

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10

ROČNÍK 16 (XLIII)
PRAHA,
ŘÍJEN 1970
CENA 10 Kčs

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ

Rídí vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavičková s redakční radou

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1970

Vědecký časopis ZEMĚDELSKÁ 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 ZEMĚDELSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издаёт Институт научно-технической информации. Выход в свет ежемесячно. Редакция Прага 2, Слезска 7.

The scientific journal ZEMĚDELSKÁ 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 ZEMĚDELSKÁ 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 ZEMĚDELSKÁ 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.

Vědeckovýzkumné práce z oblasti základního a aplikovaného výzkumu zemědělských strojů

Články tohoto čísla časopisu *Zemědělská technika* jsou věnovány pracím Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově. Se zvyšováním nároků na zemědělskou techniku se přesunuje také těžiště řešení klíčové problematiky na základní výzkum a na aplikovaný výzkum, budovaný na vědeckém základě. Protože náročný aplikovaný výzkum se dnes již těžko obejde bez poznatků základního výzkumu a protože i základní výzkum se specializací svých úkolů dotýká stále více konkrétních řešení, stává se hranice mezi základním a aplikovaným výzkumem méně zřetelná a obě odvětví výzkumu se ve stále větší míře navzájem prolínají a doplňují. Vědecký přístup k problematice se nakonec odráží i v řešení úkolů zaměřených na praxi a umožňuje odpovědně zvládnout aspekty perspektivních výhledů, ekonomiky a jiných oblastí.

Témata tohoto čísla časopisu nejsou vybrána systematicky, ale podle toho, jak průběh řešení jednotlivých úkolů umožňuje publikaci výsledků. Skladba příspěvků proto nemůže poskytnout ani přibližný obraz o činnosti ústavu. Témata jsou nicméně volena tak, aby byl patrný praktický význam vědeckého přístupu k řešení náročné problematiky.

První práce (Souček) ukazuje možnosti využití analogového počítače pro řešení výzkumných problémů. Příspěvek, zavádějící metodu výpočtů na analogovém počítači do nové oblasti výzkumu zemědělských strojů, obsahuje výsledky aplikace této metody při novém řešení pracovního ústrojí ořezavače chrástu, tj. ořezávací jednotky s hmatačem. Úkol vyplývá z problému sledování řep hmatacím kotoučem při zvýšení pojezdové rychlosti až na 10 km/h, což je téměř dvojnásobná rychlost než u dosavadních československých ořezavačů. Údajů, získaných uvedeným výzkumem, bude použito při vývoji nového ořezavače chrástu pro vyšší rychlosti.

Práci, která má spíše charakter aplikovaného výzkumu, je následující příspěvek (Kobr, Čermák, Lanča), zabývající se výzkumem briketování píce svinovacím způsobem. Lisování píce do briket má vzhledem ke svým výhodám (úspora dopravních prostředků a skladovacích prostorů, snadná manipulovatelnost umožňující jednoduchou manipulaci od sklizně až po zkrmování) předpoklady k uplatnění v československých podmínkách, zvláště při postupné specializaci zemědělských podniků v produkčních oblastech na výrobu hodnotných krmiv a při dopravě krmiv do příměstských farem, specializovaných na výrobu mléka a hovězího masa. Stroje, které se dosud uplatňují v praxi, pracují v USA na principu lineárního tlaku a mohou briketovat jen velmi suchou píci, což by v relativně vlhkém středoevropském klimatu bylo spojeno s velkými ztrátami. Proto se vyvíjí v různých zemích nový způsob briketování navíjením píce na trn. Tento problém není však dosud uspokojivě vyřešen, a proto bylo nutné zahájit vlastní výzkum, jehož první výsledky jsou v článku uvedeny.

Technicko-ekonomickými aspekty mechanizace se zabývá práce (Hubálek), zaměřená na rozbor podmínek automobilové a traktorové dopravy v čes-

koslovenském zemědělství. Používání automobilu jako samostatného dopravního prostředku má stoupající tendenci, tato tendence je však bržděna ve specifických podmínkách zemědělství některými omezujícími vlivy. Kromě technických aspektů je nutné brát u zemědělské dopravy v úvahu také aspekty ekonomické, které především umožňují odvozovat pravděpodobnou úspěšnost nasazení nového dopravního prostředku v praxi. Na základě rozboru vlivu parametrů dopravních prostředků na technicko-ekonomické ukazatele, především na výkonnost a náklady, se srovnává v publikované práci automobilová a traktorová zemědělská doprava v současnosti i v budoucnu.

Poslední z prací (Habarta, Rejthar) je věnována problémům vhodnosti energetického zdroje pro řádkovou kultivaci na svazích a všímá si především všech činitelů, které mají přímý i nepřímý vliv na boční sjíždění zemědělského agregátu, pracujícího v řádkových kulturách na svažovitém terénu. Eliminace těchto vlivů je v praxi důležitá, protože boční sjíždění ovlivňuje nepříznivě kvalitu práce a bývá často příčinou havárie.

Téměř všechny publikované práce reprezentují dílčí výsledky při řešení komplexních a dlouhodobých úkolů a není proto vyloučeno, že se v budoucnosti budeme na stránkách tohoto časopisu k některým tématům vracet.

Ing. Dušan Hutla, vědecký redaktor čísla, Výzkumný ústav zemědělských strojů v Praze-Chodově

631.356.22.001.1 631.356.22 - 185

Tato práce obsahuje výsledky aplikací nového dosud nepoužitého řešení ořezávací jednotky (hmatače), která je základní součástí ořezavače chrástu, na počítači MEDA-40TA a 40TB. Cílem řešení je zavést tuto novou metodu do oblasti vývoje nových zemědělských strojů.

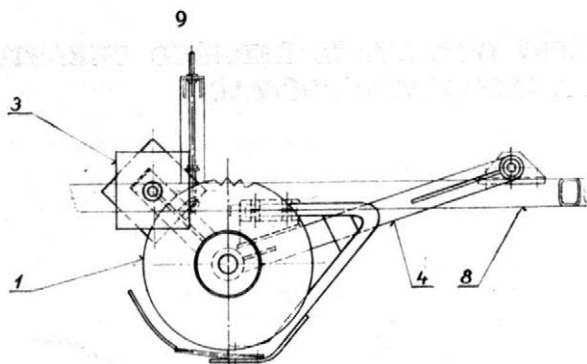
Úkol je značně důležitý, neboť řeší problémy sledování řep hmatácím kotoučem při zvýšené jezdové rychlosti (požaduje se až 10 km/h). Dosavadní provedení československého ořezavače vyhovuje do rychlosti asi 5 až 6 km/h. Tato otázka byla řešena v souvislosti s vývojem nového ořezavače chrástu pro zvýšené rychlosti.

1. TECHNICKÁ SPECIFIKACE ŘEŠENÍ

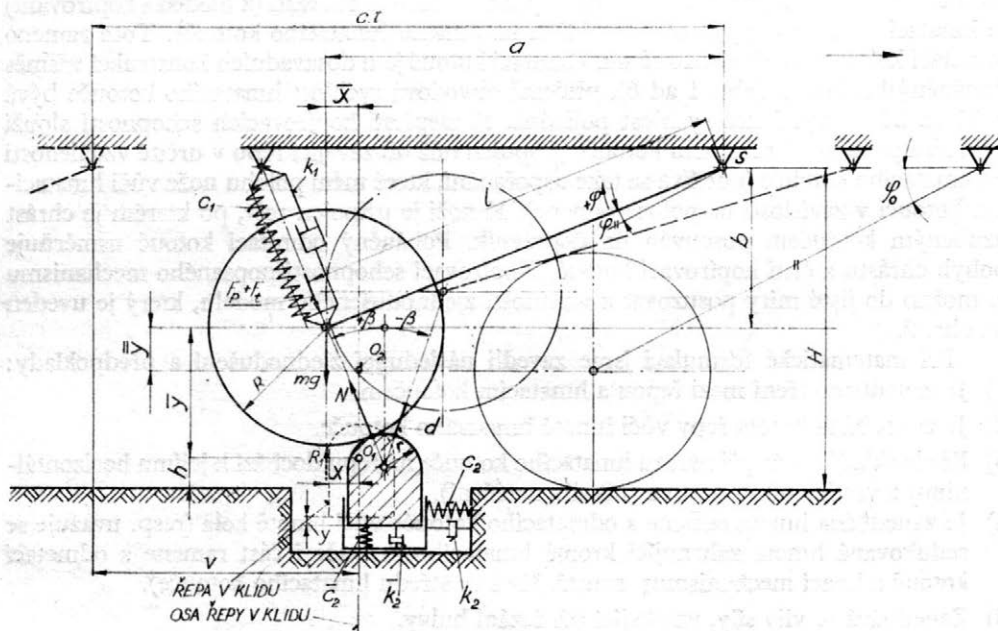
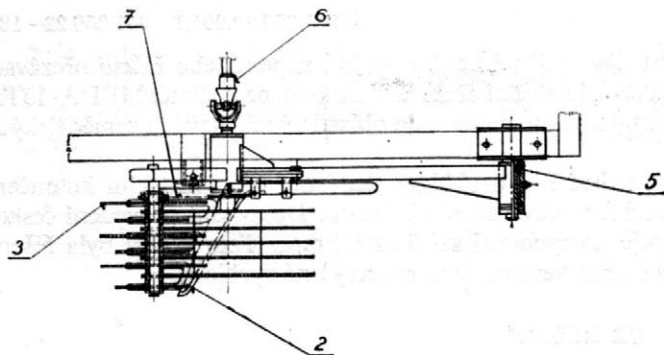
Ořezavač chrástu (dvou, tří i víceřádkový) se skládá z jednotlivých ořezávacích jednotek (obr. 1). Ořezávací jednotky plní funkci kopírování řepných bulev, odříznutí chrástu a odsunutí řepného chrástu na dopravník. Hlavní součástí (z hlediska kopírování) je hmatací kotouč, který je otočně uložen na ramenu hmatacího kotouče. Toto rameno se natáčí kolem pevného bodu rámu. Hmatací kotouč je u dosavadních konstrukcí vesměs poháněn kardanem (obr. 1 ad 6), přičemž obvodová rychlost hmatacího kotouče bývá o 10 až 20 % vyšší než rychlost pojezdová. K zlepšení kopírovacích schopností slouží přítlačná pružina. S ramenem kotouče je spojen nůž ořezávací řepu v určité vzdálenosti od hmatacího kotouče (používá se také uspořádání, které mění polohu nože vůči hmatacímu kotouči v závislosti na poloze ramene). K noži je připojen rošt, po kterém je chrást ozubeným kotoučem posouván na dopravník. Poháněný odmítací kotouč usměrňuje pohyb chrástu a čistí kopírovací kotouč. Kopírovací schopnosti popsaného mechanismu je možno do jisté míry posuzovat z vlastností zjednodušeného modelu, který je uveden na obr. 2.

Při matematické formulaci jsme zavedli následující zjednodušení a předpoklady:

- 1) Je zanedbáno tření mezi řepou a hmatácím kotoučem.
- 2) Je zanedbána hmota řepy vůči hmotě hmatacího kotouče.
- 3) Předpokládá se, že při nárazu hmatacího kotouče na řepu dochází k jejímu horizontálnímu a vertikálnímu posuvu (nikoliv natáčení).
- 4) Je zanedbána hmota ramene a odmetacího kotouče vůči hmotě kola (resp. uvažuje se redukováná hmota zahrnující kromě hmatacího kotouče i část ramene a odmetací kotouč a hnací mechanismus, soustředěná ve středu hmatacího kotouče).
- 5) Zanedbává se vliv síly, vznikající při řezání bulvy.
- 6) Předpokládá se, že úhel φ je malý a dává se místo $\cos \varphi$ hodnota 1 a místo $\sin \varphi$ úhel φ .



1. Ukázka provedení ořezavače chrástu (1-hmatací kotouč, 2-nůž, 3-odmetací kotouč, 4-otočné rameno hmatacího kotouče, 5-ložisko ramene, 6-kardan pohánějící ořezávací jednotku, 7-řetězový pohon odmetacího kotouče, 8-rám stroje, 9-přftlačná pružina)



Použitá označení (obr. 2)

- N — normální reakce působící mezi hmatacím kolem a řepou [kp]
 N_c — svislá složka reakce N ($N_c = N \cos \beta$) [kp]
 N_s — vodorovná složka reakce N ($N_s = N \sin \beta$) [kp]
 R_1 — normální reakce působící při pojezdu po vodorovné podložce (odpovídající povrchu pole) mezi hmatacím kolem a podložkou před najetím na řepu [kp]
 F_p — přitlačná síla pružiny hmatacího kola [kp]
 F_{p0} — předpětí přitlačné pružiny hmatacího kotouče (přitlačná síla pružiny v základní poloze, tj. při poloze ramene, kdy $\varphi = 0$, odpovídající dotyku hmatacího kotouče s podložkou) [kp]
 F_t — tlumící síla pružiny hmatacího kola [kp]
 φ — úhel natočení ramene hmatacího kotouče (v základní poloze určené úhlem φ_0 platí, že $\varphi = 0$)
 φ_0 — úhel, který svírá rameno hmatacího kotouče s vodorovným směrem v základní poloze odpovídající dotyku hmatacího kotouče s podložkou
 β — úhel, který svírá spojnice středu hmatacího kotouče a středu zaoblené části bulvy se svislým směrem
 d — vzdálenost mezi povrchem hmatacího kotouče a povrchem zaoblené části řepy [cm]
 d_0 — veličina d v okamžiku, kdy střed hmatacího kotouče je nad středem zaoblené části řepy (tedy $d \propto \sin \beta = 0$)
 l — délka ramene hmatacího kotouče [cm]
 a — průmět délky ramene l do vodorovného směru [cm]
 a_0 — veličina a v základní poloze (pro $\varphi = 0$) [cm]
 b — průmět délky ramene l do svislého směru [cm]
 R — poloměr hmatacího kotouče [cm]
 r — poloměr zaoblené části řepy [cm]
 v — vzdálenost otočného bodu ramene hmatacího kotouče od osy řepy v klidové poloze odpovídající počátečním podmínkám řešení [cm]
 v_0 — vzdálenost v taková, že hmatací kotouč se právě dotýká řepy [cm]
 H — vzdálenost otočného bodu ramene hmatacího kotouče od podložky [cm]
 h — vzdálenost středu zaoblené části řepy od podložky (v klidové poloze) [cm]
 v_f — výška řepy ($v_f = h + r$) [cm]
 v_r — výškový rozdíl dvou po sobě následujících bulev
 x — posuv (dráha) řepy ve vodorovném směru [cm]
 y — posuv (dráha) řepy ve svislém směru [cm]
 $\bar{x}, \bar{y}$ — souřadnice dráhy středu hmatacího kotouče vůči středu zaoblené části řepy (tedy vůči počátku O_1 v obr. 2, který odpovídá poloze řepy v klidové poloze) [cm]
 L — souřadnice $\bar{x}$, odpovídající okamžiku dosednutí hmatacího kotouče na podložku, tj. dráha doletu kotouče [cm]
 $\bar{y}$ — převýšení dráhy středu hmatáče vůči základní poloze odpovídající $\varphi = 0$ (tedy $\bar{y} = y - (R - h)$)
 c_2 — konstanta pružiny nahrazující odpor řepy ve vodorovném směru [kp . cm⁻¹]
 k_2 — konstanta tlumiče nahrazující tlumící účinek při pohybu řepy ve vodorovném směru [kp . s . cm⁻¹]
 $\bar{c}_2$ — konstanta pružiny nahrazující odpor řepy ve svislém směru [kp . cm⁻¹]
 $\bar{k}_2$ — konstanta tlumiče nahrazující tlumící účinek při pohybu řepy ve svislém směru [kp . s . cm⁻¹]
 c_1 — konstanta přitlačné pružiny hmatacího kotouče [kp . cm⁻¹]
 k_1 — konstanta tlumiče nahrazující tlumící účinek vznikající při natáčení hmatacího kotouče [kp . s . cm⁻¹]
 m — hmota hmatacího kotouče [kg]
 g — zrychlení tíže [cm . s⁻²]
 G — tíha hmatacího kotouče [kp]
 c — pojízdná rychlost ořezávače [cm/s]
 t — čas na reálném modelu [s]
 T — strojový čas [s]
 M_t — měřítka času
 z — obecná proměnná veličina
 $N_z, N_N, N_p, N_{p'}, N_x, N_y, N_\beta, N_N, N_d$ — normy příslušných proměnných

- 7) Při řešení rovnováhy hmatacího kola je zanedbán vliv změny polohy ramene na moment normální reakce. Jedná se o změnu, která nastane vlivem přejíždění řepy (chyba plynoucí z tohoto zjednodušení se uplatňuje pouze při styku řepy s hmatacím kotoučem).
- 8) Předpokládá se, že síla přitlačné pružiny působí kolmo na rameno, což přesně platí pouze v základní poloze (pro $\varphi = 0$).

K posouzení vlivu konstrukčního uspořádání ořezavače bylo nutno zvolit veličiny, které charakterizují vlastnosti ořezavače. Základními hledisky, která je třeba sledovat, je kopírovací schopnost ořezavače a síly působící mezi hmatacím kotoučem a bulvou. V okamžiku přejezdu vrcholu řepy musí být kotouč ve styku s bulvou, aby mohlo dojít k odříznutí chrástu. Kotouč musí za řepou co nejrychleji klesat, aby nedošlo k přeskočení další bulvy, která v řádce následuje. Síly ve styku mezi řepou a hmatacím kotoučem by měly být co nejnižší, aby nedošlo k vyvrácení řepy (vodorovnou složkou normální reakce N_s) nebo k rozdrčení řepy (normální reakcí N). V průběhu přejezdu řepy jsou registrovány veličiny, které dovolují posoudit zkoumanou alternativu z obou hledisek.

Výchozí alternativou při zkoumání vlivu jednotlivých parametrů ořezavače byla základní úprava zvolená tak, aby přibližně odpovídala současnému československému provedení (optimálnímu stavu odhadnutému na základě praktických zkoušek, laboratorních i provozních, sledováním pomocí časové lupy na reálných modelech a na základě úvahy). Základní úprava má tyto parametry: $G = 50$ kp, $\varphi_0 = 15^\circ$, $F_{p0} = 25$ kp, $c_{1r} = 5$ kp/cm, $R = 25$ cm, $l = 75$ cm, $r = 5$ cm, $(v_f = r + h = r + \frac{r}{3} = 6,66$ cm).

Základní rychlost byla zvolena $c = 200$ cm/s (7,2 km/h). Ostatní zkoumané alternativy vycházely z této základní úpravy a při zkoumání vlivu jednotlivých parametrů se měnil vždy pouze jeden a ostatní zůstávaly konstantní. Zkoumané parametry se měnily po stupních, které jsou uvedeny v tabulce I.

I. Změny parametrů po stupních

Vliv	Zkoumané stupně
m	2, 20, 40, 50, 60, 80, 100
φ_0	0, 15, 30, 45, 60
F_{p0}	-48, -25, 0, 25, 50, 75, 100, 150
c_1	0, 3, 5, 10, 15
R	10, 20, 25, 30
l	45, 55, 75, 100, 150, 200
r	2,5, 5, 7,5, 10, 12,5
$v_f = r + h^*)$	3,3, 6,7, 10, 13,3, 16,7
c (cm/s)	100, 150, 200, 222, 250, 300, 350
c (km/h)	3,6, 5,4, 7,2, 8, 9, 10,8, 12,6

*) $h = r/3$

2. MATEMATICKÁ FORMULACE POPISUJÍCÍ PŘEJEZD ŘEPY HMATACÍM KOTOUČEM

Rovnice rovnováhy hmatacího kotouče (momentová rovnice k bodu S):

$$\frac{1}{981} m \varphi'' \cdot l \cdot l = -G a - (F_p + F_t) l + N \cos \beta \cdot a + N \sin \beta b + R_1 a_0 \quad (1)$$

Tuto rovnici je třeba doplnit následujícími podmínkami:

$$\text{pro } \varphi > 0; R_1 = 0; \text{ pro } \varphi = 0; R_1 = G + \frac{F_{p0}}{\cos \varphi_0} = \text{konst} \quad (2)$$

$$\text{pro } d > 0; N = 0; \text{ pro } N > 0; d = 0 \quad (3)$$

Do rovnice (1) lze dosadit

$$F_p = F_{p0} + c_1 l \varphi \quad (4)$$

$$F_t = k_1 l \varphi' \quad (5)$$

$$a \doteq l \cos \varphi_0 + \varphi l \sin \varphi_0 \doteq l \cos \varphi_0 \quad (6)$$

$$b \doteq l \sin \varphi_0 - \varphi l \cos \varphi_0 \doteq l \sin \varphi_0 \quad (7)$$

Po dosazení a úpravě rovnice (1) dostáváme:

$$\begin{aligned} \frac{1}{981} m l^2 \varphi'' = & -G l \cos \varphi_0 - G l \sin \varphi_0 \varphi - F_{p0} l - \\ & - c_1 l^2 \varphi - k_1 l^2 \varphi' + N l \cos \varphi_0 \cos \beta + \\ & + N l \sin \varphi_0 \sin \beta + R_1 a_0 \end{aligned}$$

Pro řešení na počítači je vhodný tento tvar rovnice rovnováhy hmatacího kotouče

$$\begin{aligned} \varphi'' = \frac{981}{m l} [& -G \cos \varphi_0 - (G \sin \varphi_0 + c_1 l) \varphi - k_1 l \varphi' + \\ & + \cos \varphi_0 N \cos \beta + \sin \varphi_0 N \sin \beta - F_{p0} + R_1 \cos \varphi_0] \end{aligned} \quad (8)$$

Rovnice rovnováhy pro síly působící na řepu v horizontálním směru:

$$N \sin \beta = c_2 x + k_2 x' \quad (9)$$

Pro řešení na počítači je vhodný tento tvar rovnice rovnováhy pro síly v horizontálním směru:

$$x' = \frac{l}{k_2} N \sin \beta - \frac{c_2}{k_2} x \quad (10)$$

Rovnice rovnováhy pro síly působící na řepu ve vertikálním směru:

$$N \cos \beta = \bar{c}_2 y + \bar{k}_2 y' \quad (11)$$

Pro řešení na počítači je vhodný tento tvar rovnice rovnováhy pro síly ve vertikálním směru

$$y' = \frac{l}{\bar{k}_2} N \cos \beta - \frac{\bar{c}_2}{\bar{k}_2} y \quad (12)$$

Rovnice vyjadřující silovou rovnováhu je třeba doplnit kinematickými rovnicemi. Pro svislý směr musí součet všech rozměrů členů zkoumaného mechanismu odpovídat základní výšce stroje nad řepou:

$$H - h + y = l \sin (\varphi_0 - \varphi) + (R + r + d) \cos \beta \quad (13)$$

Rovnici lze upravit

$$H - h - l \sin \varphi_0 \cos \varphi + l \cos \varphi_0 \sin \varphi - (R + r + d) \cos \beta + y = 0$$

Po dosazení $H - l \sin \varphi_0 = R$ a zjednodušení platí tato kinematická rovnice pro vertikální směr

$$R - h + l \cos \varphi_0 \varphi - (R + r + d) \cos \beta + y = 0 \quad (14)$$

Obdobně lze psát pro horizontální směr

$$c t = v + x - (R + r + d) \sin \beta + l \cos (\varphi_0 - \varphi) \quad (15)$$

Po úpravě a zjednodušení lze psát

$$c t = v + x - (R + r + d) \sin \beta + l \cos \varphi_0 + l \sin \varphi_0 \varphi$$

Pro řešení na počítači je vhodný tento tvar kinematické rovnice pro horizontální směr

$$\sin \beta = \frac{1}{R + r + d} (l \cos \varphi_0 + l \sin \varphi_0 \varphi + v + x - c t) \quad (16)$$

Rovnice (8), (10), (12), (14), (16) obsahují neznámé φ , x , y , β , d , N . Tedy šest neznámých popisuje pět rovnic. Podmínka (3) však říká, že současně lze počítat pouze pět neznámých (N nebo d je vždy rovno nule), což odpovídá uvedeným pěti rovnicím. Hodnota sedmé neznámé R_1 je určena podmínkou (2). Cílem řešení je výpočet neznámých v různém čase, resp. průběh těchto veličin v závislosti na čase.

Teoretické podmínky existence a jednoznačnosti řešení uvedené soustavy nebyly pro náročnost takového úkolu zkoumány. Za dostatečný podklad k posouzení soustavy z tohoto hlediska se považoval názor na fyzikální charakter děje.

Realizace modelu ořezavače na počítači spočívá v tom, že seskupení počítačích jednotek odpovídá uvedené soustavě rovnic; dále spočívá v použití prvku, který vytváří plynule rostoucí veličinu odpovídající času. Tím soustava rovnic popisuje děj s plynule rostoucím časem, a tedy umožňuje sledovat průběh neznámých veličin při přejezdu řepy zjednodušeným ořezavačem. Výchozí stav ořezavače před jízdou vyjadřují počáteční podmínky proměnných veličin. V čase $t = 0$ je $\varphi = 0$, $x = 0$, $y = 0$ a veličina v odpovídá zvolené vzdálenosti hmatacího kotouče od řepy.

3. VLASTNÍ ŘEŠENÍ NA POČÍTAČI, ZÍSKANÉ VÝSLEDKY A ZÁVĚRY PRO KONSTRUKCI OŘEZAČŮ CHRÁSTU

3.1 PŘÍPRAVA ŘEŠENÍ A SESTAVENÍ PROGRAMU

Matematický model zjednodušeného ořezavače vyjadřují rovnice (8), (10), (12), (14), (16) a podmínky (2) a (3). Tedy souhrnně:

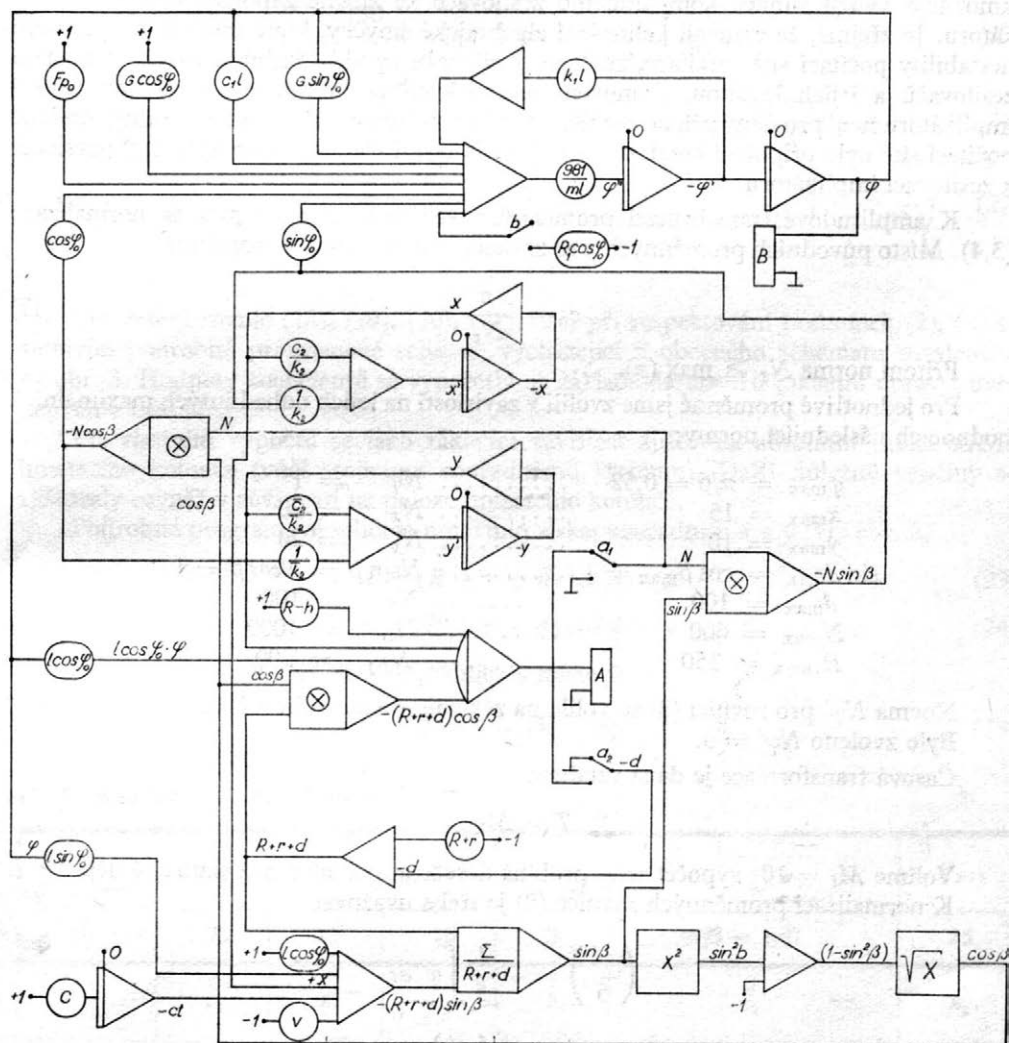
$$\begin{aligned} \varphi'' = \frac{981}{ml} [& -G \cos \varphi_0 - (G \sin \varphi_0 + c_1 l) \varphi - k_1 l \varphi' + \\ & + \cos \varphi_0 N \cos \beta + \sin \varphi_0 N \sin \beta - F_{p0} + R_1 \cos \varphi_0 \end{aligned} \quad (8)$$

$$x' = \frac{1}{k_2} N \sin \beta - \frac{c_2}{k_2} v \quad (10)$$

$$y' = \frac{1}{k_2} N \cos \beta - \frac{c_2}{k_2} y \quad (12)$$

$$R - h + l \cos \varphi_0 \varphi - (R + r + d) \cos \beta + y = 0 \quad (14)$$

$$\sin \beta = \frac{1}{R + r + d} (l \cos \varphi_0 + l \sin \varphi_0 \varphi + v + x - ct) \quad (16)$$



3. Obecné programové schéma k řešení ořezavače chrástu podle obr. 2

$$\text{Pro } \varphi > 0, R_1 = 0; \text{ pro } \varphi = 0, R_1 = G + \frac{F_{p0}}{\cos \varphi_0} = \text{konst} \quad (2)$$

$$\text{Pro } d > 0, N = 0; \text{ pro } N > 0, d = 0 \quad (3)$$

Obecné programové schéma této soustavy je na obr. 3. Toto programové schéma vcelku odpovídá obvyklým způsobům programování obdobných úloh. Neobvyklé je použití implikátoru k řešení implicitní rovnice (14). Zvolený způsob řešení umožňuje použít totéž programové schéma k výpočtu dvou různých proměnných buď N nebo d (z podmínky (3) plyne, že jedna z veličin je vždy rovna nule). Z fyzikálního charakteru děje vyplývá, že stav, kdy jedna z veličin (např. d) je větší než nula, přechází do stavu, kdy druhá veličina (např. N) je větší než nula a potom spojitě přes nulové hodnoty obou veličin. Rovnice (14) ukazuje, že přechod z jednoho stavu do druhého nastane při změnách proměnných veličin narůstajících v jednom smyslu. Výstup implikátoru, na kterém obě veličiny získáváme, mění tedy při přechodu přes nulovou hodnotu znaménko. To umožňuje využít funkce komparačního zesilovače ke změně zapojení výstupu implikátoru. Je zřejmé, že vznikají nelineární algebraické smyčky, které mohou být příčinou nestability počítačích sítí (oscilace, zahlcení zesilovačů apod.). Stabilita souvisí s počtem zesilovačů a jejich kvalitou. Stanovení teoretických podmínek pro správnou funkci implikátoru není pro daný případ reálné. Prakticky zjištěnou podmínkou stability uvedené počítačích sítí bylo připojení kondenzátoru (stačila velmi malá hodnota kapacity) paralelně k zesilovači implikátoru.

K amplitudové transformaci proměnných veličin se použila metoda normalizace (3,4). Místo původních proměnných z se zavádějí normalizované proměnné

$$z_n = \frac{z}{N_z} \quad (17)$$

Přitom norma $N_z \geq \max(z)$.

Pro jednotlivé proměnné jsme zvolili v závislosti na jejich odhadnutých maximálních hodnotách následující normy:

$\varphi_{\max} = \pi/6 = 0,52$		N_φ	= 1
$x_{\max} = 15$		N_x	= 20
$y_{\max} = 10$		N_y	= 20
$\sin \beta_{\max} = \cos \beta_{\max} = 1$		$N_{\sin \beta} = N_{\cos \beta}$	= 1
$d_{\max} = 100$		N_d	= 100
$N_{\max} = 600$		N_N	= 1000
$R_{1\max} = 150$		N_{R_1}	= 200

Norma $N_{\varphi'}$ pro rovnici (8) se volila na základě orientačního výpočtu.

Bylo zvoleno $N_{\varphi'} = 5$.

Časová transformace je dána vztahem

$$T = M_t \cdot t$$

Volíme $M_t = 10$; výpočet tedy probíhá desetkrát pomaleji než skutečný děj.

K normalizaci proměnných rovnice (8) je třeba uvažovat

$$\left(\frac{\varphi'}{5}\right) = -\frac{1}{5} \int \varphi'' dt$$

$$\varphi = -5 \int \left(\frac{\varphi'}{5}\right) dt$$

Dosažením norem do rovnice (8) dostáváme

$$\begin{aligned} \frac{q''}{5} = \frac{981}{5 ml} \left[-G \cos \varphi_o - (G \sin \varphi_o + c_1 l) q - 5 k_1 l \left(\frac{q'}{5} \right) + \right. \\ \left. + 1000 \cos \varphi_o \left(\frac{N}{1000} \right) \cos \beta + 1000 \sin \varphi_o \left(\frac{N}{1000} \right) \sin \beta - \right. \\ \left. - F_{po} + 200 \left(\frac{R_1}{200} \right) \cos \varphi_o \right] \end{aligned} \quad (18)$$

Obdobně dosažením do rovnic (10), (12), (14), (16) dostáváme

$$\frac{x'}{20} = \frac{50}{k_2} \left(\frac{N}{1000} \right) \sin \beta - \frac{c_2}{k_2} \left(\frac{x}{20} \right) \quad (19)$$

$$\frac{y'}{20} = \frac{50}{\bar{k}_2} \left(\frac{N}{1000} \right) \cos \beta - \frac{\bar{c}_2}{\bar{k}_2} \left(\frac{y}{20} \right) \quad (20)$$

$$\frac{1}{100} [R - h + l \cos \varphi_o q - (R + r + d) \cos \beta] + \frac{1}{5} \left(\frac{y}{20} \right) = 0 \quad (21)$$

$$\sin \beta = \frac{1}{\frac{R + r + d}{100}} \left(\frac{l \cos \varphi_o}{100} + \frac{l \sin \varphi_o q}{100} + \frac{v}{100} + \frac{1}{5} \left(\frac{x}{20} \right) - \frac{c}{100} \right) \quad (22)$$

Pro řešení rovnic (18), (19), (20), (21), (22) při respektování podmínek (2), (3) se sestavilo podrobné programové schéma, vycházející z obecného schématu uvedeného na obr. 3. Hodnoty koeficientů se vypočetly na základě parametrů základní úpravy, uvedených v tab. II.

Při vlastním výpočtu se jako základní závislost zjišťovala absolutní dráha středu hmatacího kotouče (vůči stojícímu souřadnému systému). Další důležité veličiny se zjišťovaly rovněž v závislosti na poloze hmatacího kotouče.

