnímu případu), kdy jsou tedy uváděny pouze hodnoty dynamických součinitelů. Jednotlivé zjištěné body jsou v diagramech propojeny pravděpodobnými křivkami, které nelze chápat jako závislosti, ale spíše jako regresní křivky, naznačující charakter závislosti (skutečné závislosti by bylo třeba sestavovat bod po bodu). Přitom je třeba si rovněž uvědomit, že se jedná o zjednodušený případ, řešený pouze při jednorázovém přejetí překážek, a že při zevšeobecňování výsledků je tedy nutné zachovat značnou opatrnost. Přesto však přináší řadu cenných poznatků, které lze jen velmi obtížně získat jiným způsobem.

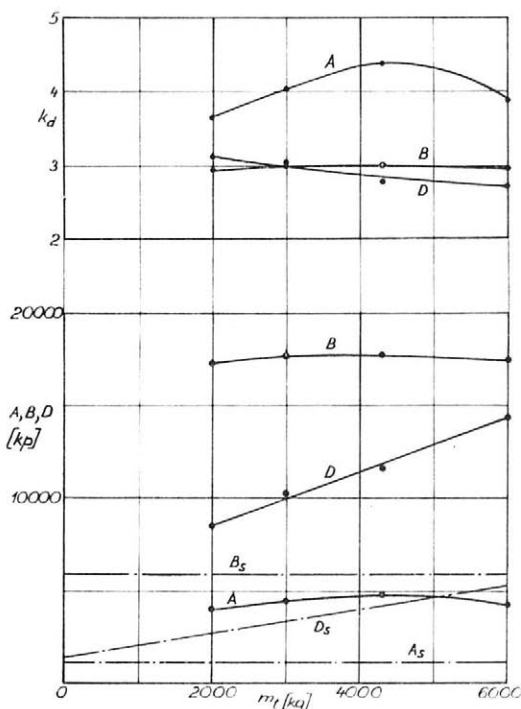
Vliv hmoty návěsu (při stálé poloze těžiště a stálé hmotě traktoru) je patrný z obr. 7, kde jsou uvedeny hodnoty reakcí i dynamických součinitelů. Obrázek ukazuje, že zatímco statické reakce se s rostoucí hmotou návěsu zvětšují lineárně, není růst dynamické složky přímkový, protože ta s rostoucím statickým zatížením relativně klesá. Tomu odpovídají i hodnoty dynamických součinitelů, jejichž pokles je největší u reakcí A a B , kde se nejvíce mění statická složka, zatímco u reakce D je poměrně malý. Poznaitek, že pro danou konstrukci dynamický součinitel s rostoucím statickým zatížením klesá, je možné pokládat za všeobecný a byl již mnohokrát potvrzen při experimentálním výzkumu nejen návěsů, ale i celé řady jiných zemědělských strojů. Z obrázku dále plyne, že hmota návěsu ovlivňuje nejvíce reakce A a B , zatímco na statickém i dynamickém zatížení zadní nápravy traktoru se projevuje v podstatně menší míře.

Vliv hmoty traktoru je zachycen na obr. 8, který rovněž potvrzuje uvedený poznaitek o vlivu statického zatížení, zejména pokud jde o reakci D . I když dynamické složky reakcí A a B nejsou oproti statickým konstantní, mění se v poměrně malém, málo významném rozmezí, přestože dynamický součinitel reakce A je vzhledem k nízké statické složce ovlivněn výrazněji. Lze tedy říci, že vliv hmoty traktoru na maxima reakcí návěsu stejně jako vliv hmoty návěsu na maximální reakce traktoru je poměrně nízký. Z rozboru získaných záznamů však také plyne, že s klesající hmotou traktoru roste dynamická složka reakcí A a D při přejezdu překážky koly návěsu, i když je vždy nižší než při přejezdu koly traktoru. To ovšem platí pouze pro svislé reakce, zatímco u vodorovných se vzájemný poměr hmot pravděpodobně projeví výrazněji.

Vliv polohy těžiště návěsu je na obr. 9. S rostoucím posuvem těžiště od nápravy dopředu b rostou statické i dynamické složky reakcí A a D , zatímco reakce B se snižuje; projevuje se tedy opět vliv statického zatížení. Rozdíl oproti dříve rozebíraným případům je však v tom, že nulové statické složce reakce A ($b = 0$) neodpovídá nulová složka dynamická, takže dynamický součinitel při nízkých hodnotách b je velmi vysoký. Není tedy stejné, jestliže nízkého statického zatížení závěsného oka se dosáhne snížením hmoty návěsu, nebo posuvem těžiště do blízkosti nápravy; druhý případ je podstatně

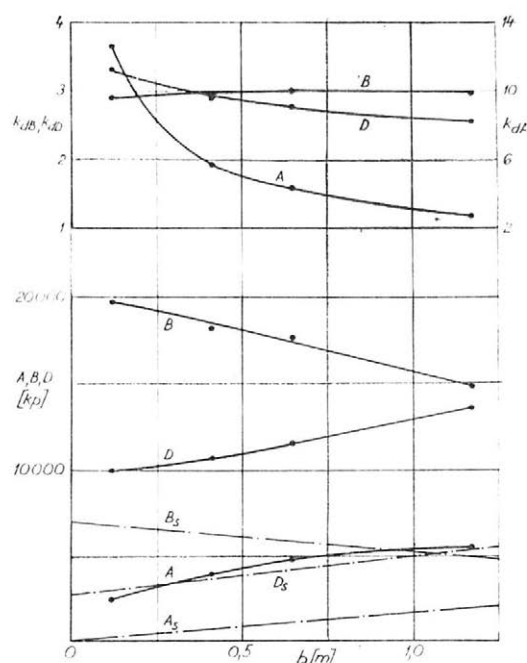


7. Vliv hmoty návěsu m_n na velikost statických reakcí A_s , B_s , D_s (čerchované), nejvyšších celkových reakcí A , B , D (plně) a hodnoty dynamických součinitelů k_d

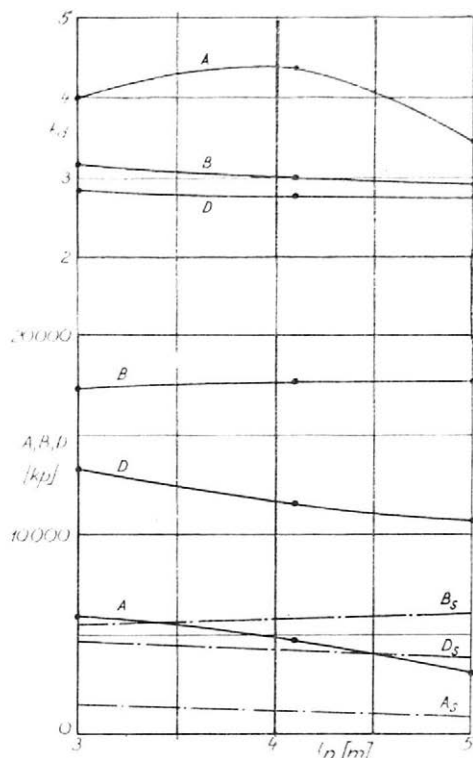


8. Vliv hmoty traktoru m_t na velikost reakcí A , B , D a dynamických součinitelů k_d (označení jako v obr. 7)

nepříznivější (výrazněji se projevuje vliv převislé části návěsu za nápravou). To potvrzují i experimentální výsledky. Získané průběhy reakcí dále ukazují, že při malé hodnotě $b = 0,117$ m dochází již k velkému vzájemnému ovlivňování traktoru s návěsem. Tak přejezd překážky koly traktoru vyvolá také vysokou dynamickou složku reakce B a přejezd koly návěsu pak velkou dynamickou složku reakcí A a D , jejichž špičky jsou přitom téměř stejné jako při přejezdu koly traktoru, přičemž dochází také k opětnému odskoku zadních kol traktoru. V menší míře se však tyto jevy objevují i při velkém $b = 1,17$ m. Vzhledem k tomu, že poloha těžiště ovlivňuje reakce B a D navzájem opačným způsobem, lze usuzovat, že nejpríznivější budou střední hodnoty $b \doteq 0,4$ až $0,8$ m, tedy poměr



9. Vliv vzdálenosti těžiště návěsu před nápravou b na velikost reakcí A, B, D a dynamických součinitelů k_d (označení jako v obr. 7)

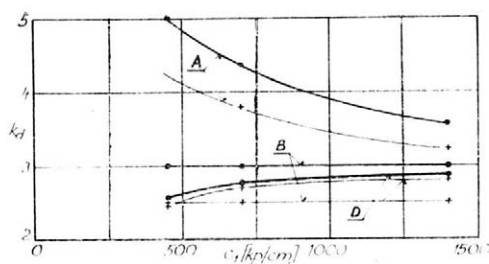


10. Vliv délky oje návěsu l_n na velikost reakcí A, B, D a dynamických součinitelů k_d (označení jako na obr. 7)

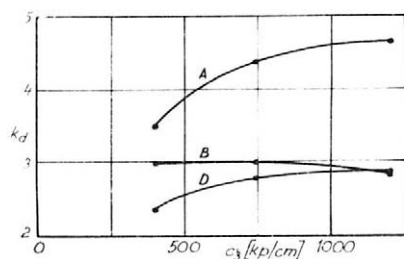
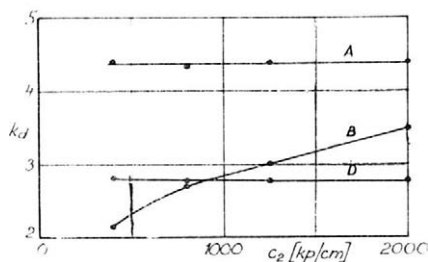
$b/l_n \approx 0,1$ až $0,2$. Je však třeba si uvědomit, že poloha těžiště závisí nejvíce na rozložení nákladu, které může být v praxi velice různé.

Vliv délky oje návěsu zachycuje obr. 10. V sledovaném rozmezí se tento vliv projevuje výrazněji jen na velikosti reakcí A a D , které s rostoucí délkou klesají, zatímco reakce B se mění jen velmi málo. Z tohoto hlediska by tedy byla výhodnější spíše větší délka; to ovšem má za následek také větší namáhání oje a rámu. Při větší délce dochází i k výraznějšímu vzájemnému ovlivňování návěsu a traktoru. Měla by zde tedy rozhodovat hlavně praktická konstrukční hlediska.

Vliv tuhostí oje návěsu a pneumatik návěsu i traktoru ukazuje obr. 11. Tuhost oje návěsu prakticky vůbec neovlivňuje reakci B ; na reakcích A a D se pak projevuje navzájem opačným způsobem, neboť s rostoucí tuhostí reakce A výrazně klesá, zatímco reakce D se zvětšuje. K ověření těchto dosti překvapivých poznatků bylo provedeno totéž řešení při větší hmotě návěsu $m_n = 10\,000$ kg, které uvedený charakter křivek potvrdilo; přitom změny dynamických součinitelů dobře odpovídají změnám zjištěným při sledování vlivu hmoty návěsu (obr. 7). Tuhost pneumatik návěsu ovlivňuje jen reakci B , která se stoupající tuhostí rychle vzrůstá; na reakcích A a D se prakticky neprojevuje. Tuhost zadních pneumatik traktoru má shodný vliv na reakce A a D , které se zvyšováním tuhosti rostou; reakci B ovlivňuje jen velmi málo a spíše opačným způsobem. Je zřejmé, že nejnižších hodnot všech reakcí, respektive jejich dynamických součinitelů, se dosáhne při nízkých tuhostech pneumatik návěsu i traktoru a vysoké tuhosti oje



11. Vliv tuhosti oje návěsu c_1 , pneumatik návěsu c_2 a zadních pneumatik traktoru c_3 na velikost dynamických součinitelů k_d reakcí A , B , D . Platí pro konstantní statické složky reakcí, odpovídající základnímu případu. Pro tuhost c_1 je slabě vyznačen také případ při hmotě návěsu 10 000 kg ($A_s = 1570$ kp, $B_s = 8430$ kp, $D_s = 4970$ kp)



II. Porovnání kombinací se základním případem

Alternativa	Tuhosti (kp/cm)			k_d		
	c_1	c_2	c_3	A	B	D
Základní	700	1250	740	4,4	3,0	2,8
Optimální	1400	400	400	3,3	2,3	2,6
Nepříznivá	700	2000	1200	4,6	3,5	2,9

návěsu. Tato i opačná (nepříznivá) kombinace byla na počítači také ověřena; jejich porovnání se základním případem plyne z tab. II.

