

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

✓
6

ROČNÍK 15 (XLII)
PRAHA,
ČERVEN 1969
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Miloslav Adam, ing. Karel Bernhard, ing. Jiří Fiala, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, ing. Karel Joza, doc. Karel Koskuba, CSc., ing. Ján Kuchár, ing. Alfonz Marko, CSc., ing. Vladimír Píša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Šteffl, doc. ing. Miroslav Thér, CSc., prof. ing. Ján Tomovčík, CSc., ing. Alois Vávra, CSc., Josef Višínský, CSc.

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1969

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

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

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

Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auch dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben vom Institut für wissenschaftlich-technische Informationen. Erscheint monatlich. Redaktion Prag 2, Slezská 7.

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

■ Při použití kolových traktorů k některým speciálním pracím, např. při melioracích a zemních úpravách, se často setkáváme se zatížením silami, které působí mimo podélnou osu traktoru; to nepříznivě ovlivňuje jeho řiditelnost.

S tímto problémem se pracovníci katedry zemědělské techniky provozně ekonomické fakulty v Českých Budějovicích seznámili při spolupráci s Výzkumným ústavem meliorací na vývoji a zkouškách čističe melioračních odpadů; vyosení působících sil dosahovalo při zkušebních pracích s tímto strojem vysokých hodnot. Proto bylo uskutečněno měření velikosti vlivu vybočujícího momentu, způsobeného uvedenou silou, na řiditelnost traktoru.

1. SILOVÉ POMĚRY PŘI VYOSENÉ TAHOVÉ SÍLE

Vyosením tahové síly F_h vzniká vybočující moment

$$M = F_h \cdot l$$

který způsobuje natáčení traktoru. Schematické znázornění je na obrázku 1.

Abychom dosáhli přímočarého pohybu traktoru, je nutno tento vybočující moment síly F_h vyrovnat natočením řídicích kol. Na natočená řídicí kola působí normálová reakce půdy Y_A , boční reakce Z_A , odpor valení F_{fA} a moment odporu valení M_{fA} , který pro svou malou hodnotu k ostatním uvedeným veličinám není v dalším výpočtu uvažován. Vektorovým součtem všech těchto sil působících na vodorovné rovině je výsledná reakce podložky W , jejíž složka W_1 na rameni L vyrovnává výše uvedený vybočující moment:

$$M = F_h \cdot l = W_1 \cdot L$$

Schéma zachycuje obrázek 2.

K zjištění, do jaké míry je traktor ovladatelný, tj. schopný reagovat na natáčení řídicích kol, byl měřen vybočující moment

$$M = F_h \cdot l$$

a úhel natočení řídicích kol. Z těchto naměřených hodnot byly pak početně zjišťovány silové poměry na kyvném čepu přední nápravy traktoru, pro které platí tyto vztahy:

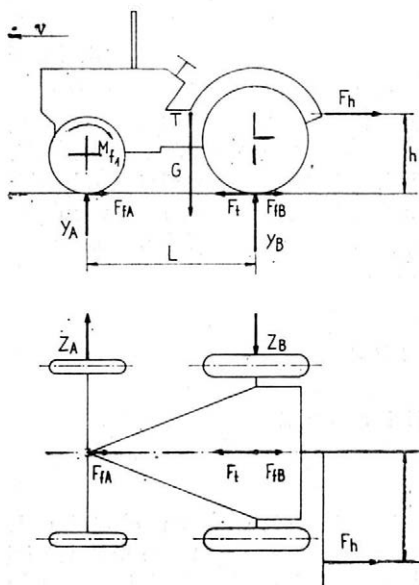
$$Y_A = G_A - F_h \cdot \frac{h}{L}$$

kde: G_A — váha připadající na přední kola (kp)

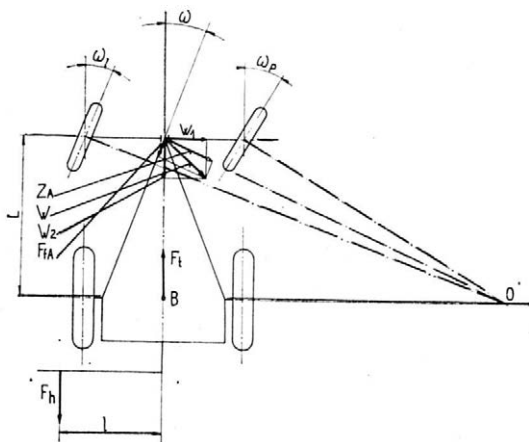
$$W_1 = \frac{F_h \cdot l}{L}$$

$$\mu' = \frac{W_1}{Y_A} = \frac{F_h \cdot l}{G_A L - F_h \cdot h}$$

μ' je tedy poměr síly působící na přední nápravě kolmo k podélné ose traktoru k přitlačující síle předních kol na podložku.



1. Silové poměry traktoru s vyosenou tahovou silou — řídicí kola přímo



2. Silové poměry traktoru s vyosenou tahovou silou — řídicí kola natočena

2. ZPŮSOB MĚŘENÍ

Měření bylo uskutečněno na traktorech Z 4017 (horská úprava), RS 09 a Z 50. K uchycení mimoosové tahové síly bylo zhotoveno pojízdné rameno, připevněné jedním koncem do horního závěsu a druhým koncem spojené pomocí řetězu s přední částí traktoru. Stavitelná výška kol ramene umožnila takové seřízení, aby tažné lano, rameno a řetěz byly v jedné vodorovné rovině. Tím bylo umožněno zatěžovat traktor silou vzdálenou až 3 m od jeho podélné osy. Zatěžování se dělo druhým traktorem a tahová síla byla měřena dynamometrem.

Traktory Z 4017 a RS 09 byly vybaveny ukazatelem natočení pravého předního kola, kde toto natočení bylo za daných podmínek větší.

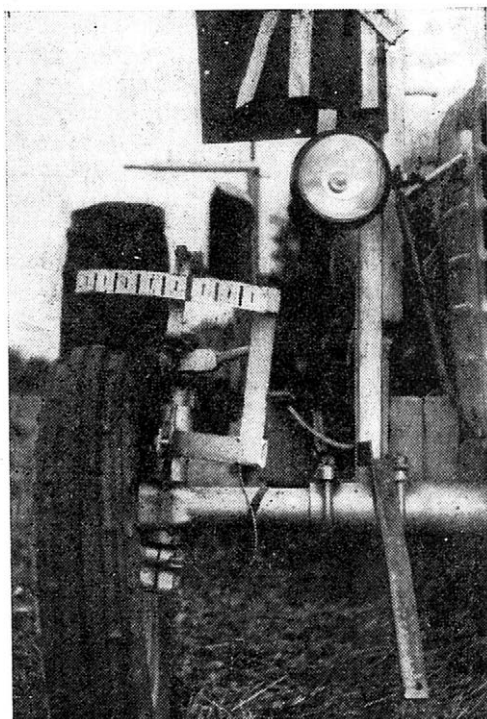
Pneumatiky předních kol byly huštěny na předepsaný tlak; jejich desén a další ukazatele uvádí tabulka I.

I. Ukazatele předních pneumatik použitých traktorů

Traktor	Rozměr pneu	Desén	Opotřebení
Z 4017	Barum 6,00—16	TP 3	20 %
Z 50	Barum 6,50—20	TP 2	40 %
RS 09	Pneumant 6,00—20	AS Front-A4	20 %



3. Zařízení pro vyvození a měření vyosené tahové síly



4. Zařízení pro měření úhlu natočení řídicích kol

Zařízení pro vyosení a měření vyosení tahové síly zachycuje obrázek 3, zařízení pro měření úhlu natočení řídicích kol obrázek 4.

Snahou při všech měřeních bylo dosáhnout přímočarého pohybu traktoru natáčením řídicích kol bez ohledu na bočení traktoru. Při prvních jízdách se ukázalo velmi obtížné dodržet přímou jízdu natáčením řídicích kol při konstantní vyosené tahové síle, zejména při větších úhlech natočení kol, kdy je traktor těžko ovladatelný a řidič instinktivně natočení kol zvětšuje. Proto se ukázalo vhodnější nastavit určitý úhel natočení předních kol a přímočarého pohybu dosáhnout změnou tahové síly.

Zkoušky tedy probíhaly za podmínek, kdy úhel natočení předních kol se rovnal úhlu driftu (odchylka směru jízdy kola od jeho roviny). Bočení zadních kol bylo nepatrné, zejména při větších ramenech. Úhel natočení byl měněn po 5°.

Technické parametry použitých traktorů uvádí tabulka II.

II. Technické parametry použitých traktorů

Traktor	G (kp)	G_A (kp)	L (mm)	h (mm)	R (mm) rozchod předních kol
Z 4017	4377	945	2125	700	1620
RS 09	1624	551	2510	770	1430
Z 50	3200	1000	2200	730	1440

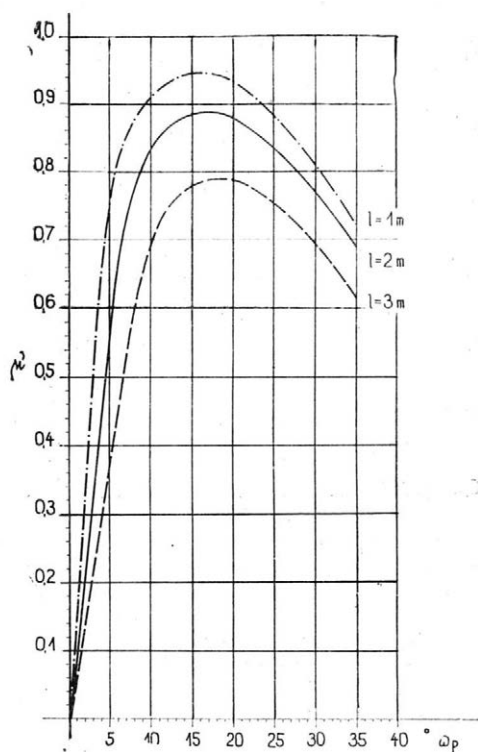
3. NAMĚŘENÉ VÝSLEDKY

Uvedené veličiny byly měřeny na prolévaném živичném makadamu, uježděné zemině, pastvině, jetelišti a na strništi po směsce. Výsledné hodnoty $\mu'_{\max}$ a příslušný úhel natočení pravého řídicího kola ω_p jsou uvedeny v tabulce III. Průběh μ' v závislosti na úhlu natočení ω_p pro uvedené podložky je znázorněn graficky na obrázcích 5–11. Naměřené výsledky byly zpracovány metodou nejmenších čtverců za předpokladu křivky tvaru paraboly vyššího stupně (křivky na obrázcích 6–11).