Podrobné programové schéma umožnilo získat souřadnice $\bar{x}$ a $\bar{y}$ (viz obr. 2)

$$\bar{x} = (R + r + d) \sin \beta - x \quad (23)$$

$$\bar{y} = (R + r + d) \cos \beta - y \quad (24)$$

Prakticky se však zjišťovala souřadnice $\bar{y}$ místo $\bar{y}$

$$\bar{\bar{y}} = \bar{y} - (R - h) \quad (25)$$

II. Parametry základní úpravy

G	l	φ_o	R	r	h	F_{po}
50	75	15°	25	5	$r/3 = 1,67$	25
c	c_1	k_1	c_2	k_2	$\bar{c}_2$	$\bar{k}_2$
200	5	0,4	20	0,1	100	0,1

Posunutí průběhu $\bar{y}$ vůči $\bar{y}$ o konstantu $R - h$ se dělo posunutím souřadného systému zapisovačem.

K vlastnímu řešení došlo na počítači MEDA-40TA, ke kterému byl paralelně připojen počítač MEDA-40TB. Zápis veličin se prováděl zapisovačem BAK II (výrobky n. p. Aritma). Použité programové schéma bylo zcela stabilní a řešení probíhala bez nejmenších obtíží. Podmínkou vynulování a stability zesilovačů byl kondenzátor, paralelně připojený k zesilovači implikátoru, který zabránil rozkmitání počítačích sítí a zahlcení zesilovačů.

Byl použit kondenzátor $0,1 \mu\text{F}$. Tento kondenzátor nijak neovlivňuje výsledek řešení. O tom svědčí to, že pro kondenzátory $0,1 \mu\text{F}$, $0,22 \mu\text{F}$ a $68\,000 \text{ pF}$ bylo řešení zcela totožné. Až při hodnotě $1 \mu\text{F}$ docházelo k patrným (i když malým) změnám některých veličin. Výpočet byl možný také při značně nižších hodnotách kapacit, avšak nulování v počátečních podmínkách bylo náročnější. Rovněž výrazným zpomalením celého výpočtu (změnou časového měřítka) se získané výsledky nezměnily.

Všechny dále uvedené výsledky se získaly vždy dvakrát (opakovaně), aby se vyloučily náhodné chyby při nastavování koeficientů a aby se ověřila reprodukovatelnost výsledků. Rozdíly obou výpočtů byly z hlediska požadavku daného řešení zanedbatelné. Velikost těchto odchylek klesala s dobou od zapnutí počítače. Proto se celý výpočet dělal během jedné pracovní směny. Důležitým kritériem posouzení správnosti a přesnosti výpočtu byl kvasistatický případ některých zkoumaných alternativ, který odpovídal dané alternativě, při přejezdu extrémně pomalou rychlostí. Takto získané výsledky se blížily statickému případu řešenému teoretickým způsobem.

3.2 VÝSLEDKY ŘEŠENÍ

Výsledkem řešení všech alternativ uvedených v tab. I jsou průběhy nejdůležitějších veličin znázorněných na obr. 4. Základní křivkou je zde dráha středu hmatače ($\bar{y} = f(\bar{x})$). Ostatní veličiny vyneseny rovněž v závislosti na $\bar{x}$ tedy doplňují dráhu středu hmatače o další údaje. Lze tedy pro každou polohu středu hmatače odečíst další veličiny, umožňující posoudit vlastnosti dané alternativy. Tento diagram, obdobně jako další tohoto typu, jsou kopie grafů získaných během řešení souřadnicovým zapisovačem.

Na obr. 4 jsou také vyznačeny významné hodnoty, které dále slouží jako parametry k porovnávání různých alternativ. Přitom tyto číselné hodnoty jsou chápány pouze jako porovnávací parametry srovnávaných alternativ (ke kvalitativnímu hodnocení).

U základní úpravy se zjistily hodnoty uvedené v tab. III.

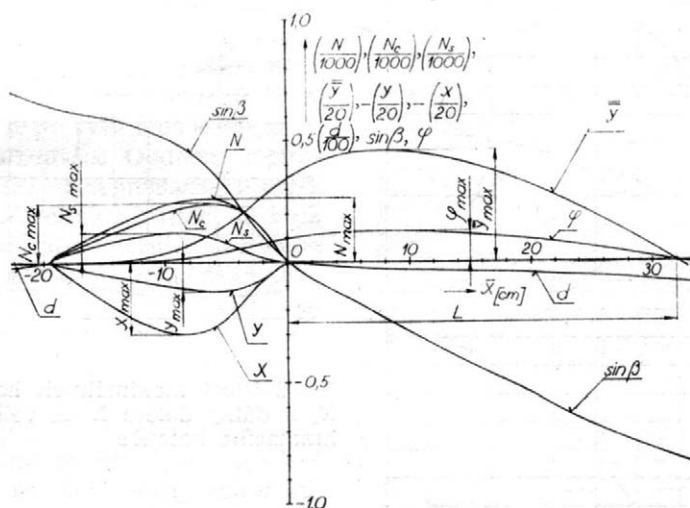
Na obr. 5 až 11 jsou vyneseny závislosti maximálních hodnot N , N_s a L (tedy silových účinků a délky doletu) na velikosti konstrukčních nebo provozních parametrů ořezavače chrástu.

Z obr. 5 lze velmi dobře posoudit vliv hmoty hmatacího kotouče. Je zřejmé, že s růstem hmoty velmi rychle rostou síly, které při nájezdu kotouče působí na řepu. Rychleji rostou svislé složky normální reakce než vodorovné. Vliv hmoty (obdobně jako vliv dalších parametrů) je účelné posoudit pro oblast parametrů blízkých základní úpravě

III. Výsledky základní úpravy

L	$\bar{y}_{\max}$	$N_{\max}$	$N_c \max$	$N_s \max$	d_o	$x_{\max}$	$y_{\max}$	$\varphi_{\max}$
315	9,1	255	225	118	0	5,9	2,4	0,125

Zvětšení hmoty o 10 kg způsobí přírůst svislé složky reakce asi o 30 kp a vodorovně o 10 kp. Rovněž schopnost sledovat řepy rozmístěné v řádku v malé vzdálenosti se při této vysoké rychlosti zhoršuje. Tak např. zvětšením hmoty o 10 kg stoupne délka doletu o 3 cm. Při zmenšení hmoty na 40 kg docházelo k zhoršení sledování vrcholu řepy (zjistila se vzdálenost nad vrcholem řepy $d_0 = 0,5$ cm). Tento nedostatek lze snadno odstranit, jak vyplývá z dalších úvah.

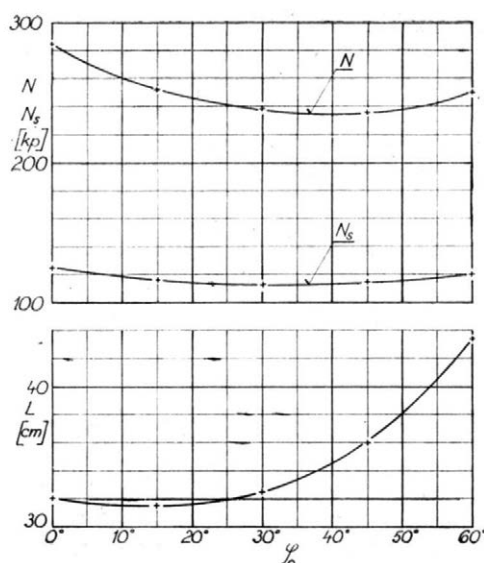
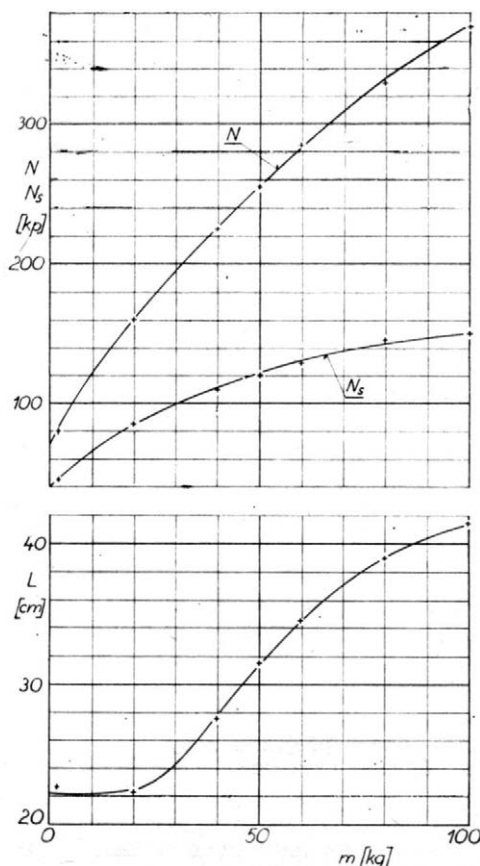


4. Průběh nejdůležitějších veličin během přejezdu řepy hmatacím kotoučem pro základní úpravu ořezavače

Je tedy zřejmé, že snížení hmoty hmatacího kotouče na hodnotu co nejmenší je pro ořezavač určený na vysoké pojezdové rychlosti základním požadavkem. I u současné koncepce ořezavače by hmota neměla přesahovat asi 50 kg. Pro dále uvažované optimální uspořádání se předpokládá, že bude dosaženo snížení na 45 kg (tedy o 5 kg).

Zajímavé je srovnání vlivu hmoty s vlivem přitlačné síly pružiny. Z obr. 7 vyplývá, že zvětšením předpětí přitlačné pružiny rostou silové účinky působící na řepu. Opět svislé složky rostou rychleji než vodorovně. Zvětšením předpětí pružiny (tj. přitlačné síly v základní poloze ramene odpovídající dotyku hmatáče s povrchem pole) o 10 kp stoupne svislá síla asi o 11 kp a vodorovná asi o 4 kp. Zvětšením přitlačné síly se však zlepší kopírovací schopnost ořezavače. Zvětšením přitlačné síly o 10 kp klesne délka doletu zhruba o 1 cm. Je tedy zřejmé, že zvyšování předpětí přitlačné pružiny je výhodnější než zvětšování hmoty hmatacího kotouče. Zvětšováním předpětí lze vždy zaručit dostatečnou kopírovací schopnost i při zvýšených pojezdových rychlostech, ovšem za cenu zvýšení sil, které poškozují řepu. Odlehčení ořezavače (s cílem snížit poškozování řepy) např. na nulové předpětí nebo dokonce zavěšení ořezavače na pružinu tak, aby přenášela celou tíhu hmatacího kotouče, není u současného provedení reálné. V prvním případě se již o něco zhoršilo sledování vrcholu tak, že $d_0 = 0,5$ cm a v druhém případě bylo již zcela nevyhovující, neboť $d_0 = 2$ cm. Je zřejmé, že silové účinky je možno snížit zmenšením předpětí pružiny pouze tehdy, dosáhneme-li zlepšení kopírovacích schopností jiným účinným způsobem (viz vliv konstanty přitlačné pružiny).

Velmi výhodné je použít ke zlepšení kopírovacích schopností pružiny s vysokou tuhostí. Jak plyne z obr. 8, nastává zvětšením tuhosti velmi významné zlepšení kopírovacích schopností. Je to pochopitelné, neboť síla přitlačující hmatací kotouč ke sledovaným bulvám roste se vzdáleností od bulvy. To umožňuje, aby při styku kotouče s bulvou byla



5. Závislost maximálních hodnot sil, N , N_s a délky doletu L na velikosti hmoty hmatacího kotouče

6. Závislost maximálních hodnot sil N , N_s a délky doletu L na velikosti sklonu ramene hmatacího kotouče v základní poloze

přítlačná síla působená pružinou poměrně nízká. Naopak při zhoršeném kopírování může přítlačná síla narůst na velmi vysokou hodnotu, a tím kopírování silně zlepšit. Je zřejmé, že zvětšením tuhosti pružiny téměř nedochází ke zvýšení silových účinků. Důvod spočívá v tom, že na špičku síly N působí především dynamický účinek při nájezdu kotouče na bulvu v počátku jevu, tedy při velmi malé deformaci pružiny, takže rozdíl silového účinku pružin s různou tuhostí je v tomto okamžiku malý. Navíc se uplatní to, že nárůst síly proběhne ve velmi krátkém čase a že síla působí na značnou hmotu hmatacího kotouče. Je zřejmé, že některé z těchto vlivů, zmenšujících nepříznivé zvýšení silových poměrů při zvýšené tuhosti pružiny, závisí na rychlosti a zvláště příznivě se projevují při vysoké pojízdné rychlosti. Z těchto důvodů je dále zkoumán také vliv rychlosti při zvýšení tuhosti přítlačné pružiny. Z celkového hodnocení vlivu tuhosti pružiny plyne, že použití pružiny s vysokou tuhostí je vhodnější než zvyšování předpětí pružiny. V daném případě lze navrhnout zvýšení konstanty přítlačné pružiny z $c_1 = 5$ kp/cm na hodnotu $c_1 = 15$ kp/cm a předpětí $F_{p0} = -10$ kp; v základní poloze je v pružině tah 10 kp. Tedy při zvednutí hmatacího kotouče asi 6 mm nad základní polohu je přítlačná síla pružiny nulová.

Z obrázku vyplývá, že vliv úhlu φ_0 na silové poměry i na kopírování není tak výrazný jako u předcházejících konstrukčních parametrů. Normální reakce N je nejnížší pro $\varphi_0 = 40^\circ$, její vodorovná složka N_s při $\varphi_0 = 30^\circ$ a délka doletu při $\varphi_0 = 15^\circ$. Za optimální lze považovat základní sklon ramene hmatacího kotouče $\varphi_0 = 30^\circ$. Tato hodnota odpovídá optimální síle N_s , jejíž hodnotu lze jinými parametry obtížně ovliv-

ňovat. Přitom N ani L není příliš vzdáleno od optimální hodnoty (L lze navíc příznivě ovlivnit jinými parametry).

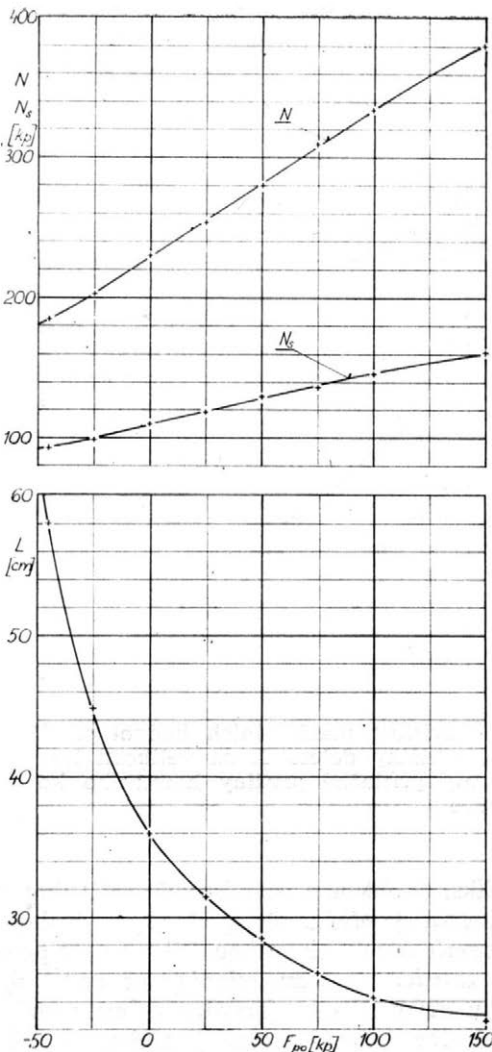
Z obr. 9 lze sledovat vliv poloměru hmatacího kotouče. Je zřejmé, že růstem poloměru klesají síly působící mezi kotoučem a řepou. Např. zvětšením poloměru o 5 cm (z 25 na 30 cm) klesne síla N o 15 kp a síla N_s o 6 kp. Výrazně vyšší změny nastávají v oblasti nízkých poloměrů. Z toho také plyne, že při vyšší řepě je vliv změny poloměru příznivější. Obdobně kopírovací schopnost se růstem hmatacího kotouče zlepšuje. Dálka doletu s růstem R klesá s přibližně konstantní směrnicí. Zvětšením poloměru z 25 na 30 cm klesne délka doletu o 2,5 cm. K těmto příznivým výsledkům je nutno dodat, že při zvětšování poloměru hmatacího kotouče je nutno postupovat opatrně.

S růstem poloměru roste i hmota, jejíž vliv působí velmi nepříznivě jak na silové poměry, tak na kopírovací schopnosti. Z těchto důvodů se navrhuje pro dále uvažovaný optimální případ zvětšení průměru hmatacího kotouče z 500 jen na 550 a nikoliv výše. Je třeba počítat také s tím, že se zvětšováním poloměru kotouče se zhoršuje schopnost sledovat za sebou bulvy značných výškových rozdílů a malých osových vzdáleností ideálním způsobem. Mezi výškovým rozdílem bulev a jejich osovou vzdáleností lze pro tento případ (obr. 12) vyvodit vztah (pro $\bar{x}$ a v_r v rozsahu od 0 do $R + r$)

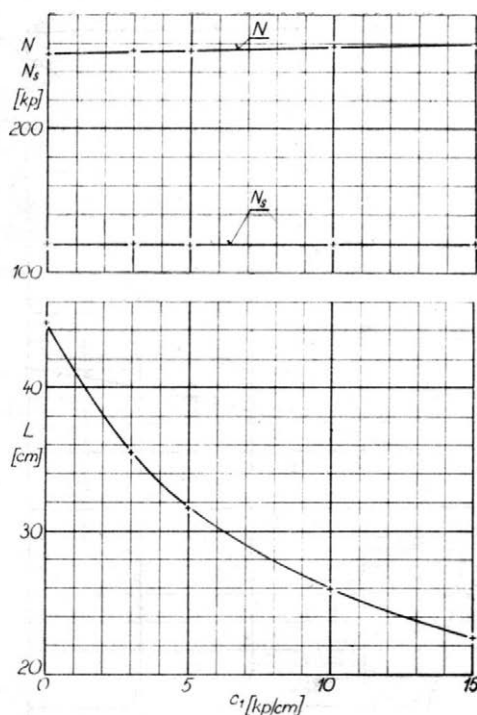
$$v_r = (R + r) \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\bar{x}}{r + R} \right)^2} \right) \quad (26)$$

Na obr. 13 je porovnávána závislost v_r a $\bar{x}$ (kružnice) pro $R = 25$ (rovněž ostatní parametry odpovídají základní úpravě) s obdobným případem, ale pro $R = 27,5$. Je zřejmé, že touto úpravou stoupne minimální vzdálenost bulev (s výškovým rozdílem 6,7 cm) z 18,7 na 20,0 cm, což není rozhodující zhoršení. Dále se zkoumal vliv délky ramene hmatacího kotouče. Z řešení vyplynulo, že i výraznou změnou délky ramene se mění silové poměry i kopírovací schopnost poměrně málo (výrazným zkrácením ramene se pouze nepatrně zhoršily silové poměry). Jedinou veličinou, která se změnou ramene značně mění, je úhel natočení ramene, což je pochopitelné.

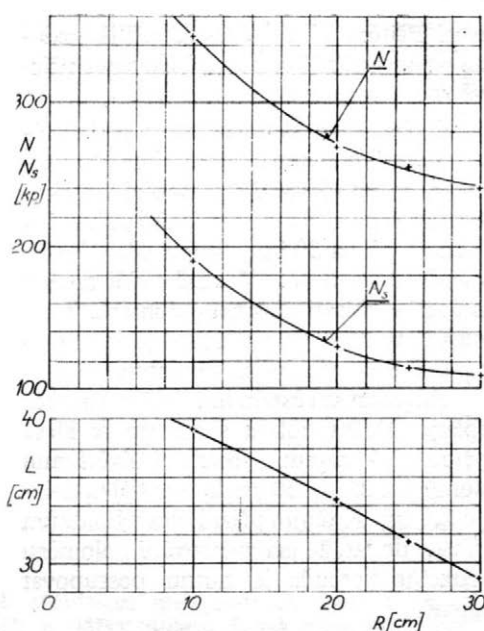
Tento výsledek neodporuje názoru, neboť silové poměry charakterizuje normální reakce v okamžiku nárazu na řepu, tedy při velmi malé hodnotě úhlu natočení ramene. Z toho plyne, že normální reakci určuje hlavně základní sklon ramene a nikoliv jeho



7. Závislost maximálních hodnot sil N , N_s a délky doletu L na velikosti předpětí přítláčné pružiny hmatacího kotouče



8. Závislost maximálních hodnot sil N , N_s a délky doletu L na velikosti konstanty přitlačné pružiny hmatacího kotouče



9. Závislost maximálních hodnot sil N , N_s a délky doletu L na velikosti poloměru hmatacího kotouče

délka. S ohledem na relativně malé úhly natočení ramene vůči jeho délce (platí pro alternativy přicházející prakticky v úvahu) je také ovlivňování dráhy letu hmatacího kotouče působené změnou délky ramene poměrně malé. Je třeba připustit i to, že některé ze zavedených zjednodušení (např. bod 1, 6, 7) mohou ovlivnit výsledky řešení sledující vliv délky ramene (pravděpodobně nikoliv podstatně). Z konstrukčního hlediska je výhodné zkrácení ramene. Je zřejmé, že snížení délky ramene ze 75 cm na 55 nezpůsobí výrazné zhoršení vlastností ořezávače a proto se s ním dále počítá pro optimální úpravu.

Jak plyne z obrázku 10, má výška řepy (resp. její velikost) velmi značný vliv na celý proces. Jak silové poměry, tak kopírovací schopnosti se s výškou řepy výrazně zhoršují. Zvětšením výšky řepy se zvláště nepříznivě zvětší vodorovné složky normálních reakcí (N_s). Zvětšení výšky řepy (ze základní hodnoty) o 5 cm způsobí růst N_s o 65 kp. Tato změna výšky způsobí zvětšení N o 55 kp a délky doletu L o 3 cm. Délka doletu neroste tedy tak významně jako síly. S výškou řepy se značně mění výška dráhy letu $\bar{y}_{\max}$. Je zřejmé, že při zvýšených rychlostech nelze úspěšně pracovat s dosavadním mechanismem při výšce řepy (resp. výškovém rozdílu sousedních bulev) nad 10 cm. Bylo by účelné požadovat solidní pracovní výsledky do rozumných výškových rozdílů sousedních bulev (např. 5 cm) a rovnoměrnost porostu podpořit vhodným agrotechnickým postupem.

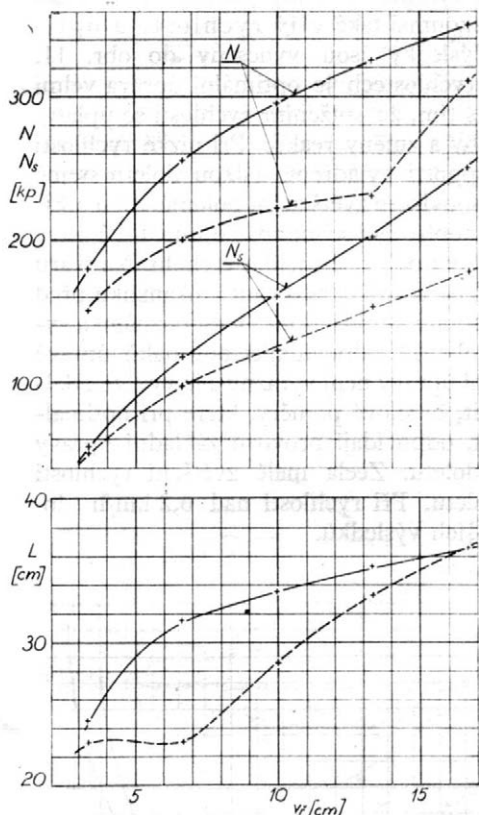
Dalším mimořádně významným provozním vlivem je vliv pojízdné rychlosti. Z obr. 11 plyne, že růstem pojízdné rychlosti rostou síly mezi řepou a hmatacím kotoučem. Zvýšením rychlosti z 5 na 10 km/h vzroste vodorovná složka síly o 30 kp a celková normální reakce o 105 kp, tedy velmi značně. Ještě výrazněji se zhorší kopírovací schopnost.

Dálka doletu se uvedeným zvýšením rychlosti prodlouží přibližně o 30 cm, což svědčí o tom, že kopírovací schopnost ořezavače je pojízdnou rychlostí nejvíce ovlivňována.

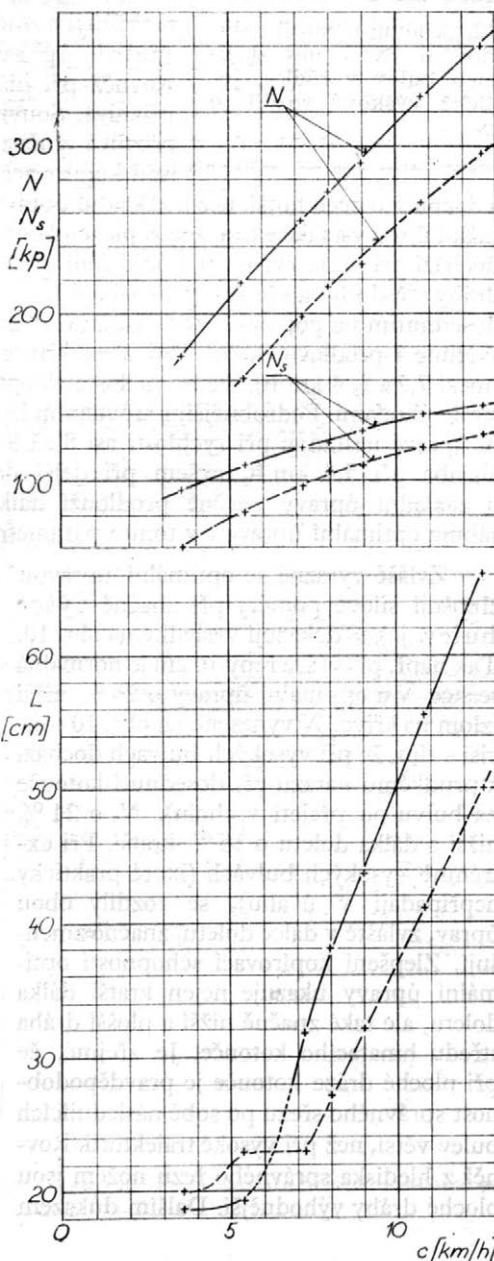
Na základě dříve uvedených výsledků byla sestavena úprava ořezavače, která spočívá na dříve zjištěných optimálních konstrukčních parametrech (tab. IV). Ostatní veličiny zůstaly v hodnotách uvedených v tab. II.

Příznivý vliv, dosažený touto změnou, je zřejmý z tabulky V i z obrázku 14.

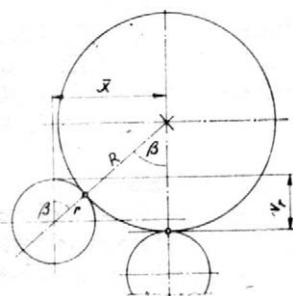
Rozdíl optimální a základní úpravy je skutečně výrazný. Značně se zlepšily silové poměry i kopírovací schopnost. Normální reakce se snížila o 22 %, vodorovná složka této reakce klesla o 18 %, délka doletu o 27 %. Konstrukční výhodou je to, že délka



10. Závislost maximálních hodnot sil N , N_s a délky doletu L na výšce řezy (plně pro základní úpravu a čárkovane pro optimální úpravu)



11. Závislost maximálních hodnot sil N , N_s a délky doletu L na velikosti pojízdné rychlosti (plně pro základní úpravu a čárkovane pro optimální úpravu)



12. Schéma ideálního sledování dvou následujících bulev v řádku, jejichž výškový rozdíl je v_r

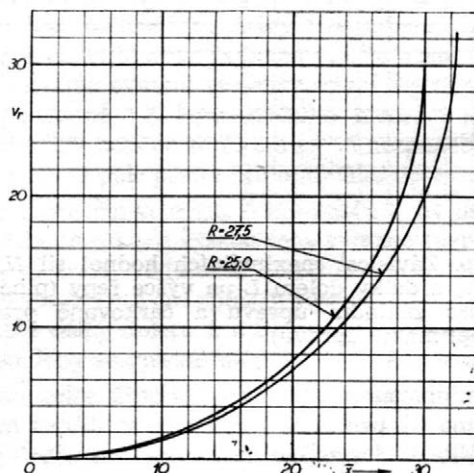
a dokonce o něco horší, než u základní úpravy; to souvisí se zvětšeným poloměrem u optimální úpravy a také s tím, že při principiálně lepší kopírovací schopnosti optimální úpravy dochází při nízké rychlosti k obíždění obrysu bulvy i po přejetí jejího vrcholu. Na tvaru dráhy středu hmatáče při rychlosti 5,4 km/h je patrné určité odpérování v okamžiku před dosednutím na podložku, ke kterému ve skutečnosti ani nemusí dojít. Tato poznámka vysvětluje i prodlevu, která vzniká na křivce L v obr. 11, odpovídající optimální úpravě (mezi 7,2 a 5,4 km/h). Tento nedostatek optimální úpravy není výrazný a je vyvážen dalšími výhodami. Podrobnějším srovnáním lze zjistit, že silové poměry, které při optimální úpravě nastanou při rychlosti asi 8 až 9 km/h, odpovídají provozu základní úpravy zhruba při 5,4 km/h, ovšem při delší dálce doletu. Zcela malé zvětšení rychlosti u základní úpravy značně prodlouží dálku doletu. Při rychlosti nad 6,2 km/h dosahuje optimální úprava i v tomto parametru lepších výsledků.

Zvláště výrazně se optimální úpravou zlepšují silové poměry při značné výšce bulev, jak to dokazují výsledky na obr. 10. Tak např. při výšce řepy 10 cm je normální reakce N u optimální úpravy o 25 % nižší (zlom na křivce N vynesené na obr. 10 souvisí s tím, že při vysokých bulvách dochází k prudkému nárazu při dosednutí kotouče na bulvu po přejetí vrcholu), N_s o 24 % nižší a dálka doletu o 15 % kratší. Při extrémně vysokých bulvách (které prakticky nepřipadají v úvahu), se rozdíly obou úprav, zvláště v dálce doletu, značně zmenšují. Zlepšení kopírovací schopnosti optimální úpravy ukazuje nejen kratší dálka doletu, ale také značně nižší a plošší dráha středu hmatacího kotouče. Je zřejmé, že při ploché dráze kotouče je pravděpodobnost správného sřezu po sobě následujících bulev větší, než při vysoké trajektorii. Rovněž z hlediska správného řezu nožem jsou ploché dráhy výhodnější. Dalším důkazem

ramene hmatacího kotouče je u optimální úpravy menší. Těchto příznivých výsledků se dosahovalo při poměrně vysoké rychlosti (7,2 km/h). Bylo by možné namítnout, že při nižších rychlostech nedojde k tak příznivému zlepšení (působením vysoké konstanty tuhosti pružiny). Byla proto zkoušena i pružina s nižší konstantou $c_1 = 10$. I tato alternativa dosahuje poměrně příznivých výsledků (při $c = 7,2$ km/h).

Dálka doletu se však prodloužila z 23 na 27,5.

K ověření vlivu vysoké konstanty pružiny a ostatních navržených změn se zkoumal také vliv rychlosti u optimální úpravy. Výsledky jsou vyneseny do obr. 11. Rovněž při nižších rychlostech je optimální úprava velmi příznivá. Souvisí to s tím, že snížením rychlosti se uplatní příznivá změna polohy a změny reakce. Při nízké rychlosti jsou kopírovací schopnosti vyjádřené dálkou doletu stejné



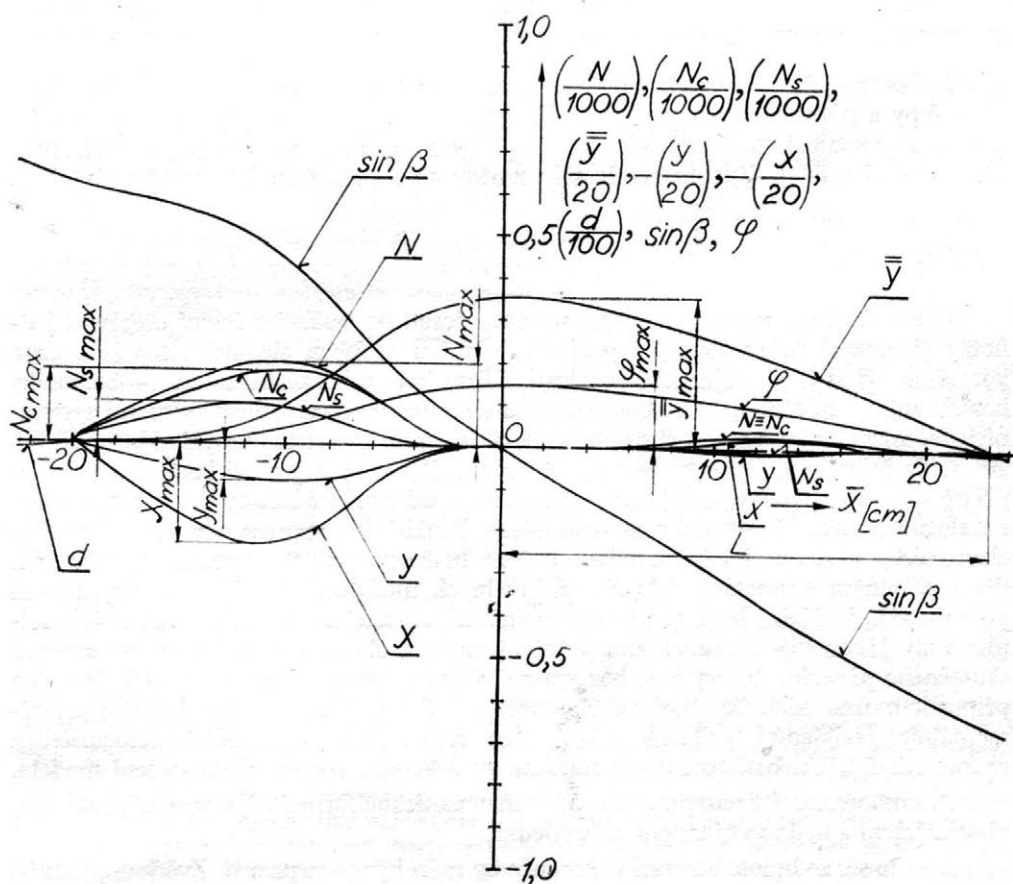
13. Výškový rozdíl dvou po sobě následujících bulev (při kterém je dodrženo ideální sledování podle obr. 12) v závislosti na jejich vzdálenosti pro dvě hodnoty poloměru hmatacího kotouče

IV. Srovnání konstrukčních parametrů optimální a základní úpravy

Úprava	G	F_{po}	c_1	φ_0	R	l
Základní	50	+25	5	15°	25,0	75
Optimální	45	-10	15	30°	27,5	55

V. Srovnání výsledků dosažených optimální a základní úpravou

Úprava	L	$\bar{y}_{\max}$	$N_{\max}$	$N_{c\max}$	$N_{s\max}$	d_0	$x_{\max}$	$y_{\max}$	$\varphi_{\max}$
Základní	31,5	9,1	255	225	118	0	5,9	2,4	0,125
Optimální	23,0	7,1	200	175	97	0	4,9	1,8	0,150



14. Průběh nejdůležitějších veličin během přejezdu řepy hmatacím kotoučem pro optimální úpravu ořezavače

dobré kopírovací schopnosti optimální úpravy je to, že pro všechny výšky bulev je veličina d_0 rovna nule.

Jak bylo uvedeno, jsou zjištěné výsledky závislé na fyzikálních konstantách popisujících vlastnosti řepy a půdy ($c_2, k_2, \bar{c}_2, \bar{k}_2$). Pro orientační posouzení těchto vlivů byl proveden výpočet s optimální úpravou, u které se měnila velikost jednotlivých konstant. Zkoumal se vliv jejich zvýšení a snížení o 25 %. Výsledky jsou uvedeny v tab. VI.