U nepříznivé alternativy nemohla být aplikována nízká tuhost oje návěsu $c_1 = 450$ kp/cm, neboť docházelo již k zahlcení počítače vlivem vysoké hodnoty reakce A , což rovněž dokládá nepříznivý vliv nízké tuhosti c_1 . Tabulka ukazuje, že největší rozdíly jsou v dynamických součinitelích reakcí A a B , zatímco u reakce D se vlivy tuhostí c_1 a c_3 zčásti kompenzují. Velikosti k_d rovněž dobře odpovídají hodnotám, odvozeným z obr. 11 pro příslušné kombinace tuhostí.

Velmi cenný je zejména poznatek, že tuhost oje návěsu, a tedy i celého rámu před nápravou má být vůči zatížení svislými silami co největší. Není proto vhodné v tomto

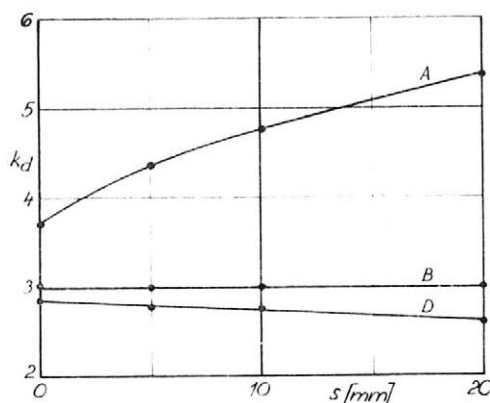
směru jakkoliv odpružovat závěsné oko, ať už na návěsu nebo na traktoru. Výsledky týkající se vlivu tuhosti pneumatik (odpružení náprav) je však třeba posuzovat daleko opatrněji, protože platí správně pouze pro jednorázový přejezd větších terénních nerovností. Při jízdě po vozovce s nepřetržitým a náhodným sledem nerovností se projeví také vliv poměru budících frekvencí k vlastním frekvencím částí návěsu a traktoru. Vlastní frekvence soustavy s jedním stupněm volnosti (např. hmoty zavěšené na pružině, kmitající jen ve svislém směru) je dána vztahem

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$$

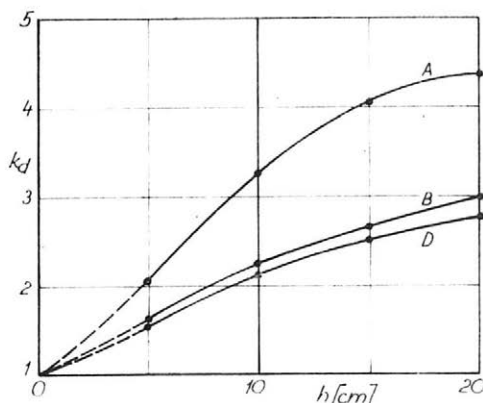
a závisí tedy jak na tuhosti pružiny, tak na velikosti hmoty. U návěsů záleží kromě toho i na rozložení hmot a na momentech setrvačnosti, přičemž většímu počtu stupňů volnosti odpovídá i příslušný počet vlastních frekvencí kmitání. Budící frekvence se pak mění podle druhu i stavu vozovky a rychlosti jízdy. Uvážíme-li, že vlastní frekvence základních částí návěsů bývají kolem 2 c/s (snížením tuhosti pneumatik dále klesají), je zřejmé, že může často docházet k velmi nepříznivým rezonančním jevům, jejichž účinky lze odstranit pouze použitím tlumičů. Poměry mohou být přitom dosti odlišné pro různé vozovky, pojezdové rychlosti a zatížení návěsů. Vliv odpružení náprav je tedy složitější, což potvrzují i experimentální výsledky.

V této souvislosti je účelné se zmínit i o vlivu tlumení. Orientačně se ověřovaly poměry při přibližně třikrát vyšších konstantách tlumení k_1 až k_4 než u základního případu. Zjistilo se, že vliv zvýšeného tlumení se při všech sledovaných změnách parametrů projevuje velmi příznivě a snižuje velikost dynamických sil i při jednorázovém přejezdu překážek.

Vliv svislé vůle závěsného oka je patrný z obr. 12. Projevuje se velmi výrazně na velikosti reakce A , v malé míře také na reakci D , zatímco reakci B téměř neovlivňuje. Zajímavé je, že na reakcích A a D se projevuje opět vzájemně opačným způsobem. Vzhledem k malým změnám reakce D je tedy účelné konstruovat závěsné zařízení traktoru pro návěsy s co nejmenší svislou vůlí, popřípadě tak, aby se tato vůle dala po zapojení návěsu odstranit.



12. Vliv svislé vůle závěsného oka s na velikost dynamických součinitelů k_d reakcí A , B , D . Platí pro konstantní statické složky reakcí, odpovídající základnímu případu



13. Vliv výšky překážky h na velikost dynamických součinitelů k_d reakcí A , B , D . Statické složky reakcí odpovídají základnímu případu

Vliv výšky překážky ukazuje obr. 13. S výškou překážky rostou i dynamické síly, ovšem ne lineárně. K prvním odskokům kol od dna překážky dochází při výšce 10 cm u návěsu, při výšce 15 cm pak již také u traktoru. Uvedené křivky jsou velmi podobné závislostem dynamických součinitelů na jezdové rychlosti, získaným při experimentálním výzkumu celé řady zemědělských strojů.

3. Z Á V Ě R

K objasnění vlivu nejdůležitějších parametrů návěsu a traktoru na maximální svislé zatížení závěsného oka i nápravy návěsu a zadní nápravy traktoru byl sestaven náhradní model rovinného kmitání této dynamické soustavy a provedeno jeho řešení na analogovém počítači. Přejížděla se překážka schodovitého tvaru postupně koly traktoru i návěsu při konstantní jezdové rychlosti 7,5 km/h; sledované parametry jsou uvedeny v tab. I. Výsledky řešení poměrně dobře odpovídají experimentálně zjištěným výsledkům jak velikostí sil a dynamických součinitelů, tak frekvencemi kmitání; platí však pouze pro jednorázový přejezd překážky uvedeného tvaru. Plynou z nich následující nejdůležitější poznatky:

a) Svislá reakce na závěsné oko návěsu nabývá nejvyšších hodnot při přejezdu překážky zadními koly traktoru; zatížení nápravy návěsu je pak největší při přejezdu překážky koly návěsu. Vzájemné ovlivňování obou reakcí je malé.

b) Pro danou konstrukci neroste dynamické zatížení úměrně zatížení statickému, ale relativně klesá, takže hodnoty dynamických součinitelů jednotlivých reakcí se s rostoucím statickým zatížením snižují. Nejvyšší je vždy dynamický součinitel reakce na závěsné oko návěsu. Rovněž s rostoucí výškou překážky nestoupá dynamické zatížení lineárně, ale v menší míře.

c) Vliv hmoty návěsu na svislé dynamické zatížení zadní nápravy traktoru, stejně jako vliv hmoty traktoru na svislé dynamické zatížení návěsu, je nízký. U vodorovných sil se však tyto vlivy mohou projevit výrazněji (nebylo sledováno).

d) Z hlediska dynamického zatížení závěsného oka návěsu není stejné, jestliže se nízkého statického zatížení oka dosáhne snížením hmoty návěsu nebo posuvem těžiště blíže k nápravě; druhý případ je podstatně nepříznivější. Nejvýhodnější poloha těžiště vychází před nápravou v rozmezí asi 10 až 20 % vzdálenosti závěsného oka od nápravy. Vliv vzdálenosti závěsného oka od nápravy není jednoznačný, takže zde budou rozhodovat hlavně praktická konstrukční hlediska.

e) Dynamické zatížení návěsu i traktoru se snižuje s klesající tuhostí pneumatik návěsu a traktoru a s rostoucí tuhostí rámu (včetně oje) návěsu. Při jednorázovém přejíždění větších terénních nerovností je tedy odpružení náprav výhodné. Při jízdě po vozovce jsou však poměry složitější a vliv odpružení náprav nelze v tomto případě ze získaných výsledků řešení na analogovém počítači posoudit. Jakékoliv odpružení závěsného oka ve svislém směru poměry naopak zhoršuje; i rám návěsu by tedy měl být co nejtužší.

f) Velikost dynamického zatížení závěsného oka návěsu nepříznivě ovlivňuje svislá vůle v závěsném zařízení traktoru. Toto zařízení by tedy mělo být konstruováno s co nejmenší vůlí, popřípadě tak, aby se dala po zapojení návěsu vymezit.

Uvedené výsledky dokazují, že řešení dynamických poměrů zemědělských strojů na analogovém počítači je možné a účelné, neboť umožňuje získat vzájemně dobře srovnatelné údaje, a to i takové, jejichž zjištění jiným způsobem by bylo velmi nákladné nebo i nemožné. Je tedy účelné dále rozšiřovat vypracovaný model rovinného kmitání hlavně zavedením podélných sil a vyřešením přejezdu řady překážek libovolného tvaru i velikosti tak, jak se vyskytují na vozovkách. Současně je třeba shromažďovat statistické podklady o charakteru polních cest i jiných vozovek.

Literatura

- COENENBERG H. H., 1961, Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern I. Landtechnische Forschung 6.
COENENBERG H. H., 1962, Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern II. Landtechnische Forschung 12.
NOVÁK J., 1968, Řešení dynamického zatížení náprav traktoru s návěsem na analogové počítači. Zpráva VÚZS.
PROCHÁZKA J., 1969, Pevnostní a silové poměry návěsů. Zpráva VÚZS.
RANEY J. P., 1961, The Dynamic Behavior of Farm Tractors. Transactions of the ASAE No 2.
WENDEBORN J. O., 1968, Ein Beitrag zur Verbesserung des Fahrkomforts auf Ackerschleppern. VDI Zeitschrift, řada 14, č. 8.

Došlo dne 8. 7. 1970

Решение динамической нагрузки полуприцепа на аналоговой вычислительной машине

Для объяснения влияния важнейших параметров полуприцепа и трактора на максимальную вертикальную нагрузку подвесной петли и оси полуприцепа, а также задней оси трактора был сконструирован макет-заменитель горизонтального вибрирования этой динамической системы и ее решение проводилось на аналоговой вычислительной машине. Препятствие ступенчатой формы постепенно преодолевалось колесами трактора и полуприцепа при постоянной поступательной скорости 7,5 км/час; изучаемые параметры приведены в таб. 1. Результаты решения довольно хорошо соответствуют экспериментально установленным результатам как величины усилий и динамических коэффициентов, так и частоты вибрирования; однако они действительны только для одноразового переезда препятствия приведенной формы. Из них вытекают следующие важные сведения:

а) Вертикальная реакция на подвесную петлю полуприцепа достигает максимальной величины при преодолении препятствия задними колесами трактора; нагрузка оси полуприцепа максимальна при преодолении препятствия колесами полуприцепа. Взаимосвязь обеих реакций мала.