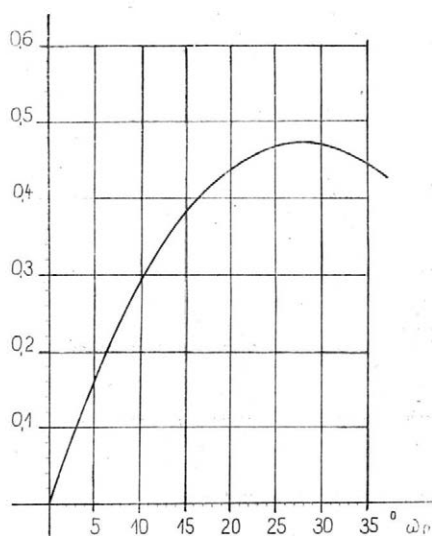
III. Přehled hodnot $\mu'_{\max}$ a ω_p pro různé podložky

Traktor	Podložka	$\mu'_{\max}$	ω_p	Obr. č.
RS 09	prolévaný živičný makadam obrusný jemný	—	—	5
	uježděná zemina (hřiště)	0,49	28°	6
Z 4017	prolévaný živičný makadam obrusný jemný	0,76	27° 45'	7
	prolévaný živičný makadam obrusný jemný, s posypem jemného štěrku	0,57	18°	8
	pastvina (porost 4 cm)	0,60	30°	9
	jeteliště (porost 4 cm) a) suché	0,59	27°	10
	b) po dešti	0,58	29°	
	strniště po směsce a) suché	0,62	28°	11
	b) po dešti	0,51	32°	

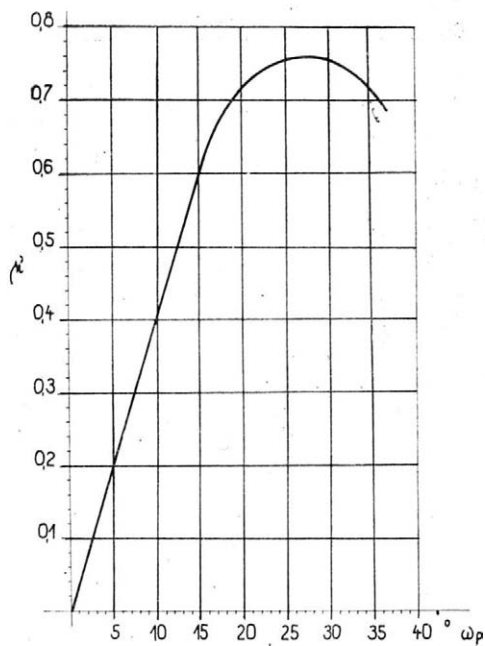
Z grafů je patrné, že u traktoru Z 4017 roste hodnota μ' s natočením řídicích kol a dosahuje maxima při 25–32° úhlu ω_p (s výjimkou tvrdého podkladu posypaného drobným štěrkem). Při překročení této hranice μ' klesá a traktor se stává neovladatelným. Rovněž je patrné, že hodnota μ' se mění velmi nepatrně v rozsahu $\omega_p = 20–30^\circ$, a proto ovládání traktoru je zde velmi obtížné.



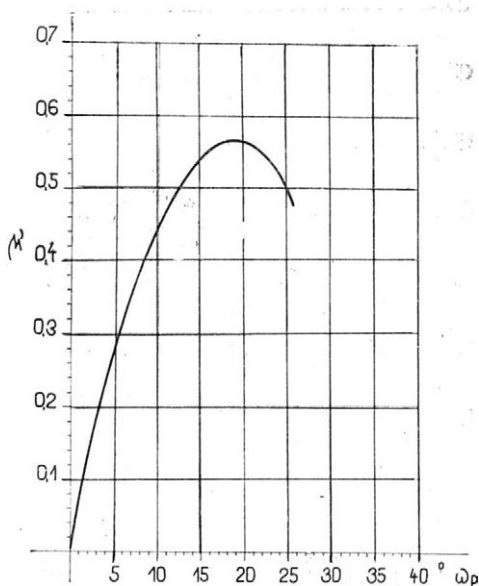
5. Prolévaný živičný makadam,
obrusný jemný



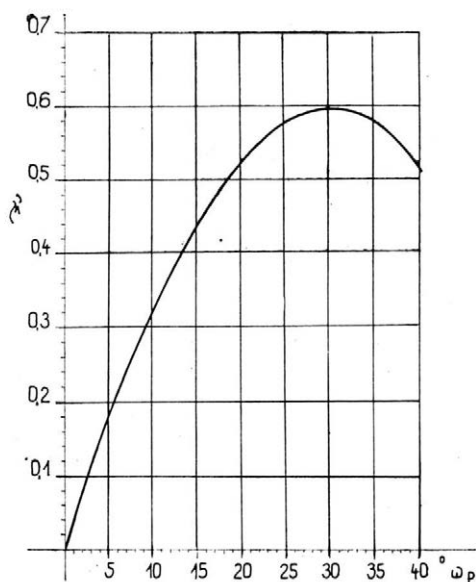
6. Uježděná zemina (hřiště)



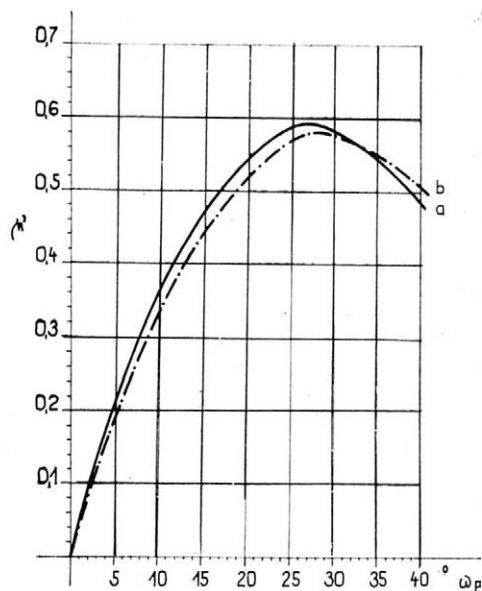
7. Prolévaný živičný makadam,
obrusný jemný



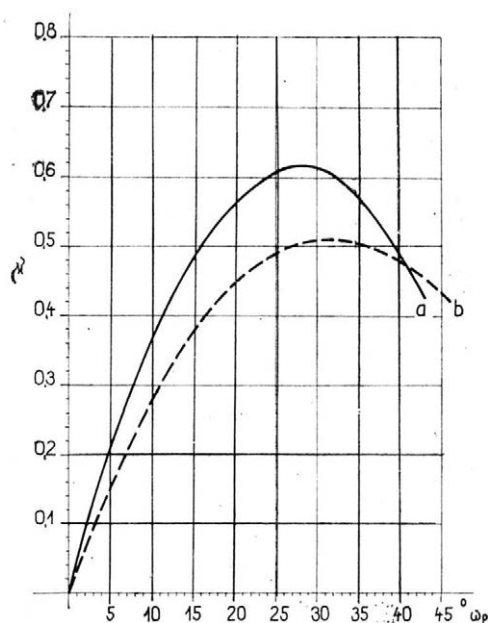
8. Prolévaný živičný makadam, obrusný
jemný, s posypem jemného štěrku



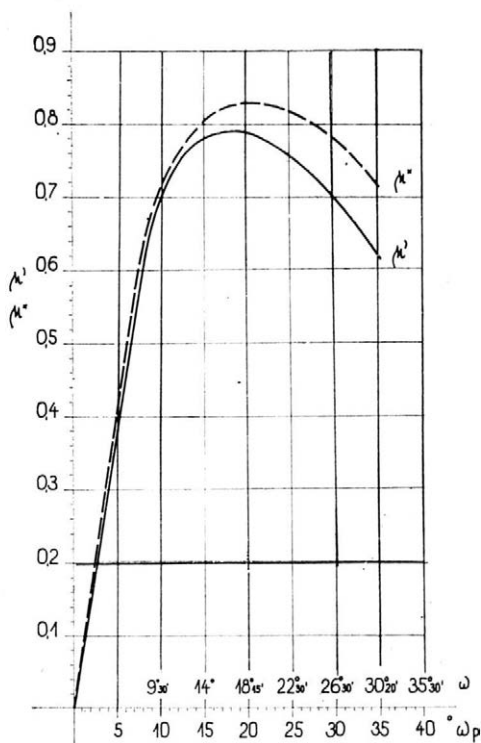
9. Pastvina (porost 4 cm)



10. Jeteliště (porost 4 cm)
a — suché, b — po dešti



11. Strniště po směsce
a — suché, b — po dešti



12. Průběh μ^+ a μ' v závislosti na natočení řídicích kol

Je to v souladu s údaji Grečenk a (1963), který uvádí praktický rozsah ω do 20° . Je zajímavé, že $\mu'_{\max}$ poměrně málo závisí na stavu podložky (křivky a, b na obr. 10 a 11).

K ověření dosažených výsledků bylo měřeno $\mu'_{\max}$ na některých podložkách u traktoru Z 50 bez sledování úhlu natočení ω . Naměřené hodnoty jsou uvedeny v tabulce IV.

IV. Hodnoty naměřené na traktoru Z 50

Podložka	1 (m)	Jízda	P_h (kp)		μ'	
			ovladatelné	neovladatelné	ovladatelné	neovladatelné
Pastvina	3,00	1.	300		0,43	
		2.	400		0,60	
		3.		500		0,78
	2,50	1.	400		0,50	
		2.		500		0,66
	2,00	1.	400		0,41	
		2.	500		0,54	
		3.	600		0,67	
		4.		500		0,54
Strniště po směsce (sucho)	3,00	1.	275		0,41	
		2.		400		0,62
	2,50	1.	325		0,41	
		2.		400		0,52
	2,00	1.	450		0,48	
		2.		600		0,67
	1,50	1.	650		0,56	
		2.		800		0,73
	1,00	1.	950		0,62	

Při měření hodnot uvedených jako „neovladatelné“ došlo vždy k náhlému vybočení přední části traktoru ve směru vybočujícího momentu. I tato měření ukázala, že v okolí maxima se značně projevují náhodné vlivy (např. počínání řidiče, nerovnost terénu, malá změna F_h , jak ukazuje např. jízda 4.

4. SILOVÉ POMĚRY NA ŘÍDICÍCH KOLECH

V předešlých odstavcích uváděný koeficient μ' je poměr sil působících na přední část traktoru, kde vodorovná složka W_1 je kolmá k ose traktoru. V literatuře uváděný koeficient μ^* je poměr složky kolmé k rovině kola Z_A a přitlačující síly k podložce Y_A . U traktoru RS 09 při uvažovaném součiniteli valení $f = 0,025$ na tvrdé podložce a za předpokladu jeho stálé hodnoty při na-

тáčení kol vychází síla odporu valení v rovině kol F_{JA} v rozmezí $7,5 \div 14$ kp, u traktoru Z 4017 $10 \div 21$ kp, což je proti hodnotám Z_A v rozsahu $239 \div 380$ kp a $345 \div 686$ kp zanedbatelné. Pak tedy přibližně platí:

$$Z_A = W$$

$$W_1 = Z_A \cos \omega$$

$$\mu^* = \mu' \cos \omega$$

Graf na obrázku 12 znázorňuje vztah μ^* a μ' pro traktor RS 09 na prolévaném živичném makadanu při vyosení síly $1 = 3$ m. Tato křivka má plošší maximum a pokles za ním je povlnější.

Došlo dne 19. 9. 1968

Literatura

GREČENKO A., 1963, Kolové a pásové traktory. Praha SZN.

GREČENKO A., 1961, Řiditelnost a stabilita kolových traktorů. Zemědělská technika č. 6.

NETÍK O., 1959, Stabilita kolových traktorů vzhledem k práci v horských a podhorských oblastech. Praha, VÚZT.

Управляемость трактора при эксцентричном тяговом усилии

Все измерения, производимые при решении приведенной проблематики, показали, что кривые $\mu' = f(\omega_p)$ имеют подобные формы. В области крутого подъема кривой управляемость хорошая, в области плоского максимума — очень трудная, а после преодоления максимума трактор становится абсолютно неуправляемым. Испытания показали неожиданно малое влияние влажности обрабатываемых культур на управляемость трактора, — тогда как у посыпанных дорог с твердым дорожным покрытием были совсем другие результаты.

Кривые на графиках № 2—7 обработаны по методу наименьших квадратов всех измерений при разных плечах момента внеосевого усилия.

Было установлено, что коэффициент μ' возрастает с уменьшением внеосевой силы тяги. Особенно сильно это влияние проявилось у твердых фундаментов, оно изображено на диагр. № 1.

Авторы считают, что это обусловлено прежде всего внутренним трением в дифференциале, так как применение замка дифференциала не оказывало на измеренные величины никакого влияния.

На результаты до известной степени повлияло также незначительное боковое отклонение задних колес.

Вопросом распределения веса трактора на переднюю и заднюю ось с точки зрения управляемости авторы не занимались.