VI. Vliv změny konstant popisujících vlastnosti řepy a půdy

Konstanta	$\frac{c_2, k_2}{\bar{c}_2, \bar{k}_2}$	c_2		k_2		$\bar{c}_2$		$\bar{k}_2$	
Velikost konstanty	100%	75%	125%	75%	125%	75%	125%	75%	125%
L	23	24	23	23	23	23,5	23	23,2	23,2
$N_{\max}$	200	180	210	195	209	181	205	200	200
$N_s \max$	97	90	102	100	100	90	102	100	100

Z těchto výsledků vyplývá, že dosti výraznou změnou konstant popisujících vlastnosti řepy a půdy zůstávají nejdůležitější výsledky řádově stejné. Při jiné konstrukční úpravě se zkoumal také vliv konstanty k_1 . Tyto výsledky neuvádíme, protože mají orientační charakter. Zjistilo se, že vliv změny této konstanty byl zhruba obdobný.

ZÁVĚR

Práce obsahuje výsledky aplikací nového, dosud nepoužitého řešení ořezávací jednotky (hmatače) na analogovém počítači. Je řešen problém sledování řep hmatácím kotoučem při zvýšené jezdové rychlosti. Cílem bylo principiální řešení problematiky kopírování, tj. zjištění alespoň kvalitativního vlivu jednotlivých konstrukčních i provozních parametrů měnících se v širokém rozmezí. Hlavním kritériem porovnání jednotlivých alternativ je dráha pohybu hmatacího kotouče a silové poměry mezi kotoučem a řepou při přejezdu jedné bulvy. Zjištění těchto veličin na reálném modelu by bylo velmi nákladné, složité a v celé šíři prakticky neproveditelné. Použití této nové metody má tedy značný ekonomický význam. I když uvedené číselné hodnoty výsledků neodporují některým dříve zjištěným hodnotám získaným na reálných modelech použitých v přirozených podmínkách, je účelné je chápat jako porovnávací ukazatel zkoumaných alternativ a přitom vždy předpokládat stupeň zjednodušení modelu. Zvolený model je pouze analogií skutečného případu. Závěry jsou bez výhrad platné pouze pro zvolený model. Je nutno připustit možné odchylky číselných hodnot výsledků s ohledem na nedostatek experimentálních podkladů o fyzikálních vlastnostech řepy v půdě (např. průběh deformačních charakteristik). Úměrně tomuto nedostatku se volil také stupeň zjednodušení modelu.

Postup, uvedený v této práci, zahrnuje matematickou formulaci, sestavení programu, vlastní řešení a hodnocení získaných výsledků.

Zjistilo se, že hmota hmatacího kotouče by měla být co nejmenší. Zvětšení předpětí přítlačné pružiny je výhodnější než zvětšování hmoty hmatacího kotouče. Zvětšováním předpětí lze vždy zaručit dostatečnou kopírovací schopnost i při zvýšených jezdových rychlostech, ovšem za cenu zvýšení sil, které poškozují řepu. Velmi výhodné je použít

ke zlepšení kopírovacích schopností pružiny s vysokou tuhostí. Při vhodném uspořádání nedojde při zvětšení tuhosti k podstatnému zvýšení silových účinků. Optimální je pro danou alternativu sklon ramene hmatacího kotouče asi 30°. Poloměr hmatacího kotouče je výhodné zvyšovat. Omezení je však dáno tím, že růstem poloměru roste i hmota a zhoršuje se schopnost sledovat za sebou bulvy značných výškových rozdílů a malých osových vzdáleností geometricky ideálním způsobem. Vliv délky ramene hmatacího kotouče je při daném uspořádání poměrně malý. Velikost bulvy má na celý proces velmi výrazný vliv. Je účelné požadovat solidní pracovní výsledky do rozumných výškových rozdílů sousedních bulv a rovnoměrnost porostu podpořit vhodným agrotechnickým postupem. Velmi nepříznivě se projevuje růst pojezdové rychlosti.

Na základě těchto výsledků byla sestavena úprava, která se skládá z optimálních konstrukčních parametrů. Touto úpravou se značně zlepšily silové i kopírovací schopnosti ořezavače jak při zvýšených pojezdových rychlostech, tak při zvětšené výšce bulvy.

Literatura

- HAKEN J., 1967, Ořezávací jednotky pro vyšší pojezdové rychlosti. Dílčí zpráva VÚZS.
 JANKOVSKÝ F., 1963, Zpráva o zkouškách funkčních prvků sklizečů řepy (ořezávání a vyorávání). Zpráva VÚZS.
 SOUCEK Z., 1969, Řešení ořezavače řepného chrástu na analogovém počítači. Zpráva VÚZS.
 VALENTA J., 1966, Základy programování analogových počítačů. Praha.
 VALENTA J., ŠKVOR V., KOTVA M., 1966, Programování a řešení úloh na tranzistorových a analogových počítačích MEDA — T. Bratislava.

Došlo dne 8. 7. 1970

Решение ботвореза на аналоговой вычислительной машине

Работа содержит результаты внедрения нового, до сих пор не применявшегося решения ботвореза (с копирующим устройством) на аналоговой вычислительной машине. Решается проблема нахождения свеклы нащупывающим диском при повышенной поступательной скорости. Целью работы было принципиальное решение проблематики копирования, т. е. определения хотя бы количественного влияния отдельных конструктивных и эксплуатационных параметров, меняющихся в широком диапазоне. Главным критерием сравнения разных альтернатив является путь движения нащупывающего диска и силовые соотношения между диском и свеклой при переезде одного корня. Определение этих величин на реальном модели было бы очень дорогостоящим, сложным и в полном масштабе практически не осуществимым. Следовательно, применение этого нового метода имеет большое экономическое значение. Хотя приведенные цифровые данные результатов работы не противоречат некоторым, ранее установленным величинам, полученным на реальных моделях, применяемых в естественных условиях, целесообразно принимать их в качестве сравнительного показателя исследуемых альтернатив, причем, всегда необходимо предполагать степень упрощения модели. Избранный модель — это только аналогия действительного случая. Выводы безошибочно действительны только для данного модели. Необходимо допускать возможные отклонения цифровых данных результатов с учетом недостатка экспериментальных данных о физических свойствах свеклы в почве (напр. кривую характеристик деформаций). В соответствии с этим недостатком выбиралась также степень упрощения модели. Процесс, описанный в этой работе, включает математическую формулировку, составление программы, собственно решение и оценку полученных результатов.

Было установлено, что вес нащупывающего диска должен быть минимальным. Выгоднее увеличить предварительное напряжение прижимной пружины, чем увеличивать вес нащупывающего диска. Благодаря увеличению предварительного напряжения можно всегда обеспечить достаточную копирующую способность даже при повышенных поступательных скоростях, однако за счет увеличения сил, которые повреждают свеклу. Для улучшения копирующей способности очень выгодно применить пружины с высокой жесткостью. При правильной конструкции с увеличением жесткости повышение действия сил будет незна-

чительным. Оптимальным наклоном плеча нащупывающего диска для данной альтернативы является наклон примерно на 30° . Выгодно увеличивать радиус нащупывающего диска. Однако, ограничение обусловлено тем, что с увеличением радиуса увеличивается вес и ухудшается способность геометрически идеальным способом копировать корни, имеющие значительную разницу в высоте и малые осевые расстояния. Влияние длины плеча нащупывающего диска при данной конструкции сравнительно мало. Величина корня оказывает большое влияние на весь процесс. Целесообразно требовать солидные рабочие результаты до разумной разницы в высоте соседних корней, и равномерность насаждений поддерживать соответствующими агротехническими приемами. Очень неблагоприятно проявляется увеличение поступательной скорости.

На основе этих результатов было разработано усовершенствование, которое состоит из оптимальных конструкционных параметров. Благодаря этому усовершенствованию значительно улучшились силовая и копирующая способность ботвореза как при повышении поступательных скоростей, так и при увеличении высоты корней.

The Use of the Analog Computer for the Solution of the Parameters of Root Topper

The report presents the results of the applications of a new solution of the parameters of a root-topping unit (sensing device) which has not yet been used; the solution was performed by means of the analog computer. The problem of the tracking of beet plants by the sensing disk is solved under the conditions of a higher travelling speed. The aim was a principle solution of the problem of "copying", i. e. at least the determination of the quantitative effect of the separate construction and operation parameters varying in a broad range. The main criterion of the comparison of different variants is the track of the movement of the sensing disk and the force relations between the disk and beet root during the crossing of the root. The examination of these parameters by means of an real model would be very expensive, complicated, and practically unfeasible in its whole extent. Hence the use of the mentioned new method is of a high economic importance. Although the mentioned numerical values obtained from the computer treatment do not contradict some of the earlier values obtained by means of real models used under natural conditions, it is useful to take them as a comparative index for the alternatives under study and always to presume a degree of the simplification of the model. The model chosen is only an analogy of an actual case. The conclusions are applicable without reservations only to the very model. It is necessary to admit some possible deviations of the numerical values of the results occurring as a result of the insufficiency of experimental data concerning the physical properties of beet in soil (for instance the course of deformation characteristics). The degree of the simplification of the model was also chosen with respect to the mentioned insufficiency.

It was demonstrated that the mass of the sensing disk should be of a minimum value. An increased re-inforcing of the pressing spring is more advantageous than any increase of the mass of the sensing disk. Increased re-inforcing can always secure a sufficient "copying" ability even at higher travelling speeds; this would, however, entail an increase of the forces damaging beet. In order to improve the "copying" ability, it is useful to use a spring of high rigidity. A good set-up may secure that increased rigidity would not result in increased force effects. The sensing device arm sloping at ca. 30° is optimum for the given variant. It is advantageous to increase the radius of the sensing disk. This is, however, limited by the fact that an increased radius implies increased mass and that the ability of the tracking of roots showing large differences in height and short distances from axis to axis is far from geometrical idealness. The effect of the length of the arm is quite small in the given layout. The size of the root exerts a significant effect on the process. It is useful to require good performance results up to moderate height differences of neighbouring roots and to improve uniformity by means of a suitable agrotechnical set of practices. The increasing of the travelling speed has very unfavourable consequences.

A modification based on optimum construction parameters was assembled according to the mentioned results. This modification brought about a considerable improvement of the force and "copying" characteristics of the root topper, both at increased travelling speeds and at an increased height of root.

Die Lösung des Köpfgerätes mittels des Analogrechners

Die Arbeit enthält die Ergebnisse der Anwendung einer neuen, bisher nicht benützten Lösung des Tastorgans eines Rübenköpfgerätes auf dem Analogrechner. Es wird das Problem der Rübenastangung durch die Tastscheibe bei einer erhöhten Arbeitsgeschwindigkeit gelöst. Als Ziel wurde die prinzipielle Lösung der Problematik des Kopierens gesetzt, d. h. mindestens die Ermittlung des quantitativen Einflusses der einzelnen Konstruktions- und Betriebsparameter, welche sich im breiten Ausmaße ändern. Als Hauptkriterium der Gegenüberstellung der einzelnen Alternativen gilt die Bahn der Bewegung der Tastscheibe und die Kraftverhältnisse zwischen der Scheibe und der Rübe bei der Überfahrt einer Rübe. Die Ermittlung dieser Größen auf einem realen Modell wäre sehr kostspielig, kompliziert und in dem ganzen Bereiche praktisch undurchführbar. Die Anwendung der neuen Methode hat also eine große ökonomische Bedeutung. Auch wenn die angeführten Zahlenwerte der Ergebnisse manchen früher auf realen Modellen in natürlichen Bedingungen gewonnenen Werten nicht widersprechen, ist es zweckmäßig, dieselben als Vergleichskennzahlen der untersuchten Alternativen zu begreifen und dabei stets die Stufe der Vereinfachung des Modells vorauszusetzen. Das gewählte Modell stellt nur die Analogie eines wirklichen Falles dar. Die Schlußfolgerungen gelten ohne Vorbehalt nur für das gewählte Modell. Es ist notwendig, die möglichen Abweichungen der Zahlenwerte der Ergebnisse mit Rücksicht auf den Mangel der experimentellen Unterlagen über die physikalischen Eigenschaften der Rüben in dem Boden (z. B. Verlauf der Verformungscharakteristiken) zuzulassen. Proportionell zu diesem Mangel wurde auch die Stufe der Modellvereinfachung gewählt.

Das in dieser Arbeit angeführte Verfahren enthält die mathematische Formulierung des Problems, die Zusammenstellung des Programmes, die eigentliche Lösung und die Bewertung der gewonnenen Ergebnisse.

Es wurde ermittelt, daß das Gewicht der Tastscheibe womöglich klein sein sollte. Die Erhöhung der Vorspannung der Druckspiralfeder erscheint vorteilhafter als die Erhöhung des Gewichtes der Tastscheibe zu sein. Durch die Vergrößerung der Vorspannung kann immer die genügende Kopierfähigkeit auch bei erhöhten Fahrgeschwindigkeiten gewährleistet werden, natürlich nur bei erhöhten Kräften, welche die Rüben dann beschädigen. Sehr vorteilhaft ist es, für die Verbesserung der Kopiereigenschaften Spiralfeder mit hoher Steifheit zu verwenden. Bei der geeigneten Anordnung erfolgt bei der Vergrößerung der Steifheit keine bedeutende Erhöhung der Kräfteeinwirkung. Für die gegebene Alternative ist eine Neigung des Armes der Tastscheibe mit 30° optimal. Vorteilhaft ist es, den Halbmesser der Tastscheibe zu vergrößern. Hier ist jedoch eine Begrenzung dadurch bestimmt, daß mit der Vergrößerung des Halbmessers auch das Gewicht der Tastscheibe steigt und die Fähigkeit, nacheinander Rüben von beträchtlichen Höhenunterschieden und kleinen Achsenentfernungen geometrisch ideal zu unterscheiden, verschlechtert sich. Der Einfluß der Länge des Armes der Tastscheibe erzeigt sich als verhältnismäßig klein zu sein. Einen sehr bedeutenden Einfluß auf den gesamten Prozeß hat die Größe der Rüben. Es ist zweckmäßig, solide Arbeitsergebnisse bis zu den vertretbaren Höhenunterschieden der Rüben zu fordern und die Regelmäßigkeit des Bestandes durch geeignete anbautechnische Verfahren zu unterstützen. Sehr ungünstig beweist sich das Anwachsen der Fahrgeschwindigkeit.

Auf Grund dieser Resultate wurde eine Modifikation ausgelegt, welche sich aus den optimalen Konstruktionsparametern zusammensetzt. Durch diese Bearbeitung verbesserten sich beträchtlich die Kräfte- und Kopiereigenschaften des Köpfgerätes wie bei erhöhten Fahrgeschwindigkeiten, so auch bei der größeren Höhen der Rüben.

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

Výběr z nových přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTI
z úseku zemědělská technika

- Sokolov, A. J. C 19.398
Kombikormovyje zavody. Moskva, Kolos 1970. 430 s. obr. (Krmiva průmyslová — výroba — mechanizace / Mísirny krmiv — stroje a zařízení — příručky)
- Bartmann, R. E 34.230
Mechanisierte Wilchgewinnung. 3. überarb. und ergänzte Aufl. Berlin, VEB Deutscher Landwirtschaftsverlag 1969. 162 s. 95 obr. (Dojící zařízení — příručky)
- D 50.847/2037
Mjölkmätaren Waikato. Meddelande 2037. Uppsala, Statens maskinprovningar 1970. 5 s. 2 tab. (Měřiče mléka — Waikato — zkoušení — Švédsko — zprávy)
- Kühl, H. — Hillig, J. E 34.289
Mechanisierte Geflügelproduktion. Berlin, VEB Deutscher Landwirtschaftsverlag 1969. 207 s. 106 obr. 14 tab. (Drůbež — chov — mechanizace — brožury)
- E 34.291
Ustanovjavane strukturata na traktornija park v našeto selско stopanstvo. Sofija, BAN 1970. 67 s. 12 obr. 51 tab. (Traktorový park — struktura — stanovení — výzkum — Bulharsko)
- D 50.847/2001
Hur provar man traktorer? Vad säger resultaten. Meddelande 2001. Uppsala, Statens maskinprovningar 1970. 12 s. 15 obr. tab. (Traktory — zkoušení — metody — Švédsko — zprávy)
- Komándi, G. D 56.167/2
Teljesítménymérleg — és szilpívizsgálat traktoroknál. (Souhrn rus., angl., něm.). Az agrártudományi egyetem Tudományos értesítője 2. Gödöllő, Agrártudományi egyetem 1966. 33 s. 9+4 obr. (Traktory — konstrukce — pracovní vlastnosti — vliv — výzkum)
- Lebedev, A. T. — Serebrjakov, I. N. D 58.079
Ekspluatacija traktorov T 74 i DT 75. Moskva, Kolos 1970. 222 s. 79 obr. 28 tab. (Traktory — T-74 a DT-75 — využití — příručky)
- Beer, G. — Goffa, A. D 56.167/19
Eljárások Diesel porlasztók felújítására. Az agrártudományi egyetem tudományos értesítője 19. Gödöllő, Agrártudomány egyetem 1968. 20 s. (Dieselovy motory — vstřikovací trysky — opravy — brožury)

631.363.28

Lisování do briket je jedním z nejnovějších způsobů sklizně pícnin, který se pro své nesporné výhody proti jiným sklizňovým technologiím začíná stále ve větší míře uplatňovat ve světovém zemědělství.

Jednou z největších výhod tohoto způsobu sklizně je, že slisováním objemových pícnin do poměrně malých briket o velké objemové hmotnosti se dosáhne značné úspory dopravních prostředků a skladovacích prostor, a to 30 až 50 %. Vedle úspory dopravních prostředků a skladovacích prostor je další výhodou briketování to, že konečný produkt briketovacích lisů, tj. brikety, je velmi dobře manipulovatelný materiál s vlastnostmi sypkých hmot. Tato vlastnost briket umožňuje poměrně jednoduše mechanizovat všechny procesy od sklizně až po zkrmování briketované píce skotem.

Nastíněné výhody sklizně píce briketovacími lisy předurčují tuto technologii k širokému uplatnění i v našich podmínkách, zvláště při postupné specializaci zemědělských podniků a s tím spojené dopravě krmiv do příměstských farem specializovaných na výrobu mléka a hovězího masa.

V současné době je briketování nejvíce rozšířeno v USA. Briketovací stroje používané v USA (John Deere 400 atd.) jsou založeny na principu lineárního tlaku. Tyto stroje jsou velmi složité, drahé (cena samostatného stroje John Deere 400 je asi 35 000 US dolarů), příkonově náročné (zmíněný stroj John Deere pohání motor o výkonu 216 k) a pro naše podmínky nepoužitelné, protože se jimi může briketovat jen píce o obsahu sušiny okolo 80 %. Sušení píce na poli na tento obsah sušiny by v našem poměrně vlhkém klimatu bylo spojeno s vysokými ztrátami živin.

Z výše uvedených důvodů mají briketovací stroje, založené na principu lineárního tlaku, pouze omezené uplatnění, a to na velkých farmách v přímořských oblastech USA, kde je v době sklizně sena velmi stabilní slunečné počasí. Vzhledem k výhodám briketované píce hledali proto výzkumní pracovníci v USA a NSR nové způsoby lisování pícnin do briket, které by eliminovaly nevýhody, a tím i omezenou upotřebitelnost briketovacích strojů založených na principu lineárního tlaku. V obou zemích nezávisle na sobě byl vyvinut nový způsob briketování, a to navíjením píce na trn.

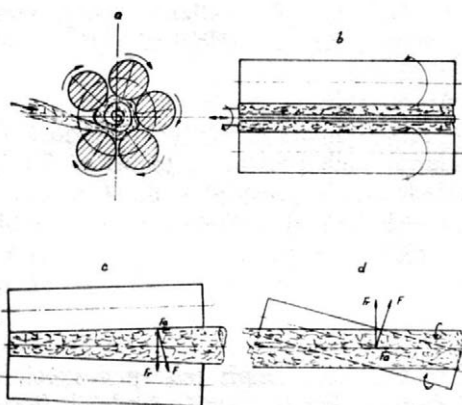
Briketovací stroje založené na tomto novém způsobu lisování píce jsou zatím jak v USA, tak i v NSR ještě ve stadiu výzkumu a vývoje. Dosavadní výsledky s touto novou technologií ale dávají předpoklady (malý příkon, jednoduchost, vlastní lisovací jednotky a možnost lisovat i zavadlou píci) pro uplatnění navíjecího způsobu briketování i v našich zemědělských závodech.

Vzhledem k tomu, že problém briketování pícnin není dosud ve světě uspokojivě vyřešen, bylo nutné zahájit vlastní základní i experimentální výzkum briketování pícnin. Výzkum byl na základě zahraničních i vlastních poznatků zaměřen na navíjecí způsob lisování, který je pro naše podmínky nejvýhodnější.

V tomto příspěvku jsou shrnuty výsledky jedné z etap výzkumu procesu briketování navíjením, prováděného ve VÚZS Praha 4 - Chodov.

1. TEORETICKÉ ÚVAHY O PROCESU LISOVÁNÍ PÍCNIN NAVÍJENÍM

Všechny základní postupy svinování píce do smotku o malém průměru (od cca $\varnothing$ 60 mm do cca $\varnothing$ 120 mm) známé v současné době jsou schématicky znázorněny na obr. 1. Ve všech těchto případech se stébelnatý materiál v tenkých



1. Schématické znázornění hlavních principů navíjecích briketovacích jednotek
- a) řez svinovacím prostorem
- b) válcový svinovací prostor s navíjecím trnem a vytlačovacím pístem
- c) kónický svinovací prostor - jednotka s šikmými válci
- d) svinovací jednotka s mimoběžnými válci

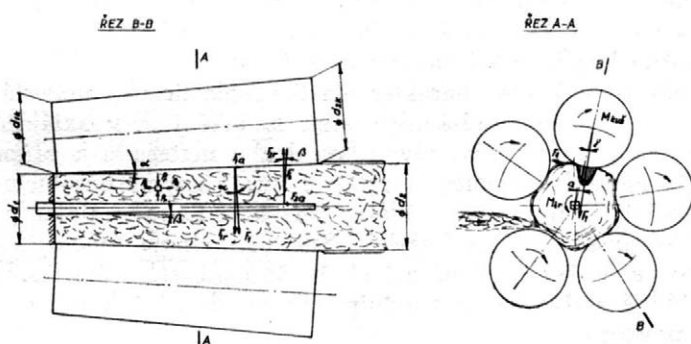
vrstvách přivádí vkladací štěrbinou do svinovacího prostoru. Tento prostor bývá omezen třemi až pěti lisovacími válci, resp. kuželi, které jsou uspořádány soustředně kolem osy svinování (a) a vyvíjejí potřebné radiální síly ke stlačení stébelnatého materiálu. Svinovaný provazec píce — smotek — se uvádí do rotace buď lisovacími válci, nebo navíjecím trnem, rotujícím v ose smotku (b), nebo kombinací válců a trnu. Axiální síla potřebná k vysunování smotku píce ze svinovacího prostoru může být odvozena buď od přidavného pístu (b), nebo je vyvozena reakcí od samotných lisovacích válců, resp. kuželů, jejichž osy jsou vzhledem k ose smotku šikmé (c) nebo mimoběžné (d).

Briketování bylo ve VÚZS zkoumáno na lisovacím agregátu typu c, doplněném kónickým navíjecím trnem, aby se poněkud zvýšila axiální síla, která napomáhá vytlačování smotku z lisovacího agregátu a tím i zvyšování výkonnosti briketovací jednotky.

Na obrázku 2 je zachycen rozklad sil působících na smotek píce v podélném i příčném řezu pokusnou briketovací jednotkou konstrukce VÚZS.

Při silovém rozboru uvedeného problému je třeba si uvědomit, že dochází ke styku tuhého válce (resp. kužele) s poddajným smotkem; tato poddajnost se mění po délce kuželů a je jiná pro vstupní kužel než pro kužele zbývající. Proto nelze tedy bez rozsáhlých experimentálních zkoušek podat úplný rozbor, ale pouze nastínit část problémů a osvětlit závislosti, ke kterým musí přihlížet konstruktér při návrhu stroje.

Při styku kužele a smotku dochází ke značné deformaci smotku normální silou F_1 a k nutnosti překonávat odpor valení, který působí proti smyslu otáčení smotku. Toto všechno v plné míře platí pouze v případě, kdy ještě nedochází k prokluzu mezi smotkem a kuželem. Dojde-li k prokluzu, bude převládat smykové tření nad valivým, a tím i směr normální síly F_1 se bude blížit spojnici středů otáčení kužele a smotku. K prokluzu



2. Rozklad sil působících na smotek píce u briketovací jednotky VÚZS

u sledované stolice, jak bylo zjištěno měřením, skutečně dochází. Z toho ale pak vyplývá, že velikost tečné síly působící ve smyslu otáčení smotku se musí rovnat $F_t = F_1 \cdot f$ (f — součinitel smykového tření), a tedy hnací moment M , kterým je poháněn smotek, bude roven

$$M = F_1 \cdot f \cdot R \cdot i + M_{tr} - F_1 \cdot a \cdot i$$

kde: F_1 — normální síla působící na válec
 f — součinitel smykového tření
 R — poloměr smotku v uvažovaném místě silového rozboru
 M_{tr} — hnací moment smotku vyvozený trnem
 a — rameno valivého odporu
 i — počet kuželů

Hnací moment vyvozovaný trnem bude vlivem jeho malého průměru, a tím i velkým působícím silám při malé pevnosti vláken smotku, proti momentu vyvozovanému kuželem malý.

Uvážíme-li tuto okolnost, bude pak moment M závislý přímo úměrně na normální síle F_1 , na které opět závisí výsledná měrná hmotnost smotku γ , a tedy $M = f_u(\gamma)$.

Zabývejme se nyní teoreticky možností snižovat velikost měrného příkonu vyjádřeného podílem příkonu a průchodnosti. Měrný příkon je možno snižovat dvojí cestou:

1. snižováním celkového příkonu (respektive krouticího momentu při konstantních otáčkách),
2. zvyšováním mezní průchodnosti.

Ad 1, Krouticí moment, závisející na výsledné slisovanosti smotku, lze jen velmi málo vnějšími konstrukčními zásahy snižovat; prakticky pouze tak, že průměr kuželů bude co největší, aby v prostoru mezi dvěma sousedními kuželi docházelo k co nejmenším vybouleninám smotku a aby přitom délka stolice byla

dostatečná, aby pro danou průchodnost nebylo třeba velké tloušťky vkládané vrstvy.

Ad 2. Průchodnost je možno vhodnými konstrukčními úpravami do určité míry ovlivňovat. Přitom vycházíme z předpokladu, že maximální možný průměr smotku je dán jinými hledisky (např. krmivářskými, manipulačními ap.).

a) Normální síla F_1 , působící kolmo na povrchu smotku, má dvě složky (obr. 2); axiální F_{1a} a radiální F_{1r} . Axiální složka (a to jak kužele, tak i trnu) působí přímo na smotek ve směru jeho posuvného pohybu a vypuzuje jej ven. Je ji tedy možno kuželovitostí smotku ovlivňovat.

b) Protože smotek má charakter elasticko-plastického materiálu, vyvolává radiální složka F_{1r} kromě radiálního tlaku p_r také tlak v axiálním směru p_a , jehož velikost bude kromě toho záviset na druhu materiálu a průměru smotku. (Na obr. 2 je nakreslen element smotku s vyznačenými působícími tlaky; pro zjednodušení však není brána v úvahu změna radiálního tlaku p_r se změnou průměru ani se změnou délky kužele). Střední hodnota tohoto axiálního tlaku p_a , působícího na průřez smotku, způsobuje, že i při válcovém lisování prostoru, kde nejsou žádné složky sil v axiálním směru, dochází k vypuzování smotku z lisovacího prostoru.

Uvedené síly a tlaky působí silově přímo na smotek ve smyslu jeho posuvného pohybu a ovlivňují průchodnost materiálu.

c) Další vliv, který může působit na průchodnost, je snížení odporu při posuvném pohybu smotku. Bude jistě výhodné, a to jak z hlediska uvedeného odporu, tak i z hlediska slisovanosti materiálu, bude-li docházet při průchodu smotku stolicí k jeho zkrucování, a to tak, že otáčky smotku na výstupu stolice budou vyšší než na vstupu a ne naopak. Tímto zkrucováním se zvýší slisovanost smotku a současně se zmenší jeho průměr (zmenší se rozpínavost smotku vlivem utuženého povrchu) bez podstatnějšího zvýšení příkonu. Utuženějším a upravenějším povrchem se dosáhne snížení odporu proti posuvnému pohybu, a tím i zvýšené průchodnosti.

Budeme-li na okamžik předpokládat, že nedochází ke skluzu mezi kuželi a smotkem, vyplývá z této podmínky vztah pro rozměry lisovacího prostoru (obr. 2)

$$\frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{d_{2k}}{d_{1k}} = Y > 1$$

Pro použitý tvar lisovacího prostoru by tedy mělo platit, že kuželovitost lisovacího prostoru má být menší než kuželovitost lisovacích kuželů.

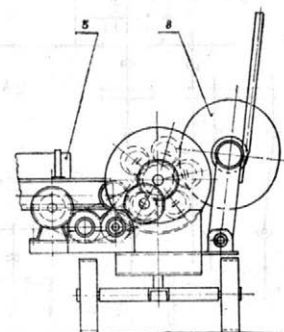
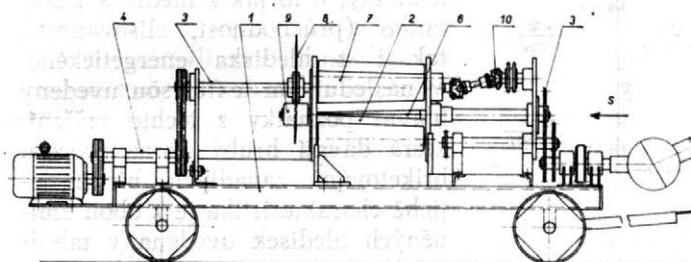
Při návrhu stolice uvedeného typu je tedy potřeba podle těchto úvah přihlížet při maximálním možném průměru smotku i průměru kuželů a přiměřeně tloušťce vkládané vrstvy hlavně ke správné volbě jednak kuželovitosti lisovacího prostoru (závisí na ní síla smotek vypuzující), jednak hodnoty Y (závisí na ní velikost odporu smotku při průchodu stolicí a utuženost jeho povrchu).

Optimální návrh stolice je možný jedině na základě experimentálních prací a dlouhodobých zkoušek, při nichž by se sledoval podrobně vliv jednotlivých parametrů stolice.

2. CHARAKTERISTIKA LABORATORNÍ BRIKETOVACÍ STOLICE

Laboratorní briketovací stolice (obr. 3 a 4) byla konstruována jako stacionární pokusné zařízení, které by svým koncepčním řešením umožňovalo jednak vlastní výzkum procesu briketování svinováním píce — a to především

praktické ověření teoretických závěrů komentovaných v předcházející kapitole, jednak by umožňovalo kontinuální výrobu dostatečného množství briket pro zajištění konzervačních a krmivářských pokusů. Jednotlivé funkční uzly byly proto navrženy s velkou variabilitou změn svých hlavních funkčních parametrů, jako jsou např. vrcholový úhel a délka svinovacího prostoru, vzájemný poměr obvodových rychlostí atd.; při návrhu bylo také počítáno s indikací silových a příkonových poměrů těchto uzlů při svinování píce.



3. Schéma laboratorní briketovací stolice; 1 — podvozek, 2 — briketovací svinovací jednotka, 3 — řezné ústrojí, 4 — převody, 6 — navíjecí trn, 7 — lisovací kužely, 9 — opěrný váleček, 10 — kloubový hřídel

4. Schéma laboratorní briketovací stolice — pohled směrem „S“; 5 — vkládací dopravník, 8 — řezný kotouč

Funkci briketovací stolice VÚZS lze ve stručnosti popsat následovně:

Píce ručně navrstvená na vkládacím dopravníku (5) je vtahována rotujícím smotkem píce do svinovacího prostoru (2). V tomto prostoru, omezeném pěti naháněnými kuželi (7), se píce lisuje navíjením na smotek, v jehož středu rotuje kónický navíjecí trn (6). Svinovací prostor se rozšiřuje ve směru postupu materiálu.

Smotek píce je ze svinovacího prostoru vytlačován axiální složkou síly od lisovacích kuželů a navíjecího trnu.

Jednotlivé brikety jsou ze smotku vystupujícího ze svinovacího prostoru oddělovány rotujícím eliptickým nožem (8).

Hlavní technické parametry funkčních uzlů briketovací stolice VÚZS:

celková délka stolice	2700 mm
celková výška stolice	1050 mm
celková šířka stolice	950 mm
délka svinovacího prostoru	300; 450; 600 mm
výstupní vnitřní průměr svinovacího prostoru	120 mm
vrcholový úhel svinovacího prostoru	30'; 1°40'; 2°30'; 3°40'
počet lisovacích kuželů	5
průměr paty kužele	122 mm
výška vkládacího otvoru	60 mm
průměr navíjecího trnu — špička	12 mm
— pata	35 mm

Údaje o otáčkách a převodových poměrech funkčních orgánů jsou uvedeny na obrázcích 5 a 6.

3. NĚKTERÉ POZNATKY Z FUNKČNĚ-ENERGETICKÝCH MĚŘENÍ

Cílem funkčně-energetických měření bylo osvětlit proces briketování svinováním na navržené briketovací jednotce při různém nastavení konstrukčních parametrů této jednotky, a to jak z hlediska funkčního (průchodnost, slisovanost), tak i z hlediska energetického. V následujícím textu jsou uvedeny hlavní poznatky z těchto měření, která dávají hrubý obraz procesu briketování zaváděných píce, jejichž charakteristika je z obou zmíněných hledisek uvedena v tabulce I.

3.1 VÝSLEDKY FUNKČNÍCH ZKOUŠEK

Průchodnost briketovací jednotkou

Dříve, než budou podrobně rozebírány jednotlivé okolnosti ovlivňující výkonnost briketovací jednotky a slisovanost briket, je nutné uvést, že nejprůchodnější podmínky pro kontinuální svinování píce nastávají podle našeho pozorování při rovnoměrném dávkování píce po celé délce svinovacího prostoru. Ve všech dále komentovaných zkouškách se tedy šířka vkládané vrstvy ztotožňuje s délkou svinovacího prostoru.

5. Schéma převodů briketovací stolice s vyznačením měřicích míst. Měřicí místa: I — celkový příkon, II — příkon lisovacích kuželů, III — příkon navijecího trnu, IV — síla na lisovací kužel

Dalším poznatkem ze zkoušek je, že není potřeba vkládaná stébla píce orientovat do podélného směru (souhlasně s osou vkládacího dopravníku). Orientací, a tedy uspořádáním vrstvy píce, se nezvyšuje průchodnost ani kvalita briket. Dávujeme-li ale píci nerovnoměrně (v chuchvalcích), dochází k určitému poklesu průchodnosti a je nebezpečí, že se svinovací prostor zahltní a ucpe.

Dalším poznatkem ze zkoušek je, že není potřeba vkládaná stébla píce orientovat do podélného směru (souhlasně s osou vkládacího dopravníku). Orientací, a tedy uspořádáním vrstvy píce, se nezvyšuje průchodnost ani kvalita briket. Dávujeme-li ale píci nerovnoměrně (v chuchvalcích), dochází k určitému poklesu průchodnosti a je nebezpečí, že se svinovací prostor zahltní a ucpe.

I. Charakteristické hodnoty píce

Druh píce	Čís. měř.	Průměrný průměr lodyh (mm)	Průměrná délka stébel (cm)
vojtěška	1—35	2,17	26,36
vojtěška	36—80	2,07	30,47

Průchodnost, a tedy i výkonost briketovací jednotky lze ovlivnit změnou otáček, výškou vkládané vrstvy, délkou a úhlem svinovacího prostoru. Nejobektivnější posouzení závislosti průchodnosti na změně výše uvedených parametrů lze učinit ze vzájemného porovnání průchodností, přepočtených na 100 % sušiny.