б) Для данной конструкции динамическая нагрузка не возрастает пропорционально нагрузке статической, а относительно падает, так что величины динамических коэффициентов отдельных реакций с возрастающей статической нагрузкой снижаются. Наивысшим всегда является динамический коэффициент реакции на подвесную петлю полуприцепа. С увеличением высоты препятствия динамическая нагрузка также повышается не линейно, а в меньшей мере.

в) Влияние веса полуприцепа на вертикальную динамическую нагрузку задней оси трактора, так же, как и влияние веса трактора на вертикальную динамическую нагрузку полуприцепа, мало. У горизонтальных сил, однако, эти влияния могут проявиться более заметно (не исследовалось).

г) С динамической точки зрения нагрузка подвесной петли полуприцепа не одинакова, при достижении низкой статической нагрузки петли путем снижения веса полуприцепа для перенесения центра тяжести ближе к оси; второй случай значительно менее благоприятен. Самое выгодное положение центра тяжести перед осью на расстоянии примерно 10—20 % от подвесной петли до оси. Влияние расстояния от подвесной петли до оси не однозначно, так что здесь решающими будут главным образом практические конструктивные точки зрения.

д) Динамическая нагрузка полуприцепа и трактора снижается со снижением жесткости шин полуприцепа и трактора и с возрастанием жесткости рамы (включая дышло) полуприцепа. При одноразовом переезде неровностей ландшафта выгодны поддрессоренные оси. При езде по дороге, однако, отношения более сложные и о влиянии отпружинения оси в этом случае на основе результатов решения, полученных на аналоговой вычислительной машине, судить нельзя.

Однако любое отпружинение подвесной петли в вертикальном направлении положение, наоборот, ухудшает и, следовательно, рама полуприцепа должна быть как можно более жесткой.

з) Величина динамической нагрузки подвесной петли полуприцепа неблагоприятно влияет на вертикальный зазор в подвесном устройстве трактора. Это устройство должно быть сконструировано с минимальным зазором, или так, чтобы после присоединения полуприцепа его можно было точно отрегулировать.

Приведенные результаты доказывают, что решение динамических соотношений сельскохозяйственных машин на аналоговой вычислительной машине возможно и целесообразно, так как оно позволяет получить хорошо сравнимые данные, такие, определение которых другим способом было бы очень дорогостоящим и невозможным. Следовательно целесообразно расширить разработанный макет горизонтального вибрирования, главным образом, путем введения продольных усилий и решения переезда ряда препятствий любой формы и величины, таких, какие встречаются на полевых дорогах. Одновременно необходимо накапливать статические данные о характере полевых и других дорог.

Solution of the Problem of a Dynamic Load of Semi-Trailer by Means of Analog Computer

A substituting model of plane oscillation of the dynamic set was assembled for the examination of the effect of the most important parameters of semi-trailer and tractor on the maximum load of the suspension eye and semi-trailer axle and of the rear axle of tractor. The solution of the problem was obtained by means of the analog computer. A staircase-shaped obstruction was gradually crossed by the wheels of tractor and semi-trailer at a constant travelling speed of 7.5 km/h. The parameters examined are presented in Table I. The results obtained are quite in keeping with the experimentally determined results both for the power values and dynamic coefficients and for the rates of oscillation. However, these results apply only to a one-term crossing of an obstacle of the mentioned shape. The following are the most important findings derived from the solution:

a) The vertical response to the suspension eye of trailer is at its maximum value when the obstacle is crossed by the rear wheels of tractor. The load of the semi-trailer axle reaches its maximum when the obstacle is crossed by the semi-trailer wheels. The interaction of the two reactions is low.

b) For the given construction the dynamic load does not increase in proportion with the static load: it relatively decreases so that the values of the dynamic coefficients of the separate reactions are reduced with increasing static load. The highest values is always found in the dynamic coefficient of the reaction to the suspension eye of the semi-trailer. It is also with the increasing height of the obstacle that the dynamic load does not increase linearly — rising only to a smaller extent.

c) The effect of the semi-trailer mass on the vertical dynamic load of the rear axle of tractor is low, the same being true of the effect of the tractor mass on the vertical dynamic load of the semi-trailer. However, in horizontal forces these effects may appear more pronounced (unexamined).

d) From the point of view of the dynamic load of the suspension eye the situation is different, when a low static load of the eye is obtained by means of the reduction of the semi-trailer mass, from that in the case of a shifting of the gravity centre closer to the axle: the latter case is much more disadvantageous. The most suitable and advantageous position of the gravity centre is found in the range of 10 to 20 per cent of the distance of the suspension eye from the axle. The effect of the distance of the suspension eye from the axle is not so explicit: thus practical constructional criteria will be the decisive factor in this case.

e) The dynamical load both in the semi-trailer and tractor decreases with smaller toughness of the tyres of semi-trailer and tractor and with increasing toughness of the semi-trailer frame (including tow-bar). Hence the springing of axles is advantageous in one-time crossing of larger terrain obstacles. However, the situation is more complicated during driving on roads, and it cannot be evaluated on the basis of the results obtained in our case from the solution performed by the analog computer. Any springing of the suspension eye in the vertical direction has an adverse effect on the parameters: it is also the frame of semi-trailer that should be as tough as possible.

f) The value of the dynamic load of the suspension eye of semi-trailer exerts a negative effect on the vertical clearance in the suspension equipment of the tractor. Thus minimum clearance should be allowed in the design of these suspension devices (another variant may be the possibility of the adjusting of clearance after the attachment of semi-trailer).

The results indicated in this report show that the solution of the problem of the dynamic parameters of agricultural machines performed by the analog com-

puter makes it possible to obtain mutually well-comparable data, including those, the obtaining of which would otherwise be very expensive or even impossible. Thus it is considered as useful to continue developing the model of plane oscillation, particularly by the inclusion of longitudinal forces and by the solution of the problems of the crossing of a series of obstacles having any shape or size, as they occur in roads. At the same time it is necessary to collect statistical data concerning the characteristics of field tracks and other road surfaces.

Lösung der dynamischen Belastung des Einachsanhängers mittels des Analogrechners

Um den Einfluß der wichtigsten Parameter des Einachsanhängers und des Schleppers auf die maximale vertikale Belastung der Aufhängeöse und der Achse des Einachsanhängers und der Hinterachse des Schleppers zu untersuchen, wurde ein Ersatzmodell der ebenen Schwingung dieses dynamischen Systemes gebildet und die Lösung desselben auf dem Analogrechner durchgeführt. Ein Hindernis von treppenartiger Form wurde aufeinanderfolgend von den Rädern des Schleppers und des Einachsanhängers mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 7,5 km/h überfahren; die untersuchten Parameter sind in der Tabelle I angeführt. Die Ergebnisse der Lösung entsprechen verhältnismäßig gut den experimentell ermittelten Ergebnissen wie durch die Größe der Kräfte und der dynamischen Koeffizienten so auch durch die Schwingungsfrequenzen; sie gelten jedoch nur für die einmalige Überfahrt des Hindernisses von der obenangeführten Form. Aus den Ergebnissen folgen diese wichtigsten Erkenntnisse:

a) Die vertikale Reaktion auf die Aufhängeöse des Einachsanhängers erreicht die höchsten Werte bei der Überfahrt des Hindernisses durch die Hinterräder des Schleppers; die Belastung der Achse des Einachsanhängers ist am größten bei der Überfahrt des Hindernisses durch die Räder des Einachsanhängers. Die Wechselbeeinflussung der beiden Reaktionen ist gering.

b) Für die gegebene Konstruktion wächst die dynamische Belastung nicht proportionell mit der statischen Belastung, sondern sie sinkt relativ, so daß sich die Werte der dynamischen Koeffizienten einzelner Reaktionen mit der wachsenden statischen Belastung verkleinern. Am höchsten liegt jeweils der dynamische Koeffizient der Reaktion auf die Aufhängeöse des Einachsanhängers. Die dynamische Belastung steigt mit der wachsenden Höhe des Hindernisses auch nicht linear, sondern im kelinieren Maße.

c) Der Einfluß des Gewichtes des Einachsanhängers auf die vertikale dynamische Belastung der Hinterachse des Schleppers, ebenso wie der Einfluß des Gewichtes des Schleppers auf die vertikale dynamische Belastung des Einachsanhängers sind gering. Bei den horizontalen Kräften können jedoch diese Einflüsse deutlicher zum Vorschein kommen (diese Abhängigkeiten wurden nicht untersucht).

d) Vom Standpunkt der dynamischen Belastung der Aufhängeöse des Einachsanhängers ist es nicht gleichgültig, ob die niedrige statische Belastung der Aufhängeöse durch die Herabsetzung der Gewichtes der Einachsanhängers oder durch das Verschieben des Schwerpunktes näher zur Achse erreicht wird; der zweite Fall ist bedeutend ungünstiger. Die vorteilhafteste Lage der Schwerpunktes befindet sich vor der Achse in dem Bereiche von etwa 10–20 % der Entfernung der Aufhängeöse von der Achse. Der Einfluß der Entfernung der Aufhängeöse von der Achse ist nicht eindeutig, so daß hier vorwiegend praktische Rücksichte auf die Konstruktion entscheidend sein werden.

e) Die dynamische Belastung des Einachsanhängers und des Schleppers sinkt mit der abnehmenden Steifheit der Luftschienen des Einachsanhängers und des Schleppers und mit der wachsenden Steifheit des Rahmens des Einachsanhängers (einschließlich der Deichsel). Bei dem einmaligen Überfahren der größeren Terrainunebenheiten ist dementsprechend die Abfederung der Achsen vorteilhaft. Bei der Fahrt auf dem Straßenkörper sind die Verhältnisse jedoch mehr kompliziert und der Einfluß der Federung der Achsen kann in diesem Falle auf Grund der Berechnungen auf dem Analogrechner nicht beurteilt werden. Jegliche Abfederung der Aufhängeöse in der vertikalen Richtung verschlechtert im Gegenteil die Verhältnisse; auch der Rahmen des Einachsanhängers sollte deswegen womöglich steif ausgelegt werden.

f) Die Größe der dynamischen Belastung der Aufhängeöse des Einachsanhängers beeinflusst ungünstig die vertikalen Spiele in der Aufhängeeinrichtung des Schleppers. Diese Einrichtung sollte deswegen mit dem kleinsten möglichen Spiel ausgelegt werden, bzw. derartig, daß das Spiel nach der Aufhängung des Einachsers begrenzt werden könne.

Die angeführten Ergebnisse beweisen, daß die Lösung der dynamischen Verhältnisse der Landmaschinen auf dem Analogrechner möglich und zweckmäßig ist, weil dieselbe ermöglicht, untereinander gut vergleichbare Angaben zu gewinnen, und zwar auch solche, deren Feststellung auf andere Arten sehr kostspielig oder gar unmöglich wäre. Es ist deshalb zweckmäßig, weiter das ausgearbeitete Modell der ebenen Schwingung zu vertiefen, vor allem durch die Einführung der Längskräfte und durch die Lösung der Überfahrt mehrerer Hindernisse von beliebiger Form und Größe so, wie dieselben auf den Straßen vorkommen. Gleichzeitig ist es notwendig, statistische Unterlagen über den Charakter der Wirtschaftwege und anderer Kommunikationen zu sammeln.