Control of Tractors with a Misaligned Draught

It was proved, in all measurings effected in the investigation of the above problem, that the curves $\mu' = f(\omega_p)$ had similar courses. In the phase of the steep climbing of the curve, the control is good, round the flat maximum it is very difficult and after the maximum has been crossed, the vehicle becomes absolutely uncontrollable. The tests indicate a surprisingly small effects of damp crops on the control of the tractor. On the other hand, considerable difference has been found with a layer spread on a hard-surface road.

The curves on plots 2—7 are processed by the method of the minimum squares from all the measurements with different arms of the force misaligned. It has been proved, however, that the coefficient μ' will increase with the decreasing misalignment of the draught. This influence is remarkable with hard pads as evident from graph no. 1.

The authors believe that this is caused notably by the inner friction in the differential, as the use of the differential lock had no influence on the values measured. Undoubtedly, even the minimum derailment of the rear wheels had partial effects on the results.

The authors did not consider the question of the tractor weight distribution on the front and rear axle from the viewpoint of control.

Wendefähigkeit der Schlepper bei der achsversetzten Zugkraft

Bei allen Messungen, die bei der Lösung der erwähnten Problematik zustandegebracht wurden, machte es sich bemerkbar, daß die Kurven $\mu' = f(\omega_p)$ ähnliche Verläufe aufweisen. Im Bereiche einer steilen Kurvensteigung ist die Wendigkeit gut, in der Umgebung des flachen Höchstwertes ist sie sehr schwierig und nach Überschreitung des Höchstwertes ist das Fahrzeug gar nicht manövrierfähig. Die Prüfungen ergaben einen überraschend geringen Einfluß der Feuchtigkeit des Bestandes auf die Wendefähigkeit des Schleppers, dagegen das Bestreuen einer harten Fahrbahn führte zum wesentlichen Unterschied.

Die Kurven in den Schaubildern 2—7 sind durch die Methode von kleinsten Quadraten aus allen Messungen bei verschiedenen Armen der achsversetzten Kraft bearbeitet. Es wurde jedoch festgestellt, daß der Beiwert μ' mit abfallender Achsversetzung der Zugkraft wächst. Besonders stark hat sich diese Auswirkung bei harten Unterlagen bemerkbar gemacht und wird im Schaubild 1 dargestellt.

Die Autoren nehmen an, daß es vor allem durch innere Reibung im Ausgleichsbetriebe verursacht ist, denn der Einsatz einer Differentialsperre beeinflusste die Meßgrößen nicht. Wohl auch eine geringfügige Schiebung von Hinterrädern dürfte die Ergebnisse einigermaßen beeinflussen.

Die Autoren haben sich auch mit der Frage der Schlepperlastverteilung auf Vorder- und Hinterachse vom Standpunkte der Wendefähigkeit nicht befaßt.

Manoeuvrabilité des tracteurs quand la force de traction est désaxée

Toutes les mesures réalisées dans le cadre de la solution du problème mentionné ont montré que les courbes $\mu' = f(\omega_p)$ accusent une évolution analogue. Dans le secteur de la courbe raide la manoeuvrabilité est bonne, étant au contraire très difficile aux environs du maximum de la courbe plane et ce maximum une fois dépassé, la manoeuvrabilité du véhicule est absolument impossible. Les examens ont montré une influence étonnamment petite de l'humidité de la culture sur la manoeuvrabilité du tracteur, l'épandage du cailloutis sur la chaussée dure ayant, au contraire, pour conséquence des différences considérables.

Les courbes aux graphiques 2—7 ont été obtenues en appliquant la méthode des moindres carrés à toutes les mesures effectuées pour les différents bras de la force désaxée. Il a été cependant trouvé que le coefficient μ' croît à mesure que la force de traction désaxée diminue. Cette influence s'est manifestée d'une façon particulièrement forte sur les supports durs, ce qui est enregistré au graphique 1.

Les auteurs estiment que ce phénomène est dû en premier lieu au frottement interne dans le différentiel, car l'application du bouchon du différentiel n'avait aucune influence sur les grandeurs mesurées. Il est bien sûr que la déviation insignifiante des roues arrière a également influencé quelque peu les résultats.

Les auteurs ne s'occupaient non plus, sur le plan de la manoeuvrabilité, de la question concernant de la répartition du poids du tracteur sur l'essieu avant et sur l'essieu arrière.

Adresa autorů:

Ing. Josef Svatoš, ing. Jan Karásek, provozně ekonomická fakulta VŠZ,
České Budějovice

631.352.001.4

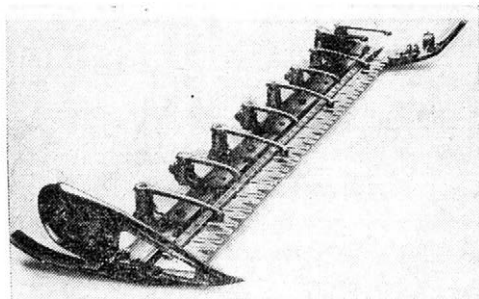
■ Klasické prstové žací lišty jsou v posledních letech zčásti nahrazovány jinými typy žacích lišt. V předkládané práci věnujeme pozornost i žacím lištám s protiběžnými kosami, které se používají na žacích strojích zahraniční i naší výroby.

Obrázek 1 zachycuje smontovanou žací lištu s protiběžnými kosami firmy Busatis a obrázek 2 demontované protiběžné kosa. Podobné konstrukce je i žací lišta vyráběná v Agrostroji Jičín.

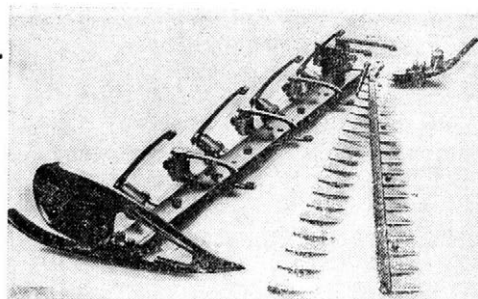
Odlišnost principu práce žací lišty s protiběžnými kosami od práce klasické lišty spočívá hlavně v tom, že nedochází předem k rozdělení porostu prsty. Porost je tedy současně rozdělován i přikláněn přímo noži kosa (1 a 2) a řezán v poloviční vzdálenosti mezi nimi v osách (O_1 a O_2) styku (řezu) nožů (obr. 3 a 6). Přesné poměry při řezání protiběžnými noži závisí na tvaru i rozměrech nože kosa a jeho kinematických a dynamických poměrech.

Podrobněji rozebereme a zhodnotíme žací lišty s protiběžnými kosami na základě kinematických a dynamických poměrů, které pak ovlivňují

- typ žací lišty,
- pracovní řezné rychlosti nože,
- ohýbání stébel a výšku strniště,
- zatížení břitů nože kosa,
- namáhání kosa,
- vyvažování klikového mechanismu.



1. Žací lišta s protiběžnými kosami — smontovaná



2. Žací lišta s protiběžnými kosami — kosa demontovány

1. TYPY ŽACÍCH LIŠT

Pohybují-li se nože horní a spodní kosa proti sobě, dochází při jejich střetnutí k řezání (stříhání jako u nůžek). Podle délky dráhy kosa (nože) lze žací lišty rozdělit na tři typy:

a) Jednostřížnou (obr. 3), u které je dráha nože (S) rovna poloviční rozteči nožů (t):

$$S = \frac{t}{2} \quad (1)$$

b) Dvoustřížnou (obr. 4), u které je dráha nože (S) rovna rozteči nožů (t):

$$S = t \quad (2)$$

V obou případech se osy nožů spodní a horní kosa v krajních polohách ztotožňují (kryjí).

c) Jednostřížnou s přeběhem nožů (obr. 5), či přeběhovou, u které je dráha (S) větší než poloviční rozteč nožů (t), ale zdaleka nedosahuje celé jejich rozteče:

$$\frac{t}{2} < S < t \quad (3)$$

Velikost přeběhu nožů (p) při půlotáčce hnací kliky je:

$$p = 2S - t \quad (4)$$

Přeběh v jedné krajní úvratí je poloviční

$$\frac{p}{2} = S - \frac{t}{2} \quad (4a)$$

Osy nožů tedy v krajních polohách přebíhají o $\frac{p}{2}$. Limitní hodnota tohoto přeběhu je závislá na horní základně nože (t'). Nemá-li docházet k nežádoucímu druhému řezu, může být přeběh $\left(\frac{p}{2}\right)$ nejvýše roven (t'):

$$\frac{p}{2} \leq t' \quad (4b)$$

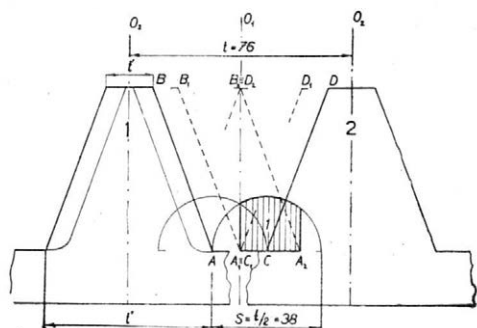
Po dosažení limitní hranice přeběhu do rovnice (4a) a použitím rovnice (3) lze dráhu přeběhové žací lišty takto upravit:

$$\frac{t}{2} < S \leq \frac{t}{2} + t' \quad (5)$$

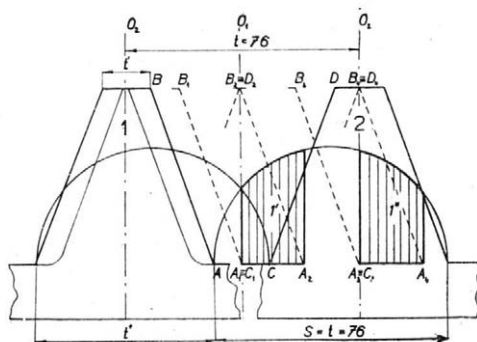
K dalšímu porovnání uvedených typů lišt použijme lištu s přeběhem nože $p = 24$ mm a dráhou nože $S = 50$ mm, vyráběnou Agrostrojem Jičín.

2. PRACOVNÍ ŘEZNÉ RYCHLOSTI NOŽE

Při pohybu nože mohou být stébla jím řezána v důsledku své setrvačné hmoty a odporu, který kladou při naklání. Další, neuříznutá stébla se ohýbají a vytvářejí svazek, který působí jako spolehlivější opora k jejich řezání protiběžnými noži na obvodu svazku.



3. Diagram řezných rychlostí jednostřížné žací lišty s protiběžnými kosami



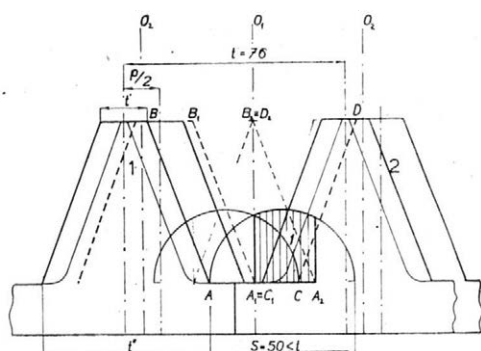
4. Diagram řezných rychlostí dvoustřížné žací lišty s protiběžnými kosami

Konečně pak ohnutá stébla a stébla rostoucí v ose řezu jsou řezána (stříhána) břity protiběžných nožů v ose řezu O_1 , O_2 (obr. 3, 4, 5).

Řezné rychlosti nožů mezi dvěma břity se u používaných hnacích klikových mechanismů mění v průběhu dráhy nožů od nuly přes maximum k nule. Předpokládá-li se při určitém zjednodušení, že nož koná pohyb přímočarý, vratný a harmonický, lze nakreslit diagram řezných rychlostí, jak je znázorněno na obrázcích 3, 4, 5.