Závislost průchodnosti na změně jednotlivých parametrů si rozebereme podrobněji.

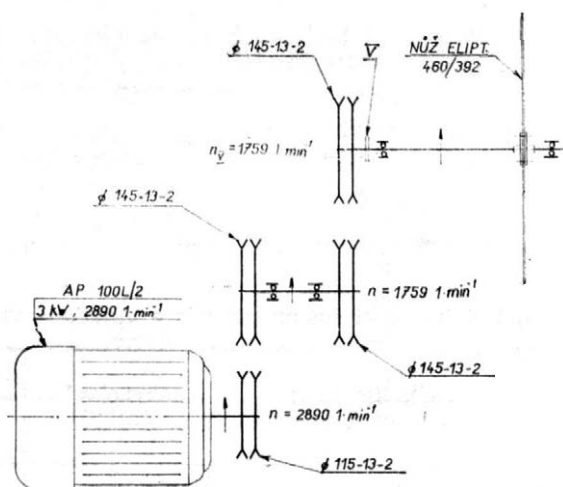
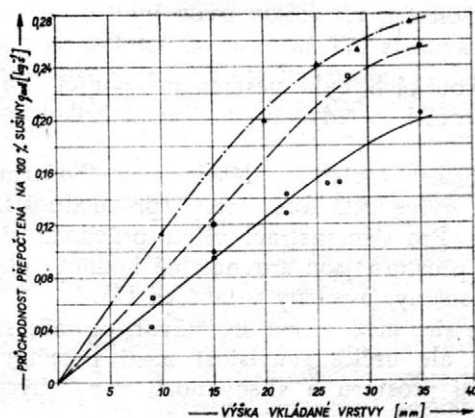
Vliv změn otáček na průchodnost

Závislost průchodnosti na změně otáček byla zjišťována při konstantním dávkování a poměru $n_{II} : n_{III} = 1$ (obr. 5). Také délka lisovacího prostoru a jeho vrcholový úhel byly během proměřování této závislosti konstantní.

Výsledky měření byly graficky vyhodnoceny (obr. 9 — zk. 8—17). Z tohoto grafu je zřejmé, že mezi otáčkami a průchodností je lineární závislost. Když při výšce vkládané vrstvy cca 15 mm a délce lisovacího prostoru 300 mm zvýšíme otáčky trnu o 100 l min^{-1} , vzroste průchodnost přepočtená na sušinu o $0,03 \text{ kg s}^{-1}$.

Vliv výšky vkládané vrstvy na průchodnost

Jedním z hlavních úkolů funkčních zkoušek bylo zjištění maximální výšky vrstvy vkládané píce, při níž ještě nedochází k zahlcování a ucpávání briketovací jednotky. V daném provedení lze bez ohledu na délku svinovacího prostoru (300 i 450 mm) vkládat do briketovací jednotky souvislou vrstvu píce asi 35 mm vysokou, aniž by byla narušována kontinuálnost briketování.



6. Schéma převodů řezného ústrojí s vyznačením měřícího místa. Měřící místo: V — příkon rotačního nože

7. Vliv výšky vkládané vrstvy na průchodnost při konstantních otáčkách
 délka svinovacího prostoru 300 mm;
 otáčky trnu i lisovacích kuželů 265 l min^{-1} ; obsah sušiny 55,4 %
 ————— vrcholový úhel svinovacího prostoru 100°
 ———— vrcholový úhel svinovacího prostoru 220°
 - - - - - vrcholový úhel svinovacího prostoru 30°
 ————— délka svinovacího prostoru 450 mm
 — otáčky 245 l min^{-1}

Naměřené hodnoty byly graficky vyhodnoceny na obr. 7 pro všechny zkoušené varianty lisovacího prostoru. Strmost křivek závislosti průchodnosti na výšce vkládané vrstvy roste s délkou a velikostí vrcholového úhlu svinovacího prostoru. Charakter všech tří vynesných křivek dokumentuje, že vrstva zhruba 35 mm vysoká je skutečným maximem, které lze do briketovací jednotky dávkovat.

Hodnoty maximálních naměřených průchodností přepočtených na sušinu při výšce vkládané vrstvy píce přibližně 35 mm jsou uvedeny v tabulce II.

II. Průchodnosti sušiny při výšce vkládané vrstvy 35 mm

Délka lisovacího prostoru (mm)	Vrcholový úhel (°)	Otáčky trnu (ot/min ⁻¹)	Průchodnost přepočtená na 100 % sušiny (kg.s ⁻¹)
300	100	265	0,225
300	220	265	0,255
450	30	245	0,276

Vliv délky a vrcholového úhlu svinovacího prostoru na průchodnost

Měření závislosti průchodnosti na těchto dvou parametrech jsou značně neúplná, protože určité nepřesnosti, způsobené výrobou, nedovolovaly ověření všech variant změny úhlu svinovacího prostoru na provozně spolehlivý chod lisovacích kuželů dlouhých 600 mm. Ve značně pokročilém termínu, kdy funkční zkoušky probíhaly, se nedal ani zajistit dostatek vhodné píce při případném odstranění zmíněných závad v dílnách VÚZS.

Určitá závislost průchodnosti na těchto parametrech je zřejmá jak z grafu na obr. 7, tak i z tabulky II maximálních průchodností. Jak vyplývá z uvedené tabulky, zvětšením vrcholového úhlu (svinovací prostor se rozšiřuje směrem k výstupnímu otvoru) o 120°, tj. na 2°, se zvýší maximální průchodnost cca o 10 %.

Přednosti prodloužení svinovacího prostoru jsou nejpatrnější ze snížení příkonu odebíraného briketovací jednotkou.

Slisovatelnost briket

Slisovanost briket vyráběných ve zkouškách byla vesměs vyhovující. Podrobně bude celý problém objemové hmotnosti, a tedy slisovatelnosti briket rozebrán v samostatném článku.

Objemová hmotnost a slisovanost briket závisí na délce navíjecího trnu (v poměru k délce svinovacího prostoru), výšce vkládané vrstvy (průchodnosti) a vrcholovém úhlu svinovacího prostoru. Pro demonstraci vlivu průchodnosti a poměru délky trnu k délce svinovacího prostoru jsou srovnatelné hodnoty objemové hmotnosti, přepočtené na 100 % sušiny, uvedeny v tabulce III.

Hodnoty uvedené v tabulce III nelze sice mezi sebou srovnávat, protože se zde změnila délka svinovacího prostoru, ale určitá souvislost mezi poměrem délky navíjecího trnu k délce svinovacího prostoru a slisovaností vyrobených briket zřejmě existuje.

III. Objemová hmotnost briket pro různé průchodnosti a pro délku navíjecího trnu

Délka lisovacího prostoru (mm)	Délka navíjecího trnu (mm)	Průchodnost přepočtená na 100 % sušiny ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	Objemová hmotnost briket přepočtená na 100 % sušiny ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
300	300	0,107	418,7
450	300	0,115	521,0
300	300	0,209	464,4
450	300	0,203	543,0

3.2 ENERGETICKÁ MĚŘENÍ

K zjištění celkového příkonu briketovací stolice a jeho rozdělení na jednotlivé pracovní orgány v závislosti na seřízení stolice, druhu materiálu a průchodnosti byla provedena energetická měření briketovací stolice v pěti místech konstrukce (obr. 5 a 6).

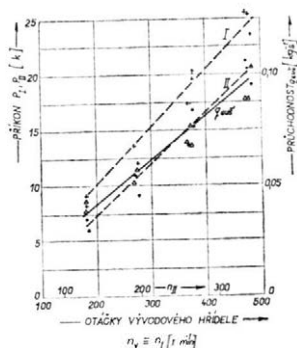
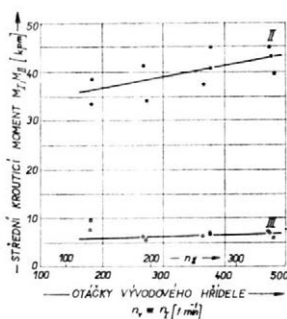
Krouticí momenty potřebné k zjištění příkonu a radiální síla byly měřeny elektrickými odporovými tenzometry. Výsledky těchto měření pro zaváděnou píci, jejíž charakteristika je uvedena v tab. I o různém obsahu sušiny a pro různá nastavení konstrukčních parametrů stroje, jsou graficky vyhodnoceny na obrázcích 8 až 13. Parametry specifikující seřízení stroje a vkládaný materiál jsou uvedeny u každého obrázku.

Z obrázků je zřejmé, že nejvýhodnější nastavení stroje z hlediska velikosti příkonu, slisovanosti smotku a průchodnosti materiálu je nastavení poslední (č. m. 67 až 76), kdy byla délka kuželů 450 mm a úhel svinovacího prostoru 30°. Příkon při tomto nastavení je zhruba o 20 % nižší než u ostatních alternativ při materiálu o obsahu sušiny 55 až 63 %.

Výrazně vyšší příkon byl zjištěn při měření č. 18 až 33, kdy použitý materiál měl obsah sušiny 45 %, ale obsahoval velké procento suchých shrabků a suché vojtěšky na rozdíl od stejného nastavení stolice, ale jiného, kvalitnějšího materiálu o obsahu sušiny 55 % (č. m. 55 až 64), a to i tehdy, přepočteme-li oba příkony na stejný obsah sušiny.

Pro zjištění vlivu otáček na průchodnost materiálu stolicí a na měrný příkon byly měřeny (č. m. 8 až 17) sledované veličiny při konstantní průchodnosti (přibližně) na jednu otáčku stroje. Tato konstantní průchodnost byla dosažena rozprostřením určitého množství vkládaného materiálu vždy na stejnou délku dopravníku (pohon dopravníku je odvozen od stolice). Výsledky měření jsou pak vyneseny na obrázcích 8 a 9. Z nich je patrné, že se zvyšováním otáček stroje stoupá měrný příkon (příkon na jednotku průchodnosti materiálu). Tento závěr je třeba brát s rezervou, protože byl zjištěn u materiálu s velkým procentem suchých shrabků, který měl při zkouškách nejvyšší měrný příkon a s kterým se dosahovalo velmi malé průchodnosti.

Poměry ve svinovacím prostoru lze posuzovat z velikosti radiální reakce v místě upevnění kužele k rámu na výstupu stolice (místo IV). Velikost této síly závisí hlavně na tlakových poměrech mezi kuzelem a válcem; za předpokladu známého (předpokládaného) rozdělení tlaku po délce kužele z ní můžeme tento tlak vypočítat. Předpokládáme-li tedy rovnoměrné rozdělení tlaku po délce



8. Závislost středních krouticích momentů na otáčkách vývodového hřídele traktoru pro konstantní průchodnost na 1 otáčku kuželů (číslo měření 8 až 17)

Výška vkládané vrstvy 15 mm; obsah sušiny 45,41 %; délka svinovacího prostoru 300 mm; vrcholový úhel svinovacího prostoru 100°

9. Závislost příkonů a průchodnosti přepočtené na 100 % sušiny na otáčkách vývodového hřídele traktoru pro konstantní průchodnost na 1 otáčku kuželů (číslo měření 8 až 17)

Výška vkládané vrstvy 15 mm; obsah sušiny 45,41 %; délka svinovacího prostoru 300 mm; vrcholový úhel svinovacího prostoru 300°

———— průchodnost sušiny v závislosti na otáčkách

----- celkový příkon a příkon lisovacích kuželů na otáčkách

kužele a parabolické rozdělení mezi válcem a smotkem (v kolmé rovině na osu smotku — obr. 2), bude maximální dotkový tlak

$$p_d = \frac{3F_{IV}}{\delta.L}$$

kde: p_d — maximální dotkový tlak

F_{IV} — radiální síla v místě upevnění kužele na výstupu

L — délka lisovacího prostoru

δ — šířka dotkové plochy kužele a smotku

Dosadíme-li za

$$F_{IV} = 500 \text{ kp}; L = 30 \text{ cm}; \delta = 2 \text{ cm},$$

dostaneme velikost maximálního dotkového tlaku

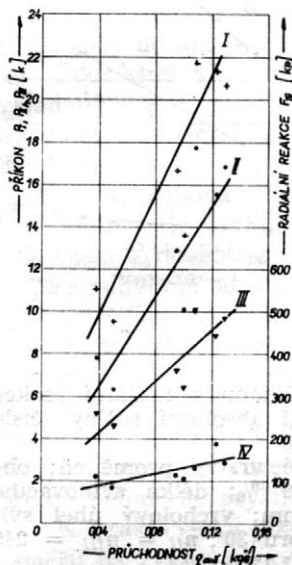
$$p_d = 25 \text{ kp cm}^{-2}$$

Předpokládáme-li, že rozdělení tlaku po délce kužele je trojúhelníkové (na vstupu nejvyšší a na výstupu nulové), bude dotkový tlak maximální ve vstupní části — a to třikrát vyšší než při rovnoměrném rozdělení tlaku. Budeme-li naopak počítat s tím, že maximální tlak bude na výstupu a nulový na vstupu stolice, bude tento dotkový tlak největší ve výstupní části — a to 1,5krát vyšší, než při rovnoměrném rozdělení. Skutečný dotkový tlak pak bude ležet uvnitř uvedeného rozmezí a bude záviset na délce vstupu materiálu vzhledem k délce kuželů.

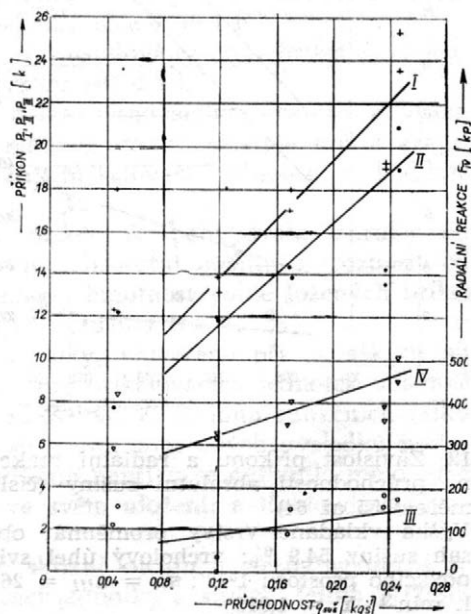
Na výkonnost stolice má určitý vliv i kuželový navíjecí trn, který slouží jednak k prvnímu navinutí smotku a zaplnění lisovacího prostoru, jednak podporuje otáčení a vypuzování smotku.

Funkce stolice v případech, kdy obvodová rychlost trnu předpokládaná na vnějším obvodu smotku nesouhlasila s obvodovou rychlostí kuželů (byla buď

vyšší nebo nižší — obr. 5), byla zjevně horší a nebyla podrobněji sledována. Při vyšší obvodové rychlosti trnu (při jeho vyšších otáčkách než jsou teoretické otáčky smotku) docházelo totiž k utržení trnu od smotku a naopak při nižších otáčkách (než byly skutečné otáčky smotku) byl trn poháněn smotkem. Otáčky trnu by tedy měly být poněkud vyšší než skutečné otáčky smotku, ale jen do té míry, aby nedocházelo k jeho utržení od smotku. I když se trn u některých konstrukcí nepoužívá, lze říci, že jeho použití je spíše výhodné.



10. Závislost příkonu a radiální reakce na průchodnosti absolutní sušiny (číslo měření 18 až 33). Výška vkládané vrstvy proměnná; obsah sušiny 45,4 %; délka svinovacího prostoru 300 mm; vrcholový úhel svinovacího prostoru $1040'$; $n_{II} = n_{III} = 265 \text{ l. min}^{-1}$; $Y = 1,015$



11. Závislost příkonu a radiální reakce na průchodnosti absolutní sušiny (číslo měření 38 až 47). Výška vkládané vrstvy proměnná; obsah sušiny 60,3 %; délka svinovacího prostoru 300 mm; vrcholový úhel svinovacího prostoru $3040'$; $n_{II} = n_{III} = 265 \text{ l. min}^{-1}$; $Y = 0,925$

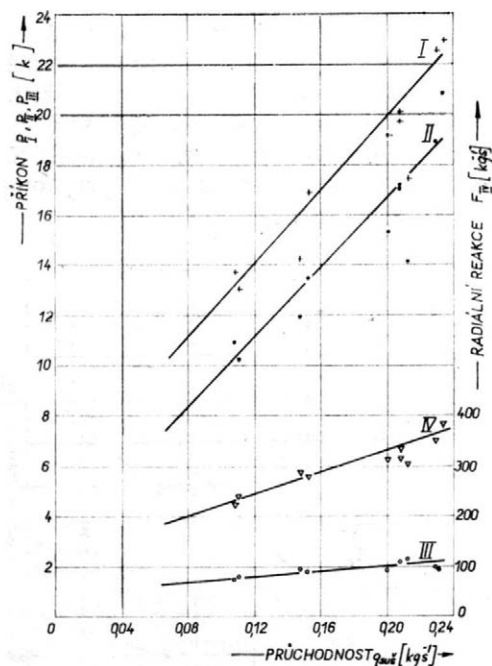
Z naměřených hodnot otáček kuželů a smotku vyplývá, že dochází ke skluzu smotku vůči kuželům. Definujeme-li skluz na výstupu stolice (průměry kuželů i smotku na výstupu jsou prakticky stejné) jako:

$$s = \frac{n_{II} - n_s}{n_{II}} \cdot 100 \%$$

kde: s — skluz smotku
 n_{II} — otáčky kuželů
 n_s — otáčky smotku

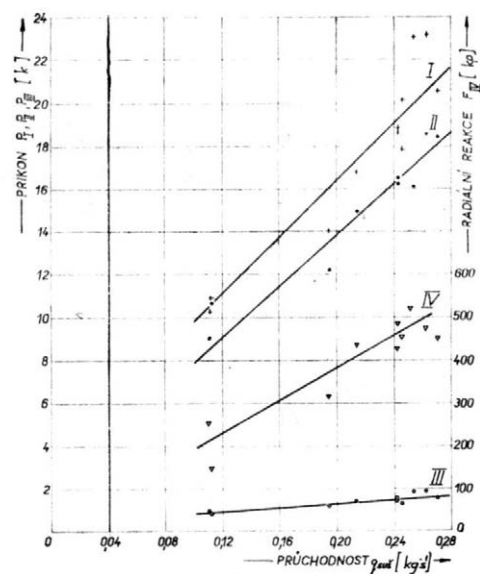
je jeho velikost při rovnoměrném průchodu materiálu stolicí rovna 20 až 24 %

Střední krouticí moment při řezání smotku eliptickým rotačním kotoučovým nožem je pro jeden řez roven $M_{vstř} = 1,2 \text{ kpm}$. Při otáčkách nože 1760 min^{-1} to odpovídá potřebnému příkonu na řezání (v průběhu jednoho řezu) cca 3 k.



12. Závislost příkonu a radiální reakce na průchodnosti absolutní sušiny (číslo měření 55 až 64)

Výška vkládané vrstvy proměnná; obsah sušiny 54,9 %; vrcholový úhel svinovacího prostoru 1°40'; $n_{II} = n_{III} = 265$ l. min⁻¹; $Y = 1,015$



13. Závislost příkonu a radiální reakce na průchodnosti absolutní sušiny (číslo měření 67 až 76)

Výška vkládané vrstvy proměnná; obsah sušiny 63,9 %; délka svinovacího prostoru 450 mm; vrcholový úhel svinovacího prostoru 30'; $n_{II} = n_{III} = 245$ l. min⁻¹; $Y = 1,120$

Skutečný trvalý příkon pak bude závislý na četnosti řezů a na velikosti setrvačkových hmot řezného ústrojí.

Na základě dříve uvedených teoretických přibližných, přitom však logických rozborů je možno vysvětlit některé rozdíly v naměřených příkonech u sledovaných nastavení stroje. Tak např. při zvětšení kuželovitosti lisovacího prostoru (č. m. 38 až 47) proti základnímu nastavení (č. m. 56 až 64) se příkon téměř nezměnil, protože zvětšením kuželovitosti se sice zvětšila axiální síla, která působí na smotek ve směru jeho pohybu, ale současně se zmenšilo Y na hodnotu menší než 1 (zmenšilo se zkrucování smotku) a oba tyto vlivy se pravděpodobně vyrovnaly. K podstatnému snížení příkonu došlo u posledního sledovaného nastavení stroje (č. m. 67 až 76), kdy kuželovitost lisovacího prostoru byla 30' a hodnota $Y = 1,12$ (viz obr. 13). Z toho je zřejmé, že větší vliv na snižování příkonu má správná volba velikosti hodnoty Y než zvětšování kuželovitosti lisovacího prostoru.

Určitý vliv však může mít i tloušťka vkládané vrstvy, která je u tohoto nastavení stolice pro danou průchodnost nižší než při dřívějších nastaveních.

Experimentální výzkum briketovací stolice (např. vliv délky kuželů a tloušťky vrstvy vkládaného materiálu ap.) nemohl být podrobnější z časových důvodů a pro nedostatek vhodného stébelnatého materiálu. Veškerá energetická měření zde uvedená byla i s přípravou vykonána za 14 dnů.

4. ZÁVĚR

Zhodnotíme-li výsledky funkčně-energetických měření procesu lisování píce svinováním, uvedené v tomto článku, můžeme vyslovit z hlediska funkčních parametrů a energetických poměrů o procesu briketování na briketovací jednotce VÚZS následující závěry.

a) Průchodnost, tj. výkonnost navržené briketovací jednotky, byla poměrně nízká, a to maximálně cca $0,430 \text{ kg s}^{-1}$ (zavadlé hmoty), což odpovídá teoretické hodinové výkonnosti při briketování zavadlé píce $1,55 \text{ t h}^{-1}$.

Na briketovacím lisu by tedy musely být instalovány čtyři briketovací jednotky, aby dosáhl požadované minimální výkonnosti 4 t h^{-1} .

Podstatný vliv na průchodnost mají délka svinovacího prostoru a výška ukládané vrstvy píce. Z hlediska výšky ukládané vrstvy existuje určitá krajní hodnota, kdy ještě nedochází k zahlcování briketovací jednotky v hodnotě 3–4 cm.

b) Objemová hmotnost vyrobených briket se pohybovala zhruba od 600 kg m^{-3} do 1000 kg m^{-3} , v přepočtu na absolutní sušinu v rozmezí od 360 kg m^{-3} do 650 kg m^{-3} . Násypná objemová hmotnost volně ložených briket se pak pohybuje od 220 kg m^{-3} do 280 kg m^{-3} (sušina cca 63 %).

c) Příkonová náročnost briketovací jednotky, naměřená při zkouškách na navrženém zařízení, je značně vyšší než příkony briketovacích jednotek udávané v zahraničních pramenech, a to cca o 20 až 50 %. K pohonu funkčních celků briketovacího lisu o výkonnosti 4 t h^{-1} by se podle naměřených výsledků potřebovalo cca 50 až 60 k. Výši naměřených příkonů nepříznivě ovlivnilo málo tuhé uložení lisovacích kuželů, které se křížily ve svém uložení; z těchto důvodů se příkon neúměrně zvýšil.

K praktickému použití tohoto systému sklizně pícnin je nezbytně nutné se zaměřit na zvyšování průchodnosti briketovací jednotky a snížení jejího příkonu tak, aby pro konstrukci sklizeče odpovídající výkonnosti bylo možno použít jednu, nanejvýše dvě základní jednotky.

Jediná reálná cesta je takové uspořádání svinovacího prostoru, které umožní potřebné zvýšení axiální složky síly působící na vysunování smotku píce ze svinovacího prostoru, a to pomocí válců mimoběžně postavených k ose smotku.

Literatura

- BENEŠ J., 1969, Polní briketování píce. Studijní zpráva R-1642 VÚZS.
LANČA I., 1968, Výzkum tabletování a briketování píce. Výzkumná zpráva VÚZS.
LANČA I., 1969, Výzkum prvků briketování. Výzkumná zpráva VÚZS.
ŠREJTR J., Technická mechanika I., II., III.

Došlo dne 8. 7. 1970

Данные о результатах исследования брикетирования кормовых трав свертывающим способом в ЧССР

Подытоживая результаты функционально-энергетических измерений процесса прессовки кормовых трав свертывающим способом, приведенные в этой статье о процессе брикетирования на брикетировщике НИИСХМ мы можем с точки зрения функциональных параметров и энергетических отношений сделать следующие выводы:

a) Пропускная способность, т. е. производительность предлагаемого брикетирующего механизма была сравнительно низкой, максимально она достигала примерно $0,430 \text{ кг/сек}$ (подвяленного материала), что соответствует теоретической почасовой производительности при брикетировании подвяленных кормовых трав $1,55 \text{ т/час}$.

Следовательно на прессе-брикетировщике для достижения требуемой минимальной производительности 4 т/час должны быть установлены четыре брикетирующих механизма.

Значительное влияние на пропускную способность оказывает длина камеры для свертывания и толщина вкладываемого слоя кормовых трав. С точки зрения толщины вкладываемого слоя существует определенный предел 3—4 см, когда брикетирующий механизм еще не захлебывается.

б) Объемный вес изготовленных брикетов в общем колебался от 600 кг/м³ до 1000 кг/м³, в пересчете на абсолютное сухое вещество — от 360 кг/м³ до 650 кг/м³. Засыпной объемный вес наваленных брикетов в этом случае колеблется от 220 кг/м³ до 280 кг/м³ (сухое вещество примерно 63 %).

в) Требуемость к потребляемой мощности брикетирующего механизма, намеренной во время испытания приспособления, значительно выше потребляемой мощности брикетирующих механизмов, приводимой в заграничных источниках, а именно приближ. на 20—50 %. Для привода действующих элементов пресс-брикетирующего с производительностью 4 т/час в соответствии с намеренными результатами необходимо 50—60 л. с. На уровень намеренной потребляемой мощности отрицательно повлияло недостаточно жесткое укрепление прессующих конусов, которые скрещивались в своей укладке; по этой причине потребляемая мощность не пропорционально возросла. Для практического применения этой системы уборки кормовых трав необходимо сосредоточить внимание на повышение пропускной способности брикетирующего механизма и на снижение его потребляемой мощности так, чтобы для конструкции уборочной машины соответствующей производительности можно было применить один, самое большее два основных брикетирующих механизма.

Единственно реальным путем является такая камера для свертывания, которая позволит необходимое повышение аксиальной составной части усилия, действующего на выталкивание свертка кормовых трав из камеры для свертывания при помощи вальцов, скрещающихся по направлению к оси свертка.

Findings Concerning the Coiling Method of Fodder Briquetting in Czechoslovakia

The following conclusions can be drawn from the evaluation of the results of functional and energetic measurements of the process of fodder pressing according to the coiling method, as indicated in this report (taking into account the functional parameters and energetic conditions prevailing in the briquetting unit VÚZS):

a) The passage capacity (i. e. the efficiency of the line designed for briquetting) was quite low, the maximum being ca. 0.430 kg s⁻¹ (wilted material), which corresponds to the theoretical output of 1.55 tons per hour⁻¹, for the briquetting of wilted fodder.

Hence the briquetting press should consist of four briquetting units in order to achieve the required minimum efficiency of 4 tons per hr.⁻¹.

An influence of crucial importance is exerted on the passage capacity by the length of the coiling compartment and the height of the input layer of fodder. The height of the input layer is limited by a marginal value up to which the briquetting unit is not blocked up (3 to 4 cm).

b) The volume weight of the briquettes produced ranged ca. from 600 kg m⁻³; when counted as absolute dry matter, this value ranges from 360 kg m⁻³ to 650 kg m⁻³. The charging volume weight of loose-loaded briquettes then ranges from 220 kg m⁻³ to 280 kg m⁻³ (dry matter ca. 63 %).

c) The power-input requirement of the briquetting unit, as measured during the checkings of the designed device, is much higher than the inputs required by briquetting units described in foreign literature; the difference is ca 20-50 per cent. The driving of the functional units of a briquetting press having an output of 4 tons per hr.⁻¹ would require ca. 50 to 60 HP, as suggested by the results obtained in our study. The level of the inputs found to be required by the unit studied was negatively influenced by the insufficient rigidity of the accommodation of the pressing cones which crossed each other in their positions. It was for this reason that the power input requirement was so highly increased.

It is necessary for the practical utilization of this harvesting system to orientate the further efforts to the improvement of the passage capacity of the briquetting unit and to a reduction of power input so that one, or two (at the maximum) basic units may be used for the design of the harvester of a corresponding output.

The only realistic approach towards the solution of the problem of the briquetting unit and its briquette-coiling compartment is a set-up that would allow for a desired improvement of the axial component of the force effecting the pushing of the fodder coil out of the coiling compartment by means of cylinders placed in a skew position in relation to the axis of the coil.

Erkenntnisse über die Brikettierung der Futterpflanzen durch das Wickelverfahren nach den Forschungsergebnissen in der CSSR

Wollen wir die Ergebnisse der energetischen Messungen bei dem Wickelverfahren der Futterbrikettierung, welche in dem vorliegenden Artikel enthalten sind, bewerten, dann dürfen wir mit Rücksicht auf die Funktionsparameter und auf die energetischen Verhältnisse folgende Schlüsse über den Preßprozeß in der Brikettieranlage des Forschungsinstitutes für Landmaschinenbau (VÚZS) ziehen:

a) Der Durchsatz, d. h. die Leistung der entworfenen Brikettieranlage, war verhältnismäßig niedrig, d. h. maximal etwa $0,430 \text{ kg s}^{-1}$ (Welkgut), was einer theoretischen Stundenleistung beim Brikettieren von Welkgut $1,55 \text{ t h}^{-1}$ gleicht. Die Brikettierpresse müßte deswegen vier Brikettieranlagen besitzen, um die geforderte minimale Arbeitsleistung von 4 t h^{-1} zu erreichen.

Einen grundlegenden Einfluß auf den Durchsatz üben die Länge des Wickelraumes und die Höhe der eingelegten Schichte des Gutes aus. Es besteht ein gewisser Grenzwert für die Höhe der eingelegten Schicht, bei welcher es noch nicht zur Verstopfung der Brikettieranlage kommt; diese Höhe beträgt $3-4 \text{ cm}$.

b) Das Volumengewicht der produzierten Briketts beträgt von 600 kg m^{-3} bis 1000 kg m^{-3} , auf den absoluten Trockensubstanzgehalt umgerechnet 360 kg m^{-3} bis 650 kg m^{-3} . Das Schuttgewicht der frei gelagerten Briketts beträgt zwischen 220 kg m^{-3} und 280 kg m^{-3} (Trockensubstanzgehalt cca 63%).

c) Der Leistungsbedarf, welcher während der Prüfungen an der entworfenen Brikettieranlage gemessen wurde, liegt bedeutend höher als die Angaben, welche für den Leistungsbedarf der Brikettieranlagen im Ausland vorliegen und zwar um $20-50 \%$. Für den Antrieb der gesamten Brikettierpresse mit einer Leistung von 4 t/h wären cca $50-60 \text{ PS}$ erforderlich. Die Höhe der gemessenen Ergebnisse wurde durch die wenig starre Lagerung der Preßkegel, welche sich in ihren Lagerungsstellen gekreuzt hatten, ungünstig beeinflusst; deshalb stieg der Leistungsbedarf unangemessen an.

Um die praktische Anwendbarkeit dieses Futterernteverfahrens zu erreichen, ist es unerlässlich, die Erhöhung des Durchsatzes der Brikettieranlage anzustreben, ebenso wie die Herabsetzung ihres Leistungsbedarfes, und zwar in solchem Maße, daß für die Konstruktion der entsprechend leistungsfähigen Erntemaschine eine, höchstens zwei Grundeinheiten (Brikettieranlagen) benötigt werden.

Der einzige betretbare Weg ist eine solche Auslegung des Wickelraumes, welche ermöglichen wird, die axiale Kraftkomponente, welche auf das Ausschleichen des Wickelgutes aus dem Wickelraum wirkt, im genügenden Maße zu erhöhen, was mit Hilfe von windschief zur Wickelgutachse geneigten Walzen geschehen soll.

Adresa autorů:

Ing. Zdeněk K o b r, ing. Alexandr Č e r m á k, ing. Ivo L a n č a, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

Výběr z nových přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTI
z úseku zemědělská technika

C 17.889/89/69

Tracteur Deutz D 4006. Bull. condensée d'essai 89/69. Bruxelles, CEMAG 1969. 1 s. (Traktory — Deutz D 4006 — zkoušení — Belgie — zprávy)

C 17.889/91/69

Tracteur Deutz D 6006. Bull. condensée d'essai 91/69. Bruxelles, CEMAG 1969. 1 s. (Traktory — Deutz D 6006 — zkoušení — Belgie — zprávy)

C 17.889/84/68

Tracteur Fiat 550. Bull. condensée d'essai 84/68. Bruxelles, CEMAG 1968. 1 s. (Traktory — Fiat 550 — zkoušení — Belgie — zprávy)

C 17.889/95/70

Tracteur Fiat Someca 670. Bull. condensée d'essai 95/70. Bruxelles, CEMAG 1970. 1 s. (Traktory — Fiat Someca 670 — zkoušení — Belgie — zprávy)

C 17.889/90/69

Tracteur Fiat Someca 800. Bull. condensée d'essai 90/69. Bruxelles, CEMAG 1969. 1 s. (Traktory — Fiat Someca 800 — zkoušení — Belgie — zprávy)

C 17.889/96/70

Tracteur Fiat Someca 900. Bull. condensée d'essai 96/70. Bruxelles, CEMAG 1970. 1 s. (Traktory — Fiat Someca 900 — zkoušení — Belgie — zprávy)

C 17.889/86/69

Tracteurs Ford 4000-Y. Bull. condensée d'essai 86/69. Bruxelles, CEMAG 1969. 1 s. (Traktory — Ford 4000-Y — zkoušení — Belgie — zprávy)

C 17.889/85/69

Tracteur Ford 5000-Y. Bull. condensée d'essai 85/69. Bruxelles, CEMAG 1969. 1 s. (Traktory — Ford 5000-Y — zkoušení — Belgie — zprávy)

C 17.889/92/69

Tracteur Hanomag Brillane 601. Bull. condensée d'essai 92/69. Bruxelles, CEMAG 1969. 1 s. (Traktory — Hanomag Brillane 601 — zkoušení — Belgie — zprávy)

C 17.889/93/69

Tracteur Hanomag Brillane 701. Bull. condensée d'essai 93/69. Bruxelles, CEMAG 1969. 1 s. (Traktory — Hanomag Brillane 701 — zkoušení — Belgie — zprávy)

C 17.889/94/69

Tracteur Hanomag Robust 901 A. Bull. condensée d'essai 84/69. Bruxelles, CEMAG 1969. 1 s. (Traktory — Hanomag Robust 901 A — zkoušení — Belgie — zprávy)

631.565 631.164.22 631.372.003.2 629.114.4

1. CHARAKTERISTIKA ROZBORU

Vývoj mechanizace zemědělské výroby směřuje k využívání stále výkonnějších a hospodárnějších strojů. Mezi ně se na jedno z předních míst řadí samochodné mechanizační prostředky pro svou dobrou manipulační schopnost, terénní dostupnost a ekonomické využívání vlastní adheze pro vyvozování tažné síly.

Zemědělská doprava, tvořící podstatnou součást zemědělské výroby, nemůže nepochybně zůstat stranou celkového vývoje. Samochodným dopravním prostředkem je automobil, který se uplatňuje ve stále větší míře i na tomto úseku. Zároveň však můžeme sledovat i některé omezující vlivy, které v současné době orání ještě intenzivnějšímu pronikání automobilu do zemědělské dopravy.