Adresa autorů:

Ing. Josef Procházka, ing. Josef Novák, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

631.356.2.06 631.374 629.114.4

Ú V O D

Řešení široké problematiky pěstování cukrovky se zaměřuje, i přes klesající počet pracovníků v zemědělství, na udržení osevních ploch a další snížení pracnosti při pěstování a sklizni. Rozhodující roli přitom hraje technika se zvýšenými výkonnostními parametry.

Z tohoto hlediska dosáhly uspokojivých výsledků zvláště sklizňové stroje — šestiřádkové ořezavače a vyoravače — vyvinuté ve VÚ zem. strojů ve spolupráci VÚ zem. techniky a výrobního podniku Agrostroj Jičín. V roce 1969 skončily jejich ověřovací zkoušky, které prokázaly jejich přednosti, ale současně odhalily požadavky na jejich efektivní využívání. Nasazení těchto sklizečů neznamena totiž jenom vlastní sklizeň, nýbrž komplex sklizně a následné dopravy včetně vyložení na první skládce.

Tato práce je příspěvkem k řešení dopravy navazující na nové a perspektivní šestiřádkové sklízecí soupravy cukrovky.

LINKA PRO ODVOZ CHRÁSTU

VŠEOBECNĚ

Samochodné šestiřádkové ořezavače typu 6-OCS zajišťují první fázi sklizně cukrovky — ořezávání. Optimální podmínky pro jejich nasazení vytváří organizace práce „proudovou sklizní“ (vyoravač sleduje ořezavač), neboť tak dochází k menšímu poškozování ořezaných bulv od dopravních prostředků. Touto metodou byly organizovány téměř v celém rozsahu i ověřovací zkoušky ořezavačů na farmě Výčapy státního statku Čáslav, JZD Běchary a JZD Slatiny. Kromě JZD Slatiny byla vykládací místa pro chrást založena na okrajích pole; to snižovalo požadavky na odvozní prostředky, kterými byly standardní přívěsy dodávané do čs. zemědělství, vybavené svépomocně vyráběnými nástavky bočnic.

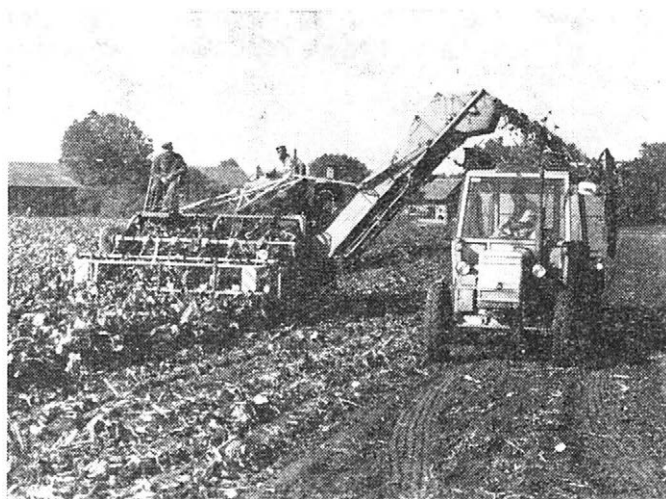
Negativním jevem však je výkonnostní nesoulad mezi šestiřádkovým ořezavačem a vyoravačem; výkonnost ořezavače je zhruba o 25–30 % nižší. To způsobuje jisté potíže právě při organizaci „proudové sklizně“. Dopravní prostředky, odvážející chrást, se tedy pohybují v porostu seříznutých bulv. Proto je nutné požadovat, aby rozchody kol dopravních prostředků byly v souladu s roztečí řádků.

Podle našeho názoru však tento požadavek, aby vozidla mohla jezdit mezi seříznutými bulvami, situaci uspokojivě neřeší. I tak totiž dochází k vyvracení bulv, a tím ke ztrátám na hmotě, jak bylo pozorováno při jiné příležitosti při jízdě traktorem Z-3011 s přívěsem

typu T 3,5 S. Řidič nestačí totiž bezpečně vést traktor v přímém směru v meziřádku při současném sledování nakládky, zvláště má-li přívěs nástavky a traktor nízkou kabinu, jak je tomu u typu Z-3011.

NAKLÁDKA OŘEZÁVACEM

Průměrná výkonnost ořezavače 6-OCS se v sezóně 1969 pohybovala v celkovém čase (T_{08}) v rozmezí 0,6 až 0,8 ha h^{-1} . Z hlediska manipulace s chrástem považujeme ořezavač za nakladač s plynulou nakládkou do vedle jedoucího dopravního prostředku (obr. 1). Pro dimenzi navazující dopravní linky jsou rozhodující časy nakládky, které byly stanoveny na základě časových snímků práce ořezavače chrástu 6-OCS.



1. Samochodný ořezavač 6-OCS

Pracovní proces ořezávání chrástu můžeme interpretovat pojmy teorie hromadné obsluhy jako proces obsluhy, ve kterém zdrojem požadavků na obsluhu je nepřetržitá nakládka chrástu; uzlem obsluhy je skupina dopravních prostředků zajišťujících odvoz, přičemž jednotlivé dopravní prostředky nazýváme kanály obsluhy. Rozhodujícím strojem této pracovní linky je ořezavač, a proto požadujeme, aby nedošlo k jeho prostoji pro nedostatek dopravních prostředků (požadavek nulové fronty). Znamená to, že vyžadujeme, aby jeden dopravní prostředek byl neustále pod vynášecím dopravníkem ořezavače. Časový interval mezi koncem naplnění jednoho a naplněním následujícího dopravního prostředku nazýváme dobou obsluhy $-x_j-$.

Počet stejných intervalů nazýváme četností $-f_j-$. Spojením četností v jednotlivých intervalech vznikne graf četnosti dob obsluhy.

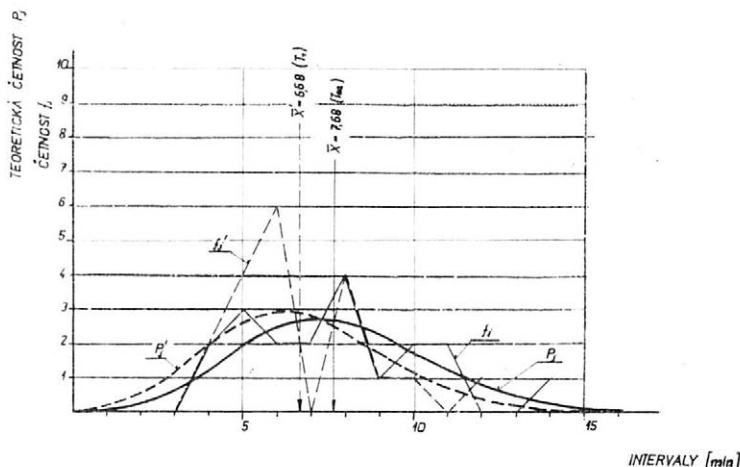
Podle Janko (1958) lze vypočítat i teoretickou četnost podle vztahu:

$$P_j = n f_j \cdot p_j \quad (-) \quad (1)$$

Spojením bodů teoretické četnosti v jednotlivých intervalech vznikne graf průběhu teoretických četností. Příslušné tabulkové hodnoty pravděpodobnosti uvádí Janko (1958). Z hodnot dob obsluhy se statistickým zpracováním vypočte výběrový průměr ($\bar{x}$), tj. hodnota průměrné velikosti doby obsluhy. Průměrný počet provedených obsluh (naložených vozidel) za jednotku času nazýváme intenzitou obsluhy (μ).

2. Četnost dob nkládky přívěsů 5 Mp sklizečem 6-OCS (Běchary 30. IX. 69)

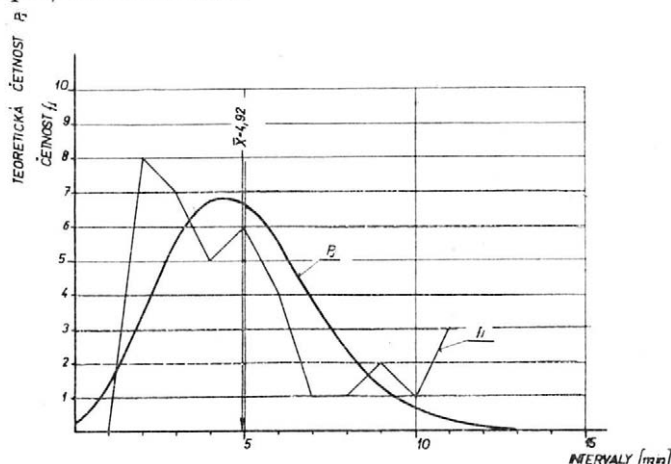
Poznámka: průměrný náklad 2,7 t; $\mu' = 9 \text{ obs h}^{-1}$ (T_1); $\mu = 7,81 \text{ obs h}^{-1}$ (T_{02}); pro $\bar{x}' = 6,68 \text{ min}$ $P_j = 15,2 \%$ (T_1); pro $\bar{x} = 7,68 \text{ min}$ $P_j = 14,2 \%$ (T_{02})



Obr. 2 uvádí příklad četností dob nkládky sklizečem 6-OCS. V tomto případě je chrást dopravovaný přívěsy o užitečném zatížení 5 Mp se svépomocně upravenými nástavky bočnic. Z hodnoty doby nkládky ($x = 6$ až 8 min) v čase operativním (T_{02}) vyplývá intenzita obsluhy $\mu = 7,5$ až 10 obs h^{-1} .

VYKLÁDKA CHRÁSTU

Vykládku chrástu jsme sledovali na povrchových krechtech na okraji pole. Značný pohyb dopravních prostředků vyžadoval dobrou organizaci práce a souhru mezi přijíždějícími traktory s přívěsy a řidičem vozidla pro přípřež (obvykle to byl pásový traktor nebo cisternový vůz Praga V3S). Tato přípřež byla nezbytná, protože se stoupající výškou krechtu se rapidně zhoršovala průjezdnost traktorů.



3. Četnost dob celkového zdržení při vykládce chrástu na povrchovém krechtu (Běchary 30. IX. 69)

Poznámka: průměrný náklad 2,7 t; $\mu = 12,2 \text{ obs h}^{-1}$; pro $\bar{x} = 4,92 \text{ min}$ $P_j = 17,6 \%$

Používané vozy pro odvoz chrástu, tj. sklápěcí přívěsy a přívěsy s podlahovým dopravníkem s vykládáním dozadu, měly svépomocně vyráběné nástavky z prken nebo drátěného pletiva v trubkovém rámu. Přednost vozů s posuvným dnem — rozvrstvování na místě skládky — nemohla být využita, protože vozy nebyly schopny samostatně popojíždět. Rovněž jejich vykládací čas je z titulu principu vykládky delší oproti sklápěcím vozům o 60 až 70 %.

Statistické zpracování intervalů dob zdržení vozidel při vykládce chrástu je znázor-

něno na obr. 3. Graf ukazuje, že největší počet vozidel se zdržel na místě vykládky dvě minuty. Pro potřeby propočtů je vhodný výběrový průměr z těchto časů vykládky, který činí $x = 4,92$ min. Jemu odpovídá i intenzita obsluhy $\mu = 12,2$ obs h⁻¹.