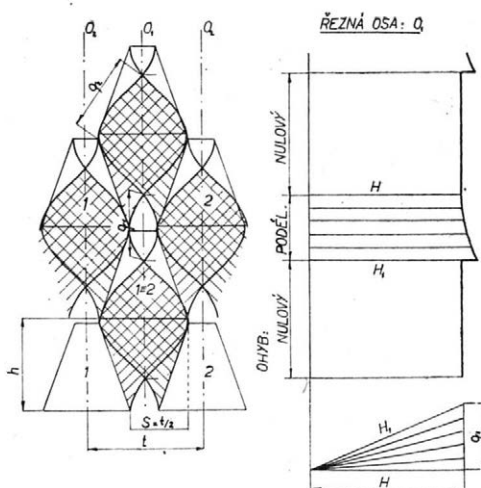
Z obrázků 3 a 5 je vidět, že jednostřížná a přeběhová lišta využívá k řezání oblastí velkých řezných rychlostí; pracovní řezné rychlosti na počátku a konci řezu se však u jednotlivých žacích lišt i při stejné střední a maximální rychlosti kosa značně liší. Tento rozdíl je vidět z tabulky I. Při střední rychlosti kosa $1,7 \text{ m s}^{-1}$ a rozměrech lišty podle podnikové normy Agrostroje Jičín má jednostřížná lišta pracovní řeznou rychlost nože na počátku řezu $2,24 \text{ m s}^{-1}$ a na jeho konci $2,03 \text{ m s}^{-1}$; i přeběhová žací lišta má proti tomu větší řezné rychlosti, a to na počátku $2,45$ a na konci řezu $2,38 \text{ m s}^{-1}$.

Z obrázku 4 a tabulky I je dále patrné, že dvoustřížná žací lišta neřeže při maximální



5. Diagram řezných rychlostí přeběhové žací lišty s protiběžnými kosami

6. Diagram pohybu břitu nože jednostřížné žací lišty s protiběžnými kosami a výška strniště



Typy žacích lišt	Dráha nože	Otáčky kliky	Rychlost nože	
			střední	maximální
	mm	l/min	m s ⁻¹	
Jednostřížná	38	1342	1,70	2,67
Dvoustřížná	76	671	1,70	2,67
Jednostřížná s přeběhem nože	50	1021	1,70	2,67

rychlosti kosa. Na počátku a konci řezů je rychlost jen 1,73 a 1,62 m s⁻¹, přičemž rychlost na konci prvního a počátku druhého řezu je 2,55 m s⁻¹.

Závěrem lze říci, že nejprůběžnější pracovní řezné rychlosti, tj. nejvíce vyrovnané, jsou u přeběhové žací lišty.

3. OHÝBÁNÍ STÉBEL A VÝŠKA STRNIŠTĚ

Pohybem kosa (nože) a žacího stroje jsou stébla více nebo méně ohýbána. Ohyb stébel potom ovlivňuje výšku řezu a tedy i nerovnoměrnost výšky strniště. Stébla jsou ve směru pohybu nože ohýbána „příčně“, ve směru pohybu stroje „podélně“, ale i v obou směrech současně. Velikost ohybu je závislá především na rozteči a tvaru nože, dále na jeho rychlosti a na rychlosti stroje. Ohyb stébel může být při tvoření určitého jejich svazku více nebo méně ovlivňován vlastnostmi porostu jako je hustota, tuhost, vlhkost, součinitel tření, vzájemné spojení rostlin a konečně i stavem břitů a seřízením nožů.

Je-li u dříve uvedených typů žacích lišt stejná střední rychlost nože 1,7 m s⁻¹ a rychlost žacího stroje 9,5 km h⁻¹, pak lze po nakreslení diagramu pohybu břitu nože porovnat ohyb stébel. Z diagramu na obrázcích 6, 7, 8 je zřejmé, že všechny tři typy žacích lišt ohýbají stébla příčně i podélně a seřezávají je v osách O_1 , O_2 , jejichž vzdálenost je rovna poloviční rozteči nožů $\left(\frac{t}{2}\right)$.

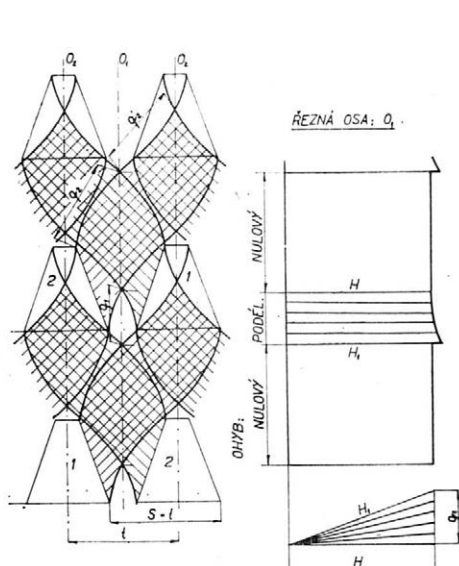
Za předpokladu, že stéblo se bude pohybovat po dráze nože, lze stanovit maximální příčný ohyb (q_2). Nejmenší hodnotu tohoto maximálního ohybu (q_2) má jednostřížná lišta (obr. 6) a největší lišta přeběhová (obr. 8). Rozdíl maximálních teoretických příčných ohybů u těchto lišt je asi 26 %.

Stébla rostoucí v osách řezu O_1 , O_2 nejsou u žádné z uvedených typů lišt ohýbána příčně, což se příznivě projeví i ve výšce strniště. Na obrázcích 6, 7, 8 je znázorněna výška strniště v ose řezu O_1 . Úsek základní nastavené výšky strniště (H) se střídá s proměnlivou výškou strniště (H_1 až H), která se mění v důsledku měnícího se podélného ohybu. Maximální podélný ohyb (q_1) je nejmenší u žací lišty dvojstřížné (obr. 7) a největší — zhruba dvojnásobný — u lišty přeběhové (obr. 8).

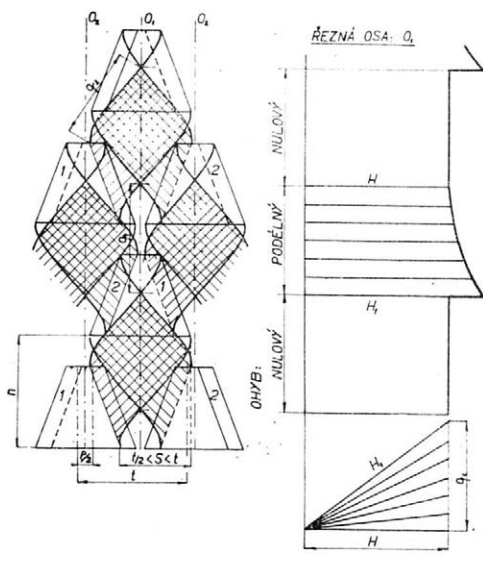
Plochy pokryté aktivním břitem nožů (vyšrafované plochy) se při zvoleném rychlostním poměru nepřekrývají. Požadujeme-li pro optimální práci žací lišty malé (částečné) překrytí uvedených ploch, pak pro zvolenou rychlost kosa nelze již dále zvětšovat pojzdovou rychlost stroje.

Závěrem lze říci, že uvedené typy žacích lišt mohou v důsledku malé vzdálenosti řezných os $\left(\frac{t}{2}\right)$ dosáhnout malé výšky strniště i při celkem značné pojzdové rychlosti.

Rychlost řezání		Maximální ohyb stébel		Podávání	Podávací plocha	Maximální setrvačná síla 1 m kosy
počátek	konec	příčný	podélný			
		mm			cm ²	kp
2,24	2,03	51	42	59	22,4	76,4
1,73	2,55	58	34	118	22,4	38,2
2,55	1,62					
2,45	2,38	63	75	77,5	29,5	58,1



7. Diagram pohybu břitů nože dvoustřížné žací lišty s protiběžnými kosami a výška strniště



8. Diagram pohybu břitů nože přeběhové žací lišty s protiběžnými kosami a výška strniště

Nejmenší ohyb stébel a tedy i výška strniště v různých místech porostu bude zřejmě u žací lišty dvoustřížné, která má nejen malý podélný ohyb, ale i nejmenší příčný ohyb (viz tab. I). Naproti tomu přeběhová lišta bude mít v důsledku přebíhání nožů nejvyšší strniště, neboť stébla jsou více ohýbána jak podélně, tak i příčně.

4. ZATÍŽENÍ BŘITU NOŽE KOSY

Toto zatížení se určuje množstvím stébel seříznutých za dobu jednoho zdvihu, tj. dobu půlotáčky hnací kliky (nebo plochou, na níž tato stébla rostou), vztaženým na jeden břit a jeden sřez. Zatížení připadající na 1 cm délky břitů se nazývá měrné. Tedy:

$$\nu = \frac{F \cdot K \cdot 10^{-4}}{l} \quad (\text{stébla cm}^{-1}) \quad (6)$$

nebo

$$f = \frac{F}{l} \quad (\text{cm}^2 \text{ cm}^{-1}) \quad (6a)$$

kde: F — podávací plocha připadající na jeden břit a jeden sřez (cm^2)

K — hustota stébel (stébla m^{-2})

l — délka břitu (cm)

Měrné zatížení břitu nože má odpovídat doporučeným zatížením pro jednotlivé plodiny. Vyšší zatížení vede k rychlejšímu opotřebení břitu, což snižuje kvalitu řezu a zvyšuje potřebné úsilí na sřez.

Uvažujeme-li stejnou hustotu porostu, rovnoměrné rozmístění stébel na ploše, uvažujeme-li dále, že uvedené typy lišt mají stejný tvar nože, tj. i stejnou délku břitu, pak měrné zatížení zkoumaných typů lišt se mění s podávací plochou. Z obrázků 6, 7, 8 je zřejmé, že podávací plocha je závislá na rozteči nožů (t), na dráze ujeté strojem za půlotáčku hnací kliky, kterou nazýváme podáváním (h), a na tom, kolik břitů a kolikrát na ploše $t \cdot h$ řeže. Dosadíme-li za podávání

$$h = \frac{30 \cdot v_s}{n} \quad (\text{cm})$$

kde: v_s — pojížděcí rychlost stroje (cm s^{-1})

n — otáčky hnací kliky za min

dostaneme pro podávací plochu připadající na jeden břit a jeden sřez u jednostřížné a přeběhové lišty:

$$F = \frac{t \cdot h}{2} = \frac{t \cdot 30 \cdot v_s}{2 \cdot n} \quad (\text{cm}^2) \quad (7)$$

u dvoustřížné lišty:

$$F = \frac{t \cdot h}{4} = \frac{t \cdot 30 \cdot v_s}{4 \cdot n} \quad (\text{cm}^2) \quad (7a)$$

Je-li u uvedených typů lišt stejná rozteč nožů i pojížděcí rychlost stroje, pak podávací plocha a tedy i měrné zatížení břitu nožů je přímo úměrné podáváním nebo nepřímo úměrné otáčkám hnací kliky:

$$v \text{ nebo } f \sim \frac{h}{2} \text{ nebo } \sim \frac{1}{2n}$$

pro jednostřížnou a přeběhovou lištu

$$v \text{ nebo } f \sim \frac{h}{4} \text{ nebo } \sim \frac{1}{4n}$$

pro dvoustřížnou lištu.

Pro střední rychlost kosi $1,7 \text{ m s}^{-1}$ a pojížděcí rychlost stroje $9,5 \text{ km h}^{-1}$ jsou hodnoty podávání, otáčky kliky a podávací plocha uvedeny v tabulce I.

Z uvedených hodnot je zřejmé, že břity nože žací lišty jednostřížné a dvoustřížné jsou zatěžovány stejně, zhruba o 33 % je větší zatížení břitu nože u žací lišty s přeběhovými kosami.