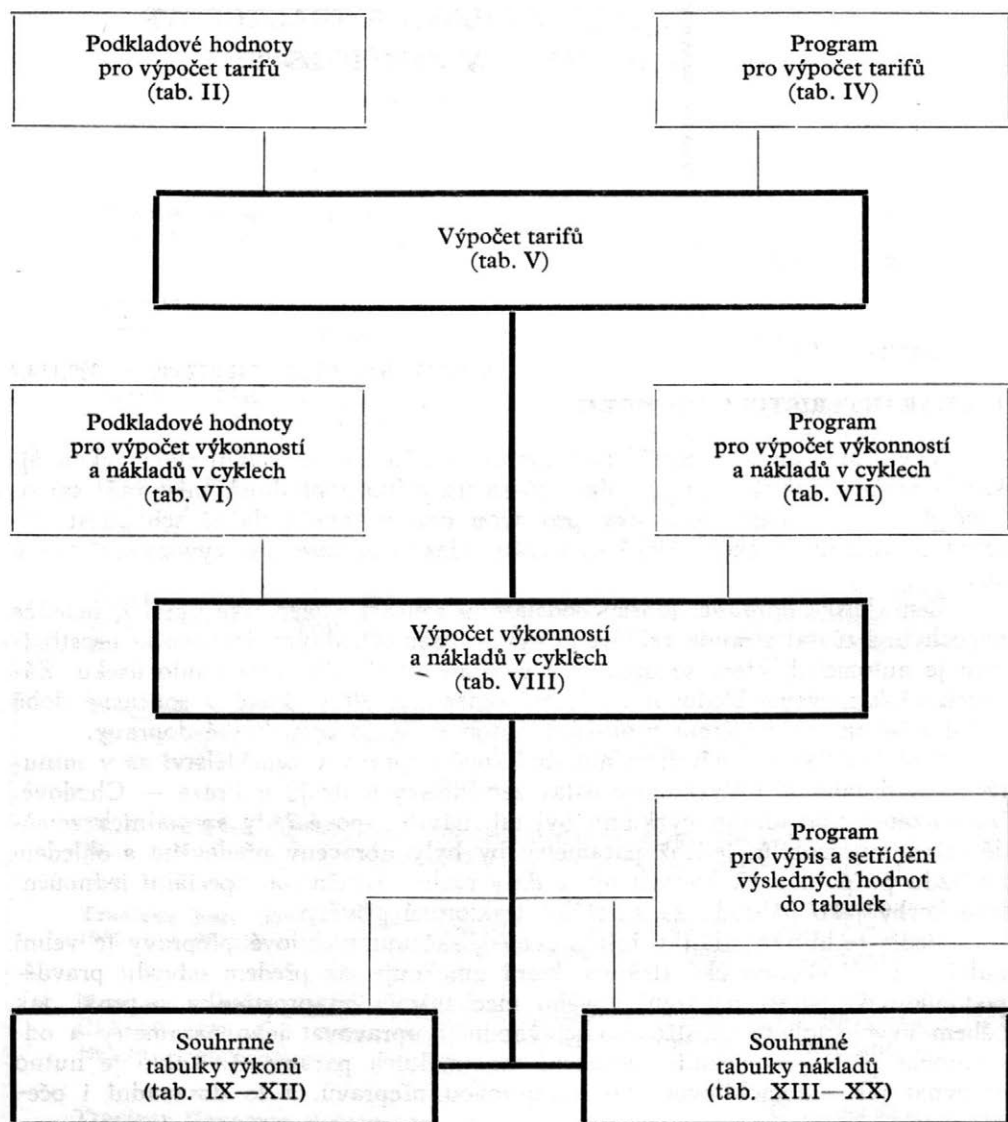
Problematickou a návrhem automobilové dopravy v zemědělství se v minulých letech zabýval i Výzkumný ústav zemědělských strojů v Praze — Chodově. Výsledkem dosavadního výzkumu byl mj. návrh typové řady speciálních zemědělských automobilů, jejichž parametry by byly upraveny především s ohledem na jízdu po poli, a na kterých by se daly rychle vyměňovat speciální jednoúčelové korby jako náhrada za speciální traktorové přívěsy.

Vedle technické stránky řešení zemědělské automobilové přepravy je velmi důležitá i její ekonomická stránka, která umožňuje jak předem odvodit pravděpodobnou úspěšnost nasazení nového mechanizačního prostředku v praxi, tak během vývoje tohoto prostředku nejvýhodněji upravovat jeho parametry a odstraňovat příčiny, omezující dosažení maximálních parametrů. Takto je nutno porovnat jak automobilovou, tak traktorovou přepravu, a to dosavadní i očekávanou.

Rozbor vlivů parametrů dopravních prostředků na jejich technicko-ekonomické ukazatele, především na výkonnost a náklady, byl ve VÚZS uskutečněn samostatným řešením, jehož výsledky jsou v článku obsaženy. Pro výpočet bylo použito malého samočinného počítače z NDR — CELLATRON SER 2 d, který se pro tento charakter rozboru plně osvědčil. Počítač produkuje na předtištěné formuláře již přímo originály jednotlivých výstupů tabulek a data potřebná k návazným výpočtům uchovaná na vnější paměti, odkud si je podle vypracovaného programu sám přebírá.

Blokové schéma postupu výpočtu na počítači s jednotlivými výstupy je na obr. 1. Silně orámovány jsou jednotlivé výstupy z počítače; silné spojnice představují automatický přenos dat přes vnější paměť. Slabě jsou orámovány zadávané vstupní parametry vkládané vždy nově pro každý výpočet.

1. Blokové schéma postupu výpočtu na počítači



Ve vlastním výpočtu byl uskutečněn komplexní technickoekonomický rozbor jednotlivých vytypovaných dopravních prostředků, a to čtyř typů traktorů s přívěsy nebo návěsy, sedmi typů dosavadních automobilů sólo i s přívěsy nebo návěsy a tří navržených typů zemědělských automobilů. Přehled těchto typů hlavními výchozími údaji je v tabulce I.

Rozbor byl vypracován jednak obecně pro libovolný způsob nasazení dopravního prostředku a plně vytížení jeho nosnosti, jednak konkrétně pro specifické podmínky dopravy zrna od sklízecích mlátiček. Proto je v tabulce I uvedeno vedle optimálního (dovoleného) vytížení G_o i užitečné vytížení G_u dopravního prostředku, platné pro přepravu zrna a určené 90% zaplněním základního objemu korby.

I. Přehled typů dopravních prostředků

Dopravní prostředek		Cena soupravy	Rychlost		Nosnost	
			po poli	po silnici	optim.	užiteč. pro zrní
Číselný znak	název	P_v tis. Kčs	V_{t1} km/h ⁻¹	V_{t2} km/h ⁻¹	G_d Mp	G_u Mp
14	traktor Zetor 4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	71,02	11,8	17,8	4,0	2,40
16	traktor Zetor 5611 + přívěs trakt. skláp. PzTS-6	76,21	11,8	17,8	6,0	3,17
28	traktor Zetor 8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	129,77	15,8	23,0	8,0	4,52
19	traktor Zetor 12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	159,00	13,6	20,5	10,0	5,03
31	automobil sklápěcí PRAGA S 5 T	118,00	21,0	30,0	4,5	2,15
35	automobil sklápěcí ŠKODA 706 RTS	180,00	24,0	35,0	7,6	2,40
39	automobil sklápěcí TATRA 138 S 3	207,00	26,0	37,0	10,0	3,28
45	automobil sklápěcí ŠKODA 706 RTS + přívěs aut. skl. PzS-50 A	203,00	21,0	35,0	12,6	5,61
47	automobil sklápěcí TATRA 138 S 3 + přívěs aut. skláp. A-10-SH	253,00	21,0	30,0	20,0	8,31
56	tahač ŠKODA 706 RTTN + návěs sedlový valník N 14 V	170,00	23,0	35,0	14,0	10,16
34	zemědělský automobil sklápěcí 5 Mp	136,00	24,0	35,0	5,0	3,92
38	zemědělský automobil sklápěcí 8 Mp	192,00	26,0	37,0	8,0	4,85
55	zemědělský tahač + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp	200,00	26,0	37,0	9,5	7,00

Vlastní rozbor se zabývá výpočtem dvou skupin technickoekonomických parametrů, a to:

- výpočtem tarifů,
- stanovením výkoností a nákladů v přepravních cyklech.

2. VÝPOČET TARIFŮ

V rozbořech ekonomiky zemědělské přepravy jsou brány v úvahu dvě alternativy jednotkových nákladů na přepravu — tarifů:

- alt. 1 — tarify, vyplývající z tabulek platných pro veřejnou dopravu ČSAD,
alt. 2. — tarify, podložené v ý p o č t e m, dávající podstatně přesnější obraz o výši společensky nutných nákladů konkrétních typů vozidel v daných současných podmínkách.

Dále jsou za účelem co nejpřesnějšího stanovení skutečné nákladovosti v zemědělské přepravě tarify pro každý dopravní prostředek členěny do tří skupin provozních podmínek:

v Kčs. $t^{-1} \cdot km^{-1}$ — při jízdě po poli a polních cestách A_1

v Kčs. $t^{-1} \cdot km^{-1}$ — při jízdě po silnici A_2

v Kčs. $t^{-1} \cdot hod^{-1}$ — při prostoji A_3

Výpočtem byly jednotlivé tarify stanoveny podle komplexního vzorce, odvozeného Výzkumným ústavem dopravním. Výchozí veličiny tohoto vzorce jsou uvedeny v tab. II. Vlastní vzorec je uveden v tabulce III. Z důvodu sjednocení s ekonomickými výpočty podle metodiky platné ve VÚZS byly jednotlivé složky přímých nákladů PN podle uvedeného vzorce sloučeny do skupin dílčích výpočtů, shodných s hodnocením ostatních zemědělských strojů. Označení a vzorce dílčích skupin, konečný výraz pro PN i pro počítané tarify ukazuje tab. IV. Pro výpočet těchto vzorců byl vypracován program na samočinný počítač.

Podle jednotného vzorce byly vypočteny tarify při dopravě po poli, po silnici i při prostoji; změněné podmínky byly vyjádřeny dosazením změněných hodnot λ a V_t ; pro prostoj se dosáhlo nákladů na 1 hod dosazením fiktivní rychlosti $V_t = 1 km \cdot hod^{-1}$.

V každé skupině tarifů byl dále sledován vliv ročního využití dopravních prostředků, které tvoří v zemědělském provozu jeden z hlavních problémů. Toto využití vyjadřuje ve výpočtu koeficient využití parku. Každá skupina tarifů byla vypočtena ve třech variantách využití dosazením různých hodnot odpovídajících ročnímu využití 2800, 1800 a 1200 hodin u automobilů a 1800, 1200 a 800 hodin u traktorů s ohledem na předpokládaný rozsah dosažených hodnot v praxi.

Pro každý dopravní prostředek tak vzniklo devět variant výpočtů tarifů při optimálním a užitečném vytížení A_o a A_u . Počítač uskutečnil výpočet těchto devíti variant pro každý dopravní prostředek na samostatný předtištěný blanket; tento výpočet je uveden v tab. V. Takových tabulek bylo celkem zpracováno 13, pro každý dopravní prostředek jedna.

Pro znázornění vzájemné závislosti jednotlivých skupin traktorových a automobilových tarifů a jejich ovlivnění ročním využitím byl učiněn reprezentativní výběr tří přepravních prostředků stejné třídy nosnosti 8 Mp, a to traktoru Z-8011 s návěsem NTS-8, automobilu Škoda 706 RTS a navrženého zemědělského automobilu 8 Mp. Průběh jednotlivých tarifů pro plné vytížení (A_o) v závislosti na ročním využití vozidel je graficky znázorněn v diagramu na obr. 2. Tarify stanovené výpočtem mají hyperbolický průběh; plnou čarou jsou vyznačeny úseky využití uvažované ve výpočtech, čárkovaně pokračuje jejich průběh pro vzájemné porovnání i do rozšířené zóny. Tarify podle tabulek ČSAD jsou konstantní, nezávislé na ročním využití. Jejich poměr k vypočteným tarifům je rozdílný. Při jízdě po poli jsou přírážky podle tabulek ČSAD neúměrně vysoké, jízda po silnici vychází ve vlastní režii zemědělského závodu při dostateč-

II. Výchozí veličiny pro výpočet tarifů

Označení	Název	Rozměr
z	zákl. spotřeba pohonných hmot	$l \cdot (100 \text{ km})^{-1}$
λ	koeficient přírážky na provoz po poli	
c_n	cena pohonných hmot	Kčs. l^{-1}
V_m	obsah motorového oleje	l
l_m	jízdní výkon do výměny oleje	1000 km
c_m	cena motorového oleje	Kčs. l^{-1}
V_p	obsah převodových olejů	l
l_p	jízdní výkon do výměny převodových olejů	1000 km
c_p	cena převodových olejů	Kčs
V_h	obsah oleje v sklápěcím ústrojí	l
l_h	jízdní výkon do výměny oleje v skláp. ústrojí	1000 km
c_h	cena oleje v skláp. ústrojí	Kčs. l^{-1}
N_u	náklady za údržbu a běžné opravy	Kčs. km^{-1}
B_1	náklady na pneu automobilu nebo traktoru	Kčs. km^{-1}
B_2	náklady na pneu přívěsu nebo závěsu	Kčs. km^{-1}
$m_{f, z}$	základní mzdový tarif řidiče; závozníka	Kčs. hod^{-1}
$p_{f, z}$	pracovní příplatky řidiče; závozníka	Kčs. hod^{-1}
$v_{f, z}$	výkonnostní prémie řidiče; závozníka	Kčs. hod^{-1}
$d_{f, z}$	doplňková mzda řidiče; závozníka	Kčs. hod^{-1}
k_z	poměr počtu závozníků a řidičů	
k_h	podíl režijních nákladů závislých na době provozních vozidel	
r	poměr celkových režijních nákladů k celkovým hrubým mzdám	
P_v	pořizovací cena vozidla	tis. Kčs
n_o	počet oprav metodou skupin za životnost vozidla	
P_o	cena opravy metodou výměny skupin	tis. Kčs
O_f	odvod silničního fondu	1000 Kčs. rok^{-1}
P_r	pojistné povinné ručení	1000 Kčs. rok^{-1}
T_r	počet odpracovaných hodin 1 pracovníka za rok	tis. $\text{hod} \cdot \text{rok}^{-1}$
V_t	střední technická rychlost	$\text{km} \cdot \text{hod}^{-1}$
α	koeficient využití parku	
T_d	denní doba provozu vozidla	$\text{hod} \cdot \text{den}^{-1}$
G_d	dovolené zatížení	Mp
G_u	užitečné zatížení	Mp

ném využití dopravního prostředku jen o něco levněji a naopak prostoj je podle výpočtu zpravidla dražší než podle tabulek. Vzájemná relace nákladovosti traktorů a automobilů podle výpočtu vede k poznatku, že při stejném ročním využití by byla traktorová doprava o něco levnější, v praxi lze však u traktorů vzhledem

III. Vzorec pro výpočet tarifů

$$\begin{aligned}
 PN = & (z \cdot \lambda \cdot c_n) \cdot 10^{-2} + \left[\left(\frac{V_m}{l_m} + s_m \right) c_m + \frac{V_p}{l_p} \cdot c_p + \frac{V_h}{l_h} \cdot c_h \right] \cdot 10^{-3} + \\
 & + N_u + B_1 + B_2 + [m_f + p_f + v_f + d_f + \\
 & + (m_z + p_z + v_z + d_z) k_z] (1,1 + k_h \cdot r) \frac{1}{V_t} + \\
 & + \{ 150 P_v + 125 n_o P_o + (O_f + P_r) \cdot 10^3 + \\
 & + T_r [m_f + p_f + v_f + d_f + (m_z + p_z + v_z + d_z) k_z] \cdot \\
 & \cdot (1 - k_h) r \} \cdot \frac{1}{V_t \cdot 365 \cdot a \cdot T_d}
 \end{aligned}$$

IV. Vzorce užívané v programu pro výpočet tarifů

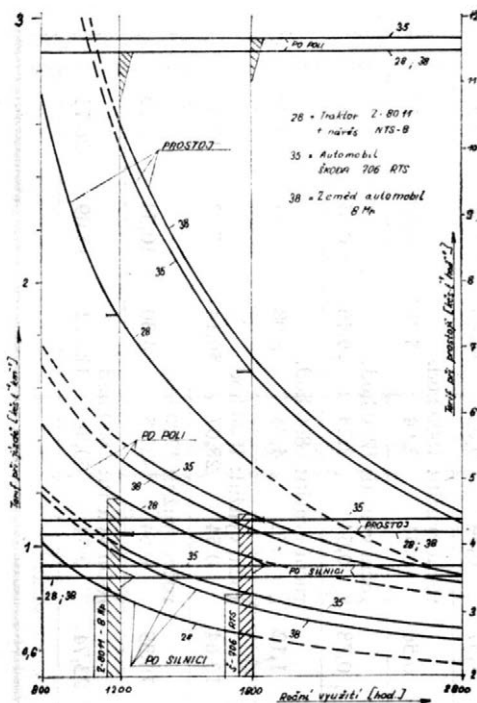
Označení	Název	Vzorec	Rozměr
<i>AUO</i>	Odpisy, úrok, odvody	$= \frac{150 P_v + (O_p + P_r) \cdot 10^3}{V_t \cdot 365 \cdot a \cdot T_d}$	Kčs · km ⁻¹
<i>O</i>	Opravy	$= N_u + \frac{125 \cdot n_o \cdot P_o}{V_t \cdot 365 \cdot a \cdot T_d}$	Kčs · km ⁻¹
<i>S</i>	Strojní náklady	$= AUO + O$	Kčs · km ⁻¹
<i>E</i>	Energie	$= z \cdot \lambda \cdot c_n \cdot 10^{-2}$	Kčs · km ⁻¹
<i>M</i>	Mzdy	$= [m_f + p_f + v_f + d_f + (m_z + p_z + v_z + d_z) \cdot k_z] \cdot \left(\frac{1,1 + k_h \cdot r}{V_t} + \frac{10^3 T_r \cdot (1,1 - k_h \cdot r)}{V_1 \cdot 365 \cdot a \cdot T_d} \right)$	Kčs · km ⁻¹
<i>PM</i>	Pomocný materiál	$= \left[\left(\frac{v_m}{l_m} \cdot s_m \right) c_m + \frac{v_p}{l_p} \cdot c_p + \frac{v_h}{l_h} \cdot c_h \right] 10^{-3} + B_1 + B_2$	Kčs · km ⁻¹
<i>PN</i>	Přímé náklady	$= S + E + M + PM$	Kčs · km ⁻¹
<i>2PN</i>	Tarif vozu	$= 2 \cdot PN$	Kčs · km ⁻¹
<i>A_o</i>	Jednotkový tarif při optim. vyřízení	$= \frac{2 PN}{G_a}$	Kčs · t ⁻¹ · km ⁻¹
<i>A_u</i>	Jednotkový tarif při užít. vyřízení	$= \frac{2 PN}{G_u}$	Kčs · t ⁻¹ · km ⁻¹

k nepříznivějším provozním podmínkám očekávat nižší roční využití než u automobilů asi o 1/3; to způsobuje, že nákladovost traktorové přepravy v zemědělství je na úrovni nebo i mírně převyšuje nákladovost přepravy automobilové. Účelnost speciálních zemědělských automobilů je tu vedle jejich provozních výhod opodstatněna i výhodnějším průběhem jejich tarifů při jízdě oproti dosavadním automobilům.

Pro další výpočty byly v jednotlivých skupinách uvažovány tarify při reálných, v zemědělské praxi podle zkušeností dosažitelných ročních využití, tj.

V. Výpočet tarifů v dopravě ve vlastní režii

Průběžně zadáno	28	Traktor Zetor 8011 + Návěs trakt. skláp. NTS-8												
	z 29,00	c_n 2,00	V_m 10,00	l_m 1,50	c_m 6,30	V_p 50,50	l_p 17,00	c_p 5,00	V_h 0,00	l_h 0,00	c_h 0,00			
	N_u 0,30	B_1 0,15	B_2 0,32	m_f 7,40	p_f 0,00	v_f 3,80	d_f 0,00	m_z 0,00	p_z 0,00	v_z 0,00	d_z 0,00	s_m 2,00		
	k_z 0,00	k_h 0,35	r 0,80	P_v 129,77	n_o 3,00	P_o 20,00	O_f 0,50	P_r 0,14	T_r 2,06	T_d 10,00	G_d 8,00	G_n 4,52		
VÚZS – TEO Výpočet na počítači CELLATRON SER 2d	Číslo varianty λ V_t a			Označení varianty A_{UO} O S E M PM PN $2PN$ A_o A_u										
	2811 2,15	15,80	0,493	Jízda po poli 0,71 0,56 1,27			1,25	0,78	roční využití: 1800 hod. 0,54 3,84 7,68					0,96 1,70
	2812 2,15	15,80	0,319	1,09 0,71 1,80			1,25	1,12	roční využití: 1200 hod. 0,54 4,71 9,42					1,18 2,08
	2813 2,15	15,80	0,219	1,59 0,89 2,48			1,25	1,57	roční využití: 800 hod. 0,54 5,84 11,68					1,46 2,58
	2821 1,00	23,00	0,493	Jízda po silnici 0,48 0,48 0,96			0,58	0,56	roční využití: 1800 hod. 0,54 2,64 5,28					0,66 1,17
	2822 1,00	23,00	0,319	0,75 0,58 1,33			0,58	0,78	roční využití: 1200 hod. 0,54 3,23 6,46					0,81 1,43
	2823 1,00	23,00	0,219	1,09 0,71 1,80			0,58	1,12	roční využití: 800 hod. 0,54 4,04 8,08					1,01 1,79
	2831 2,15	1,00	0,493	Prostoj 11,17 4,47 15,64			1,25	10,64	roční využití: 1800 hod. 0,54 28,07 56,14					7,02 12,42
	2832 2,15	1,00	0,319	17,27 6,74 24,01			1,25	16,35	roční využití: 1200 hod. 0,54 42,15 84,30					10,54 18,65
	2833 2,15	1,00	0,219	25,15 9,68 34,83			1,25	23,74	roční využití: 800 hod. 0,54 60,36 120,72					15,09 26,71
Variantní hodnoty			Vypočtené hodnoty											

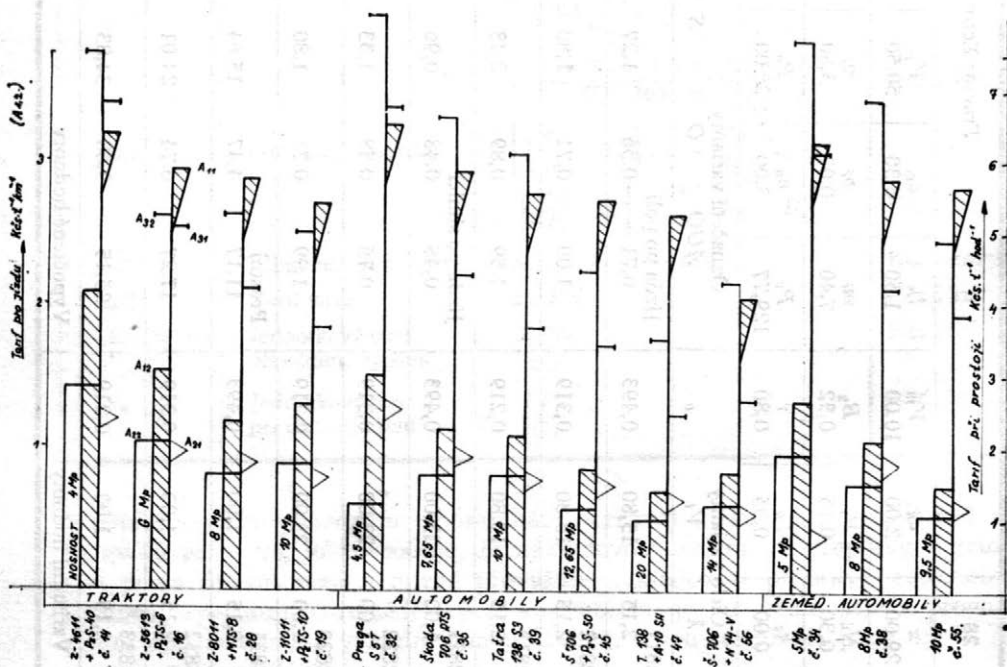


2. Průběh tarifů v závislosti na ročním využití dopravních prostředků

u traktorů 1200 hodin a u automobilů 1800 hodin. Pro všech 13 dopravních prostředků, zahrnutých do rozboru, jsou tarify získané výpočtem i vyplývající z tabulek ČSAD znázorněny sloupcovými diagramy na obr. 3. Hodnoty jednotlivých úseček jsou z příkladů zakreslených do obrázku 2; na levé straně dělicí čáry každého diagramu jsou tarify vypočtené, napravo stanovené z tabulek ČSAD.

Obrázek 3 představuje tarify při optimálním vytížení dopravních prostředků. Sníží-li se toto optimální vytížení G_d vlivem nedostatečného objemu korby na nižší hodnotu užitečného vytížení G_u , stoupnou ve stejném poměru i všechny tarify.

Z obrázku 3 je zřejmý trend snižování všech tří skupin tarifů při vyšší nosnosti vozidel. To však samo o sobě ještě není konečným ukazatelem vhodnosti jednotlivých typů; rozhodující jsou konečné výsledky při jejich zařazení do dopravního cyklu.



3. Přehled tarifů pro jednotlivé dopravní prostředky. Význam znaků je na obr. 2 a v tab. VI.

3. STANOVENÍ VÝKONNOSTI A NÁKLADŮ V PŘEPRAVNÍCH CYKLECH

Pro co nejpřesnější stanovení v praxi dosahovaných výkonností dopravních prostředků udávaných v tunách hmot přepravených za 1 hodinu a příslušných nákladovostí při přepravě hmot v zemědělské výrobě byl odvozen zdokonalený výpočet těchto hodnot, přičemž byl použit základní postup stanovení výkonnosti podle Metodiky ekonomického hodnocení zemědělských strojů, vypracované ve VÚZS. Zdokonalení tohoto výpočtu zahrnuje rozdílnost jízdy po poli a po silnici; byl respektován nutný prostoj vozů vlivem organizace práce.

Užitá metodika výpočtu, pro nějž byl zpracován další samostatný program na samočinném počítači CELLATRON, je zřejmá z tabulky VI, kde jsou uvedeny podkladové výchozí veličiny a z tabulky VII, udávající počítané hodnoty a vzorce pro ně.

Do výpočtu je nově zaveden koeficient ztrátových časů z_{72} . Tento čas v sobě zahrnuje všechny jinak zvlášť neuvažované organizační prostoje a vyplývá z požadavku, aby nebyl dopravou snižován výkon sklizňového nebo nakládacího stroje; proto při skupinovém nasazení přepravních prostředků je nutné jejich počet zaokrouhlovat směrem nahoru. Průměrně poloviční maximální výkonnost jednoho přepravního prostředku zůstává potom nevyužita a z toho také plynou pro jednotlivé teoretické počty i přepravních prostředků následující průměrné hodnoty z_{72} :

VI. Výchozí veličiny pro výpočet výkonů a nákladů

Označení	Název	Rozměr
Konstantní:		
W_{hn}	nakládací výkonnost	t . hod ⁻¹
G_u	užitečné zatížení	Mp
t_{222}	čas skládání	min
t_{223}	čas vážení	min
v_1	rychlost po poli	km . hod ⁻¹
v_2	rychlost po silnici	km . hod ⁻¹
W_{hs}	výkonnost sklizňové linky	Mp/h ⁻¹
A_{11}	tarif dopravy po poli — 1. alternativa	Kčs . t ⁻¹ . km ⁻¹
A_{21}	tarif dopravy po silnici — 1. alternativa	Kčs . t ⁻¹ . km ⁻¹
A_{31}	tarif za prostoj — 1. alternativa	Kčs . t ⁻¹ . km ⁻¹
A_{12}	tarif dopravy po poli — 2. alternativa	Kčs . t ⁻¹ . km ⁻¹
A_{22}	tarif dopravy po silnici — 2. alternativa	Kčs . t ⁻¹ . km ⁻¹
A_{32}	tarif dopravy za prostoj — 2. alternativa	Kčs . t ⁻¹ . hod ⁻¹
Variabilní		
s_1	vzdálenost na poli	km
s_2	vzdálenost po silnici	km

Označení	Název	Vzorec	Rozměr
t_{221}	čas nakládání	$= \frac{60 \cdot G_u}{W_{hn}}$	min
t_{01}	čas dopravy	$= 120 \left(\frac{s_1}{V_1} + \frac{s_2}{V_2} \right)$	min
T_{04}	minimální cyklus	$= t_{221} + t_{222} + t_{223} + t_{01}$	
$W_{h\ 04}$	maximální výkonnost dopravního prostředku	$= \frac{60 \cdot G_u}{T_{04}}$	t · hod ⁻¹
i	počet dopravních prostředků	$= \frac{W_{hs}}{W_{h\ 04}}$	kusů
z_{72}	koefficient ztrátových časů	= tabulka	min, min
t_{72}	organizační ztrátový čas	$= T_{04} \cdot z_{72}$	min
t_{-1}	prostoje	$= t_{221} + t_{222} + t_{223} + t_{72}$	min
PN_{-11}	náklady za prostoje - 1. alternativa	$= A_{11} \cdot t_{-1} \cdot \frac{1}{60}$	Kčs · t ⁻¹
PN_{d1}	náklady za dopravu - 1. alternativa	$= A_{11}s_1 + A_{21}s_2$	Kčs · t ⁻¹
PN_{t1}	náklady u 1 t - 1. alternativa	$= PN_{-11} + PN_{d1}$	Kčs · t ⁻¹
PN_{-12}	náklady na prostoje - 2. alternativa	$= A_{12} \cdot t_{-1} \cdot \frac{1}{60}$	Kčs · t ⁻¹
PN_{d2}	náklady na dopravu - 2. alternativa	$= A_{12} \cdot s_1 + A_{22} \cdot s_2$	Kčs · t ⁻¹
PN_{t2}	náklady na 1 t - 2. alternativa	$= PN_{-12} + PN_{d1}$	Kčs · t ⁻¹

Teor. počet přepravních prostředků -i-

Koefficient ztrátových časů z_{72}

$\leq 2 > 2; \leq 3 > 3; \leq 4 > 4; \leq 5 < 5$

0,333 0,20 0,143 0,111 0,091

Pozn.: Tato tabulka byla vložena do paměti počítače, který si v rámci zadaného programu už sám přiřadil příslušné hodnoty z_{72} k vypočteným hodnotám -i- a bez přerušení pokračoval ve výpočtu.

Takto zpracovaný program pro výpočet výkonností a nákladů umožňuje současně stanovit dvě alternativy celkových nákladů na přepravu jedné tuny materiálu v zadaném přepravním cyklu. Tyto alternativy jsou určeny tím, že do výpočtu mohou být zavedeny dvě alternativy přepravních tarifů, daných např. v prvním případě tabulkami ČSAD a v druhém případě výpočtem. Obě alternativy člení tarify na tři druhy: tarif při jízdě po poli, po silnici a při prostoji.

Výpočet podle tohoto programu stanoví hledané hodnoty výkonností dopravních prostředků, jejich nutný počet -i- a náklady na 1 tunu obecně pro libovolný přepravní cyklus např. mezi sklizňovým strojem a příjmovým místem sklizeného materiálu. Pro zvolenou technologii je možné stanovit konstantně zpravidla všechny výchozí podkladové hodnoty až na přepravní vzdálenost, která je dána místními podmínkami a kterou proto musíme považovat za proměnnou

hodnotu, k níž vztahujeme matematické modelování výsledných technicko-ekonomických parametrů.

Variabilita přepravních vzdáleností byla ve vypracovaném programu na výpočet výkonnosti a nákladů respektována samočinným nastavováním předem určených jednotlivých vzdáleností po poli i po silnici při výpočtu hodnot pro každý dopravní prostředek. S ohledem na nejběžnější provozní podmínky v zemědělské dopravě byly předepsány jako reprezentativní variabilní vzdálenosti: pouze po poli v hodnotách 0,5; 1; 2; 3 a 4 km, po silnici 2; 4; 8; 16 a 24 km, při jízdě po poli 1 km.

Výsledné hodnoty výkonnosti a obou variant celkových nákladů na 1 t přepravovaného materiálu při příslušných vzdálenostech jsou podle programu současně s výpočtem vypisovány do vnější paměti počítače, z níž jsou podle dalšího programu automaticky vypisovány do souhrnných tabulek.

Souhrnné tabulky sdružují vedle sebe výsledné hodnoty výkonnosti a nákladů, získané za stejných podmínek pro jednotlivé sledované dopravní prostředky. Pro snadnější porovnání výhodnosti jednotlivých typů byl v programu počítače realizován požadavek, aby bylo k jednotlivým hodnotám, získaným při stejných podmínkách, připsáno pořadí výhodnosti.

Čím nižší číslo je k vypočtené hodnotě přiřazeno, tím je sledována veličina výhodnější. Jedničkou je tedy označována nejvyšší výkonnost, ale v případě sledování nákladovosti její nejmenší hodnota. Toto řešení nahrazuje grafické znázornění, které je v případě většího počtu sledovaných strojů málo přehledné. Charakteristická závislost sledovaných výsledků na přepravních vzdálenostech je v souhrnných tabulkách zachována.

Postup výpočtu výkonů, nákladů a uspořádání výstupů z počítače je dobře zřejmý z aplikace na následující konkrétní případ.

4. PŘEPRAVA ZRNA OD SKLIZEČŮ

Podle uvedeného programu byl vypracován rozbor výkonnosti a nákladovosti při užití 13 výtýpovaných přepravních prostředků podle tab. I na přepravu zrna od sklízecích mlátiček E 512. Aby byly získány solidní podklady pro určení vlivu faktorů ovlivnitelných konstrukcí vozů a organizací práce, byl výpočet uskutečněn pro:

- optimální (dovolené) nebo užitečné vytížení dopravních prostředků,
- skupinové nebo jednotlivé nasazení sklízecích mlátiček.

Vzájemnou kombinací těchto podmínek vznikly celkem čtyři varianty samostatných výpočtů, z jejichž výsledků je možno zdůvodnit nutná technicko-organizační opatření pro optimalizaci budoucích projektů přepravních cyklů.

Podkladové veličiny pro výpočet jednotlivých variant vyplynuly z daných technických parametrů a ze zvolených podmínek. Samostatný dílčí rozbor bylo nutno zpracovat pouze pro stanovení reálné výkonnosti při nakládání W_{hn} při skupinovém nasazení sklízecích mlátiček, kde je třeba brát v úvahu:

velikost zásobníku mlátičky ($2,3 \text{ m}^3$),

vysokou nakládací výkonnost tohoto omezeného množství (60 t h^{-1}),

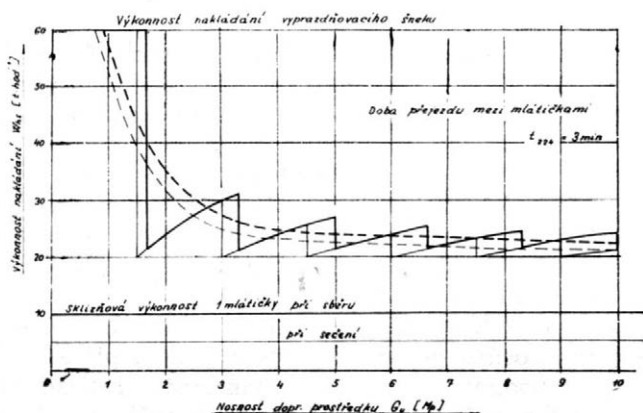
nutnou dobu přejezdu od jednoho zásobníku mlátičky k druhému (3 min),

podstatně omezující skutečnou dosažitelnou výkonnost nakládání,

vliv nosnosti přepravního prostředku, protože s větším naloženým množstvím relativně vzrůstá vliv ztrátových časů při přejezdech.