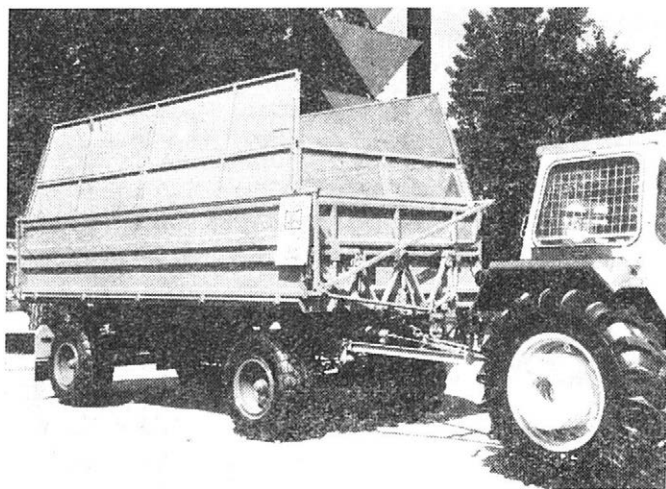
VYHODNOCENÍ

Při ověřovacím provozu šestiřádkových samohodných ořezavačů se prokázaly některé nedostatky dosavadních typů dopravních prostředků pro odvoz chrástu. Je to především jejich malý objem, který si vynucuje častou výměnu vozidel u sklizeče; to je spojeno s jeho zastavením a vyššími nároky na počet vozidel.

Ne vždy jsou na požadované technické úrovni svépomocně vyráběné nástavky; zvláště nevhodné je pletivo s velkými oky; dochází ke ztrátám na hmotě v důsledku průletu částic, které mají značnou rychlost, udělenou jim rotorem řezačky na konci vynášecího dopravníku. Ovládání bočnic a nástavků je tradiční a ve většině případů vyžaduje přítomnost řidiče traktoru, což rovněž vykládku zdržuje. Méně vhodné z hlediska rychlosti vykládky jsou vozy s vyhrnováním dozadu.

Z perspektivního hlediska lze požadavky na dopravní prostředky pro odvoz chrástu specifikovat takto:

- Je nutné zvýšit ložný objem asi na 25 m³ při řešení nástavby s automatickým ovládáním bočnic na podvozku přívěsu, resp. návěsu, popřípadě i nákladního automobilu. Vše má být řešeno jako továrnou vyráběné příslušenství dodávaných vozidel.
- Je nutné uzpůsobit vozy pro nakládku z levé strany tak, aby vyhovovaly pod vynášecí dopravník sklizeče, který doporučujeme přemístit na pravou stranu z důvodů použitelnosti i nákladních automobilů pro odvoz (automobily mají řízení vlevo). Příkladem takového typu vozidla může být přívěs HW 80 z NDR s objemem 24 m³ (viz obr. 4).



4. Přívěs HW 80 s nástavbou na objemové hmoty (objem 24 m³ — NDR)

Z organizačního hlediska se požaduje krátká dojezdová vzdálenost (maximálně 3 km), také z důvodu přijatelného počtu dopravních prostředků, které může v období sklizně při zabezpečení všech ostatních prací zemědělský závod pro tuto operaci uvolnit. Tento požadavek je zdůrazněn výkonností šestiřádkových seřezavačů.

VŠEOBECNĚ

Druhou fází sklizně cukrovky — vyorávání — zajišťuje v našem případě šestiřádkový vyoravač v provedení samohodném (6-VCS) nebo taženém (6-VCZ). Nasazení těchto sklizečů vyžaduje řadu organizačních opatření; je možné jen na velkých pozemcích (plošně i co do délky jízdy), dobře agrotechnicky připravených. Zejména jde o zajištění dostatečného počtu vhodných dopravních prostředků a o zabezpečení jejich okamžitého odbavení v místě vykládky.

Při ověřovacích zkouškách v roce 1969 (na farmě Výčapy, JZD Běchary a JZD Slatiny) jsme sledovali otázku dopravy bulev při použití dopravních prostředků, které jsou v zemědělství v současné době k dispozici. Jednalo se o traktorové přívěsy o užitečném zatížení 5 Mp, které byly pro tento účel vybaveny jednoduchými nástavky bočnic s horním závěsem.

V JZD Běchary odváželo bulvy kromě traktorů i jedno vozidlo Praga S5T; jeden den jsme zorganizovali ověření vhodnosti nasazení těžkotonážního vozidla T-138 S3. I tyto oba automobily měly nástavky pro zvětšení ložného objemu korby.

Situování uvedených zemědělských závodů umožňovalo ověřit odvoz přímo do cukrovaru (JZD Běchary, farma Výčapy) při dopravní vzdálenosti 4 a 6 km a na dislokovanou skládku (JZD Slatiny) při dopravní vzdálenosti 1 až 3 km.

NAKLÁDKA VYORAVAČEM

Stejně jako ořezavač chrástu chápeme vyoravač jako nakladač s plynulou nakládkou do vedle jedoucího dopravního prostředku. Pro informaci uvádíme výkonnost vyoravače cukrovky, která se pohybovala v celkovém čase T_{02} průměrně v rozmezí 0,8 až 1,2 ha h^{-1} pro oba typy strojů (6-VCS; 6-VCZ).

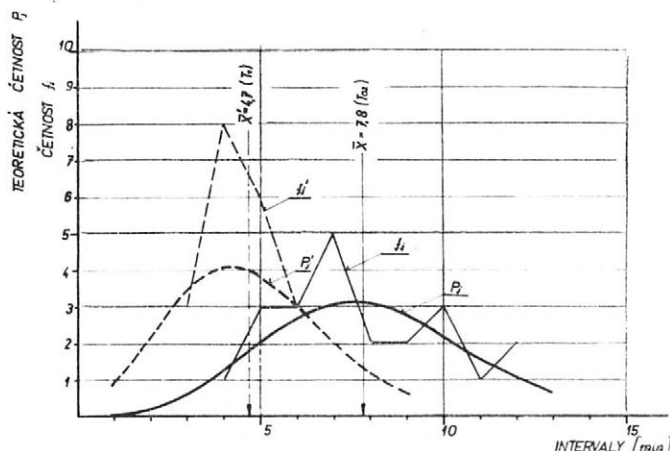
Pro sklizeň bulev platí vztah:

$$W_{sk} \leq W_d \leq W_p \quad (2)$$

Jednotlivé výkonnosti musí být v relaci a výkonnost navazujícího procesu musí být větší nebo se rovnat výkonnosti předešlého procesu, aby nedocházelo k prostojům z titulu nedostatku dopravních prostředků, eventuálně nedostatečné příjmové kapacity v místě příjmu bulev.

5. Četnost dob nakládky přívěsů 5 Mp sklizečem 6-VCZ (Slatiny 8. X. 69)
Poznámka: průměrný náklad 6,3 t; výkonnost v čase $T_1 = 80,5 \text{ t h}^{-1}$ a v čase $T_{02} = 48,5 \text{ t h}^{-1}$; $\mu' = 12,8 \text{ obs h}^{-1} (T_1)$; $\mu = 7,8 \text{ obs h}^{-1} (T_{02})$; pro $\bar{x}' = 4,7 \text{ min } P_j = 18,6 \% (T_1)$; pro $\bar{x} = 7,8 \text{ min } P_j = 14,1 \% (T_{02})$

----- doba nakládky včetně pracovních otáček
----- doba nakládky bez pracovních otáček



Pro potřeby výpočtu počtu dopravních prostředků nás zajímá čas nakládky v operativním čase T_{02} a v hlavním čase T_1 . Na základě časového snímku je sestaven graf četností v jednotlivých intervalech (obr. 5). Pro sestavení tohoto grafu platí stejné podklady, jako pro obr. 2. Obdobně jako v kapitole „Nakládka ořezávačem“ lze ze zjištěných hodnot vypočítat i teoretickou četnost. Vyhodnocením lze získat výběrové průměry pro oba časy (T_1 ; T_{02}).

Vzhledem ke krátkosti pozemku je zřetelný rozdíl mezi výběrovými průměry doby nakládky včetně pracovních otáček (T_{02}) a bez pracovních otáček (T_1). Rozdíl činí asi 40 % doby nakládky včetně pracovních otáček.

Vlastní čas nakládky v čase T_{02} se pohybuje u ověřovaných dopravních prostředků v rozmezí 6,8 až 10,1 min; tomu odpovídá intenzita obsluhy $\mu = 6 - 9$ obs h^{-1} .

Srovnání několika vyhodnocených měření uvádí tabulka I.

Na základě uvedených hodnot vychází dimenze dopravní linky pro odvoz bulev na vzdálenost 2 až 3 km v počtu 4 až 6 traktorových souprav s přívěsy o užitečném zatížení 5 Mp.

I. Četnost dob nakládky přívěsů 5 Mp šestiřádkovým vyoravačem

Místo (—)	Datum (—)	Sklizeč (—)	Počet měření m_f (—)	Průměrná hmotnost nákladu N (t)	Výběrový průměr v čase		Intenzita obsluhy v čase	
					T_1 $\bar{x}$ (min)	T_{02} $\bar{x}$ (min)	T_1 μ' (obs · h ⁻¹)	T_{02} μ (obs · h ⁻¹)
Výčapy	24. IX. 69	6-VCS	25	4,51	7,20	8,15	8,34	7,36
Výčapy	25. IX. 69	6-VCS	9	4,41	5,35	7,55	11,20	7,94
Výčapy	25. IX. 69	6-VCZ	15	4,70	6,10	6,80	9,84	8,82
Běchary	1. X. 69	6-VCS	10	5,68	7,30	10,10	8,22	5,45
Slatiny	8. X. 69	6-VCZ	22	6,30	4,70	7,80	12,80	7,80
Běchary	9. X. 69	6-VCS	6	nezjištěno	10,00	15,50	6,00	3,88



6. Nakládka vozidla T-138 S3 sklizečem 6-VCS

Pro bezpečný příjem bulev od sklizečů se osvědčilo zvýšení levého nástavku přívěsu dalším prvkem, které zabraňovalo skulení bulev s vrcholu nákladu na zem.

Při praktickém nasazení přívěsů o užitečném zatížení 5 Mp se zjišťoval i součinitel využití nosnosti β daných dopravních prostředků. Řidiči traktorů se snažili naložit na přívěs maximální náklad, a tak docházelo k překládání přívěsů. V průměru se koeficient využití nosnosti β pohyboval v rozmezí 0,9 až 1,2. Vyskytly se ovšem i případy, kdy $\beta = 1,39$; to znamená, že na přívěsu o užitečném zatížení 5 Mp bylo naloženo téměř 7 t nákladu.

Tímto nadměrným zatěžováním dopravních prostředků dochází k většímu opotřebení přívěsů a zvětšuje se nebezpečí poruch.

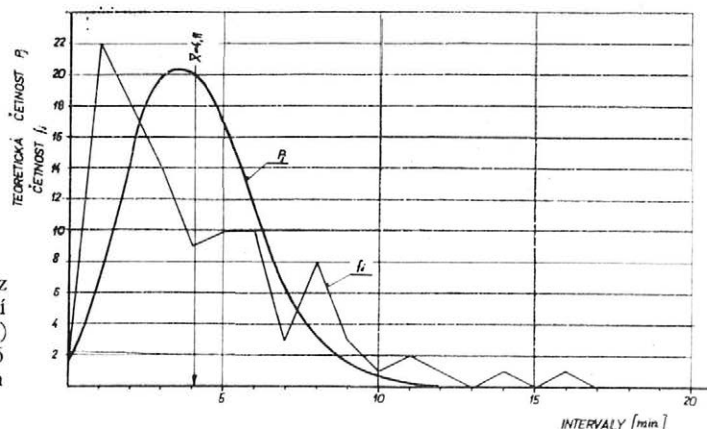
Šestiřádkové sklizeče cukrovky vytvářejí podmínky pro nasazení automobilních dopravních prostředků. Mimo vozidlo P-S5T jsme ověřovali automobil T-138 S3 při nakládce sklizečem 6-VCS (viz obr. 6). Koeficient využití nosnosti se u automobilu P-S5T pohyboval v rozmezí 1,0 až 1,19. U automobilu T-138 S3 byl průměrný koeficient využití nosnosti $\beta = 0,87$. Nakládka automobilu T-138 S3 neprobíhala podle původního záměru. Celková výška vozidla s nástavky byla 3 m. Současné uspořádání prototypu vyoravače bulev 6-VCS má vynášecí dopravník na levé straně, který je schopen nakládat dopravní prostředek o celkové výšce 2,6 m.