5. NAMÁHÁNÍ KOSY

Kosa je při práci namáhána řadou sil, které v průběhu jedné otáčky kliky mění smysl a některé i velikost. Všechny síly rozkládáme ve směru osy kosa a ve směru kolmém na kosu. Hřbet kosa dimenzujeme na vysokou bezpečnost hlavně proti přetržení ze zatížení sil působících v ose kosa. Jsou to tyto síly:

síla setrvačná od hmoty kosa R_1 ,

síla odporu řezání R_2 ,

síla odporu tření R_3 .

Sílu odporu řezání R_2 a tření R_3 můžeme brát u všech tří typů lišt pro stejný záběr za stejnou. Setrvačná síla od hmoty kosa se v průběhu zdvihu kosa mění v důsledku změny zrychlení. Maximální je tato síla v úvratích a je přibližně dána rovnicí:

$$R_{1\max} = m \cdot L \cdot a_{\max} = m \cdot L \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot L \cdot r \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \quad (\text{kp}) \quad (8)$$

kde: m — hmota 1 m kosa ($\text{kp s}^2 \text{m}^{-1}$)

L — délka kosa (m)

$a_{\max}$ — maximální zrychlení kosa (m s^{-2})

r — poloměr hnací kliky (m)

n — otáčky kliky (ot min^{-1})

Z rovnice je patrné, že maximální setrvačná síla od hmoty kosa $R_{1\max}$ přímoúměrně vzrůstá s poloměrem kliky (r), tedy s poloviční dráhou nože a se čtvercem otáček (n) hnací kliky. Proto bude tato síla pro uvedené typy žacích lišt různá. Pro váhu 1 m kosa rovnou 2 kg, délku kosa 1 m a zvolené parametry (r) a (n) je z tabulky I zřejmé, že největší je tato síla u žací lišty jednostřížné a nejmenší, shodou parametrů poloviční, u žací lišty dvoustřížné.

Celkové maximální namáhání kosa (hřbetu kosa) v její ose je dáno součtem sil $R_{1\max}$, R_2 a R_3 . Největší namáhání bude tedy u lišty jednostřížné, nejmenší u lišty dvoustřížné; jednostřížná lišta s přeběhem je svým maximálním namáháním v ose kosa asi uprostřed uvažovaných lišt.

6. VYVAŽOVÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Při otáčení kliky mění hmoty klikového mechanismu a kosa svoji polohu; dochází přitom k zrychlování a zpouzdňování hmot. Setrvačné síly hmot posuvných a odstředivé síly hmot rotujících způsobují nerovnoměrný chod celého žacího mechanismu, chvění rámu stroje a jeho uvolňování. Zvyšují nárazové namáhání jednotlivých dílů žacího ústrojí, jejich rychlé opotřebení, deformace a v konečném výsledku znatelně snižují kvalitu práce žací lišty. Tomu všemu lze zabránit vyvažováním.

Setrvačné síly rotujících hmot (ramena zalomení, klikový čep, část hmoty těhlice) jsou dány vztahem:

$$S_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (\text{kp}) \quad (9)$$

kde: m_r — hmoty rotující ($\text{kp s}^2 \text{m}^{-1}$)

r — poloměr kliky (m)

ω — úhlová rychlost (s^{-1})

Setrvačné síly posuvných hmot (kosa, čep kosa, část hmoty těhlice) jsou s dostatečnou přesností u pravostranných žacích lišt dány vztahem:

$$\begin{aligned} S &= m_p \cdot a = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi - \lambda \cdot \cos 2 \varphi) = \\ &= m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi - m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2 \varphi = \\ &= S_I \cdot \cos \varphi - S_{II} \cdot \cos 2 \varphi \quad (\text{kp}) \end{aligned} \quad (10)$$

kde: S_I — setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu (kp)
 S_{II} — setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu (kp)
 φ — úhel pootočení kliky
 $\lambda = \frac{r}{l}$ — poměr poloměru kliky k délce těhlice
 m_p — hmoty posuvné (kp)
 r — poloměr kliky (m)
 ω — úhlová rychlost (s^{-1})

Normální žací lišty s jednoklikovým mechanismem lze sice teoreticky úplně vyvážit, ale vede to k nepřipustným rozměrům vyvažovacích hmot. Proto se jednoklikové žací lišty prakticky nevyvažují, nebo jen částečně v určitých složkách setrvačných sil, zpravidla závažím umístěným proti klikovému čepu.

Žací lišta s protiběžnými kosami se také prakticky nevyvažuje, má však dvě kliky zalomené na 180° . Toto uspořádání je z hlediska vyvážení velmi výhodné. Je-li ω — = konst. a rám je tuhý, jsou-li váhy zalomení těhlic a kos stejné, je-li klikový hřídel vyvážen staticky i dynamicky a jde o centrický mechanismus, pak se vzájemně pro každou polohu klik ruší tyto síly a momenty:

a) Odstředivé síly rotujících hmot prvního klikového mechanismu (S_{r1}) i druhého (S_{r2}). Tyto síly leží v rovině zalomení klik a mají stálou velikost.

b) Setrvačné síly posuvných hmot I. řádu prvního klikového mechanismu

$$S_{I1} \cdot \cos \varphi_1$$

a druhého

$$S_{I2} \cdot \cos \varphi_2$$

Tyto síly leží ve vodorovné rovině kos a jejich velikost během otáčení kolísá.

c) Momenty setrvačných sil posuvných hmot II. řádu prvního klikového mechanismu

$$M_{II1} = S_{II1} \cdot \cos 2 \varphi_1 \cdot b$$

a druhého klikového mechanismu

$$M_{II2} = S_{II2} \cdot \cos 2 \varphi_2 \cdot b$$

protože mají opačný smysl (b = poloviční vzdálenost svislých rovin obou klikových mechanismů).

Nevyvážené zůstávají tyto síly a momenty:

a) Setrvačné síly posuvných hmot II. řádu prvního klikového mechanismu

$$S_{II1} \cdot \cos 2 \varphi_1$$

a druhého

$$S_{II2} \cdot \cos 2 \varphi_2$$

V průběhu otáčení klik mají stejný smysl, a proto se sčítají ve výslednici

$$S_{II_v} = S_{II_1} \cdot \cos 2 \varphi_1 \cdot S_{II_2} \cdot \cos 2 \varphi_2$$

ležící ve vodorovné rovině kos. Velikost výslednice však v průběhu otáčení kolísá a mění smysl.

b) Momenty odstředivých sil rotujících hmot prvního klikového mechanismu

$$M_{r_1} = S_{r_1} \cdot b$$

a druhého

$$M_{r_2} = S_{r_2} \cdot b$$

V průběhu otáčení klik mají stejnou velikost i smysl a dávají tedy stálý výsledný moment

$$M_{r_v} = M_{r_1} + M_{r_2}$$

Vektor tohoto výsledného momentu je vždy kolmý na rovinu zalomení klik a předbíhá ji o 90° .

c) Momenty setrvačných sil posuvných hmot I. řádu prvního klikového mechanismu

$$M_{I_1} = S_{I_1} \cdot \cos \varphi_1 \cdot b$$

a druhého

$$M_{I_2} = S_{I_2} \cdot \cos \varphi_2 \cdot b$$

V průběhu otáčení klik se velikost i smysl těchto momentů mění, ale obou stejně. Poněvadž v každé poloze mají smysl stejný, sčítají se ve výsledný moment

$$M_{I_v} = M_{I_1} + M_{I_2}$$

Vektor tohoto výsledného momentu je vždy kolmý na vodorovnou rovinu kos.

Z rozboru je patrné, že dvouklikový mechanismus je lépe vyvážen než jednoklikový, používaný u klasických žacích lišt. Proto chod žacího stroje s protiběžnými kosami bude plynulejší a klidnější. Za předpokladu, že u uvažovaných typů žacích lišt budou stejné hmoty rotující (m_r) a posuvné (m_p), délky řehlic (l) a míry (b), budou u všech typů stejné nevyvážené setrvačné síly posuvných hmot II. řádu. Nevyvážené momenty odstředivých sil rotujících hmot a nevyvážené momenty setrvačných sil posuvných hmot I. řádu budou nejmenší u žací lišty dvoustřížné, dvojnásobné u lišty jednostřížné a u jednostřížné přebíhové zhruba uprostřed jmenovaných momentů. Z hlediska nevyvážených hmot je tedy nejvýhodnější lišta dvoustřížná.

7. ZÁVĚRY

Z uskutečněného rozboru vyplývá, že žací lišta s protiběžnými kosami může mít tři typy. Podle rozdílné dráhy nože je žací lišta jednostřížná, dvoustřížná a jednostřížná s přebíhem nože. Přeběh nože může být roven maximálně dvojnásobku horní základny nože (l'). Pracovní řezné rychlosti jsou i při stejné střední rychlosti nože rozdílné. Nejprůběžnější pracovní řezné rychlosti má žací lišta s přebíhem nože. Stébla jsou při řezání ohýbána jak příčně, tak i podélně, pouze v ose řezu je ohyb podélný. Nejmenší ohyb

стебел a tedy i výška strniště bude zřejmě při stejné střední rychlosti nože i pojižděcí rychlosti stroje u žací lišty jednostřížné a největší u lišty s přeběhem nože.

Zatížení břitu nože je přímoúměrné rozteči nožů a ujeté dráze stroje při půlotáčce kliky, tj. podávání. Jsou-li hodnoty rozteče nožů a pojižděcí rychlosti stroje stejné, je nejméně zatěžován břit žací lišty jednostřížné a dvoustřížné.

Namáhání v ose kosa setrvačnými silami je nejmenší u lišty dvoustřížné, největší, a to dvojnásobné, u lišty jednostřížné; u lišty jednostřížné přeběhové leží uprostřed. Setrvačné síly vzrůstají úměrně s poloviční dráhou nože a čtvercem otáček kliky. Na uvedených žacích lištách jsou značné setrvačné síly. Vzhledem k tomu, že jde o dvouklikový mechanismus, který je lépe vyvážen než jednoklikový, lze předpokládat, že chod stroje bude plynulý a klidný, protože největší složky setrvačných sil se vzájemně ruší. Nejmenší nevyvážené složky (momenty) jsou u žací lišty dvoustřížné.

Kinematické a dynamické poměry žací lišty s přeběhem kosa jsou závislé na zvoleném přeběhu nože. Provedené porovnání tří typů lišt, vyplývající z hodnot uvedených v tabulce I, je omezeno konkrétním přeběhem nože $p = 24$ mm. Porovnání má obecnější platnost, pokud uvedené relace nepovažujeme za absolutní.

Došlo dne 1. 4. 1969

Literatura

BOLEK A., JANATKA J., 1956, Části strojů, díl IV. Praha NČSAV
HŮREK B., 1963, Zemědělské stroje, II. díl. Učební texty vys. škol. Praha SPN
ŠREJTR J., 1954, Technická mechanika II. Kinematika I. část. Praha SNTL

K теоретическому анализу работы режущего аппарата с противодвижущимися ножами

Предложенный анализ рассматривает кинематику и динамику режущего аппарата с противодвижущимися ножами. Кинематикой и динамикой обусловлены прежде всего: тип режущего аппарата, рабочая скорость резания ножа, отгиб стеблей и высота стерни, нагрузка лезвия сегмента ножа, нагрузка ножевой полосы, уравнивание кривошипного механизма.

В зависимости от длины хода ножа режущие аппараты можно подразделить на три типа: одинарного резания, двойного резания и одинарного резания с перебегом ножей. Величина перебега ножей может быть любая, однако его максимальное значение в крайних положениях может быть максимально равно длине верхнего основания сегмента. Указанные типы режущих аппаратов отличаются даже при одинаковой средней скорости ножа по величине рабочей скорости резания. Срез стеблей происходит по осям среза, отстоящих друг от друга на половину шага сегментов. При срезе стебли испытывают отгиб как в поперечном, так и в продольном направлениях, и лишь на оси среза отгиб стеблей является чисто продольным. Нагрузка лезвия сегмента при постоянном шаге прямо пропорциональна пути машины, пройденному за время половины оборота кривошипа, или же при одинаковой скорости движения машины она обратно пропорциональна числу оборотов ведущего кривошипа.