Výsledek tohoto rozboru představuje obrázek 4 pro stanovení výkonnosti při nakládání.

Na tomto diagramu jsou čarami zubovitého průběhu znázorněny teoretické výkonnosti při nakládání v závislosti na nosnosti přepravního prostředku za předpokladu, že je zásobník mlátičky na začátku vyprazdňování zaplněn na 80 %. Protože v praxi tato hodnota bude kolísat, je třeba předpokládat i pozměněné průběhy teoretických výkonností, takže je nejpravděpodobnější hodnotou praktických výkonností čárkovaně vyznačená střední hodnota zubovitého průběhu teoretické výkonnosti. Silnými čarami jsou v obrázku 4 označeny hodnoty



4. Diagram pro stanovení výkonnosti nakládání při skupinovém nasazení sklízecích mlátiček
E 512

pro sklízecí výkonnost jedné mlátičky $10 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$, která je dosažitelná při sběru neřádkovaného obilí a s kterou se počítalo pro skupinové nasazení mlátiček. Slabší čáry odpovídají nižší výkonnosti mlátičky $5 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$ při přímém sečení, která byla uvažována ve variantě jednotlivého nasazení mlátičky a byla současně i konstantní, na nosnosti nezávislou nakládací výkonností, tedy $W_{hn} = W_{hs}$. Pro náš výpočet bylo tedy užito pouze silně čárkované charakteristiky pro stanovení vstupní hodnoty nakládací výkonnosti daného optimálním nebo užitečným vytížením nosnosti dopravního prostředku při skupinovém nasazení sklízecích mlátiček.

Dopravní tarify, sloužící k výpočtu nákladovosti, je možné podle vypracovaného programu výpočtu volit ve dvou alternativách. Toho bylo v zadání podkladových hodnot využito tak, že alternativa 1 vychází z tarifů podle tabulek ČSAD a značí

- A_{11} — tarif při dopravě po poli
- A_{21} — tarif při dopravě po silnici
- A_{31} — tarif při prostoji.

Alternativa 2 přebírá tarify získané výpočtem a analogicky jsou tyto tarify označeny A_{12} , A_{22} a A_{32} .

Vlastní výpočet ze zadaných výchozích podkladových veličin provedl samočinný počítač podle popsaného programu pro stanovení výkonnosti a nákladů v zemědělské dopravě. Jednotlivými technologiemi bylo vytypováno 13 dopravních prostředků, každý z nich byl spočítán v uvedených čtyřech variantách; bylo tedy uskutečněno celkem 52 komplexních výpočtů, z nichž každý výpočet sleduje závislost výsledků na 10 různých vzdálenostech přepravy po poli a po silnici. Vzniklo tak 520 jednotlivých výpočtů výkonnosti a vzhledem k dvojím tarifům 1040 výpočtů nákladovosti vedle ještě několikanásobně vyššího počtu zaznamenaných pomocných údajů o dílčích časech, počtu nasazených souprav a dílčích nákladovostech, podle nichž je možno sledovat změny struktury nákladů.

Tak velký rozsah výpočtů, dávajících solidní podklady pro hodnocení vlivu vstupních podmínek, by nemohl být prakticky bez užití počítače uskutečněn. Prokazuje se tak výhodnost zpracování technickoekonomických podkladů touto metodou pomocí počítače CELLATRON SER 2d, který např. uvedený rozsah 520 jednotlivých výpočtů zvládne během jedné pracovní směny i s výpisem hodnot přebíraných pro další zpracování.

Výstup z počítače při výpočtu výkonnosti a nákladovosti je uveden v tab. VIII. Na každém předem rozmnoženém blanketu (tento počítač má pouze numerický záznam) je vyhrazeno místo pro záznam dvou variant hodnocení jednoho dopravního prostředku; je tedy vyhotoveno 26 takovýchto tabulek. Každá varianta je rozlišena číselným znakem podle následujícího klíče:

2	8	5	7				
				4. místo — vytížení nosnosti:	7 = optimální	označení varianty	
				3. místo — nasazení sklizečů:	8 = užitečné		
				1. a 2. místo — číslo dopravního prostředku podle tab. I	5 = skupinové		
					6 = jednotlivé		

Pod číselným znakem jsou nad čarou uvedeny stálé vstupní podkladové veličiny W_{hn} až A_{32} podle pořadí uvedeného v záhlaví tabulky.

Zbývajících vstupními hodnotami jsou vzdálenosti po poli a po silnici, které počítač podle stanoveného programu už sám vypisuje jako variabilní podmínky na začátek obou následujících polí, v nichž jsou zaznamenávány vypočtené výsledky. Prvé pole tabulky je pro jízdu po poli, druhé pro jízdu na variabilní vzdálenosti po silnici. Označení vypočítaných hodnot je v záhlaví na spodní řádce; začíná časem pro nakládání t_{221} a končí jednotkovými náklady na tunu přepraveného materiálu při druhé alternativě tarifů PN_{12} , tj. u tarifů obdržných výpočtem.

Vzájemné porovnání vypočítaných výsledků získaných od jednotlivých přepravních prostředků ve stejných variantách umožňuje záznam do souhrnných tabulek. Tabulky IX až XII shrnují všechny výkonnosti, XIII až XVI náklady pro první alternativu tarifů, (daných sazbami ČSAD) a tabulky XVII až XX dávají přehled o nákladovosti při tarifech odvozených výpočtem. Na každé tabulce je jedna uzavřená varianta pro všechny zvolené vzdálenosti po poli i po silnici. Protože byly zvoleny čtyři základní varianty podmínek: 57; 58; 67; 68, jsou shodně označeny i jednotlivé souhrnné tabulky.

Ke každé hodnotě X, představující buď výkon nebo náklady, je podle programu pro výpis těchto hodnot přiřazeno i číslo pořadí — zpravidla 1–13 (je-li více stejných čísel, je určeno stejné nejvyšší pořadí těchto čísel, např. místo 1; 2; 3 bude 3; 3; 3 a 1; 2 odpadá). Podle těchto přiřazených čísel se dá v tabulce posuzovat vhodnost jednotlivých dopravních prostředků a vliv jejich parametrů, a to jak vodorovně po řádcích pro stejné vzdálenosti jízdy, tak svisle po sloupcích, kde je možno sledovat relativní vhodnost daného vozidla při změně přepravních vzdáleností.

Široký rozsah výsledků plynoucích ze zvolených variant umožňuje:

odvodit opodstatněné závěry o vlivu jednotlivých provozních podmínek, vědecky osvětlit dosud víceméně jen předpokládané zákonitosti, stanovit požadavky na další směry technického rozvoje.

VIII. Sklizeň: obilovin

Nasazení sklizečů: skupinové

VÚZS - TEO Výpočet na samočinném počítači CELLATRON SER 2d	Číslo		Název stroje				Vytížení nosnosti						
	W_{hn}	G_u	t_{222}	t_{223}	v_1	v_2	W_{hs}	A_{11}	A_{21}	A_{31}	A_{12}	A_{22}	A_{32}
	s_1	s_2	t_{221}	t_{01}	T_{04}	W_{h04}	i	t_{72}	t_{-1}	PN_{d1}	PN_{t1}	PN_{d2}	PN_{t2}
	2857 23,00	Traktor Zetor 8011 + 8,00	Návěs trakt. sklápěcí NTS-8 3,00										
												optimální	
	0,50	0	20,9	3,8	29,7	16,16	1,24	9,89	35,8	1,44	3,9	0,59	3,7
	1,00	0	20,9	7,6	33,5	14,33	1,40	11,16	37,1	2,88	5,5	1,18	4,4
	2,00	0	20,9	15,2	41,1	11,68	1,71	13,69	39,6	5,76	8,5	2,36	5,8
	3,00	0	20,9	22,8	48,7	9,86	2,03	9,74	35,6	8,64	11,1	3,54	6,7
	4,00	0	20,9	30,4	56,3	8,53	2,34	11,26	37,2	11,52	14,1	4,72	8,0
	1	2,00	20,9	18,0	43,9	10,93	1,83	14,62	40,5	4,64	7,5	2,80	6,4
	1	4,00	20,9	28,4	54,3	8,84	2,26	10,86	36,8	6,40	9,0	4,42	7,7
	1	8,00	20,9	49,3	75,2	6,38	3,13	10,75	36,7	9,92	12,5	7,66	10,9
	1	16,00	20,9	91,1	117,0	4,10	4,88	12,99	38,9	16,96	19,7	14,14	17,6
	1	24,00	20,9	132,7	158,6	3,03	6,60	14,43	40,3	24,00	26,8	20,62	24,2
	2858 24,50	— dtto — 4,52	3,00	2,00	15,80	23,00	20,00	3,56	1,56	7,45	2,08	užitečné 1,43	9,33
	0,50	0	11,1	3,8	19,9	13,63	1,47	6,63	22,7	1,78	4,6	1,04	4,6
	1,00	0	11,1	7,6	23,7	11,44	1,75	7,89	24,0	3,56	6,5	2,08	5,8
	2,00	0	11,1	15,2	31,3	8,66	2,31	6,26	22,4	7,12	9,9	4,16	7,6
	3,00	0	11,1	22,8	38,9	6,97	2,87	7,78	23,9	10,68	13,6	6,24	10,0
	4,00	0	11,1	30,4	46,5	5,83	3,43	6,65	22,8	14,24	17,1	8,32	11,9
	1	2,00	11,1	18,0	34,1	7,95	2,52	6,82	22,9	6,68	9,5	4,94	8,5
	1	4,00	11,1	28,4	44,5	6,09	3,28	6,36	22,5	9,80	12,6	7,80	11,3
	1	8,00	11,1	49,3	65,4	4,15	4,82	7,26	23,4	16,04	18,9	13,52	17,2
	1	16,00	11,1	91,1	107,2	2,53	7,91	9,76	25,9	28,52	31,7	24,96	29,0
	1	24,00	11,1	132,7	148,8	1,82	10,99	13,54	29,6	41,00	44,7	36,40	41,0

IX. Souhrnná tabulka výkonností v dopravě
 $X = t \cdot \text{hod}^{-1}$ pro 1 dopr. prostředek

Nasazení sklizečů: skupinové
 Vytížení nosnosti: optimální

Doprava zrna
 od sklizečů

var. 57

VÚZS — TEO Výpočet na samočinném počítači CELLATRON SER 2d															
Vzdá- lost km		Dopravní prostředek: číslo	D o s a v a d n í										N á v r h		
po poli	po silnici		Traktor Z-4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	Traktor Z-5611 + přívěs trakt. skláp. PzTS-6	Traktor Z-8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	Traktor Z-12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	Automobil sklápěcí Praga S 5 T	Automobil sklápěcí Škoda 706 RTS	Automobil sklápěcí Tatra 138 S3	Automobil skláp. Škoda 706 RTS + přívěs PzS-50A	Automobil skláp. Tatra 138 S3 + přívěs A-10-SH	Tahač Škoda 706 RTN + náv. sedl. valník N 14 V	Zemědělský auto- mobil sklápěcí 5 Mp	Zemědělský auto- mobil sklápěcí 8 Mp	Zemědělský tahač + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp
			14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55
0,5	0	X pořadí	12,24 12	14,23 11	16,16 8	16,53 7	14,29 10	16,69 5	17,54 2	16,54 6	18,26 1	9,30 13	15,00 9	17,02 4	17,48 3
1		X pořadí	9,68 12	11,80 11	14,33 8	14,71 7	12,39 10	15,30 6	16,44 2	15,55 5	17,49 1	9,04 13	13,33 9	15,74 4	16,33 3
2		X pořadí	6,88 13	8,87 11	11,68 8	12,12 7	9,85 10	13,11 6	14,60 2	13,95 4	16,17 1	8,56 12	10,91 9	13,68 5	14,43 3
3		X pořadí	5,32 13	7,09 12	9,86 8	10,27 7	8,13 11	11,48 6	13,13 2	12,61 4	15,00 1	8,13 11	9,23 9	12,09 5	12,93 3
4	1	X pořadí	4,34 13	5,90 12	8,53 8	8,93 7	6,96 11	10,20 6	11,90 2	11,53 4	14,02 1	7,73 10	8,00 9	10,81 5	11,68 3
		X pořadí	6,28 13	8,20 12	10,93 8	11,43 7	9,06 10	12,44 6	13,99 2	13,65 4	15,67 1	8,43 11	10,20 9	13,01 5	13,80 3
		X pořadí	4,63 13	6,26 12	8,84 8	9,35 7	7,16 11	10,50 6	12,15 3	12,16 2	14,20 1	7,89 10	8,29 9	11,06 5	11,92 4
		X pořadí	3,05 13	4,27 12	6,38 9	6,85 8	5,02 11	7,98 6	9,62 3	9,96 2	11,93 1	6,98 7	6,00 10	8,51 5	9,37 4
		X pořadí	1,81 13	2,60 12	4,10 9	4,46 8	3,15 11	5,41 7	6,80 3	7,33 2	9,06 1	5,69 6	3,88 10	5,83 5	6,57 4
	24	X pořadí	1,29 13	1,87 12	3,03 9	3,31 8	2,29 11	4,08 7	5,25 3	5,79 2	7,29 1	4,79 5	2,86 10	4,43 6	5,06 4

X. Souhrnná tabulka výkonností v dopravě

Nasazení sklizečů: skupinové

Doprava zrna od sklizečů

X = t.hod⁻¹ pro 1 dopr. prostředek

Vytížení nosnosti: užitečné

var. 58

VÚZS - TEO Výpočet na samočinném počítači CELLATRON SER 2d			Vzdálenost km	Dopravní prostředek:	D o s a v a d n í											N á v r h		
					číslo	Traktor Z-4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	Traktor Z-5611 + přívěs trakt. skláp. PzTS-6	Traktor Z-8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	Traktor Z-12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	Automobil sklápěcí Praga S 5 T	Automobil sklápěcí Škoda 706 RTS	Automobil sklápěcí Tatra 138 S3	Automobil skláp. Škoda 706 RTS + přívěs PzS-50A	Automobil skláp. Tatra 138 S3 + přívěs A-10-SH	Tahač Škoda 706 RTN + náv. sedl. valník N 14 V	Zemědělský automobil sklápěcí 5 Mp	Zemědělský automobil sklápěcí 8 Mp	Zemědělský tahač + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp
						14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55
VÚZS - TEO	0,5	0	X pořadí			9,86 12	11,19 10	13,63 6	13,72 5	10,43 11	11,90 9	13,39 7	12,85 8	16,49 1	7,47 13	13,92 4	15,00 3	16,41 2
	1		X pořadí			7,27 12	8,57 10	11,44 7	11,39 8	8,27 11	9,86 9	11,58 5	11,57 6	15,51 1	7,24 13	12,12 4	13,41 3	15,05 2
	2		X pořadí			4,82 13	5,89 12	8,66 7	8,57 8	5,91 11	7,35 9	9,11 6	9,70 4	13,91 1	6,82 10	9,64 5	11,06 3	12,92 2
	3		X pořadí			3,59 13	4,48 12	6,97 7	6,84 8	4,56 11	5,85 10	7,51 6	8,31 4	12,57 1	6,44 9	8,00 5	9,42 3	11,32 2
	4		X pořadí			2,86 13	3,61 12	5,83 8	5,71 9	3,74 11	4,86 10	6,37 6	7,30 4	11,50 1	6,10 7	6,84 5	8,17 3	10,05 2
	1	2	X pořadí			4,34 13	5,34 11	7,95 7	7,90 8	5,26 12	6,70 10	8,41 6	9,38 4	13,32 1	6,70 10	8,94 5	10,36 3	12,24 2
		4	X pořadí			3,08 13	3,87 12	6,09 8	6,05 9	3,87 12	5,09 10	6,58 6	7,88 4	11,69 1	6,23 7	7,11 5	8,41 3	10,29 2
		8	X pořadí			1,95 13	2,50 12	4,15 8	4,12 9	2,52 11	3,42 10	4,59 7	5,96 4	9,36 1	5,46 5	5,01 6	6,11 3	7,81 2
		16	X pořadí			1,13 13	1,46 12	2,53 8	2,51 9	1,49 11	2,07 10	2,86 7	4,01 4	6,71 1	4,39 3	3,17 6	3,96 5	5,27 2
		24	X pořadí			0,79 13	1,03 12	1,82 8	1,81 9	1,05 11	1,48 10	2,08 7	3,02 4	5,22 1	3,66 3	2,31 6	2,92 5	3,97 2

XI. Souhrnná tabulka výkonností v dopravě
 $X = t \cdot \text{hod}^{-1}$ pro 1 dopr. prostředek

Nasazení sklizečů: jednotlivé
 Vytížení nosnosti: optimální

Doprava zrna od sklizečů
 var. 67

VÚZS – TEO Výpočet na samočinném počítači CELLATRON SER 2d			Vzdálenost km		Dopravní prostředek:	D o s a v a d n í										N á v r h		
po poli	po silnici	číslo	Traktor Z-4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	Traktor Z-5611 + přívěs trakt. skláp. PzTS-6		Traktor Z-8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	Traktor Z-12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	Automobil sklápěcí Praha S 5 T	Automobil sklápěcí Škoda 706 RTS	Automobil sklápěcí Tatra 138 S3	Automobil skláp. Škoda 706 RTS + přívěs PzS-50A	Automobil skláp. Tatra 138 S3 + přívěs A-10-SH	Tahač Škoda 706 RTTN + náv. sedl. valník N 14 V	Zemědělský automobil sklápěcí 5 Mp	Zemědělský automobil sklápěcí 8 Mp	Zemědělský tahač + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp		
0,5	0		14	16		28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55		
0,5	0	X pořadí	4,14 12	4,39 10	4,58 8	4,64 6	4,36 11	4,62 7	4,71 2	4,64 6	4,76 1	3,81 13	4,44 9	4,65 4	4,70 3			
1		X pořadí	3,80 12	4,13 11	4,42 8	4,48 7	4,17 10	4,51 6	4,63 2	4,56 4	4,71 1	3,76 13	4,29 9	4,55 5	4,61 3			
2		X pořadí	3,27 13	3,70 11	4,13 8	4,21 7	3,84 10	4,30 6	4,47 2	4,41 4	4,61 1	3,68 12	4,00 9	4,36 5	4,45 3			
3		X pořadí	2,87 13	3,35 12	3,88 8	3,96 7	3,54 11	4,11 6	4,32 2	4,26 4	4,51 1	3,60 10	3,75 9	4,18 5	4,29 3			
4		X pořadí	2,56 13	3,06 12	3,65 8	3,74 7	3,30 11	3,93 6	4,18 2	4,13 4	4,41 1	3,52 10	3,53 9	4,02 5	4,15 3			
1	2	X pořadí	3,13 13	3,58 12	4,03 8	4,12 7	3,71 10	4,22 6	4,41 2	4,38 4	4,57 1	3,65 11	3,90 9	4,29 5	4,38 4			
	4	X pořadí	2,66 13	3,15 12	3,71 8	3,81 7	3,35 11	3,97 6	4,21 3	4,21 3	4,43 1	3,55 10	3,58 9	4,05 5	4,18 4			
	8	X pořadí	2,05 13	2,55 12	3,19 9	3,32 8	2,79 11	3,55 6	3,86 3	3,91 2	4,18 1	3,35 7	3,08 10	3,65 5	3,81 4			
	16	X pořadí	1,40 13	1,85 12	2,50 9	2,64 8	2,10 11	2,93 7	3,31 3	3,43 2	3,77 1	3,02 6	2,40 10	3,05 5	3,25 4			
	24	X pořadí	1,07 13	1,45 12	2,05 9	2,19 8	1,68 11	2,49 7	2,89 3	3,05 2	3,42 1	2,75 5	1,97 10	2,62 6	2,83 4			

XII. Souhrnná tabulka výkonností v dopravě

 $X = t \cdot \text{hod}^{-1}$ pro 1 dopr. prostředek

Nasazení sklizečů: jednotlivé

Vyřízení nosnosti: užitečné

Doprava zrna od sklizečů

var. 68

VÚZS - TEO Výpočet na samočinném počítači CELLATRON SER 2d			Vzdálenost km	po poli	po silnici	Dopravní prostředek:	D o s a v a d n í											N á v r h		
							číslo	Traktor Z-4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	Traktor Z-5611 + přívěs trakt. skláp. PzTS-6	Traktor Z-8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	Traktor Z-12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	Automobil sklápěcí Praga S 5 T	Automobil sklápěcí Škoda 706 RTS	Automobil sklápěcí Tatra 138 S3	Automobil skláp. Škoda 706 RTS + přívěs PzS-50A	Automobil skláp. Tatra 138 S3 + přívěs A-10-SH	Tahač Škoda 706 RTTN + náv. sedl. valník N 14 V	Zemědělský automobil sklápěcí 5 Mp	Zemědělský automobil sklápěcí 8 Mp	Zemědělský tahač + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp
								14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55
0,5			X pořadí	12	10	6	5	3,71	3,96	4,30	4,32	3,72	3,97	4,21	4,25	4,63	3,49	4,32	4,44	4,60
								13	10	7	7	12	9	8	5	1	13	5	3	2
								2,66	3,00	3,65	3,64	2,92	3,29	3,67	3,84	4,40	3,34	3,79	4,02	4,28
								13	11	7	8	12	10	6	4	1	9	5	3	2
								2,24	2,59	3,31	3,28	2,55	2,95	3,38	3,60	4,26	3,25	3,51	3,78	4,09
1			X pořadí	13	12	8	9	1,93	2,27	3,03	3,00	2,27	2,68	3,13	3,40	4,13	3,16	3,27	3,56	3,91
								13	12	8	9	12	10	7	4	1	6	5	3	2
								2,51	2,86	3,51	3,51	2,76	3,15	3,55	3,79	4,34	3,31	3,68	3,92	4,20
								13	11	8	8	12	10	6	4	1	9	5	3	2
								2,03	2,37	3,10	3,09	2,32	2,74	3,18	3,52	4,16	3,20	3,33	3,61	3,94
2			X pořadí	13	11	8	9	1,47	1,78	2,50	2,49	1,75	2,17	2,63	3,07	3,82	2,98	2,78	3,11	3,51
								13	11	8	9	12	10	7	4	1	5	6	3	2
								0,95	1,18	1,80	1,80	1,18	1,54	1,95	2,46	3,29	2,63	2,10	2,43	2,89
								13	12	9	9	12	10	7	4	1	3	6	5	2
								0,70	0,88	1,41	1,40	0,89	1,19	1,55	2,05	2,88	2,35	1,69	2,00	2,45
4			X pořadí	13	12	8	9	0,70	0,88	1,41	1,40	0,89	1,19	1,55	2,05	2,88	2,35	1,69	2,00	2,45
								13	12	8	9	11	10	7	4	1	3	6	5	2
								0,70	0,88	1,41	1,40	0,89	1,19	1,55	2,05	2,88	2,35	1,69	2,00	2,45
								13	12	8	9	11	10	7	4	1	3	6	5	2
								0,70	0,88	1,41	1,40	0,89	1,19	1,55	2,05	2,88	2,35	1,69	2,00	2,45

XIII. Souhrnná tabulka nákladů podle tarifů daných tabulkami ČSAD

Nasazení sklizečů: skupinové

Doprava zrna od sklizečů

 $X = K \cdot s \cdot t^{-1}$

Vyřízení nosnosti: optimální

var. 57

VÚZS — TEO Výpočet na samočinném počítači CELLATRON SER 2d						D o s a v a d n í										N á v r h		
Vzdálenost km		Dopravní prostředek:																
po silnici	po poli	číslo		14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55		
0,5	0	X pořadí	4,00 7	3,90 3	3,90 3	4,00 8	4,10 10	4,00 8	4,00 8	4,70 11	4,80 12	6,00 13	4,00 8	3,90 3	4,10 10			
		X pořadí	5,50 8	5,50 8	5,50 8	5,50 8	5,90 10	5,50 8	5,50 8	6,10 12	6,10 12	7,30 13	5,70 9	5,40 1	5,50 8			
		X pořadí	8,90 11	8,30 1	8,50 7	8,40 4	8,90 11	8,50 7	8,40 4	9,00 12	8,80 8	9,90 13	8,90 11	8,40 4	8,50 7			
		X pořadí	12,10 11	11,40 6	11,10 1	11,30 3	12,30 12	11,60 8	11,20 2	11,80 10	11,50 7	12,40 13	11,80 10	11,40 6	11,40 6			
		X pořadí	15,30 12	14,20 5	14,10 3	13,60 1	15,70 13	14,60 8	14,10 3	14,70 9	14,20 5	15,00 11	15,00 11	14,40 7	14,30 6			
1	2	X pořadí	8,00 10	7,30 5	7,50 8	7,30 5	8,20 12	7,50 8	7,20 1	7,70 9	7,50 8	8,40 13	8,10 11	7,30 5	7,30 5			
	4	X pořadí	10,60 12	9,10 6	9,00 4	8,60 1	10,90 13	9,50 10	8,90 3	9,30 8	8,80 2	9,50 10	10,10 11	9,20 7	9,10 6			
	8	X pořadí	15,70 12	12,90 9	12,50 8	12,00 5	15,90 13	13,00 10	11,70 2	12,00 5	11,60 1	11,80 3	14,60 11	12,50 8	12,10 6			
	16	X pořadí	26,30 13	20,60 10	19,70 8	18,00 3	25,90 12	20,40 9	18,30 5	18,20 4	16,30 2	15,90 1	23,50 11	19,60 7	18,70 6			
1	24	X pořadí	36,80 13	28,40 10	26,80 8	24,40 4	36,30 12	27,70 9	24,50 5	24,00 3	21,60 2	20,00 1	32,70 11	26,70 7	25,50 6			

XIV. Souhrnná tabulka nákladů podle tarifů daných tabulkami ČSAD

Nasazení sklizečů: skupinové

Doprava zrna od sklizečů

X = Kčs.t⁻¹

Vytížení nosnosti: užitečné

var. 58

VÚZS – TEO Výpočet na samočinném počítací CELLATRON SER 2d			Vzdálenost km		Dopravní prostředek:	D o s a v a d n í										N á v r h			
			po poli	po silnici		číslo	Traktor Z-4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	Traktor Z-5611 + přívěs trakt. skláp. PzTS-6	Traktor Z-8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	Traktor Z-12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	Automobil sklápěcí Praga S 5 T	Automobil sklápěcí Škoda 706 RTS	Automobil sklápěcí Tatra 138 S3	Automobil skláp. Škoda 706 RTS + přívěs PzS-50A	Automobil skláp. Tatra 138 S3 + přívěs A-10-SH	Tahač Škoda 706 RTTN + náv. sedl. valník N 14 V	Zemědělský automobil sklápěcí 5 Mp	Zemědělský automobil sklápěcí 8 Mp	Zemědělský tahač + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp
							14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55
0,5	0	X pořadí	4,40 3	4,70 6	4,60 5	4,90 7	5,60 11	5,60 11	5,40 9	5,90 12	5,30 8	7,10 13	4,30 2	4,50 4	4,30 2				
		X pořadí	6,60 6	6,40 4	6,50 5	6,80 7	7,80 11	7,80 11	7,70 9	7,90 12	6,90 8	8,50 13	6,10 2	6,30 3	6,00 1				
		X pořadí	10,60 8	10,20 7	9,90 4	10,20 7	12,70 12	13,00 13	11,90 11	11,20 9	10,00 5	11,30 10	9,40 2	9,90 4	9,20 1				
		X pořadí	14,70 9	14,00 8	13,60 5	13,90 7	17,60 12	17,80 13	16,40 11	15,10 10	13,10 4	13,70 6	12,90 2	13,00 3	12,50 1				
		X pořadí	19,00 10	17,80 8	17,10 6	17,30 7	22,50 12	22,70 13	20,60 11	18,90 9	16,30 2	16,50 4	16,50 4	16,60 5	15,70 1				
	1	2	X pořadí	10,70 9	10,00 8	9,50 5	9,80 6	13,70 12	14,00 13	12,30 11	11,00 10	9,10 3	10,00 8	8,80 2	9,40 4	8,40 1			
		4	X pořadí	15,00 10	13,50 8	12,60 6	12,80 7	19,40 12	19,80 13	17,00 11	14,50 9	11,20 3	11,20 3	11,90 4	12,00 5	10,80 1			
		8	X pořadí	23,80 10	21,00 8	18,90 6	19,10 7	31,40 13	31,40 13	26,50 11	21,10 9	14,90 2	14,30 1	17,60 4	17,80 5	15,00 3			
		16	X pořadí	41,40 10	35,90 9	31,70 6	31,90 7	55,30 13	55,30 13	45,80 11	34,70 8	23,30 2	20,10 1	29,00 4	29,40 5	23,90 3			
		24	X pořadí	58,90 10	50,80 9	44,70 6	44,80 7	79,30 13	79,30 13	65,20 11	48,30 8	31,20 2	25,90 1	40,80 4	41,30 5	32,60 3			

XV. Souhrnná tabulka nákladů podle tarifů daných tabulkami ČSAD

 $X = K\check{c}s.t^{-1}$

Nasazení sklizečů: jednotlivé

Vytížení nosnosti: optimální

Doprava zrna od sklizečů

var. 67

VÚZS — TEO Výpočet na samočinném počítací CELLATRON SER 2d		Vzdálenost km		Dopravní prostředek: číslo	D o s a v a d n í										N á v r h		
		po poli	po silnici		Traktor Z-4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	Traktor Z-5611 + přívěs trakt. skláp. PzTS-6	Traktor Z-8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	Traktor Z-12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	Automobil sklápěcí Praga S 5 T	Automobil sklápěcí Škoda 706 RTS	Automobil sklápěcí Tatra 138 S3	Automobil skláp. Škoda 706 RTS + přívěs PzS-50A	Automobil skláp. Tatra 138 S3 + přívěs A-10-SH	Tahač Škoda 706 RTTN + náv. sedl. valník N 14 V	Zemědělský automobil sklápěcí 5 Mp	Zemědělský automobil sklápěcí 8 Mp	Zemědělský tahač + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp
					14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55
1	0,5	0	2	X pořadí	9,80 1	10,30 2	10,90 6	11,70 10	10,60 4	11,00 7	11,70 10	13,60 11	14,90 13	14,30 12	10,40 3	10,90 6	11,70 10
	1			X pořadí	11,60 1	11,90 2	12,50 7	13,10 9	12,30 4	12,50 7	13,10 9	15,10 11	16,20 13	15,60 12	12,10 3	12,40 5	13,20 10
	2			X pořadí	15,30 2	15,10 1	15,50 6	16,00 9	15,80 7	15,50 6	16,00 9	17,90 11	18,90 13	18,20 12	15,40 4	15,40 4	16,10 10
	3			X pořadí	18,90 8	18,30 1	18,60 5	18,90 8	19,20 10	18,60 5	18,80 6	20,80 12	21,60 13	20,80 12	18,60 5	18,40 2	19,00 9
	4			X pořadí	22,50 9	21,60 3	21,70 6	21,70 6	22,70 10	21,60 3	21,70 6	23,60 12	24,30 13	23,40 11	21,90 8	21,40 1	21,90 8
	1	2	4	X pořadí	14,60 6	14,10 1	14,50 5	14,90 8	15,10 10	14,50 5	14,80 7	16,70 12	17,60 13	16,70 12	14,50 5	14,30 2	15,00 9
				X pořadí	17,70 9	16,40 2	16,50 5	16,70 7	17,90 11	16,50 5	16,50 5	18,30 12	18,90 13	17,90 11	17,00 8	16,20 1	16,70 7
				X pořadí	21,90 11	20,80 8	20,50 7	20,30 5	23,50 13	20,50 7	19,90 1	21,50 9	21,70 10	20,20 3	22,00 12	20,10 2	20,30 5
				X pořadí	32,00 12	27,60 6	28,50 10	27,50 5	32,80 13	28,50 10	26,60 2	27,90 8	27,10 3	24,90 1	30,20 11	27,70 7	27,40 4
				X pořadí	42,10 12	34,80 9	34,30 5	32,40 2	43,50 13	34,80 9	33,40 4	34,40 6	32,60 3	29,50 1	39,70 11	35,30 10	34,50 7

XVI. Souhrnná tabulka nákladů podle tarifů daných tabulkami ČSAD

X = Kčs.t⁻¹

Nasazení sklizečů: jednotlivé

Doprava zrna od sklizečů

Vytížení nosnosti: užitečné

var. 68

VÚZS - TEO Výpočet na samočinném počítači CELLATRON SER 2d		Vzdálenost km		Dopravní prostředek: číslo	D o s a v a d n í										N á v r h		
		po poli	po silnici		Traktor Z-4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	Traktor Z-5611 přívěs trakt. skláp. PzTS-6	Traktor Z-8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	Traktor Z-12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	Automobil sklápěcí Praga S 5 T	Automobil sklápěcí Škoda 706 RTS	Automobil sklápěcí Tatra 138 S3	Automobil skláp. Škoda 706 RTS + přívěs PzS-50A	Automobil skláp. Tatra 138 S3 + přívěs A-10-SH	Tahač Škoda 706 RTTN + náv. sedl. valník N 14 V	Zemědělský automobil sklápěcí 5 Mp	Zemědělský automobil sklápěcí 8 Mp	Zemědělský tahač + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp
					14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55
0,5		1	0	X pořadí	10,80 2	11,30 3	11,70 5	12,70 8	12,60 7	13,20 9	13,40 10	15,00 11	15,60 13	15,20 12	10,80 2	11,60 4	12,00 6
				X pořadí	13,20 2	13,50 4	13,70 6	14,70 7	15,30 8	15,80 10	15,70 9	17,00 12	17,10 13	16,60 11	12,60 1	13,40 3	13,60 5
				X pořadí	17,90 6	17,80 5	17,50 4	18,60 7	20,70 11	21,10 13	20,40 10	20,90 12	20,30 9	19,40 8	16,20 1	17,00 3	16,90 2
				X pořadí	21,00 4	22,10 6	21,40 5	22,50 8	26,10 12	26,40 13	25,00 11	24,80 10	23,40 9	22,20 7	19,90 1	20,00 3	20,10 2
				X pořadí	25,50 7	24,60 4	25,30 6	26,40 8	29,70 12	31,70 13	29,70 12	28,70 10	26,50 9	25,10 5	23,50 2	24,30 3	23,40 1
1		2	4	X pořadí	18,20 8	17,70 5	17,20 4	18,20 8	21,80 12	22,20 13	20,80 11	20,60 10	19,30 9	18,20 8	15,80 1	16,50 3	16,00 2
				X pořadí	21,50 8	20,30 5	20,80 6	21,80 9	26,60 12	28,60 13	26,00 11	24,30 10	21,50 8	19,80 4	18,90 2	19,70 3	18,40 1
				X pořadí	29,70 9	28,20 8	27,90 7	27,00 6	39,00 12	39,30 13	36,30 11	31,60 10	25,80 4	23,00 1	25,20 3	26,00 5	23,30 2
				X pořadí	46,30 10	41,80 8	39,60 6	40,60 7	61,60 12	62,60 13	54,30 11	43,90 9	34,50 3	29,40 1	35,90 4	36,70 5	32,90 2
				X pořadí	63,90 10	56,30 8	51,70 6	52,60 7	85,10 12	86,00 13	72,90 11	58,00 9	43,20 3	33,70 1	48,10 4	48,90 5	40,50 2