Abychom mohli ověřit naložení automobilu T-138 S3, musel sklizeč 6-VCS nakládat s přizvednutým vynášecím dopravníkem. Přizvednutí vynášecího dopravníku mělo negativní vliv na posunutí vrcholu hromady mimo střed vozidla směrem k jeho pravé straně.

Situování vynášecího dopravníku na levou stranu sklizeče se negativně projevilo v nedostačující kontrole plnění řidičem automobilu. Ten měl k dispozici pouze zpětné zrcátko, které tuto bezpečnou kontrolu nezaručovalo. Pro jistotu pomáhal řidiči závozník ukazováním z plošiny sklizeče.

Rychlost vykládky hraje jednu z rozhodujících rolí v dopravním zajištění práce sklizečů, zvláště šestiřádkových. Dalším důležitým faktorem ovlivňujícím počet dopravních prostředků je dopravní vzdálenost, která by měla být v přijatelných mezích (2 až 3 km).

Konkrétní představu o pohybu, resp. příjezdu vozidel k vykládání na skládce dává obr. 7 z pracoviště Nemyčeves. Graf představuje dislokovanou skládku v plném tempu sklizně, v jejímž obvodu pracují dva šestiřádkové sklizeče a dva sklizeče 2-VCZ, které



7. Četnost intervalů mezi příjezdy vozidel k vykládání (Nemyčeves — 8. X. 69)
Poznámka: $\lambda = 14,6$ obs h^{-1} ; pro $\bar{x} = 4,11$ min $P_i = 20,9\%$

připravují souvratě a hony pro výkonné šestiřádkové soupravy. Graf je sestaven asi pro 100 zjišťovaných případů, přičemž 22 % z počtu vozidel přijelo v intervalu 1 až 2 min. Statistickým vyhodnocením byl vypočten výběrový průměr $\bar{x} = 4,1$ min, což znamená, že každé 4 minuty přijede k vykládce dopravní prostředek.

Při zjišťování intervalů mezi příjezdy nás zajímá čas příjezdu a odjezdu dopravního prostředku. Počet příjezdů (dopravních prostředků = požadavek na obsluhu) za jednotku času na skládce (uzel obsluhy) nazýváme intenzitou vstupu do uzlu obsluhy λ . Hodnotě výběrového průměru odpovídá intenzita vstupu do uzlu obsluhy $\lambda = 14,6$ obs h^{-1} .

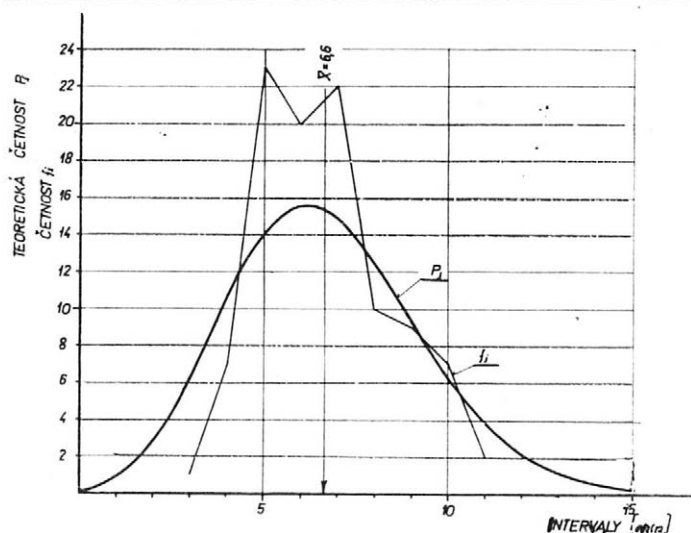
Odbavení tohoto množství vozidel bez zdržení je možné buď výkonným zařízením (se stejnou intenzitou obsluhy), nebo větším počtem odbavovacích zařízení o nižší výkonnosti. Pro dimenzi příjmové linky musí být dodržen vztah (2) výkonnostního souladu prvků linky pro odvoz bulv. Druhé eventualitě vykládky odpovídal použitý systém vykládky na zem s následným vršením nakladačem HON-050 (resp. HON-051).

Srovnání s ostatními pracovišti uvádí tabulka II.

Dobu odbavení dopravních prostředků na skládce (jinak též dobu obsluhy) ukazuje obr. 8, který je sestaven pro stejné podmínky jako obr. 5. Výběrový průměr doby celkového zdržení $\bar{x} = 6,6$ min je velmi příznivý; tato situace nastala díky nezávislosti dopravních prostředků na vršicím zařízení a díky možnosti vykládat několik dopravních pro-

II. Četnost intervalů mezi příjezdy dopravních prostředků k vykládání

Místo (—)	Datum (—)	Sklizeč (—)	Počet měření n_f (—)	Výběrový průměr $\bar{x}$ (min)	Intenzita vstupu λ (obs h^{-1})
Vrdy	25. IX. 69	6-VCS 6-VCZ	39	6,20	9,70
Kopidlno	1. X. 69	6-VCS 6-VCZ	50	7,76	7,74
Nemyčeves	8. X. 69	6-VCZ Herriau 2-VCZ (2×)	105	4,11	14,60



8. Četnost dob celkového zdržení při vykládce na skládce (Nemyčeves 8. X. 69)

Poznámka: průměrný náklad 6,05 t; $\mu = 9,01$ obs h^{-1} , pro $\bar{x} = 6,6$ min $P_f = 14,85$ %

středků současně (tzn. na několika kanálech obsluhy). Není proto v rozporu hodnota intenzity vstupu do uzlu obsluhy $\lambda = 14,6 \text{ obs h}^{-1}$ s intenzitou obsluhy jednoho kanálu $\mu = 9,01 \text{ obs h}^{-1}$. Vzniklý rozdíl pak zpracovávají ostatní vykládací místa (kanály obsluhy). Tomu dobře odpovídají skutečně naměřené hodnoty četností času celkového zdržení, které zahrnují úzký rozsah intervalů (minimálně 3 min, maximálně 11 min). Pro srovnání jsou v tabulce III uvedeny další hodnoty získané z vyhodnocených měření.

III. Četnost dob celkového zdržení dopravních prostředků při vykládce

Místo (—)	Datum (—)	Počet měření n_f (—)	Průměrná hmotnost nákladu N (t)	Koeficient využití nosnosti β (—)	Výběrový průměr $\bar{x}$ (min)	Intenzita obsluhy μ (obs $\cdot$ h^{-1})
1	2	3	4	5	6	7
Vrdy ¹⁾	25. IX. 69	45	4,90	0,98	10,35	5,80
Kopidlno ¹⁾	1. X. 69	51	5,45	1,08	9,52	6,30
Nemyčeves	8. X. 69	101	6,05	1,21	6,66	9,01

¹⁾ Cukrovary Vrdy a Kopidlno byly v době zkoušek na začátku kampaně; v plné kampani se i přes použití více vykládacích míst předpokládá prodloužení doby celkového zdržení dopravního prostředku

Za zmínku stojí skutečnost, že se v příjmových místech vytvářejí během dne příjmové špičky. Tyto špičky připadají zhruba na dobu mezi 10.30 až 11.30 hodinou, kolem 14.00 hodiny a mezi 17.00 až 18.00 hodinou. V těchto dobách se příjezd dopravních prostředků zvýší natolik, že vzniká reálné nebezpečí velkých prostojů. Pro dimenzování příjmových zařízení je třeba z této nerovnoměrnosti vycházet i v budoucnu, zejména se zřetelem na širší nasazení šestiřádkových sklizečů.

VYHODNOCENÍ

Efektivní nasazení šestiřádkových vyoravačů vyžaduje nasazovat je ve vhodných podmínkách, tj. na velkých pozemcích o délce řádku asi 500 m, na pozemcích předem rozparcelovaných, se sklizenými souvratěmi a plochami s nepříznivým tvarem, resp. s krátkými pracovními jízdami. Takto připravené pozemky umožňují i plynulý pohyb dopravních prostředků.

Dosavadní dopravní prostředky, převážně traktory s přívěsy, nesplňují požadavky kladené uváděnými výkonnými sklizeči. Nevýhodou je zvláště jejich malá nosnost, která se odráží v nárocích na vyšší počty těchto vozidel pro odvoz. Při vykládce rovněž postrádáme samočinné otevírání bočnic takové konstrukce, které by mimo jiné zabezpečilo i sesyp nákladu dále od kol a které by pochopitelně nevyžadovalo vystoupení řidiče z kabiny. V některých případech je na závalu i nízká rychlost traktorové soupravy.

Většinu těchto nedostatků lze řešit širším používáním nákladních automobilů, ovšem o vyšším užitečném zatížení než dosud — 8 t a více. Pro zabezpečení nakládky těchto vozidel s ohledem na stále se zvyšující podíl jejich zastoupení v dalších letech je však nutná úprava dosavadních typů šestiřádkových vyoravačů, a to především:

- situovat nakládací dopravník na pravou stranu tak, aby řidič mohl přímo kontrolovat nakládání vozidla;

— zabezpečit nakládání vozidel o celkové výšce 3 m s takovým vrstvením nákladu, které by zabezpečilo jeho rovnoměrné rozložení v korbě a přijatelný součinitel využití nosnosti (tj. blízký 1,0).

Udržení počtu dopravních prostředků v přijatelných počtech (tj. 2 až 4) vyžaduje dopravovat bulvy na krátkou vzdálenost (2 až 3 km) k vykládání. Zabezpečení rychlé vykládky je však nedílnou součástí problematiky dopravního zajištění práce těchto sklizečů.

Přeprava cukrovky z dislokovanych skládek je zcela záležitostí těžkotonážních automobilových souprav (Strouhal, Bartolomějev, Košek 1967).

Doprava bulv přímo od sklizeče na větší vzdálenost (nad 6 km) vyžaduje výhradní použití nákladních automobilů (bez přívěsů), ale s vyšší tonáží (asi 10 t a více).

Ovšem i v tomto případě je třeba zajistit požadavek rychlého odbavení na místě vykládání. To předpokládá např. v cukrovarech a na velkoskládkách prověřit výkonnost příjmového zařízení tak, aby byla v souladu s okamžitou výkonností všech vozidel k tomu skladu se sjíždějících, resp. v souladu s okamžitou výkonností všech sklizečů v okruhu tohoto skladu pracujících.

VLIV TONÁŽE, DOPRAVNÍ VZDÁLENOSTI A RYCHLOSTI ODBAVENÍ NA SKLÁDCE NA POČTY DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ

VÝPOČET POČTU DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ

Jak je uvedeno v předcházejících kapitolách, jsou šestiřádkové sklizeče náročné na počty dopravních prostředků, zajišťujících jejich obsluhu.