Нагрузка ножевой полосы меняется главным образом, в результате изменений ускорения под влиянием инерционных сил, действующих на массу ножа. Максимальная сила инерции возрастает прямо пропорционально с радиусом кривошипа и, следовательно, с половиной хода ножа, и с квадратом числа оборотов ведущего кривошипа. Инерционные силы возвратно-поступательно движущихся масс и центробежные силы вращающихся масс могут влиять на равномерность работы и вибрации режущего аппарата. Так как эти силы действуют на двухкривошипный механизм, они отчасти взаимно уравниваются. Поэтому можно предполагать, что работа режущего аппарата будет плавной и спокойной.

В выполненном анализе взаимно сравниваются указанные типы режущих аппаратов, у которых предполагается одинаковый шаг сегментов, средняя скорость ножей 1,7 м/сек

и скорость движения жаток 9,5 км/час. При одинаковом значении выбранных критериев для сравнения наиболее выгодным оказывается режущий аппарат двойного резания, далее режущий аппарат одинарного резания и, наконец, режущий аппарат одинарного резания с перебегом ножа.



Comments on the Theoretical Analyses of Operation of a Double-Knife Mower with the Knives Driven in Opposite Directions

The analysis deals with the kinematic and dynamic relations of a mower with double knives, driven in opposite directions. The kinematic and dynamic relations are influenced notably by the following factors: the type of the mower, the operation cutting speeds of the knife, bending of stalks and height of the stubble, load of the edge of the knife, balancing of the crank mechanism.

On hand of the distance which the knife has to travel, the cutter bars can be divided into three types: one-cut, double-cut and one-cut with an over-run of the knives. The over-run of the knives can be chosen, but its maximum value in extreme positions can be, at the maximum equal to the upper base of the knife. The mentioned types of the cutter bars have, even with the same average speed of the knife, different working cutting speeds. Cutting of stalks occurs in cutting axes distant from each other by a half of the spacing of the knives. In the process of cutting, the stalks are bent both crosswise and lengthwise. The load of the knife's edge is, with equal spacing of the knives, directly proportional to the distance travelled in the time corresponding to half a turn of the crank, or with equal travel speed of the machine, indirectly proportional to the revolutions of the driving crank.

The strains of the knife vary primarily due to changes of the acceleration, caused by inertia of the knife's mass. The maximum inertia increases in direct relation with the radius of the crank and, subsequently, with a half distance of the knife and with a square of the crank's rotation. The inertia of the shifting masses and the excentric forces of the rotating masses can influence the uniformity of run and the oscillations of the cutter bar. As these forces act on a double-crank mechanism, a partial mutual relieve occurs. It can be thus assumed, that the operation of the cutter bar will be fluent and calm.

The analysis gives a mutual comparison of the given types of cutter bars with the assumed equal spacing of knives, average speed of knives $1,7 \text{ m s}^{-1}$ and the travel speed of the mowers $9,5 \text{ km h}^{-1}$. If the chosen comparing criteria were of the same significance, the best suitable cutter bar would be the one with the double-cut, followed by the type with the one-cut and, finally the one-cut with the over-run of the knife.

Beitrag zur theoretischen Analyse der Arbeit eines Doppelmessermähwerkes

Die vorliegende Analyse befaßt sich mit kinematischen und dynamischen Verhältnissen eines Doppelmessermähwerkes. Die kinematischen und dynamischen Verhältnisse werden vornehmlich durch folgende Faktoren beeinflusst: Mähwerkstyp, Arbeitsschnittgeschwindigkeit des Messers, Halmbiegen und Stoppelhöhe, Belastung der Schneide der Messerklinge, Beanspruchung des Mähmessers, Auswuchten des Kurbelmechanismus.

Je nach der Länge der Messerklingenstrecke können Mähwerke in drei Typen eingeteilt werden: Einschnittmähwerke, Doppelschnittmähwerke und Einschnittmähwerke mit Messerklingenüberlauf. Der Messerklingenüberlauf kann gewählt werden, aber sein Höchstwert in den Grenzlagen kann höchstens der oberen Messerklingenbasis gleich sein. Die angegebenen Mähwerkstypen weisen auch bei gleicher mittlerer Messerklingengeschwindigkeit unterschiedliche Schnittgeschwindigkeiten auf. Das Halmschneiden erfolgt in Schnittachsen, die um den halben Messerklingenabstand voneinander entfernt sind. Die Halme werden während des Schnitvorganges sowohl in Querrichtung als auch Längsrichtung gebogen, bloß in der Schnittachse ist die Halmbiegung länglich. Die Belastung der Schneide der Messerklinge ist bei gleich-

bleibendem Messerklingenabstand der zurückgelegten Gerätestrecke in dem Zeitabschnitt der Kurbelhalbumdrehung direkt proportional oder bei gleichbleibender Gerätegeschwindigkeit der Drehzahl des Antriebskurbels indirekt proportional.

Die Messerbeanspruchung ist hauptsächlich infolge der Beschleunigungsänderung veränderlich, und zwar durch Auswirkung der Trägheitskräften von der Messermasse. Die maximale Trägheitskraft wächst direktproportional dem Kurbelhalbmesser und somit auch der halben Messerklingenstrecke und mit dem Quadrat der Antriebskurbeldrehzahl an. Die Trägheitskräfte der Schubmassen sowie Fliehkräfte der rotierenden Massen können sich auf die Gleichmäßigkeit des Laufes sowie auf die Schwingung des Mähwerkes auswirken. Da diese Kräfte auf einem Zweikurbelmechanismus wirken, tritt zum Teil deren gegenseitige Aufhebung auf. Es ist darum anzunehmen, daß der Mähwerkslauf zügig und ruhig sein wird.

In der vorgenommenen Analyse werden gegenseitig angegebene Mähwerkstypen verglichen, bei denen der gleiche Messerklingenabstand, die mittlere Messerklingengeschwindigkeit von $1,7 \text{ m. sec}^{-1}$ und Fahrgeschwindigkeit der Mäher von $9,5 \text{ km. h}^{-1}$ angenommen werden. Sofern die gewählten Vergleichskriterien gleichbedeutend sein sollten, erscheint als meist geeignet ein Doppelschnitt-Mähwerk, ferner das Einschnittmähwerk und jenes mit Messerklingenüberlauf.

Adresa autorů:

Ing. Josef Břečka, CSc., doc. ing. Karel Neubauer, CSc., Vysoká škola zemědělská, fakulta mechanizace, katedra zemědělských strojů, Praha 6 - Suchbát.

631.223.24.01 636.083.1/2 631.373

■ Rozbor předpokladů k mechanizaci podestýlání ve vazných stájích skotu prokázal, že pro malý podíl práce, potřebné k tomuto technologickému procesu, je nutno jej limitovat technicko-ekonomickými parametry. Zavedením mechanizace podestýlání nelze očekávat snížení nákladů. Mají-li být náklady na podestýlání udrženy na dosavadní výši, je nutno dodržet tyto limity ročních nákladů (v přepočtu na 1 dojnici):

- v tradiční vazné neprůjezdné stáji: 26—37 Kčs
- ve vazné čtyřřadé stáji: 30—42 Kčs

Z uvedených ukazatelů vyplývá, že při volbě mechanizačního prostředku se musí vycházet z maximální jednoduchosti a minimálních investičních nákladů. Další možnost řešení vyplývá z volby technologických linek využívajících dosavadních strojů a zařízení, které jsou v zemědělském závodu k dispozici pro jiné pracovní operace. Předkládaná studie uvádí některé náměty technologických linek, které by připadaly v úvahu při podestýlání.

PŘÍKLADY MECHANIZAČNÍHO ZAJIŠTĚNÍ TECHNOLOGICKÝCH LINEK K PODESTÝLÁNÍ

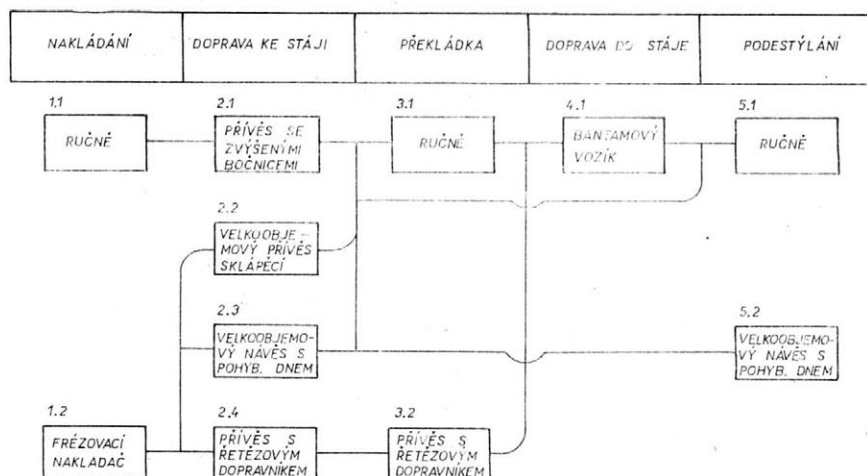
V dosavadním způsobu výstavby stájí pro skot, ve kterých se potřebné mikroklima stání zajišťuje převážně podestýláním slamou, nutno při pracích s podestýlkou zajistit tyto operace:

- nakládání,
- doprava ke stáji,
- překládka (nebo uložení a naložení na stájový dopravní prostředek),
- doprava do stáje,
- vlastní podestýlání.

Možnosti zajištění prací s podestýlkou uvádí schéma na obrázku 1. Schéma znázorňuje tyto pracovní postupy:

- tradiční způsob nakládání, dopravy a podestýlání (uložení slámy ve stohu);
- mechanizované nakládání a doprava:
velkoobjemovým sklápěcím přívěsem,
velkoobjemovým návěsem s pohyblivým dnem,
přívěsem s řetězovým dopravníkem.

Přehled mechanizačních prostředků pro práce s podestýlkou uvádí tabulka I.



1. Možnosti zajištění prací s podestýlkou

I. Mechanizační prostředky k zajištění prací s podestýlkou

Název	nakládač siláže a objemných hmot	velkoobjemový přívěs sklápěcí
Značka	VSZ 140	PzS 50 VN
Zdroj energie	traktor 30–50 k	traktor 50 k
Výkonnost (objem korby)	50 q h ⁻¹	45 m ³
Název	přívěs sklápěcí	velkoobjemový návěs s pohyblivým dnem
Značka	PzTS 3,5	RU 5
Zdroj energie	traktor 30 k	traktor 30–50 k
Výkonnost (objem korby)	10 m ³	25 m ³
Název	přívěs s řetězovým dopravníkem	bantamový vozík
Značka	PzO 35	PXCV
Zdroj energie	traktor 30 k	stájník
Objem korby	10 m ³	2 m ³

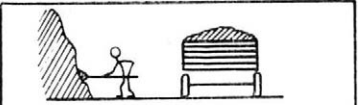
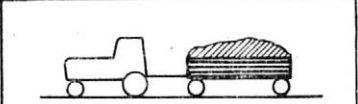
VARIANTY ZAJIŠTĚNÍ PRACÍ S PODESTÝLKOU

Příklady zajištění prací s podestýlkou jsou uvedeny ve variantách 1–6.

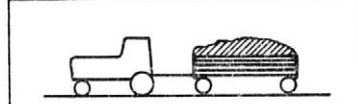
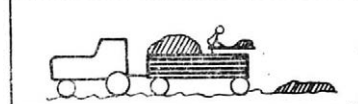
Varianta 1 uvádí v provozu nejrozšířenější způsob prací s podestýlkou, dopravovanou z polního stohu do vazných stájí.