XVII. Souhrnná tabulka nákladů podle tarifů získaných výpočtem

 $X = K\check{s}.t^{-1}$

Nasazení sklizečů: skupinové

Vytížení nosnosti: optimální

Doprava zrna od sklizečů

var. 57

VÚZS – TEO Výpočet na samočinném počítači CELLATRON SER 2d			Vzdálenost km		Dopravní prostředek:	D o s a v a d n í												N á v r h		
			po poli	po silnici		číslo	Traktor Z-4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	Traktor Z-5611 + přívěs trakt. skláp. PzTS-6	Traktor Z-8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	Traktor Z-12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	Automobil sklápěcí Praga S 5 T	Automobil sklápěcí Škoda 706 RTS	Automobil sklápěcí Tatra 138 S3	Automobil skláp. Škoda 706 RTS + přívěs PzS-50A	Automobil skláp. Tatra 138 S3 + přívěs A-10-SH	Tahač Škoda 706 RTTN + náv. sedl. valník N 14 V	Zemědělský automobil sklápěcí 5 Mp	Zemědělský automobil sklápěcí 8 Mp	Zemědělský tahač + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp	
							14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55	
1	0,5	0	X pořadí	3,70 4	3,30 1	3,70 4	4,30 8	3,70 4	4,30 8	5,00 11	4,80 10	5,30 12	8,00 13	3,80 6	4,60 9	3,80 6				
	1		X pořadí	4,50 5	4,20 2	4,40 3	5,10 8	4,60 6	5,00 7	5,60 11	5,30 10	5,70 12	8,50 13	4,50 5	5,20 9	4,20 2				
	2		X pořadí	6,90 12	5,60 2	5,80 3	6,70 10	5,90 4	6,30 7	6,80 11	6,20 6	6,50 9	9,30 13	6,10 5	6,40 8	5,10 1				
	3		X pořadí	8,90 12	7,30 6	6,70 2	8,20 11	7,50 7	7,60 8	8,10 10	7,20 4	7,30 6	10,20 13	7,10 3	7,70 9	5,90 1				
	4		X pořadí	10,90 12	8,70 6	8,00 2	9,00 9	9,20 10	8,90 8	9,30 11	8,20 4	8,10 3	11,10 13	8,50 5	8,90 8	6,80 1				
	2	X pořadí	7,40 12	6,20 2	6,40 3	7,20 10	6,70 6	6,90 8	7,40 12	6,60 4	6,90 8	9,80 13	6,70 6	7,00 9	5,40 1					
		4	X pořadí	10,30 12	8,20 5	7,70 2	8,50 7	9,10 10	8,70 9	9,20 11	8,00 4	8,00 4	11,10 13	8,30 6	8,70 9	6,70 1				
		8	X pořadí	16,20 13	12,50 10	10,90 4	12,40 9	13,50 11	11,60 6	12,00 7	9,90 2	10,40 3	13,70 12	12,10 8	11,40 5	8,60 1				
16	X pořadí	28,20 13	21,10 11	17,60 5	19,10 9	22,30 12	18,20 7	18,90 8	15,00 3	14,10 2	18,20 7	19,70 10	17,50 4	12,90 1						
	24	X pořadí	40,10 13	29,80 11	24,20 6	26,20 9	31,50 12	24,70 7	25,20 8	19,60 3	18,50 2	22,90 4	27,60 10	23,60 5	17,50 1					

XVIII. Souhrnná tabulka nákladů podle tarifů získaných výpočtem

Nasazení sklizečů: skupinové

Doprava zrna od sklizečů

 $X = K\check{c}s.t^{-1}$

Vytížení nosnosti: užitečné

var. 58

VÚZS - TEO Výpočet na samočinném počítači CELLATRON SER 2d			Vzdálenost km		Dopravní prostředek:	D o s a v a d n í										N á v r h		
			po poli	po silnici		číslo	Traktor Z-4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	Traktor Z-5611 + přívěs trakt. skláp. PzTS-6	Traktor Z-8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	Traktor Z-12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	Automobil sklápěcí Praga S 5 T	Automobil sklápěcí Škoda 706 RTS	Automobil sklápěcí Tatra 138 S3	Automobil skláp. Škoda 706 RTS + přívěs PzS-50A	Automobil skláp. Tatra 138 S3 + přívěs A-10-SH	Tahač Škoda 706 RTTN + náv. sedl. valník N 14 V	Zemědělský automobil sklápěcí 5 Mp	Zemědělský automobil sklápěcí 8 Mp
			14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55			
1	0,5	0	X pořadí	4,40 4	4,40 4	4,60 5	5,40 8	4,90 6	6,50 10	7,00 11	6,30 9	9,00 12	10,00 13	4,20 2	5,30 7	4,10 1		
	1		X pořadí	6,30 7	5,60 3	5,80 4	7,00 8	6,20 5	7,90 10	8,90 11	7,40 9	10,00 12	10,60 13	5,20 2	6,30 7	4,60 1		
	2		X pořadí	9,60 9	8,60 5	7,60 3	9,30 7	9,40 8	11,80 11	11,80 11	8,90 6	11,90 13	11,90 13	6,60 2	8,40 4	5,80 1		
	3		X pořadí	13,20 10	11,50 6	10,00 4	12,20 7	12,50 9	15,20 12	15,40 13	11,00 5	13,90 11	12,50 9	8,50 2	9,60 3	7,00 1		
	4		X pořadí	16,80 11	14,40 7	11,90 4	14,60 8	15,70 9	18,70 13	18,50 12	13,10 5	15,90 10	13,80 6	10,30 2	11,50 3	8,20 1		
	2	X pořadí	11,00 9	9,70 6	8,50 3	10,20 7	11,00 9	13,50 13	13,50 13	9,60 5	12,80 11	12,40 10	7,40 2	9,20 4	6,30 1			
		4	X pořadí	15,80 11	13,50 6	11,30 4	13,60 8	15,50 9	18,50 13	18,20 12	12,50 5	15,60 10	13,60 8	10,10 2	11,30 4	8,00 1		
		8	X pořadí	25,80 11	21,80 9	17,20 5	20,60 8	25,10 10	28,60 13	28,10 12	17,70 6	19,80 7	17,10 4	15,00 2	16,20 3	10,70 1		
		16	X pořadí	45,70 11	38,40 9	29,00 6	34,80 8	44,40 10	49,90 13	48,00 12	28,50 5	30,50 7	23,60 2	24,90 3	26,20 4	16,60 1		
		24	X pořadí	65,60 11	54,90 9	41,00 7	49,30 8	63,70 10	71,20 13	68,20 12	39,20 5	40,10 6	30,10 2	35,10 3	36,70 4	22,20 1		

XIX. Souhrnná tabulka nákladů podle tarifů získaných výpočtem
 $X = \text{Kčs.t}^{-1}$

Nasazení sklizečů: jednotlivé
 Vytížení nosnosti: optimální

Doprava zrna od sklizečů
 var. 67

VÚZS – TEO Výpočet na samočinném počítací CELLATRON SER 2d				Vzdálenost km		Dopravní prostředek:	D o s a v a d n í										N á v r h			
				po poli	po silnici		číslo	Traktor Z-4611 + přívěs trakt. skláp. PzS-40	Traktor Z-5611 + přívěs trakt. skláp. PzTS-6	Traktor Z-8011 + návěs trakt. skláp. NTS-8	Traktor Z-12011 + přívěs trakt. skláp. PzTS-10	Automobil sklápěcí Praga S 5 T	Automobil sklápěcí Škoda 706 RTS	Automobil sklápěcí Tatra 138 S3	Automobil skláp. Škoda 706 RTS + přívěs PzS-50A	Automobil skláp. Tatra 138 S3 + přívěs A-10-SH	Tahač Škoda 706 RTTN + náv. sedl. valník N 14 V	Zemědělský automobil sklápěcí 5 Mp	Zemědělský automobil sklápěcí 8 Mp	Zemědělský tahač + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp
								14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55
1	0,5	0	X pořadí	10,10 2	9,90 1	12,50 5	14,70 7	11,40 3	14,90 8	17,60 11	16,40 10	19,80 12	21,30 13	11,90 4	16,00 9	13,50 6				
	1		X pořadí	11,40 2	10,80 1	13,20 5	15,40 7	12,30 3	15,50 8	18,20 11	16,90 10	20,20 12	21,80 13	12,70 4	16,70 9	13,90 6				
	2		X pořadí	13,90 2	12,60 1	14,60 5	17,00 8	14,10 3	16,80 7	19,50 11	17,90 10	21,00 12	22,80 13	14,20 4	17,90 10	14,80 6				
	3		X pořadí	16,40 6	14,50 1	16,00 5	18,60 8	15,80 4	18,10 7	20,70 11	18,90 9	21,80 12	23,70 13	15,80 4	19,10 10	15,60 2				
	4		X pořadí	18,90 6	16,30 1	17,40 4	20,10 9	17,60 5	19,40 7	22,00 11	19,90 8	22,60 12	24,70 13	17,30 3	20,40 10	16,50 2				
	2	X pořadí	14,80 2	13,30 1	15,10 5	17,50 8	14,90 4	17,40 7	20,00 11	18,30 9	21,30 12	23,20 13	14,90 4	18,40 10	15,20 6					
		4	X pořadí	18,20 6	15,70 1	17,10 4	19,60 9	17,40 5	19,30 7	21,90 11	19,60 9	22,50 12	24,50 13	17,10 4	20,20 10	16,40 2				
		8	X pořadí	23,00 8	20,70 2	20,90 3	23,70 10	22,60 6	23,00 8	25,50 12	22,30 5	24,90 11	27,30 13	21,50 4	23,70 10	18,90 1				
		16	X pořadí	34,50 13	28,30 4	28,60 5	32,00 10	30,50 8	30,50 8	32,80 12	27,70 2	29,60 6	32,70 11	28,10 3	30,80 9	24,00 1				
		24	X pořadí	45,90 13	36,30 6	33,60 3	37,20 8	40,20 12	35,30 5	40,10 11	33,10 2	34,30 4	38,20 10	36,40 7	37,90 9	29,00 1				

VÝZS - TEO Výpočet na samočinném počítací CELLATRON SER 2d

Vzdá- lost km		D o s a v a d n í										N á v r h							
		po poli		po silnici		Dopravní prostředek:	14	16	28	19	32	35	39	45	47	56	34	38	55
0,5	1	0	X pořadí	11,50 2	11,20 1	13,50 5	16,00 7	12,40 4	17,80 9	20,30 11	18,10 10	30,90 13	23,30 12	12,40 4	16,90 8	13,80 6	Zemědělský traktor + návěs sedlový sklápěcí 10 Mp	Zemědělský auto-mobil sklápěcí 8 Mp	Zemědělský auto-mobil sklápěcí 5 Mp
			X pořadí	13,60 3	12,90 1	14,70 6	17,50 7	14,30 4	19,80 10	22,10 11	19,20 9	31,90 13	24,00 12	13,40 2	17,90 8	14,40 5			
			X pořadí	17,70 5	16,40 3	17,20 4	20,60 8	17,90 6	24,00 10	26,00 12	21,40 9	33,90 13	25,30 11	15,40 1	19,90 7	15,60 2			
			X pořadí	20,20 5	19,90 4	19,70 3	23,70 9	21,60 6	28,10 11	29,70 12	23,60 8	35,80 13	26,60 10	17,40 2	22,00 7	16,80 1			
			X pořadí	24,00 7	21,50 3	22,20 4	26,80 9	23,40 5	32,20 11	33,60 12	25,90 8	37,80 13	27,90 10	19,30 2	24,00 7	18,00 1			
1	2	4	X pořadí	19,20 5	17,60 3	18,10 4	21,60 8	19,60 6	25,70 10	27,70 12	22,20 9	34,70 13	25,80 11	16,20 2	20,80 7	16,10 1			
			X pořadí	22,90 5	20,50 3	21,50 4	25,70 9	23,10 6	31,60 11	33,20 12	25,20 8	37,60 13	27,70 10	19,00 2	23,70 7	17,80 1			
			X pořadí	32,30 9	29,30 4	28,30 3	31,20 6	33,30 10	40,40 11	44,30 13	31,30 7	43,20 12	31,40 8	24,70 2	29,60 5	21,20 1			
			X pořadí	51,20 10	44,50 7	38,80 4	46,50 8	51,10 9	60,80 12	62,20 13	40,30 6	54,60 11	38,90 5	33,60 2	38,20 3	28,00 1			
			X pořadí	71,10 11	60,50 8	49,90 5	59,80 7	69,80 10	81,20 13	81,00 12	51,80 6	65,90 9	43,00 2	44,40 3	49,20 4	32,30 1			

VÝPOČET NA SAMOČINNÉM POČÍTAČI CELLATRON SBR 2d		VÝPOČET NA SAMOČINNÉM POČÍTAČI CELLATRON SBR 2d	
---	--	---	--

5. ZÁVĚR

Vzájemným porovnáním hodnot obsažených v souhrnných tabulkách IX až XX docházíme k těmto poznatkům:

1. Speciální zemědělské automobily, navržené v typové řadě, mají zajištěny ekonomické předpoklady pro dobré uplatnění v praxi především pro přizpůsobené technickoekonomické parametry, jako je poměrně příznivé užitečné vytížení, dobrá průjezdnost po poli, vysoká průměrná rychlost po silnici apod.
2. Z hlediska dosažení příznivých výkonností při přepravě, přímo ovlivňujících i produktivitu lidské práce, se nejvíce uplatňuje výkonnost nakládání, která až několikanásobně mění výsledky. Na druhém místě — při stejné výkonnosti nakládání — ovlivňuje výši přepravní výkonnosti užitečná nosnost vozidla a až na třetím místě je přepravní rychlost, která se markantněji projevuje teprve při delších vzdálenostech.
3. Nákladovost při kratších vzdálenostech relativně stoupá až třikrát, při dlouhých vzdálenostech však jen asi o polovinu vlivem nízké nakládací výkonnosti. Značný vliv na úsporu nákladů může mít plné vytěžování nosnosti vozidla, jímž se dají náklady snížit o 40 až 65 % při dostatečné výkonnosti nakládání a o 35 až 55 % při její malé výkonnosti. Pro kratší vzdálenosti se dosáhne plným vytěžováním nižších hodnot úspor, pro delší vzdálenosti přepravy hodnot vyšších.
Ze vzájemného porovnání výhodnosti jednotlivých typů přepravních prostředků se potvrzují a upřesňují dřívější poznatky, že pro kratší vzdálenosti — hlavně po poli — jsou efektivnější vozidla nižších nosností, především traktory a zemědělské automobily. Jejich výhodnost přechází i do delších vzdáleností až přes 5 km po poli i po silnici v případě nízkých výkonů nakládání. Naopak těžké automobilové soupravy, a na prvním místě mezi nimi desetitunový zemědělský sedlový návěs, jsou neefektivnějšími přepravními prostředky při delších vzdálenostech po silnici kolem 10–15 km.
4. Těžkotonážní prostředky jsou neefektivní při přepravě na kratší vzdálenosti cca do 4–5 km i přes jejich nejnižší jednotkové tarify jak při jízdě po silnici i po poli, tak při prostoji. Je to proto, že u nich vycházejí příliš dlouhé ztrátové časy při nakládání i v případě skupinového nasazení sklízecích mlátiček, kdy bylo dosaženo nakládací výkonnosti přes 20 t h^{-1} . Z toho vyplývá předpoklad, že pro úspěšné zavádění vyšších tonáží (přes 10 Mp) do technologické zemědělské dopravy by bylo třeba především zajistit vysokou výkonnost při jejich nakládání — asi 50 až 100 t h^{-1} .
5. Dalším předpokladem úspěšného zavádění automobilů do zemědělské dopravy je zajištění jejich dostatečného ročního využití — alespoň 1800 h rok^{-1} při dodržení podmínky, aby celkové investiční náklady na doplňková zařízení nepřesáhly dosavadní stav v porovnání s využíváním obdobných zařízení, používaných v agregaci s traktory.

Došlo dne 8. 7. 1970

1. Специальные сельскохозяйственные автомобили, спроектированные в типовом ряде, имеют экономические предпосылки для хорошего применения на практике, прежде всего для приспособленных технико-экономических параметров, какими являются например довольно благоприятная полезная нагрузка, хорошая проходимость в поле, высокая средняя дорожная скорость и т. д.
2. С точки зрения достижения благоприятной производительности при перевозке, непосредственно влияющей и на производительность человеческого труда, наибольшее применение находит производительность погрузки, которая даже в несколько раз меняет результаты. На втором месте — при одинаковой производительности погрузки — на величину производительности перевозки влияет полезная грузоподъемность транспортного средства, и только на третьем месте находится скорость перевозки, которая ощутима только на более длинных расстояниях.
3. Затраты относительно возрастают при кратких расстояниях в три раза, при длинных, примерно на половину под влиянием низкой продуктивности погрузки. Значительное влияние на экономию затрат может иметь полное использование грузоподъемности автомобиля, у которых можно снизить затраты на 40—50 % при достаточной производительности погрузки и на 35—55 % при малой производительности. На краткие расстояния, благодаря полному использованию, будет достигнута низкая экономия, на более длинные расстояния транспортировки экономия будет больше. Взаимное сравнение выгоды отдельных типов транспортных средств подтверждает и уточняют ранее полученные сведения, что на краткие расстояния — главным образом в поле — более эффективны транспортные средства с низкой грузоподъемностью, прежде всего тракторы и сельскохозяйственные автомобили. Их выгода распространяется и на длинные расстояния более 5 км в поле по дорогам в случае низкой производительности погрузки. Наоборот, тяжелые автомобильные агрегаты, а на первом месте среди них находится десятитонный сельскохозяйственный седельный полуприцеп, являются самыми эффективными транспортными средствами для дорог на длинные расстояния (около 10—15 км).
4. Многотонные средства неэффективны при перевозке на короткие расстояния примерно до 4—5 км и, несмотря на их самые низкие отдельные тарифы, как при езде по дорогам и по полю, так и при простоях. Это потому, что у них получаются слишком большие потери времени при погрузке даже в случае группового применения зерноуборочных комбайнов, когда погрузочная производительность составляла более 20 т/час. Из этого вытекает предположение, что для успешного внедрения высших тоннажей (более 10 Мп) в технологический сельскохозяйственный транспорт прежде всего надо обеспечить высокую производительность при их погрузке — примерно 50—100 т/час.
5. Следующей предпосылкой успешного внедрения автомобилей в сельскохозяйственный транспорт является обеспечение их достаточного годового использования хотя бы 1800 час/год при выполнении условия, что приспособления не будут превышать существующие по сравнению с использованием подобного приспособления, применяемого в агрегате с трактором.

A Technical and Economic Analysis of Automobile and Tractor Transport in Agriculture

1. Special agricultural automobiles, designed in a type series, have all economic prerequisites for good utilization in practice, particularly due to the adjusted technical and economic parameters such as a comparatively good exploitation capacity, good travelling properties in field and high average speed on road, etc.
2. From the point of view of the achievement of good efficiency in transport, which directly influences the productivity of human work, the most pronounced effect is exerted by the efficiency of loading. The value of loading efficiency may cause even manifold changes in the results. The useful loading capacity ranks second as a factor influencing the transportation efficiency at an equal efficiency of loading, and the speed of transportation ranks third: the effect of the latter is manifested only in transportation to longer distances.
3. The cost rate relatively increases at shorter distances (even three times as high as normal) due to a low loading efficiency. At longer distances the costs

increase only by ca. one half under the effect of inefficient loading. The savings of costs may be considerably increased by a full utilization of the loading capacity of the vehicle; this may reduce costs by 40 to 65 % at a sufficient efficiency of loading, and by 35 to 55 % at a low loading efficiency. At shorter distances the savings of costs resulting from full utilization of loading capacity are lower while longer distances imply larger savings. The comparison of the advantages of the different types of transportation means corroborates and develops the previous findings that vehicles of a smaller carrying capacity — tractors and agricultural automobiles — are more effective for shorter distances, particularly in field. The advantages of such vehicles are retained at longer distances over 5 km. in field and on the road in the case of low efficiency of loading. On the other hand, heavy automobile sets (particularly the 10-ton agricultural saddle semi-trailer) are most effective means of transportation for distances of about 10 to 15 km. (on the road).

4. The high-tonnage transport means are inefficient in transportation to shorter distances, ca. up to 4–5 km., despite their lowest unit tariffs both in driving on the road and in the field, and in lost time. This is due to the fact that these heavy vehicles require too long idle time during loading, even in the case of a group utilization of harvester-threshers when the loading efficiency is more than 20 tons per hour⁻¹. It can be supposed on this basis that high efficiency of loading — ca 50 to 100 th⁻¹ — should be secured for a successful introduction of higher carrying capacities (over 10 Mp) in the technology of agricultural transport.

5. Another prerequisite for a successful introduction of automobiles in agricultural transport is their sufficient yearly exploitation, at least 1800 h year⁻¹; the condition is that the total capital investments incurred in the accessories should not exceed the to-date level, in comparison with the utilization of similar devices used in combination with tractors.

Technisch-ökonomische Analyse des Automobil- und Schleppertransportes in der Landwirtschaft

1. Die speziellen landwirtschaftlichen Automobile, die in der Typenreihe entworfen wurden, haben die ökonomischen Voraussetzungen für die gute Bewährung in der Praxis gesichert, besonders dank den angepaßten technisch-ökonomischen Parametern, wie die günstige Auslastung, gute Fahreigenschaften auf dem Felde, hohe Durchschnittsgeschwindigkeit auf der Straße usw.

2. Mit Rücksicht auf die Erreichung der günstigen Leistungsfähigkeit bei dem Transporte, welche direkt auch die Produktivität der menschlichen Arbeit beeinflußt, fällt die Leistung beim Laden am meisten ins Gewicht, weil dieselbe die Ergebnisse bis mehrfach ändert. Auf der zweiten Stelle — gleiche Leistung beim Laden vorausgesetzt — wird die Transportleistung von der nützlichen Tragfähigkeit des Fahrzeuges beeinflusst und bis an der dritten Stelle erscheint die Transportgeschwindigkeit, welche sich mehr ausgeprägt erst bei längeren Entfernungen zeigt.

3. Die Kosten steigen relativ bei kürzeren Entfernungen bis dreimal, bei längeren jedoch nur mit einer Hälfte als Folge der niedrigen Ladeleistung. Einen großen Einfluß auf die Kostenersparnisse kann die volle Auslastung der Tragfähigkeit des Fahrzeuges ausüben. Demzufolge können die Kosten um 40–65 % bei genügender Ladeleistung und um 35–55 % bei kleiner Ladeleistung herabsetzen. Bei kleineren Entfernungen werden durch volle Ausnutzung der Tragfähigkeit kleine Ersparnisse, bei längeren Entfernungen größere Einsparungen erreicht. Die Gegenüberstellung der Vorteile einzelner Typen der Transportmittel bestätigt und präzisiert die bestehenden Erkenntnisse, d. h. daß für die kürzeren Entfernungen — besonders Feldtransporte — die Fahrzeuge mit niedrigeren Tragfähigkeiten, besonders Traktoren und landwirtschaftliche Automobile, effektiver sind. Die Vorteilhaftigkeit derselben übergeht bis in die längere Strecken bis über 5 km auf dem Felde oder auf der Straße im Falle der niedrigen Ladeleistungen. Im Gegenteil, die schweren Automobilsätze, in der ersten Linie darunter der landwirtschaftliche 10 Tonnen — Sattelanhänger beweisen sich als die effektivsten Transportmittel für 10–15 km Straßentransport.

4. Die Schwertonnagefahrzeuge sind nicht effektiv für die Transporte auf kürzere Entfernungen cca bis 4—5 km auch trotz ihren niedrigsten Tariffen für Straßen-, Feldfahrt und Ruhezeiten. Es ist deswegen, daß bei ihnen zu lange Wartezeiten bei dem Beladen vorkommen, auch in dem Falle des Gruppeneinsatzes der Mähdrescher, wo Ladeleistungen von über 20 t. h⁻¹ erzielt wurden. Daraus folgt die Voraussetzung, daß für die erfolgreiche Einführung der Fahrzeuge mit höheren Tonnagen (über 10 Mp) in die technologische landwirtschaftliche Transporte vor allem die hohe Leistungsfähigkeit bei ihrer Beladung — etwa 50 bis 100 t. h⁻¹ zu sichern ist.

5. Die weitere Voraussetzung für die erfolgreiche Einführung der LKWs in die landwirtschaftlichen Transporte ist die Sicherung der genügenden Jahresauslastung derselben, mindestens 1800 h/Jahr, bei Einhaltung der Bedingung, daß die gesamten Investitionskosten für die ergänzenden Einrichtungen den bestehenden Stand im Vergleich mit der Ausnützung ähnlicher in der Aggregation mit dem Traktor benützten Einrichtungen nicht übersteigen.

Adresa autora:

Ing. Karel H u b á l e k, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

631.316.4 - 883 (23)

I. ÚVOD

Sjíždění zemědělského agregátu pracujícího na svazích je nutno věnovat mimořádnou pozornost, neboť ovlivňuje kvalitu práce a je mnohdy příčinou havárie.

Zemědělský agregát pracuje na svahu vyhovujícím způsobem dotud, pokud se neporuší dokonalý styk pneumatiky s půdou. Toto porušení je vyvoláno mnoha činiteli.

- Např. a) při zvětšeném pracovním odporu se zvyšuje prokluz hnacích kol, jehož důsledkem je zvýšení sjíždění traktoru,
b) dynamickými účinky vyvolanými jízdou traktoru po vrstevnici po nerovném terénu,
c) sjíždění agregátu je rovněž vyvoláno pracovními orgány stroje,
d) stavem povrchu půdy, druhem půdy apod.

II. ŘEŠENÍ

V minulém období jsme zkoumali všechny činitele, které mají přímý i nepřímý vliv na sjíždění zemědělského agregátu pracujícího v řádkové kultivaci na svahovitých terénech.

Měřením bylo zjištěno, že podélná osa traktoru se vychyluje o určitý úhel od směru jízdy. Tento úhel se mění v závislosti na sklonu terénu, kvalitě a zpracování půdy, na rozložení vah na přední a zadní nápravu, na tahové síle a prokluzu způsobeném touto tahovou silou. Dalším důležitým činitelem je konstrukční provedení pneumatik, jejich huštění a opotřebení.

Rovnovážný stav po určitý časový úsek nastává tehdy, když se traktor pohybuje pod takovým úhlem β , při kterém jsou v rovnováze složky sil způsobující sjíždění se složkami vzniklými natočením kol proti svahu. Přitom je třeba počítat s tím, že síla na háku Ph může mít obecnou polohu a že její složky mohou sjíždění buď snižovat nebo podporovat.

Pro lepší využití tahové síly traktoru a pro lepší kvalitu práce je snaha tento úhel β snížit na minimum. Nejvíce je ohrožena kvalita práce v řádkových kulturách. Natočením osy traktoru vzniká při jízdě nesoustupost předních a zadních kol (obr. 1). To vede při určitém sklonu terénu k tomu, že při kultivačních pracích mezi řádky kola traktoru ničí rostliny v řádcích.



1. Nesoustopost předních a zadních kol při natočení osy traktoru

Do určité míry se podařilo zmenšit sjíždění, a tím i úhel β , použitím záběrových kol. Záběrová kola zvyšují využití tahové síly tím, že snižují prokluz. Jejich boční tuhost je proti pneumatice téměř 100%. Nasazením záběrových kol se boční sjíždění ve značné míře sníží, avšak nesoustopost jimi nelze odstranit. Jejich použití v řádkové kultivaci je také omezeno šířkou řádku, neboť záběrové kolo rozšiřuje stopu.

Při uvážení těchto okolností na základě výsledků zkoušek bylo nutno hledat takové řešení, při kterém by přední i zadní kola měla při jízdě po vrstevnici určitý úhel vůči svahu, přitom by však zadní kola sledovala stopu předních kol.

V zahraničí byla tato otázka řešena konstantním mechanickým nastavením o určitý úhel β zadní hnací nápravy traktoru vůči přední nápravě. Toto řešení bylo uplatněno u nosičů nářadí (obr. 2).

Uvedené řešení je poměrně snadné na traktorech konstruovaných jako nosič nářadí, kde páteří traktoru je nosný rám, na němž je možno udělat otočný bod. Je však obtížné realizovatelné u traktoru klasické bezrámové konstrukce. Pro tento typ byla ve VÚZS navržena a odzkoušena hydraulicky přestavitelná přední náprava traktoru.

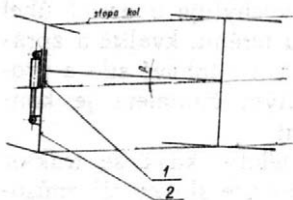


TECHNICKÝ POPIS KONSTRUKCE PŘESTAVITELNÉ PŘEDNÍ NÁPRAVY TRAKTORU

Přední náprava byla konstruována pro traktor Z 3011 vzhledem k tomu, že s ním byly v rámci zkoušek uskutečněny kultivační práce na svahovitých terénech.

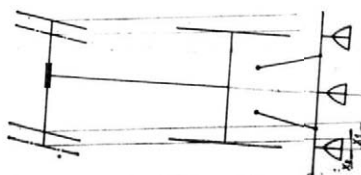
2. Konstantní nastavení zadní hnací nápravy traktoru o úhel β vůči přední nápravě

Přední náprava se skládá ze dvou částí (obr. 3). První část — vedení (1) je uložena výkyvně pomocí původního čepu přední nápravy v konzole přední nápravy. Ve vedení, které je ve tvaru písmene U, se pohybuje vlastní přední náprava (2) pomocí hydraulického válce. Přední náprava je vyrobena ze silnostěnné trubky, na které byly zřezovány vodící plochy. V nápravě jsou pomocí třmenů upevněny výsuvné nástavce s možností změny rozchodu kol. Tlakový olej do hydraulického válce je dodáván přes rozvaděč, zapojený na vnější okruh hydrauliky traktoru. Přesazení přední nápravy, dané délkou zdvihu válce a rozchodem kol, je ± 150 mm. Střední nulovou polohu bylo možno pro jízdu na silnici zajistit čepem.



3. Konstrukce přestavitelné přední nápravy traktoru

Celá přední náprava byla řešena pouze jako funkční model. Cílem bylo změřit sjíždění, dodržování stopy a celkové jízdní vlastnosti traktoru. Nebyla řešena otázka zakrytí třecích ploch proti nečistotám. Rovněž skutečnost, že při použití dvou řídicích tyčí se s přesunováním nápravy do krajních poloh zvyšuje v nepatrné míře sbíhavost kol, byla zanedbána. Při realizaci by bylo možné použít řízení pomocí jedné řídicí tyče se vzájemným propojením kol (jak to používá nová modernizovaná řada.



4. Umístění zemědělského nářadí při použití přestavitelné nápravy u traktoru

Konstrukční provedení přední přestavitelné nápravy použité na traktoru Z 3011 umožňuje eliminovat sjíždění vlastního traktoru tam, kde by traktor bez přestavitelné přední nápravy sjížděl o 150 mm.

Při použití neseného nářadí je nutno řešit jeho zavěšení tak, aby byl umožněn posuv pracovních orgánů v příčném směru, protože natočením podélné osy traktoru proti svahu se nářadí posune směrem po svahu.

Výhodnější umístění zemědělského nářadí při použití přestavitelné nápravy by bylo mezi koly traktoru (obr. 4).

FUNKČNÍ OVĚŘENÍ PŘESTAVITELNÉ PŘEDNÍ NÁPRAVY TRAKTORU

Funkční ověření spočívalo v praktickém ověření kinematiky traktoru Z 3011, vybaveného přestavitelnou nápravou. Byly měřeny některé změny, které nastanou při přestavení nápravy jedním směrem o maximální hodnotu, tj. o 150 mm. Při přestavení o 150 mm nastává:

natočení podélné osy traktoru vůči původní poloze o 5° ,

posunutí připojovacích bodů tříbodového závěsu o 80 mm,

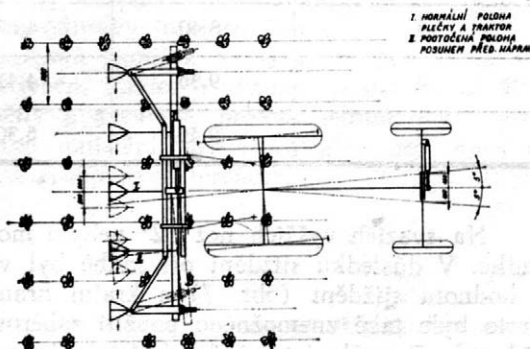
při nastaveném rozchodu předních kol na 1500 mm a při použití dvou řídících tyčí se původní sbíhavost 3 mm na ráfku zvětší na 5 mm.

Funkční model byl řešen tak, že umožňoval mechanickou aretaci střední polohy pomocí čepu a aretaci v libovolné přestavitelné poloze. V průběhu zkoušek se ukázalo, že při dokonalém odvzdušnění hydraulického okruhu tato aretace není nutná. (Vlastní funkce přestavování byla bez závad). Hydraulický válec ($\varnothing$ 50 mm) spolehlivě přestavoval předek traktoru proti 22° svahu i při použití přídavného závaží 300 kg na předku traktoru. Závaží na přední nápravě je nutné pro dodržení čs. předpisů o řiditelnosti traktorů při práci. Při práci na svazích do sklonu 20° bylo nutné na přední nápravu traktoru dát závaží asi 300 kg při měření se sazečem brambor.

KULTIVACE BRAMBOR

V prvním období zkoušek byla přední přestavitelná náprava traktoru použita při kultivačních pracích v porovnávacích zkouškách s řádkováním 62,5 a 75 cm. Z výsledků měření, která jsme dělali ve spolupráci s VÚZT Řepy, jsou převzaty tabulky I-IV. Hodnoty uvedené v tabulkách jsou naměřeny při optimálním přesazení přední nápravy a hrobkovače.

Pro kultivaci brambor byl traktor agregován s pětiradličným hrobkovačem typu „Římov“. Kinematické schéma traktoru Z 3011 s hrobkovačem je na obr. 5. Hrobkovač „Římov“ byl použit proto, že jeho konstrukce umožňuje posouvání těles ve směru kolmém na směr jízdy ± 200 mm.



5. Kinematické schéma říditelné plečky a traktoru

I. Výsledky měření při $\alpha = 5^0$, $t = 75$ cm

Řádek	$\varnothing_n$	$\varnothing_d$	$n_{\max}$	$d_{\max}$
1	0,50	2,64	0,5	6,5
2	1,00	2,00	1,0	5,0
3	2,00	3,25	3,0	4,5
4	4,16	5,00	7,0	9,0
5	4,50	3,75	9,5	7,5

II. Výsledky měření při $\alpha = 10^0$, $t = 80$ cm

Řádek	$\varnothing_n$	$\varnothing_d$	$n_{\max}$	$d_{\max}$
1	5,56	7,16	12,5	20,5
2	4,64	6,03	11,5	17,0
3	4,85	5,80	15,0	18,0
4	7,60	7,30	16,0	17,5
5	9,53	6,25	24,0	17,0

III. Výsledky měření při $\alpha = 14^0$, $t = 80$ cm

Řádek	$\varnothing_n$	$\varnothing_d$	$n_{\max}$	$d_{\max}$
1	6,08	4,43	12,5	13,5
2	4,82	5,21	14,5	8,0
3	8,40	4,67	22,0	5,5
4	9,36	4,41	25,5	10,0
5	9,49	6,30	14,5	12,5

Na svazích vyšších než 12^0 nebylo možné použít při kultivaci všech pěti radlic. V důsledku sjíždění při sadbě byl vždy následující dvouřádek posunut o hodnotu sjíždění (obr. 7) a krajní hranice hrobkovače narušovaly hrůbek. Proto bylo také znemožněno použití záběrových kol namontovaných na redukčních tak, že měla jet v následujícím řádku. Záběrová kola narušovala hrůbek obdobným způsobem jako krajní radlice hrobkovače.