Počet dopravních prostředků pro odvoz lze vypočítat podle vztahu:

$$n_p = \frac{W_{sk}(t_n + \frac{2L}{V_p} + t_s + t_z)}{K_p \cdot \beta} \quad (3)$$

Z tohoto vztahu je patrné, že počet dopravních prostředků je přímo úměrný výkonnosti sklizeče a odpovídá době nakládky, přepravní vzdálenosti, rychlosti přepravy, době vykládky a zdržení v místě vykládky. Nepřímo úměrný je tonáží používaných dopravních prostředků.

Pro orientační výpočet několika hodnot se přidržíme praktických podmínek nasazení dopravních prostředků. Výpočet je proveden na základě hodnot uvedených v tab. IV.

IV. Hodnoty použité pro výpočet

Dopravní prostředek (—)	Přepravní vzdálenost L (km)	Výkonnost sklizeče W_{sk} (t · h ⁻¹)	Rychlost přepravy v_p (km · h ⁻¹)	Čas vykládky t_s (min)	Koeficient využití nosnosti (β)	Ztrátový čas t_z (min)
Traktorové soupravy	2; 10	40	15	7; 30	1	0
Nákladní auta	2; 10	40	32	7; 30	1	0

V. Počet traktorových přívěsů v závislosti na tonáži, dopravní vzdálenosti a době vykládky

Nosnost K_p (t)	Čas nakládání t_n (min)	Vzdálenost přepravy L (km)	Čas vykládání t_s (min)	Počet	
				výpočet n_p (—)	zaokrouhleno n_p (—)
1	2	3	4	5	6
5	7,5	2	7	3,71	4
			30	6,77	7
			7	10,32	11
		10	30	13,89	14
8	12,0	2	7	2,69	3
			30	4,62	5
			7	7,13	8
		10	30	9,05	10
10	15,0	2	7	2,33	3
			30	3,89	4
			7	5,91	6
		10	30	7,44	8

VI. Počet nákladních automobilů v závislosti na tonáži, dopravní vzdálenosti a době vykládky

Nosnost K_p (t)	Čas nakládání t_n (min)	Vzdálenost přepravy L (km)	Čas vykládání t_s (min)	Počet	
				vypočteno n_p (—)	zaokrouhleno n_p (—)
1	2	3	4	5	6
5	7,5	2	7	3,00	3
			30	6,06	7
			7	7,26	8
		10	30	10,32	11
8	12,0	2	7	2,25	3
			30	4,16	5
			7	4,92	5
		10	30	6,83	7
10	15,0	2	7	2,00	2
			30	3,53	4
			7	4,12	5
		10	30	5,66	6

Modelové propočty, obsažené v tab. V a VI, umožňují posoudit vliv jednotlivých ukazatelů, např. výkonnosti, užitečného zatížení, vzdálenosti atd. na počty dopravních prostředků pro zajištění odvozu od šestiřádkových sklizečů.

Ukazuje se, že v malých dopravních vzdálenostech (1,5 až 3 km) je potřebný počet dopravních prostředků ovlivněn zvláště užitečným zatížením bez ohledu na to, jde-li o traktor nebo nákladní automobil. Přednosti nákladních automobilů a jejich vliv na snížení počtu potřebných dopravních prostředků se však výrazně ukazuje při dopravních vzdálenostech vyšších, kdy se uplatní především jejich vyšší rychlost spolu s vyšším užitečným zatížením.

Z Á V Ě R

Ověřovací provoz šestiřádkových sklizečů chrástu a bulv ukázal, že tyto stroje přináší s sebou zvýšené nároky na počty dosavadních dopravních prostředků. Z důvodů značného dopravního ruchu na poli a s ohledem na snížení, resp. odstranění ztrát bulv vzniklých rozježděním, je vhodnější organizovat sklizeň „proudově“ — vyoravač sleduje jízdu ořezavače.

Značné intenzitě obsluhy 7 až 10 obs h^{-1} u ořezavačů 6-OCS plně nevyhovují typy 5 Mp traktorových přívěsů o objemu 18 m^3 . Měly by být nahrazeny dopravními prostředky o větším objemu (cca 25 m^3) s automatickým ovládáním bočnic na podvozku traktorového přívěsu nebo návěsu, výhledově ale i automobilu. Tyto požadavky si zřejmě vynutí i úpravy na vynášecím dopravníku ořezavačů, zvláště jeho přemístění na pravou stranu sklizeče a zvýšení jeho nakládací výšky.

Obdobná situace je i u 5 Mp traktorových přívěsů, zajišťujících odvoz od vyoravačů 6-VCS, resp. 6-VCZ, u nichž intenzita obsluhy je 6 až 9 obs h^{-1} , špičkově i 12 obs h^{-1} . Odstranění časté výměny dopravních prostředků a jejich přetěžování vyžaduje nasazení dopravních prostředků s vyšší tonáží (8 až 12 t, výhledově až 16 t) s moderní konstrukcí automaticky ovládaných bočnic na podvozku traktorového návěsu, lépe však nákladního automobilu.

Nedílnou součástí komplexu sklizně je vedle zajištění dopravy i zabezpečení rychlé vykládky dopravních prostředků. Tomuto požadavku nejlépe vyhovuje systém dislokovaných skládek ve vzdálenosti 2 až 3 km od sklizených pozemků s technologií vykládky na zem s následným vršením samohybným lžicovým nakladačem. S určitým časovým odstupem pak likvidaci, resp. odlehčení těchto skládek provádí skupina těžkotonážních automobilních souprav s hmotností nákladu 20 až 25 t, výhledově až 30 t na jednu soupravu.

Eventuální řešení dopravy od uvedených výkonných sklizečů přímo na delší vzdálenosti vyžaduje nutně vyšší počty dopravních prostředků, s tonáží 10 t i více, výhradně však automobilních. Podstatně hůře se však bude zajišťovat bezztrátový provoz sklizňových strojů. Proto je třeba příjmovou výkonnost u těchto koncentrovaných skladů, resp. cukrovarů, uvést do plného souladu s výkonností všech sjíždějících se dopravních prostředků, resp. všech sklizečů, které pracují v obvodu tohoto vykládacího místa.

Seznam použitých označení

f_j	(—)	— četnost výskytu jevů v čase T_{02}
f'_j	(—)	— četnost výskytu jevů v čase T_1
K_p	(t)	— nosnost dopravního prostředku
L	(km)	— dopravní vzdálenost
N	(t)	— hmotnost nákladu

n_f	(—)	— počet pozorovaných hodnot
n_p	(—)	— počet dopravních prostředků
p_j	(—)	— pravděpodobnost jevu
P_j	(—)	— teoretická četnost v časových intervalech (čas T_{02})
P_j'	(—)	— teoretická četnost v časových intervalech (čas T_1)
T_1	(h)	— čas hlavní
T_{02}	(h)	— čas operativní
T_{08}	(h)	— čas celkový
t_n	(h)	— čas nakládky dopravního prostředku
t_s	(h)	— čas vykládky dopravního prostředku
t_z	(h)	— ztrátový čas
v_p	(km h ⁻¹)	— střední technická rychlost
$\bar{x}$	(min)	— výběrový průměr hodnot dob obsluhy v čase T_{02}
$\bar{x}'$	(min)	— časový interval mezi ukončením naplnění dvou po sobě následujících dopravních prostředků (doba obsluhy)
W_d	(t h ⁻¹)	— výkonnost dopravy
W_p	(t h ⁻¹)	— výkonnost příjmového zařízení
W_{sk}	(t h ⁻¹)	— výkonnost sklizečů
β	(—)	— koeficient využití nosnosti
λ	(obs h ⁻¹)	— intenzita vstupu do uzlu obsluhy
μ	(obs h ⁻¹)	— intenzita obsluhy v čase T_{02}
μ'	(obs h ⁻¹)	— intenzita obsluhy v čase T_1

Literatura

- JANKO J., 1958, Statistické tabulky. Nakladatelství ČSAV Praha.
 KUBÁT J., 1967, Aplikace teorie hromadné obsluhy v manipulaci s materiálem. IMADOS, Praha Z-1078.
 STROUHAL E., BARTOLOMĚJEV A., KOŠEK V., 1967, Komplexně mechanizované linky pro dopravu cukrovky. Zem. technika 8 : 459-471.
 STROUHAL E. a kol., 1969, Výzkum řešení odlehčovacích meziskladů spolu s komplexní mechanizací překládky s cílem snížení přímé závislosti dopravy na sklizni cukrovky. VÚZT — Z-764, Praha.

Došlo dne 6. 7. 1970

Транспорт от шестирядных уборочных машин при уборке сахарной свеклы

Эксплуатационные испытания шестирядных ботворезов и корнеуборочных машин показали, что эти машины предъявляют повышенные требования к количеству имеющихся в наличии транспортных средств. При движении транспорта по полю происходят довольно значительные потери вследствие раздавливания корней машинами, поэтому в целях понижения или полного устранения потерь лучше организовать уборку «поточным» методом, т. е. свеклоподъемник следует непосредственно за ботворезом.

Имеющиеся в распоряжении типы тракторных прицепов 5 Мр с емкостью 18 м³ не соответствуют производительности ботворезов 6-ОСЗ с интенсивностью обслуживания 7—10 обл./час. Они должны быть заменены транспортными средствами с большей емкостью (около 25 м³) с автоматическим регулированием бортов, на шасси тракторного прицепа или полуприцепа, а в будущем будут ставиться преимущественно на шасси автомобиля. Это потребует очевидно также усовершенствования подающего транспортера ботвореза, в особенности его перемещения на правую сторону свеклоподъемника и повышения высоты погрузки.

Подобное положение наблюдается и у имеющихся тракторных прицепов с грузоподъемностью 5 т, обеспечивающих отвоз корней от свеклоподъемников 6-ВСЗ или 6-ВЦЗ, интенсивность обслуживания которых составляла 6—9 обл./час, в часы-пик даже и 12 обл./час. Устранение частой замены транспортных средств и их перегрузки требует внедрения транспортных средств с повышенной грузоподъемностью (8—12 т, в будущем до 16 т) с современной конструкцией автоматически регулируемых бортов, на шасси тракторного полуприцепа, но лучше — грузового автомобиля.

Составной частью комплекса уборки, наряду с обеспечением транспорта является и обеспечение быстрой разгрузки транспортных средств. Это требование лучше всего

удовлетворяет система размещения разгрузочных площадок на расстоянии 2—3 км от убранных участков с технологией разгрузки на землю с последующим укладыванием в кататы самоходным ковшовым погрузчиком. Через некоторое время производится ликвидация или частичная разгрузка этих площадок грункой многотонных автомобильных комплексов с общей грузоподъемностью 20—25 т, в будущем даже 30 т у одного комплекта.

Транспортировка свеклы от приведенных высокопроизводительных уборочных машин непосредственно на длинные расстояния потребует большее количество транспортных средств, особенно автомобильных, с грузоподъемностью 10 и более тонн. Однако значительно труднее обеспечить эксплуатацию уборочных машин без потерь. Поэтому необходимо производительность приемки на концентрированных складах или сахарных заводах привести в полное соответствие с производительностью всех съезжающих транспортных средств или всех уборочных машин, которые работают в районе места разгрузки.

Carting of Sugar-Beet, Harvested by Six-Row Implements

Field tests of six-row sugar-beet toppers and lifters indicate, that these machines involve increased requirements on the numbers of vehicles for carting. With respect to a considerable traffic on the field and to a required decrease or elimination of the root losses, caused by the wheels, it is advisable to organize the harvest in a continuous method i.e. the lifter following the travel of the topper.