Varianta 2 se používá při dopravě a podestýlání ve volných stájích s hlubokou podestýlkou.

Varianta 1

Operace (úkon)		Zajištění	
číslo	název		
1.1	nakládání	ručně	
2.1	doprava ke stáji	přívěs sklápěcí	
3.1	překládka	ručně	
4.1	doprava do stáje	bantamový vozík	
5.1	podestýlání	ručně	

Varianta 2

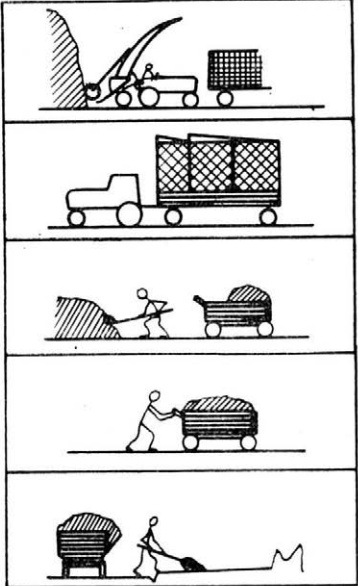
Operace (úkon)		Zajištění	
číslo	název		
1.1	nakládání	ručně	
2.1	doprava ke stáji	přívěs sklápěcí	
5.1	podestýlání	ručně	

Ve variantě 3 je mechanizováno nakládání ze stohu. K dopravě ke stáji je použit velkoobjemový přívěs, který sklopí stelivovou slámu na místě, odkud je nakládána a dopravována k podestýlání ve vazné stáji.

Varia nta 4 je obdobou varianty 3.

Místo velkoobjemového sklápěcího přívěsu je využit velkoobjemový návěs s pohyblivým dnem. Tento návěs umožňuje skládat stelivovou slámu např. v přípravně nebo v jednoduchém přístřešku, napojeném na stáj v takovém místě, odkud lze bez přeruš ení komunikací slámu nakládat a dopravovat do stáje k podestýlání.

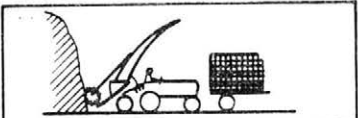
Varia nta 3

Operace (úkon)		Zajištění	
číslo	název		
1.2	naklá- dání	nakládač siláže a objemných hmot	
2.2	doprava ke stáji	sklápěcí přívěs velko- objemový	
3.1	překlád- ka	ručně	
4.1	doprava do stáje	bantamový vozík	
5.1	podestý- lání	ručně	

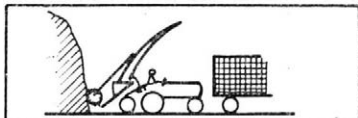
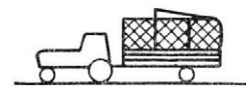
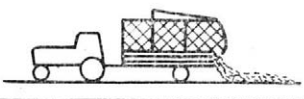
Varia nta 5 zajišťuje podestýlání ve volných stájích s hlubokou pode-
stýlkou. V průjezdných lehárnách je nejvhodnější využít návěsu, který podestýlá
přímo při průjezdu. V neprůjezdných lehárnách je využití tohoto návěsu zá-
vislé na dispozičním řešení, které musí umožnit alespoň zacouvání na okraj
lehárny.

Varia nta 6 počítá s dopravou stelivové slámy, nakládané ze stohu po-
mocí přívěsu s řetězovým dopravníkem přímo bez ruční překládky do pro-
středků vnitrostájové dopravy.

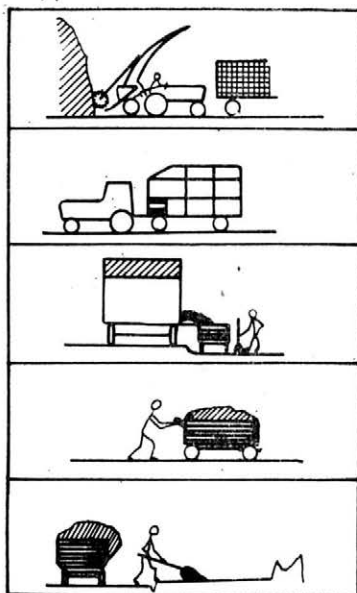
Varianta 4

Operace (úkon)		Zajištění	
číslo	název		
1.2	nakládání	nakládač siláže a objemných hmot	    
2.3	doprava ke stáji	návěs velkoobjemový s pohyblivým dnem	
3.1	překládka	ručně	
4.1	doprava do stáje	bantamový vozík	
5.1	podestýlání	ručně	

Varianta 5

Operace (úkon)		Zajištění	
číslo	název		
1.2	nakládání	nakládač siláže a objemných hmot	  
2.3	doprava ke stáji	velkoobjemový návěs s pohyblivým dnem	
5.2	podestýlání	velkoobjemový návěs s pohyblivým dnem	

Operace (úkon)		Zajištění
číslo	název	
1. 2	nakládání	nakládač siláže a objemných hmot
2. 4	doprava ke stáji	přívěs s řetězovým dopravníkem
3. 2	překládka	přívěs s řetězovým dopravníkem
4. 1	doprava do stáje	baníamový vozík
5. 1	podestýlka	ručně



NÁKLADY JEDNOTLIVÝCH VARIANT ZAJIŠTĚNÍ PRACÍ S PODESTÝLKOU

Ke kalkulaci nákladů jednotlivých variant zajištění prací s podestýlkou bylo použito těchto podkladových údajů:

— kapacita stáje	200 dojnic
— množství podestýlky na kus a den	3 kg
— denní potřebné množství podestýlky pro celou stáj	6 q
— dopravní vzdálenost (stoh — stáj)	1 km
— středně technická rychlost traktoru s přívěsem	10 km h ⁻¹
— výkonnost při ručním nakládání slámy:	
ze stohu	7 q h ⁻¹
ze země	9 q h ⁻¹

Pro uvedené denně potřebné množství podestýlky nutno jet při použití:

— sklápěcího přívěsu	každý den
— přívěsu s řetězovým dopravníkem	každý den
— velkoobjemového návěsu	každý druhý den
— velkoobjemového přívěsu	každý třetí den

Doba složení nákladu podestýlky činí při použití:

— sklápěcího přívěsu	3 min
— přívěsu s řetězovým dopravníkem	10 min
— velkoobjemového návěsu	4 min
— velkoobjemového přívěsu	3 min

Mzdové náklady při všech pracích s podestýlkou (nakládání nákládačem, doprava, překládka, ruční nakládání) činí 7,70 Kčs za hodinu práce.

Základní údaje k stanovení odpisů a nákladů na opravy mechanizačních prostředků pro práce s podestýlkou, jakož i souhrnné materiálové náklady uvádí tabulka II.

II. Podklady ke kalkulaci přímých nákladů na provoz mechanizačních prostředků pro práce s podestýlkou

Název		Nakládač siláže a objem- ných hmot	Přívěs sklápěcí	Velko- objemová nástavba	Přívěs s řetě- zovým dopravní- kem	Návěs velko- objemový	Banta- mový vozík s ná- stavbou
Pořizovací cena	Kčs	27 700	18 300	7 400	22 700	26 300	1260
Životnost	rok	8	8	4	7	7	7
Koeficient oprav	—	1,2	1,0	1,0	1,0	1,5	0,2
Roční odpisy	Kčs	3 460	2 290	1 850	3 240	3 760	180
Roční náklady na opravy	Kčs	4 150	2 290	1 850	4 860	4 510	36
Odpisy a náklady na opravy	celkem	Kčs	7 610	4 580	3 700	8 100	216
	při 20% využití	Kčs	1 522	916	740	1 620	216*)
	při 50% využití	Kčs	3 805	2 290	1 850	4 050	216*)

*) Využití pouze pro práce s podestýlkou

Při kalkulaci materiálových nákladů se uvažuje dvojí úroveň využití mechanizačních prostředků pro práce s podestýlkou: 20 % a 50 % z celkového využití. Bude tak možno orientačně posoudit vliv úrovně využití mechanizačních prostředků v různě mechanizovaných variantách na náklady.

Výsledná kalkulace ročních přímých nákladů je uvedena v tabulce III. Z tabulky lze vyvodit tyto závěry:

1. Výši nákladů na jednotlivé varianty ovlivňuje využití mechanizačních prostředků; projevuje se samozřejmě výrazně u variant s vyšším podílem minulé práce. Může změnit výhodnost porovnávaných variant s nízkým a vysokým podílem ruční práce (např. varianta 1 a 3, nebo 2 a 5).

2. Použití vozů s velkým objemem korby projevuje se na výši nákladů příznivě (varianty 3, 4, 5).

3. Z hlediska využití pracovní doby nakládače se v porovnání s každodenním nakládáním a dopravou ukazuje jako výhodné naložit a dopravit větší množství podestýlky najednou pro několik dní (v závislosti na dispozici a kapacitě skladovacího prostoru u stáje).

III. Roční přímé náklady různých variant zajištění prací s podestýlkou ve stáji pro 200 dojnic

Varianta	Složky přímých nákladů				Přímé náklady celkem	
	mzdy	náklady na provoz traktorů	odpisy a opravy		1	2
			1	2		
1	7800	2275	1348	2722	11 423	12 797
2	5780	4100	916	2290	10 796	12 170
3	3804	3045	3610	8377	10 459	15 226
4	5498	3780	3608	8372	12 886	17 650
5	1809	5040	3176	8040	10 025	14 889
6	4458	5350	3574	8287	13 382	18 095

Sloupec 1 — při 20% využití mech. prostředků k pracím s podestýlkou

2 — při 50% využití mech. prostředků k pracím s podestýlkou

ZÁVĚR

V poslední době se stále naléhavěji vyžaduje mechanizace prací s podestýlkou ve stájích pro chov skotu. Jde především o vlastní podestýlání s převážující ruční prací. Vzhledem k tomu, že rozsah prací při podestýlání u vazných stájí je velmi nízký, byl proveden technicko-ekonomický rozbor nákladů na podestýlání. Rozbor stanovil limitní požadavky pro případný vývoj mechanizačních prostředků. Pro současné provozní zajištění linek k podestýlání se vychází z těchto limitů ročních přímých nákladů a z možnosti využití dosavadních strojů a zařízení, které slouží na farmě i k jiným účelům. Návrhy technologických linek jsou uvedeny v několika variantách.

Došlo dne 15. 4. 1969

Literatura

- HAUPTMAN J. a kol., 1962, Velkovýrobní technologie chovu skotu. SZN a ÚVTI, MZLVH, str. 237-254.
 RING W., 1960, Baukosten beim Mittellangstand und Kurzstand. Feld. u. Wald, 79, 43: 14-15.
 VELEBIL M., 1968, Technologie a mechanizace podestýlání ve vazných stájích skotu. Zpráva VÚZT, č. 740.
 VELEBIL M., 1969, Rozbor předpokladů mechanizace podestýlání ve vazných stájích skotu. Zemědělská technika, č. 3: 169-176.
 VENKRBEC L., 1961, Sborník ČAZV — Zemědělská technika, č. 4: 321-332.
 WANDER J. F., 1956, Die Arbeitswirtschaft in Rindviehställen. Z. für das Bauen auf dem Lande, str. 93-100.

Примеры механизации рабочих процессов при подстилке

В последнее время усиливаются требования механизировать работы с подстилкой соломы в помещениях для крупного рогатого скота. Это касается прежде всего собственно подстилки, который производится преимущественно вручную. Так как объем работ при подстилке в привязном коровнике весьма низок, был выполнен технико-экономический анализ

расходов на подстилку. В результате анализа были установлены предельные требования для возможной разработки средств механизации. Для обеспечения механизации подстилки в настоящее время исходят из этих лимитов прямых расходов в год и из возможности использования имеющихся машин и оборудования, которые служат на ферме также для других целей. Проекты технологических линий приведены в нескольких вариантах.