Na svazích 12^0 a výše se kultivovalo třemi radlicemi tak, že traktor jel

Řádek	$\varnothing_n$	$\varnothing_a$	$n_{\max}$	$d_{\max}$
1	6,50	15,00	9,5	19,5
2	4,87	15,00	8,5	23,5
3	7,25	11,50	11,0	21,5
4	9,30	9,16	12,5	14,5
5	13,75	9,87	16,0	21,5

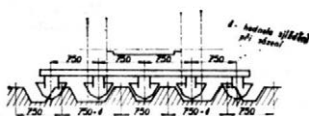
vždy ve stopě, ve které jel traktor při sadbě. Tímto způsobem byla kultivace možná až do svahu $\alpha = 16^\circ$. Na vyšším svahu se snížila řiditelnost předních kol a sjetí zadních kol bylo větší než hodnota, kterou je možno eliminovat přestavením přední nápravy a hrobkovače.

Při měření bylo zjištěno, že hydraulické přestavování přední nápravy umožňuje vést traktor při kultivačních pracích na svahovitém terénu — eliminuje do hodnoty 150 mm boční sjíždění traktoru. Hydraulickým přestavením přední nápravy vlastně natáčíme podélnou osu traktoru proti svahu. Tímto nastavením zadních hnacích kol traktoru zvyšujeme tu složku z tažné síly, která působí proti svahu a tím zabránujeme dalšímu sjíždění.

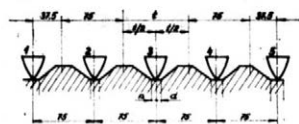
Toto nastavování podélné osy traktoru má však negativní účinek na nářadí nesené vzadu. Nářadí se posunuje směrem po svahu, a to v poměru rozvodu ku složení osy nářadí ku hnací nápravě traktoru. Hydraulicky přestavitelná nesená plečka „Římov“ umožňovala vyrovnání tohoto vychýlení.

U nářadí neseného mezi koly traktoru by byla výchylka nářadí, způsobená přestavováním přední nápravy, minimální, a to opět v poměru délky vzdálenosti umístění nářadí a přední nápravy traktoru od zadní hnací nápravy traktoru (obr. 7).

Z výsledků zkoušek vyplývá, že požadavek vyvinout kultivační traktor o výkonu motoru 36 až 40 k je oprávněný a správný, protože jednoznačně vyřeší problematiku umístění těžiště agregátu pro práce na rovinných i svahovitých terénech.



7. Odchylky hrobkovače při kultivaci — rozteč rádků 75 cm



6. Na svazích přes 12° narušují krajní radlice hrobkovače hrůbek

III. Z Á V Ě R

Zkoušky ukázaly, že úpravy na traktoru a nářadí umožňují kultivaci a sklizeň celkem dobře až do svahovitosti cca 16° . Pěstování brambor nad 16° by již činilo značné potíže zejména při konstrukci vhodných mechanizačních prostředků.

Navržené a odzkoušené zařízení, umožňující hydraulicky přestavovat přední nápravu traktoru, dovolilo provádět řádkovou kultivaci brambor na svahovitých terénech.

Při zkouškách bylo rovněž zjištěno, že umístěním nářadí mezi koly traktoru s přestavitelnou přední nápravou může být problém řádkové kultivace na svahovitých terénech uspokojivě vyřešen.

Došlo dne 8. 7. 1970

Пригодность энергетического источника для проведения междурядной обработки на склонах

Испытания показали, что усовершенствования тракторов и орудий позволяют культивацию и уборку довольно хорошего качества на склонах до 16° . Выращивание картофеля на склонах более 16° вызывало бы значительные трудности, особенно что касается конструкции подходящих механизированных средств.

Предложенные и испытанные приспособления, позволяющие гидравлически регулировать переднюю ось трактора, позволили проводить междурядную культивацию картофеля на склонах.

Suitability of the Energy Source for Row Cultivation in Sloping Terrains

Experiments have demonstrated that adjustments of tractors and implements allow for a comparatively good cultivation and harvesting in fields sloping up to ca. 16° . The cultivation of potatoes in fields sloping over 16° would be more difficult, particularly in the construction of suitable means of mechanization.

The device designed and checked which makes it possible to hydraulically change the position of the front axle of tractor provides for row cultivation of potatoes in sloping fields.

It was also found during the checking that the placing of implements between the wheels of a tractor with an adjustable front axle may provide a sufficient solution of the problem of the cultivation of rows in sloping fields.

Eignung der Energiequellen für die Reihenkultivation im hängigen Gelände

Die Prüfungen haben gezeigt, daß die Anpassungen des Schleppers und der Geräte die Kultivierung und Ernte allgemein gut bis zur Hanglagen von cca 16° erlauben. Der Kartoffelanbau auf den Flächen über 16° könnte schon bedeutende Schwierigkeiten bereiten, besonders was die Konstruktion der geeigneten Mechanisierungsmittel betrifft.

Die entworfene und geprüfte Einrichtung, welche ermöglicht, die Vorderachse des Schleppers hydraulisch umzustellen, ermöglichte die Reihenkultivierung der Kartoffeln in Hanglagen durchzuführen.

Bei den Prüfungen wurde auch ermittelt, daß durch die Befestigung der Geräte zwischen die Schlepperräder mit umstellbarer Vorderachse das Problem der Reihenkultivierung in den Hanglagen befriedigend gelöst werden kann.

Adresa autorů:

František Habarta, Vladislav Rejthar, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

PROBLÉMY PŘI ZPRACOVÁNÍ PŮDY TĚŽKÝMI TRAKTORY V NSR

631.372 - 183.2 631.431.73 (430)

V posledních letech došlo k velmi rychlému vývoji ve prospěch silnějších traktorů. V NSR se jen v posledních 12 letech výkon nově prodaných traktorů zdvojnásobil. Větší traktory jsou nutné proto, aby mohly táhnout těžké moderní sklízecí stroje a aby mohl být zvýšen pracovní výkon u ostatních prací. Použití velkého traktoru a velkého pluhu nejen snižuje mzdové náklady, ale zvyšuje pohotovost podniku, takže orba, setí a kultivace může být rychlejší a v agrotechnicky příznivé lhůtě.

Vývoj k většímu traktoru a většímu nářadí je hospodářsky nutný a nezadržitelný. Diskuse na toto téma se dnes již nemůže týkat alternativní otázky, zda velký nebo malý traktor, nýbrž otázky, jak můžeme velkých traktorů s plnou účinností používat bez škodlivých účinků. Musí se totiž pamatovat na to, že velké traktory a velká nářadí dávají nejen možnost pracovat více a lépe než dosud, ale přináší s sebou také nebezpečí, že při jejich neoborném používání mohou způsobit velké škody. Větší traktory a nářadí mohou silně stlačovat půdu a podbrázdit. Zhutňování podbrázdí se příliš často přehlíží, poněvadž je zakryté a těžko se rozezná, protože v praxi se jen velmi zřídka vyskytnou těsně vedle sebe pole se silným stlačením a bez stlačení půdy. Jestliže neoborná orba vede v praxi ke zhutňování půdní spodiny, pak je to většinou jen více nebo méně výrazné zesílení již dříve existujícího stlačení. V průběhu let pak dochází poněkud ke zvětšujícímu se stlačování půdní spodiny.

Velký význam půdní spodiny pro růst kulturních rostlin se ukazuje zřetelně při pokusech, kdy se půda úplně uzavře. Při pokusu v Kielu se postupovalo například tak, že se v hloubce 25 nebo 30 cm vložily do půdy fólie z plastické hmoty, takže ani kořeny kulturních rostlin, ani prosakující voda nemohly vnikat do půdní spodiny. Výnos sklízne na těchto plochách poklesl asi na polovinu, a to i tam, kde voda mohla po stranách odtékat a kde tedy fólie nepůsobila jako „vana“.

Jak vzniká zhutnělé podbrázdí? Tento pojem se spojuje s představou, že zhut-

nělé podbrázdí je způsobováno pluhem, tj. jeho třecím a tlakovým účinkem. Bylo tomu tak skutečně v době, kdy pluh byly taženy a nikoliv nesený. Je tomu tak ještě i dnes, nebo je to, co nazýváme „zhutnělým podbrázdím“, způsobováno spíše koly traktoru?

Často je vidět na písčitohlinitých hnědozemích a maršových půdách Šlesvicko-Holštýnska a Dolního Saska v NSR pruhovaná pole, o nichž by se zpočátku soudilo, že pruhy s rozdílným zbarvením listů, například ovsu, vznikly nesprávným rozmetáním dusíkatého hnojiva. Ve skutečnosti však bylo v mnoha případech hnojivo rozmetáváno v příčném a nikoli v podélném směru. Světlé pruhy leží ve vzdálenostech, které odpovídají pracovnímu záběru pluhu. Na poli, které bylo konkrétně zkoumáno, se oralo třířadličním pluhem, takže v každé třetí brázdě pojíždělo kolo traktoru. Ve vegetační době měla tato přejetá brázda podstatně světlejší zeleň.

Naskytá se otázka, zda se tyto případy, které se tu a tam pozorují v praxi, dají dokázat také při pokusu. Při polním pokusu se proto na některých parcelách jezdilo s traktorem vedle brázdy, na jiných parcelách v brázdě, a to v jedné řadě pokusů při dostatečně suché půdě a v druhé řadě pokusů při mokré půdě. Rozdíl ve vlhkosti půdy byl dosažen zadržováním. Půda parcel oraných za vlhka byla v průměru o sedm váhových procent vlhčí než půda oraná za sucha.

Půda, na které oba tyto pokusy probíhaly, je písčitohlinitá parahnědozem z mladšího diluviálního souvokového jílů, bonitačního čísla 55-58. Asi 25 cm silná vrstva ornice má hodnotu pH 6,3 s ob-

sahem písčitého kalu asi 19 %, obsahem jílu 7 až 8 %, obsahem uhlíku 1,6 % a obsahem dusíku 0,2 %. Roční množství srážek bylo v obou pokusných letech mezi 700 a 800 mm s přibližně rovnoměrným rozdělením ve všech ročních dobách.

Aby se dal co nej přesněji zachytit způsob a rozsah zhutnění půdní spodiny, způsobené pluhem a traktorovým kolem, zjišťoval se:

1. Celkový objem pórů a podíl různě velikých pórů (méně než 20, více než 20, mnohem více než 20 a více než 1000 mikronů).

2. Střížný odpor v hloubce 20 až 25 cm podle Schaffera.

3. Propustnost vzduchu v hloubce 20 až 25 cm.

4. Velikost infiltrace podle polní metody, kterou vyvinuli Köhnlein a Koch, s nastavnými válci o průměru 11,3 cm, příčným průřezem 100 cm², výšce hrany 10 cm a čistém objemu 800 cm³ rovněž v hloubce 20 až 25 cm.

Vedle těchto fyzikálních údajů byly jako biologické charakteristiky nastalého zhutnění půdní spodiny zjišťovány objemy kořenů v hloubce 25 až 65 cm v době květu bobu a ovsa a výnos zrna v době zralosti.

Zmenšení celkového objemu pórů lze pochopitelně zjistit jen tam, kde kolo traktoru běželo v brázdě. Zmenšení celkového objemu pórů se ukazuje v prvních 5 cm pod hranicí zpracování silněji než o 10 cm hlouběji a po vlhké orbě silněji než po orbě za sucha. V hloubce půdy 20 až 25 cm byl celkový objem pórů stlačen kolem traktoru při vlhké půdě asi o 4 %, při suché půdě asi o 1,5 %, v hloubce 25 až 30 cm při vlhké půdě o 1,3 % a při suché půdě v rozsahu, který již nebylo možno bezpečně změřit.

Změna celkového objemu pórů nemůže dostatečně charakterizovat fyziologický význam nastalého zhutnění půdní spodiny pro rostliny, protože proti zmenšenému podílu velkých pórů stojí přírůstek pórů menších, i když ne stejně velký. Objem středních a jemných pórů se traktorovým kolem v brázdě při vlhké půdě v prvních 5 cm pod hranicí zpracování zvyšuje o více než 4 %, totiž z 25,1 na 29,7 %.

Rozsah zhutnění půdní spodiny se projevuje zřetelněji v úbytku velkých pórů. Objem hrubých pórů (větších než 20 mikronů) klesl pod tlakem traktorového kola při vlhké půdě v hloubce 20 až 25 cm o 8 %, totiž ze 13 na 5 %, v hloubce 25 až 30 cm o 1,9 %, tj. z 12,3 % na 10,4 %.

Podíl ještě větších pórů a největších pórů (větších než 1 mm) se snížil ještě více. V hloubce půdy 20 až 25 cm klesne objem pórů o velké světlosti při vlhké orbě asi ze 7 % na 1 %, při suché orbě asi ze 7 % na 4 % a objem největších pórů klesne ve stejném hloubkovém rozsahu při vlhké orbě z 1,11 % na 0,17 %, při suché orbě z 1,11 % na 0,32 %; to znamená, že z největších pórů zůstalo v tomto hloubkovém rozsahu zachováno pouze 15 % (resp. 29 %) jejich počátečního objemu. V hloubce půdy 25 až 30 cm při vlhké orbě se největší póry zničí až na zbytek 49 % počátečního objemu, při suché orbě až na 61 %. Ještě v hloubce 15 cm pod hranicí zpracování lze prokázat statisticky jasně zjištělné snížení objemu největších pórů. Rozrušující účinek traktorového kola na póry se projevuje u větších pórů do mnohem větších hloubek půdy než u středních velikostí pórů. U největších pórů se i při suché půdě rozruší poměrně vysoký podíl. Rozrušující účinek pluhu na póry bylo možné prokázat pouze v hloubce 20 až 25 cm, a to u největších pórů zřetelněji než u menších, při mokré orbě kupodivu ne zřetelněji než při orbě na sucho. Rozrušující účinek pluhu na póry byl tedy podstatně slabší než účinek traktorových kol v brázdě. S rozrušením velkých pórů se mění také jiné fyzikální vlastnosti půdy, které mohou být významné pro růst kořenů a mladých rostlinek. Jak již bylo řečeno, zjišťoval se v nejhořejších 10, resp. 5 cm pod hranicí zpracování střížný odpor a dále propustnost vzduchu a vody.

Střížný odpor půdy se brázdovalými koly traktoru zvyšoval jen nepatrně. Kupodivu byly u půdy orané za mokra naměřeny menší střížné odpory než u půdy orané za sucha, ačkoliv půda oraná za vlhka byla silněji stlačena. Za vlhka oraná, silněji stlačená půda zadržovala vodu, byla proto také v době zkoušení vlhčí a kladla tedy stranovému posuvu půdních částí jen nepatrný odpor. Teprve po silnějším vysušení půdy lze očekávat vysoký střížný odpor ve stlačené půdě.

Propustnost vzduchu v půdě se různým zpracováním půdy měnila silněji než střížný odpor. Byla u půdní spodiny, po níž se jezdilo za mokra, asi desetkrát horší než u nezorané půdy a než u půdní spodiny, na kterou nepůsobilo brázdovalé kolo traktoru, ale jen pluh. Půdní spodina, po níž se jezdilo za mokra, kladla použitému tlaku vzduchu 0,6 kg/cm² odpor 0,29 kg/cm², půdní spodina, na kterou působil pouze pluh, odpor 0,04 kg/cm² a nezoraná půda odpor 0,03

kg/cm². Lze tedy říci, že samotné působení pluhu vůbec neovlivňovalo propustnost vzduchu, a to ani při suché, ani při mokré orbě, že však brázdové kolo traktoru zvláště při přejíždění za mokra značně snižovalo propustnost vzduchu v půdní spodině.

Propustnost se působením brázdového kola traktoru zhoršuje ještě více než propustnost vzduchu. K infiltraci 800 mm vody bylo u půdní spodiny, na kterou působil pouze pluh a nikoliv brázdové kolo traktoru, stejně jako u půdní spodiny v nezorané půdě zapotřebí pouze šesti minut, u půdní spodiny přejížděné za sucha 22 minut, přejížděné za mokra 270 minut a na určitých úsecích brázd dokonce 1580 minut, tj. více než 26 hodin.

Tato krajně špatná propustnost vody asi 26 hodin byla naměřena v úsecích brázd, kde předtím poměrně hodně nakypřená půda byla brázdovým kolem traktoru opět válcována. Zhutnělá vrstva, naválcovaná brázdovým kolem traktoru na hranici zpracování, měla často modré nebo šedočerné redukční skvrny. Rostlinné části, přimísené do půdy a za mokra zatlačené, prodělaly přeměnu při silném nedostatku kyslíku. Uválcované vrstvy byly cítit po sírovodíku a obsahovaly více železnatých a méně železitých sloučenin než půdní pásma, ležící nad těmito vrstvami a pod nimi.

Objem kořenů se v hloubkovém rozsahu mezi 25 a 65 cm působením brázdového kola traktoru rovněž snížil, především u bobů při přejíždění za mokra. Objem kořenů se tím u bobů zmenšil na méně než jednu třetinu. Působením brázdového kola traktoru na mokré půdě se výnos sušiny snížil u bobů o 4 q na hektar a výnos zrna u ovsa asi o 6 q na hektar.

Uvedené výzkumy tedy ukazují, že při orbě parahnědozemě může vznikat silné zhutňování půdní spodiny, které brzdí růst rostlin; že takovéto zhutňování vzniká pouze při orbě za mokra a že je způsobováno tlakem a prokluzováním traktorového kola a nikoliv pluhem. Musíme i pro jiné půdy počítat s tím, že při moderní orbě, kdy pluh nejsou taženy, nýbrž nesený hydraulikou, a kdy zvířecí potah byl nahrazen stále těžšími traktory, vzniká zhutňování půdní spodiny jen zřídka působením pluhu, ale většinou působením traktorových kol. Kola traktoru mohou půdu zhutňovat podstatně silněji než kopyta koně, poněvadž plocha půdy stlačovaná koly traktoru je větší, a proto podstatně dříve způsobuje nahromadění vlhkosti. Těžké traktory mohou stlačovat půdu silněji než traktory lehké,

ačkoliv tlak na čtverečný centimetr půdního povrchu je u obou přibližně stejně velký. Tlakové čáry vycházející z pneumatiky dosahují při stejném specifickém tlaku na půdní povrch do větších půdních hloubek, když je pneumatika širší. Zhutňující účinek má pneumatika ovšem teprve tehdy, když je tlak větší než odpor půdy; nebezpečí nastává právě na mokré půdě podstatně dříve než na půdě suché.

Jak lze zabránit zhutňování půdy a jak odstranit již vzniklé zhutnění?

Jsou pole, na nichž orba při mokré půdě nebo jinak neodborně prováděná orba vede velmi zřídka ke zhutňování půdní spodiny a s tím spojenému snížení výnosu, kdežto na bezprostředně sousedících půdách, které podle svého vzniku patří ke stejnému druhu, vedou již menší chyby k takovému poškození půdy, které lze pozorovat ještě po mnoha letech. V takových případech je rozdílná náchylnost těchto půd ke stlačování způsobena většinou různým způsobem obhospodařování. Obhospodařování, které podporuje živé organismy v půdě, dává vznik půdám, které jsou schopny unést i těžké traktory, aniž by docházelo do zhutňování, nebo vzniklé zhutnění v poměrně krátké lhůtě opět odstraní. Náhorným příkladem jsou výzkumy Lichtensteina v Hohenschulenu. V červenci 1964 se orala za mokra písčitohlinitá hnědozem, takže vzniklo zřetelné zhutnění půdní spodiny působením brázdového kola traktoru. Půda zůstala po 15 měsících ležet nezoraná, aby bylo možno opakovaným měřením sledovat samočinné nakypřování zhutnělé vrstvy. Celkový objem pórů stoupl od července do října 1964 ze 34 % na 35 %, v zimním období od října do dubna zůstal přibližně stejný a během léta 1965 stoupl až asi na 37 %. Počet a objem velkých pórů vzrůstal rychleji než počet a objem malých pórů, avšak rovněž jako celkový objem pórů pouze během léta a nikoliv v zimním období. Spolu s pórovitostí se zlepšovala také nasáklivost půdy hlavně během léta a jen málo během zimního období. Ke vsáknutí 80 mm vody bylo ihned po orbě zapotřebí průměrně 800 minut, o dva měsíce později již jen 300 minut. Během zimy se nasáklivost půdy zlepšila jen o málo. Od května do začátku srpna 1965 se doba vsakování zmenšila z 200 na 20 minut. Pro nakypření zhutnělé vrstvy po kolech traktoru nebyl tedy rozhodující účinný mráz během zimy,

nýbrž činnost půdních organismů v teplé roční době.

Živá půda si podrží dobrou skladbu, dobrou strukturu a zralost i při nejnevhodnějším zpracování. Daleko nepříznivější půdní skladba se vytvoří tam, kde vůbec nedochází k mechanickému zpracování půdy: pod loukami a pastvinami a pod jetelotravní směskou právě proto, že pod těmito kulturami v nezpracované půdě se může při bohaté dodávce živin rozvíjet čilý život půdních organismů.

Meziplodiny mohou zlepšovat půdní skladbu v zásadě podobně jako celoroční pícniny; poněvadž však jejich doba růstu, a tím podmíněné setření půdy je kratší, jejich působení se bohužel zdaleka nevyrovná celoročním pícninám.

Sebelepší mechanické zpracování půdy není schopno připravit pro růst rostlin tak příznivý stav půdy, jak vytvoří živé organismy pod jetelotravní směskou nebo pod luční travou. Nejvyšším cílem mechanického zpracování půdy může proto vedle ničení plevelů a předsetové přípravy být jen podpora půdních organismů. Mechanické zpracování půdy připravuje cestu mnohem důležitějšímu biologickému zpracování půdy.

Cím lépe se nám na polích podaří udržet a podporovat život v půdě, tím více se usnadní její mechanické zpracování. Všechna opatření při zpracování půdy od orby až k předsetové přípravě povedou pak s malými náklady k lepšímu výsledku. Mnohé z těch opatření, která slouží k podpoře života v půdě, jsou však právě v moderním polním hospodářství často zanedbávána: např. vápnění, hnojení chlévskou mrvou a dodržování mnohostranných osevních postupů s hony pícnin a meziplodinami.

Vápnění se v NSR při rozšířeném používání kombinovaných hnojiv zanedbává, hnojení chlévským hnojem v mnoha podnicích při přechodu na způsob hospodaření bez dobytka nebo s malým stavem dobytka téměř zaniklo a dříve běžné mnohostranné osevní postupy byly s přibývajícím specializací nahrazeny jednostrannějšími osevními postupy s menším podílem pícnin a větším podílem obilí a řepky. K tomu ještě přistupuje ta okolnost, že ve specializovaných podnicích s vysokým podílem obilí znamená sklizeň obilí tak velkou pracovní špičku, že se podmínka strniště a často také hluboká orba dělá příliš pozdě. Sklizené obilní pole se opožděnou hlubokou orbou poškozují mnohem více než ostatní pole, poněvadž půda zbavená porostu se dříve zamokří a trpí nedostatkem zralosti.

Podnik, který upouští z velké části od

různých opatření na podporu života v půdě, aby ušetřil práci, hospodář bez dobytka, hnoje a polní píce a musí pro silně specializovaný způsob hospodaření zdolávat pracovní špičky, vedoucí k příliš pozdní hluboké orbě, nebude moci beze škody používat těžké polní nářadí. Používání těžkého polního nářadí je naopak možné beze škod, jestliže se zachová takové obhospodařování půdy, které podporuje život v půdě a jestliže kromě toho podniková organizace zajistí vždy včasné zpracování půdy, především včasnou podzimní orbou.

Vedle uvedených opatření k ošetřování půdy existují další možnosti, jak zabránit zhutňování půdní spodiny při použití těžkých traktorů.

Jízda vedle brázdy je opatření, které se v NSR neužívá, i když se v jiných zemích částečně praktikuje. Boční tah a ztížené řízení je především u menších traktorů velkou překážkou. U velkých traktorů, kde boční tah odpadá, by tato překážka byla ovšem menší, avšak řízení by bylo podstatně těžší než při normální jízdě, i kdyby se v brázdě současně pohybovalo dotykové nebo řídící kolo, jak se to částečně praktikuje v USA.

Používání pluhů s dostatečně velkým přesazením snižuje podstatně půdní plochu, která je brázdivým kolem opět stlačována. Toto hledisko se v posledních letech zanedbávalo. Často uváděný poukaz na to, že velký traktor, táhnoucí čtyř nebo pětiradlicový pluh, vytvoří méně stop po brázdivém kole v půdě než malý traktor, je bezesporu správný. Přesto je škoda, kterou může právě široké brázdivé kolo způsobit uvalčováním předtím nakypřené, nedostatečně suché půdy tak velká, že stojí za námahu této škodě zabránit.

Nejdůležitějším opatřením, jímž se zabránilo zhutňování půdní spodiny, je včasná orba. Je to opatření, jehož důležitost byla známa již před desetiletím a jehož dodržování je v naší době důležitější, avšak také obtížnější než dříve. Je obtížnější mezi jiným proto, že se nyní pěstuje v NSR více obilí. Půda po obilí se zamokřuje rychleji a silněji než půda po jiných kulturách. Roste-li na poli listnatá plodina nebo meziplodina, pak až do podzimu odčerpává z půdy vodu. Na obilním poli přetává odpařování již v červenci. Obilní pole jsou často již v polovině října až do velké hloubky tak nasycena vodou, že přejíždění těžkými traktory vede nevyhnutelně ke zhutňování půdní spodiny.

Je možné se ptát, zda po generace osvědčený technologický postup orby, a

to podmínka po sklizni obilí a hluboká orba na podzim, je i dnes ještě nejlepším možným řešením nebo zda by pro určitá pole byla výhodnější okamžitá hluboká orba přímo po sklizni obilí. Tři hlediska umožňují posuzovat dnes tuto otázku jinak než dříve.

1. Tahové síly by dnes na rozdíl od dřívější stačily pro okamžitou hlubokou orbu po sklizni obilí.

2. Nebezpečí ztuhnutí půdní spodiny při pozdější orbě je dnes větší než dříve.

3. Meziplodiny zaseté do hluboké letní brázdy se daří lépe než meziplodiny zaseté do mělké brázdy a zájem na dobrém růstu těchto meziplodin je při zachování osevních postupů s velkým podílem obilnin větší než jindy.

Velký počet zemědělských podniků v Dolním Sasku v NSR praktikuje již leta postup, o němž lze diskutovat. Je to hluboká letní orba přímo po sklizni obilnin, pěstování meziplodin, mělké zapravení meziplodin přímo před setím následné plodiny (popřípadě po předchozím zničení porostu postřikem Gramoxonu nebo Reglonu). Zapravení vzrostlé meziplodiny do půdy přímo před setím následné plodiny je ovšem na některých polích spojeno s velkými problémy. V současné době probíhají v NSR pokusy, na kterých polích může být hluboká letní orba příznivější než osvědčená hluboká podzimní orba, aby se zabránilo ztuhnutí půdní spodiny a dosáhlo se vyšších výnosů sklizně. Došlo-li ke ztuhnutí půdní spodiny, je otázka, jakým způsobem může mechanické rozrušování této ztuhlé půdní spodiny vést k trvalým úspěchům. Koncem dvacátých let a v třicátých letech byla provedena řada málo úspěšných pokusů tohoto druhu. Nej důležitějším vedlejším opatřením při mechanickém rozrušování je stabilizace nakypření, jehož bylo dosaženo mechanickou cestou. K této stabilizaci může podle druhu půdních poměrů sloužit vápnění, pohnování fosforem, nebo také pěstování rostlin, které svými kořeny pronikají hluboko do půdy a biologickou cestou stabilizují mechanicky způsobené nakypření. V NSR existují výsledky několika pokusů, které ukazují, že dodatečné pohnování vápnem a fosforem vede k lepší skladbě půdy a k vyššímu výnosu než samotná hluboká orba. V jednom pokuse s hlubokou orbou a se zapravením 160 q vápna do půdy stoupl výnos sklizně o 23 až 65 %. Především se zlepšila propustnost vody. Tam, kde se hluboce oralo a vápnilo, klesla doba pro infiltraci vody v hloubce 15 cm ze 300 na 4 minuty,

v hloubce 25 cm z 1020 na 49 minut a v hloubce 45 cm ze 300 na 54 minuty. Snad tyto pokusy nejlépe ukazují, že problém ztuhnutí půdní spodiny nelze pokládat za nedůležitý.

Dalším problémem je používání těžkých traktorů při předsetové přípravě půdy. Použije-li se těžkých traktorů, které jsou v zemědělském podniku k dispozici, také pro předsetovou přípravu, mohou rovněž vzniknout těžké škody stlačením půdy. Předsetová příprava s těžkými traktory je bez závažných škod způsobených traktorovými koly možná jen tehdy, když se pracovní metody při předsetové přípravě a předcházející orbě zaměří na těžké polní nářadí. Nehledíme-li k možnosti pracovat s širokými pneumatikami, je nejvyšším cílem takové předsetové přípravy omezit se na malý počet pracovních operací, tak aby na poli zůstalo jen málo stop po traktoru. Přitom je nutné, aby se při předsetové přípravě vzájemně spojilo co nejvíce nářadí a pracovních operací a aby podzimní orba byla co nejrovnější a měla potřebný stupeň drsnosti. Tohoto teoreticky jasně definovatelného stupně drsnosti povrchu pole se v praxi těžko dosáhne, poněvadž nelze předpovědět průběh zimní a jarní povětrnosti. Jisté je, že půdy, které se snadno zbahňují (jako např. maršové půdy s vysokým obsahem písčitého kalu v NSR), by měly přezimovávat v co nejdrsnější, formované hluboké brázdě, kdežto jílovité půdy, bohaté humusem, s malým obsahem písčitého kalu a pevnější skladbou mají přezimovat pokud možno v neurovnané brázdě.

Drsné tvarovaná brázda se podporuje pomalou jízdou, vinutými plužními tělesy s ostrým úhlem, velkým poměrem šířky k hloubce skývy a vynecháním předradliček. Naproti tomu více nebo méně sypaná brázda s pokud možno rovným povrchem se podporuje poněkud rychlejší jízdou, strmějšími plužními tělesy s větším úhlem, malým poměrem šířky k hloubce skývy a použitím hluboce zabírajících předradliček. V praxi se vyskytuje častěji chyba příliš pomalé jízdy než příliš rychlé jízdy. Pečlivá hluboká orba snižuje počet pracovních operací při předsetové přípravě a vytváří předpoklad pro to, aby se při předsetové přípravě mohlo s dobrým výsledkem používat i těžkých traktorů. Další zkoumání zasluhuje ovšem otázka, jak drsná a jak utvářená musí být podzimní brázda, aby půda nezbahňela a jak hluboká smí být podzimní brázda, aby se při předsetové přípravě vystačilo s malým počtem pracovních operací.

Vývoj k velkým traktorům a velkému nářadí je nezadržitelný. Jde o to, využít vyšší výkonnosti větších traktorů a nářadí, aniž by se nepříznivě projevila jejich větší váha a větší tlak na půdu. Nejdůležitější stlačování půdy, které má nepříznivý vliv na výnos, vzniká působením pluhu, a to při orbě za mokra. Aby se zabránilo stlačování půdy traktorovými koly, jsou vhodná všechna opatření podporující život v půdě; jsou to osevňovací postupy, vápnění, pěstování meziplovin a kromě toho opatření, jehož dovedli zemědělci využívat v minulosti lépe než dnes — včasná, suchá a hluboká orba. Nejdůležitějším opatřením proti nerov-

noměrnostem při předsetové přípravě je omezit se na malý počet pracovních operací.

Vezmou-li se v úvahu všechna uvedená opatření, je používání těžkých traktorů beze škody nejen možné, ale přináší i velké výhody pro zpracování půdy. Včasného zpracování půdy lze s většími, výkonnějšími traktory dosáhnout daleko snáze než s malými traktory ve specializovaných zemědělských podnicích, které hospodaří způsobem omezujícím život v půdě, tj. bez dobytka a bez pícnin, a které pracují s jednostrannými osevňovacími postupy, ztěžujícími včasně zpracování půdy.

Jako pramenů bylo použito zejména těchto statí:

- ESTTER M., 1968, Arbeitsprobleme mit vielscharigen Pflügen. Landtechnik von Morgen 4.
GRIMM K., WEIDINGER A., 1968, Erfahrungen mit dem Einsatz schwerer Schlepper aus der Sicht eines landtechnischen Beraters. Landtechnik von Morgen 2:3-8.
PREUSCHEN G., 1968, Bodenbearbeitungsmöglichkeiten mit stärkeren Schleppern. Landtechnik von Morgen 1:10-14.
RID H., 1968, Probleme der Bodenbearbeitung mit schweren, starken Schleppern. Landtechnik von Morgen 2:12-15.
SCHMID G., 1968, Bodenbearbeitung im Blickfeld der Bodenfruchtbarkeit. Landtechnik von Morgen 4:5-12.
VETTER H., 1968, Probleme der Bodenbearbeitung mit schweren Schleppern. Landtechnik von Morgen 5:9-14.

Ing. D. Hutla, V. Sulek, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

Hutla D.: Vědeckovýzkumné práce z oblasti základního a aplikovaného výzkumu zemědělských strojů . . .	597
Souček Z.: Řešení ořezavače řepného chrástu na analogovém počítači . . .	599
Kobr Z., Čermák A., Lanča I.: Poznatky z výzkumu briketování píce svinovacím způsobem v ČSSR . . .	621
Hubálek K.: Technicko-ekonomický rozbor automobilové a traktorové dopravy v zemědělství . . .	637
Habarta F., Rejthar V.: Vhodnost energetického zdroje pro řádkovou kultivaci na svahovitých terénech . . .	667
Zemědělská technika v zahraničí	
Hutla D., Sulek V.: Problémy při zpracování půdy těžkými traktory v NSR . . .	673

СОДЕРЖАНИЕ

Соучек З.: Решение ботвореза на аналоговой вычислительной машине (617). —	
Кобр З., Чермак А., Ланча И.: Данные о результатах исследования брикетирования кормовых трав свертывающим способом в ЧССР (633). —	
Губалек К.: Техническо-экономический анализ автомобильного и тракторного транспорта в сельском хозяйстве (664). —	
Габарта Ф., Рейтар В.: Пригодность энергетического источника для проведения международной обработки на склонах (672).	

CONTENT

Souček Z.: The Use of the Analog Computer for the Solution of the Parameters of Root Topper (618). —	
Kobr Z., Čermák A., Lanča I.: Findings Concerning the Coiling Method of Fodder Briquetting in Czechoslovakia (634). —	
Hubálek K.: Technical and Economic Analysis of Automobile and Tractor Transport in Agriculture (664). —	
Habarta F., Rejthar V.: Suitability of the Energy Source for Row Cultivation in Sloping Terrains (672).	

INHALT

Souček Z.: Die Lösung des Köpfergerätes mittels des Analogrechners (619). —	
Kobr Z., Čermák A., Lanča I.: Erkenntnisse über die Brikettierung der Futterpflanzen durch das Wickelverfahren nach den Forschungsergebnissen in der ČSSR (635). —	
Hubálek K.: Technisch-ökonomische Analyse des Automobil- und Schleppertransportes in der Landwirtschaft (665). —	
Habarta F., Rejthar V.: Eignung der Energiequellen für die Reihenkultivation im hängigen Gelände (672).	

TABLE DES MATIERES

Souček Z.: La solution de la construction des décolleteuses des feuilles de betterave à l'aide du calculateur à analogues (res. An/618, Al/619). —	
Kobr Z., Čermák A., Lanča I.: Connaissances acquises lors de la recherche portant sur le briquetage du fourrage en formant des rouleaux en Tchécoslovaquie (res. An/634, Al/635). —	
Hubálek K.: L'analyse technique et économique relative au transport par automobiles et par tracteurs dans l'agriculture (res. An/664, Al/665). —	
Habarta F., Rejthar V.: L'opportunité de la source énergétique pour la cultivation en lignes effectuées sur les terrains en pente (res. An, Al/672).	

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS - ústřední expedice tisku, administrace odborového tisku, Jindřišská ul. 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.