High intensity of labour of the 6-OCS toppers, requiring 7—10 5Mp trailers/hour for the complete operation, does not effect an adequate coordination with the existing types of 5 Mp trailers of 18 cub. metres volume. More suitable for the purpose would be vehicles of a larger volume (some 25 cub. metres) with automatic control of hinged sides, either four-wheel or two-wheel tractor trailers, or trucks in future. These requirements will undoubtedly make necessary modifications of loading conveyors of the toppers, notably their positioning on the right side of the harvester and increase of the loading height.

A similar situation is with the present tractor trailers of 5 megapounds for the carting of beets from the 6-VCS or 6-VCZ lifters, with an service rate of 6—9 5 Mp trailers/hour, achieving peak values up to 12 5 Mp trailers/hour. Elimination of frequent changing of vehicles and their overloading requires use of vehicles of a higher capacity (8—12 tons, in future up to 16 tons), with a modern design of automatic control of sides, either as tractor trailers or better on trucks.

An integral part of the harvest, apart from the carting, is quick unloading of vehicles. This requirement is best met by a system of storing dumps, located some 2—3 km from the field, with beets dumped onto ground and subsequent heaping by a self-propelled shovel loader. Haulage from these dumps is effected, at a later moment, by heavy-duty trucks of 20—25 t capacity, which is to be increased up to 30 t per one set.

A possible solution of carting from high-performance harvesting implements to larger distances directly, requires increased number of trailers or trucks, of a loading capacity of 10 tons or more. Comparatively more difficult it is to eliminate losses in the operation of harvesting machines. It will be necessary to co-ordinate the intake performance of these stores or sugar-factories fully with the performance of arriving vehicles and all harvesters working in the sphere of the dumping place.

Abtransport von den sechsreihigen Blatt- und Rübenrodeladern bei der Zuckerrübenerte

Die Einsatzprüfung von sechsreihigen Blatt- und Rübenrodeladern ergab, daß diese Maschinen erhöhte Ansprüche auf Bestände der vorhandenen Transportmittel mit sich bringen. Infolge eines regen Transportverkehrs auf dem Felde und mit Rücksicht auf Senkung bzw. Beseitigung der durch Zerfahren entstandenen Rübenverluste ist es zweckmäßiger, die Ernte im Fließverfahren zu organisieren, indem der Rübenrodelader die Fahrt des Köpfers verfolgt.

Der starken Bedienungsintensität von 7—10 St. 5 Hp Fahrzeuge pro Stunde bei den Köpfen 6-OCS entsprechen nicht völlig die bestehenden Typen von 5 Mp-Schlepperanhängern mit 18 m³ Laderaum. Sie sollten durch Transportmittel von größerem Laderaum (ca 25 m³) abgelöst werden, mit automatischer Betätigung der

Seitenwände am Fahrgestell eines Zweiachs- oder Einachsschlepperanhängers, perspektivisch jedoch auch eines LKW. Diese Forderungen dürften auch Änderungen am Ausbringförderer des Köpfers, besonders dessen Versetzung an die rechte Seite der Erntemaschine und Steigerung seiner Ladehöhe erforderlich machen.

Eine analogische Lage erscheint auch bei den bestehenden 5 Mp-Schlepperanhängern, die den Abtransport von den Rodeladern 6-VCS bzw. 6-VCZ sichern und deren Transportbedarf 6—9 St. 5 Mp Fahrzeuge pro Stunde, in Arbeitsspitzen sogar 12 Stück ausmacht. Zur Beseitigung eines häufigen Wechsels von Transportmitteln und deren Überlastung wird der Einsatz stärkerer Schwerlastwagen (8—12 t, perspektivisch auch 16 t) moderner Bauart mit automatisch betätigten Seitenwänden auf dem Fahrgestell eines Schleppereinsachsanhängers, besser jedoch LKW erforderlich sein.

Als untrennbarer Bestandteil des Erntekomplexes gilt nebst der Sicherung des Transportes auch die Gewährleistung eines schnellen Entladens von Transportmitteln. Dieser Forderung entspricht am besten ein System von ortsversetzten Abladeplätzen in einer Entfernung von 2-3 km von den abzuerntenden Flächen, mit der Technologie des Abladens am Boden mit nachfolgender Stapelung mittels eines selbstfahrenden Schaufelladers. Mit einem gewissen Zeitabstande werden diese Abladeplätze durch eine Gruppe von Schwerlast-LKW-Zügen mit der Lastmasse von 20—25 t, perspektivisch bis 30 t je 1 LKW-Zug beseitigt, bzw. entlastet.

Eine etwaige Lösung des Abtransportes von den angegebenen leistungsstarken Rodeladern direkt auf größere Entfernungen erfordert unbedingt höhere Transportmittelbestände ausschließlich LKW, mit der Tragfähigkeit über 10 t. Wesentlich schlimmer wird allerdings ein verlustfreier Einsatz von Erntemaschinen zu sichern sein. Man muß daher die Aufnahmeleistung dieser konzentrierten Lager, bzw. Zuckerfabriken in vollem Einklang mit der Leistung aller her zusammenfahrenden Transportmittel, bzw. aller Erntemaschinen zu bringen, die in der Reichweite dieses Abladeplatzes arbeiten.

Transport à partir des récolteuses à six rangs lors de la récolte de la betterave sucrière

La mise en pratique vérificative des récolteuses de feuilles et de racines à six rangs a montré que ces machines entraînent des exigences sur le nombre de moyens de transport actuellement utilisés. Vu l'activité considérable du transport au champ et la nécessité de réduire ou d'éliminer les pertes de racines, occasionnées par l'écrasement, on recommande d'organiser la récolte «à la chaîne», où l'arracheuse suit la décolleteuse.

A l'intensité considérable de service des décolleteuses 6-VCS, comprenant 7 à 10 personnes h⁻¹, ne conviennent pas les types actuels 5Mp de remorques pour tracteur d'un volume de 19 mètres cubes. On recommande de les remplacer par les moyens de transport d'un volume plus grand (à environ 25 m³), avec la commande automatique des parois latérales sur le châssis de la remorque ou semi-remorque de tracteur et en perspective notamment aussi sur l'automobile. Ces exigences nécessiteront apparemment des rectifications du transporteur-élevateur des décolleteuses, notamment son déplacement à côté droit de la récolteuse et l'élévation de sa hauteur de chargement.

Une situation analogue existe également chez les remorques de tracteurs actuelles 5 Mp, assurant le transport à partir des arracheuses 6-VCS ou 6-VCZ, dont l'intensité de service est de 6—9 pers. h⁻¹, et celle de pointe même de 12 pers. h⁻¹. L'élimination de l'échange fréquent des moyens de transport et de leur surcharge, exige qu'on emploie des moyens de transport d'une capacité plus élevée (8 à 12 tonnes et dans l'avenir 16 tonnes), équipés d'une construction moderne, permettant la commande automatique des parois latérales sur le châssis du demi-remorque de tracteur, ou mieux, sur le camion.

Outre la garantie du transport, c'est également la garantie du déchargement rapide des moyens de transport qui constitue la partie intégrante des opérations de récolte. Ce qui répond le mieux à cette exigence, c'est le système de dépôts répartis à des distances éloignées de 2 à 3 km des terrains récoltés, utilisant la technologie de décharge sur la terre, accompagnée d'un entassement au moyen d'une chargeuse-pelleteuse automobile. La liquidation, respectivement l'allègement de ces dépôts sont ensuite effectués, au bout d'un certain temps, par des agrégats de ca-

mions à grande capacité, dont la charge peut s'élever à 20 à 25 tonnes et dans l'avenir à 30 tonnes par agrégat.

La solution éventuelle du transport à partir des récolteuses à grande capacité mentionnées, à des distances plus éloignées, exige nécessairement un nombre plus élevé de moyens de transport, exclusivement automobiles, d'une capacité de 10 tonnes et plus. Ce qui sera cependant plus difficile, c'est d'éliminer les pertes occasionnées par ces récolteuses. Il sera par conséquent nécessaire de mettre en parfaite harmonie d'une part la possibilité de réception de ces dépôts, respectivement de ces sucreries concentrées et d'autre part le rendement de tous les moyens de transport qui s'y dirigent éventuellement celui de toutes les récolteuses qui travaillent dans le rayon de ce lieu de décharge.

Adresa autorů:

Ing. Emil Strouhal, CSc., ing. Alexandr Bartolomějev, ing. Zdeněk Mareš,
Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 – Řepy, Gottwaldova 50

Rukopis odevzdán k tisku 29. 10. 1970 – Podepsáno k tisku 18. 1. 1971

Páltik J.: Separácia rezanej obilnej hmoty na vibračnom site	1
Masár M., Sklenka P.: Niektoré mechanické vlastnosti hrachu	13
Vraný Z.: Rozbor silových a energetických poměrů na nožovém bubnu řezaček	23
Procházka J., Novák J.: Řešení dynamického zatížení návěsu na analogovém počítači	39
Strouhal E., Bartolomějev A., Mareš Z.: Doprava od šestiřádkových sklizečů při sklizni cukrovky	57

СОДЕРЖАНИЕ

Палтик Й.: О вопросах сепарации измельченной хлебной массы на вибрационном грохоте (11). — Масар М., Скленка П.: Некоторые механические свойства гороха (22). — Враны З.: Анализ силовых и энергетических отношений на ножевом барабане силосоуборочных комбайнов (37). — Прохазка Й., Новак Й.: Решение динамической нагрузки полуприцепа на аналоговой вычислительной машине (53). — Строухал Э., Бартоломеев А., Мареш З.: Транспорт от шестирядных уборочных машин при уборке сахарной свеклы (69).

CONTENT

Páltik J.: On the Problems of Chopped Cereal Matter in Vibration Sieve (11). — Masár M., Sklenka P.: Some Mechanical Properties of Pea (22). — Vraný Z.: An Analysis of the Power and Energy Conditions in the Chopping Drums of Choppers (37). — Procházka J., Novák J.: Solution of the Problem of a Dynamic Load of Semi-Trailer by Means of Analogue Computer (54). — Strouhal E., Bartolomějev A., Mareš Z.: Carting of Sugar-Beet, Harvested by Six-Row Implements (70).

INHALT

Páltik J.: Zu Fragen der Separierung gehäckselter Getreidemasse auf einem Vibrationssieb (12). — Masár M., Sklenka P.: Einige mechanischen Eigenschaften der Erbse (22). — Vraný Z.: Analyse der Kräfte- und Energieverhältnisse in der Messertrommel der Häckselmaschinen (37). — Procházka J., Novák J.: Lösung der dynamischen Belastung des Einachsanhängers mittels des Analogrechners (55). — Strouhal E., Bartolomějev A., Mareš Z.: Abtransport von den sechsreihigen Blatt- und Rübenrodeladern bei der Zuckerrübenenernte (70).

TABLE DES MATIÈRES

Páltik J.: Questions de séparation des céréales hachées sur le tamis vibratoire (res. An/11, Al/12). — Masár M., Sklenka P.: Certaines propriétés mécaniques du pois (res. An, Al/22). — Vraný Z.: Analyse des rapports énergétiques et de forces sur le tambour à couteaux des hacheuses (res. An, Al/37). — Procházka J., Novák J.: Solution du chargement dynamique de la semi-remorque au calculateur à analogues (res. An/54, Al/55). — Strouhal E., Bartolomějev A., Mareš Z.: Transport à partir des récolteuses à six rangs lors de la récolte de la betterave sucrière (71).

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