Some Examples of Mechanized Operation in Littering

Mechanization of littering in cowsheds has been repeatedly required in the last time. This concerns notably the littering proper, which has been mostly done by hand. As the range of operations with the littering in tying stalls has been low, a technical and economical study and analyses of costs in littering was carried out. On hand of the analyses, limiting requirements were defined for a possible development of mechanical equipment. The present design of littering equipment respects the given limits of annual direct costs and the possible utilization of the existing machines and equipments, which are used for other purposes on the farm as well. Technological lines are suggested in several alternatives.

Beispiele der Sicherstellung von Arbeitsvorgängen während der Einstreuarbeit in bezug auf Mechanisierung

In der letzten Zeit werden Forderungen auf Mechanisierung der Einstreuarbeiten in den Rindviehställen durchgesetzt. Es handelt sich vor allem um die Einstreuarbeit selbst, die durchaus von der Hand verrichtet wird. Mit Rücksicht darauf, daß der Arbeitsumfang bei der Einstreu in Anbindeställen sehr gering ist, wurde eine technisch-ökonomische Analyse von Einstreukosten vorgenommen. Die Analyse legte Grenzforderungen für die etwaige Entwicklung von Mechanisierungsmitteln fest. Für die gegenwärtige betriebsgerechte Sicherung der Einstreuketten wird von diesen Grenzwerten der direkten Jahreskosten sowie von der Einsatzmöglichkeit der in dem Betriebe auch für sonstige Zwecke dienenden bestehenden Maschinen und Anlagen ausgegangen. Entwürfe für technologische Arbeitskette werden in mehreren Varianten angegeben.

Adresa autora:

Ing. Miloslav Velebil, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

Vědecké časopisy

ČESKOSLOVENSKÉ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÉ

uverejňují původní vědecké práce o vyřešených výzkumných úkolech ze všech oborů zemědělství a lesnictví. Dále otiskují vědecká pojednání, studie a přehledy zahraniční literatury o vědeckých problémech. Práce z různých výzkumných pracovišť, vztahující se k jednomu problému, vycházejí v monotematických číslech.

V roce 1969 vycházejí:

Rostlinná výroba	12 X ročně, předplatné Kčs 216.—
Živočišná výroba	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Veterinární medicína	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Zemědělská ekonomika	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Zemědělská technika	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Sborník ÚVTI	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Lesnictví	12 X ročně, předplatné Kčs 144.—

Vědecký časopis

SCIENTIA AGRICULTURAE BOHEMOSLOVACA je určen pro zahraničí. Otiskuje takové vědecké práce a studie, které jsou československým přínosem k celosvětovému vědnímu zemědělským poznatkům. Články jsou otiskovány v angličtině, ruštině, němčině a francouzštině. Vychází čtvrtletně, celoroční předplatné Kčs 40.—

VĚSTNÍK ČESKOSLOVENSKÉ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÉ je orgánem ČSAZ, národních akademií zemědělských a jejich výzkumných ústavů. Pravidelně informuje o problémech zemědělské vědy a výzkumu, jež jsou projednávány na zasedáních pléna, předsednictva, odborů a komisí Akademií, na konferencích a symposiích. Přináší referáty z mezinár. kongresů a výsledné zprávy ze zahraničních studijních cest. V četných rubrikách uverejňuje materiály o výsledcích a plánech činnosti jednotlivých výzkumných ústavů a pracovišť. Věstník ČSAZ vychází měsíčně, celoroční předplatné Kčs 96.—

Objednávky zasílejte na

ČSAZ - ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ,

Slezská 7, Praha 2 — Vinohrady

631.312.001.4 631.312.35.001.4

■ Výkonnost každého nového pracovního stroje, tedy i rotačního pluhu, patří mezi rozhodující činitele k jeho doporučení do dalšího vývoje a praxe. Funkčně a pevnostně v podstatě dořešený vývojový vzor čs. rotačního pluhu VÚZS Chodov z roku 1966 se ukázal natolik provozně spolehlivým, že bylo možno přikročit k výzkumu jeho plošné výkonnosti ve spojení s tehdy nejvhodnějším typem čs. kolového traktoru Zetor 4011.

PROBLEMATIKA ŘEŠENÍ

Plošná výkonnost orebné soupravy závisí na pojezdové rychlosti agregátu, záběru pluhu a využití pracovního času; sezónní výkonnost též na použitelnosti stroje ve výrobním procesu během roku.

Výkonnost traktorových orebných souprav je kromě vlastností pluhů též podmíněna charakterem a výkonností traktorů. Orba jako energeticky náročná operace je v zemědělské velkovýrobě socialistických zemí prováděna převážně silnými pásovými traktory s víceradličnými závěsnými pluhy; proti tomu jsou v ostatních zemích používány k orbě především kolové traktory a nesené pluhy. Rozvoj silnějších kolových traktorů v posledních letech vedl k jejich uplatnění v orbě i u nás. Konstrukce rotačního pluhu, jehož pracovní orgány jsou poháněny vývodem od traktoru, může tomuto vývoji napomoci.

Uplatnění rotačního pluhu z hlediska jeho výkonnosti je podmíněno též stavem a vývojem výkonnosti klasických, přesněji radličných*) pluhů, v našem případě v agregaci s kolovými traktory. Zdokonalování radličných pluhů a zavádění rychlostní orby umožňují zvyšovat jejich výkonnost. Navíc jsou jednoduché, pracují bez vážných poruch a se značnou výkonností (nesený pluh 3 PN 35 na traktoru Zetor 50 při orbě těžké půdy na 18 až 22 cm 0,35 ha h⁻¹ — podle výkonových norem). Z těchto důvodů radličné pluhy ve světě převládají a v ČSSR mají výjimečné postavení, i když vývoj jejich počtu v roce 1961 již kulminoval (připadalo 12,5 pluhů na 1000 ha orné půdy proti dnešním méně než 10 — podle Statistických přehledů 1961—1965). Vývojové plány také nadále předpokládají výrobu radličných pluhů k základnímu zpracování půdy (Svítek, 1966).

*) Klasická, též klínová, podle ČSN radličná orba. Pro možnost užití prvních písmen jako symboliky (KO) zvolen též termín „klasická orba“.

Ve světě se značně rozšiřuje používání talířových pluhů pro jejich až o 50 % vyšší výkonnost (Černý, 1967). Rotační pluh a frézy jsou vyvíjeny a vyráběny především pro intenzivnější drobení půdy. Jejich výkonnost se stejně výkonnými traktory činí cca 0,2 až 0,4 ha h⁻¹ (Feuerlein, 1964, Havellec, 1967 aj.); je tedy stejná nebo spíše menší než výkonnost radličných pluhů.

Funkční model čs. rotačního pluhu a jeho funkci popsali postupně Brázda (1960–1964), Straňák (1964), Hubálek (1966), Čermák (1967 až 1969) aj. Jeho plošná výkonnost z roku 1962 byla nižší než výkonnost radličného pluhu 3 PN 35 neseného na traktoru Zetor 50 a při jezdové rychlosti 0,33 m s⁻¹ činila 0,194 ha h⁻¹; při rychlosti 0,6 m s⁻¹ pak 0,360 ha h⁻¹ proti 0,36 a 0,43 ha h⁻¹ při orbě radličným pluhem (Brázda, 1964).

Po funkčním a pevnostním dořešení rotačního pluhu byl jeho vzor RP 200 znovu a šířeji podroben porovnávacím zkouškám plošné výkonnosti v roce 1966. Bylo možno porovnávat jeho výkonnost s radličným pluhem neseným na kolovém traktoru, a tím zachovat větší porovnatelnost výsledků pokusů, anebo se závěsnými pluhy za pásovými traktory. Byla přijata první alternativa.

MATERIÁL A METODIKA

Výkonnost orebných souprav byla měřena v porovnávacích pokusech s orbou radličným a rotačním pluhem na pracovištích státních statků a JZD, a to v Ďáblicích u Prahy, Litoměřicích, Keblicích, Pohořelicích, Moutnicích, Novém Sedle, Čeradicích, Slatině, Jeníkovcích, Bukovině a Máčonáši.

K orbě byl užít zpravidla kolový traktor typu Zetor 4011, výjimečně Zetor 50, s tříradličným neseným pluhem nejčastěji 3 PN 35, většinou však se dvěma radlicemi (tři traktor neutáhl) a zkoumaný rotační pluh zn. RP 200, resp. 215 či 190, s alternativním uspořádáním funkčních orgánů, šípovým, nože tvaru U a L.

Na vybraných pozemcích v rovinatém nebo mírně svažitém terénu byly vytyčeny půlhektarové dílce pro obě technologie. Dílce pro oba stroje byly vytyčeny vedle sebe, ve stejných podmínkách a orány těsně za sebou. V jednotlivých pokusech byla půda vlhká až suchá (v průměru vlahá), střední až velmi těžká (průměrně těžká) s 53,5 % jílnatých částic. Hloubka orby 12 až 27, průměrně 19 cm. Předplodina a poslední operace různé. Během roku půda vysychala a její odpor se zvyšoval; od léta do podzimu se vlhkost půdy měnila podle výskytu dešťů, většinou však byla půda suchá (Čermák, 1967, 1969).

Podmínky pro orbu byly předem popsány a byly odebrány vzorky půdy pro laboratorní rozbor. Během pokusu byla měřena pracovní jezdová rychlost agregátu (v_p), resp. spotřeba času na ujetí určité dráhy, pracovní záběr pluhu (B_p) a využití pracovní doby na poli (K_{ef}), z nichž byla potom vypočítávána plošná výkonnost (W) porovnávaných orebných souprav podle vzorců:

$$a) \quad W_h = v_{p \text{ m/h}} \cdot B_{pm} \cdot K_{ef}$$

kde: $v_{p \text{ m/h}} = v_{p \text{ m/s}} \cdot 3600$

$$b) \quad W_s = v_{m/h} \cdot B_m \cdot K_{ef} \cdot 7$$

kde: W_h — výkonnost soupravy v ha za hodinu práce na poli
 $v_{m/h}$ — jezdová rychlost orebné soupravy v m za hodinu (m/s · 3600)
 K_{ef} — podíl času hlavního, tj. na orbě
 7 — počet pracovních hodin na poli z osmihodinové směny (24)
 W_{sm} — výkonnost za směnu

Výsledky jsou zpracovány do průměrů ze všech pokusů a tříd podle podmínek, výjimečně jsou použity výsledky jednotlivých pokusů. Výkonnost orebných souprav je přepočtena na normativní hloubku orby pro setí 22 cm a na střední délku pole 400 m (Čalkovský, 1964).

VÝSLEDKY A DISKUSE

Pojezdová rychlost orebné soupravy je prvním a hlavním prvkem její výkonnosti. V našich pokusech s obtížnými půdními podmínkami pracoval traktor Zetor 4011 s neseným radličným pluhem se zařazeným IV. rychlostním stupněm s redukcí až na II., nejčastěji na I. rychlostní stupeň. Průměrná pracovní pojezdová rychlost v jednotlivých pokusech činila 0,615–2,071 m s⁻¹ – v průměru 1,154 m s⁻¹ (tab. I), což je s ohledem na podmínky úměrné rozmezí běžně udávaných rychlostí klasické orby, 1,1–1,7 m s⁻¹.

Tentýž typ traktoru s rotačním pluhem pracoval na I. až III., výjimečně IV. rychlostním stupni s redukcí. Průměrná rychlost v jednotlivých pokusech činila 0,244–0,740 m s⁻¹, v průměru 0,430 m s⁻¹, což odpovídá přibližně II. rychlostnímu stupni s redukcí.

Porovnáme-li průměrné pracovní rychlosti obou orebných souprav, zjišťujeme, že rotační souprava pracovala 2,5krát pomaleji. Podstatně pomalejší pojezdová rychlost je vynucována principem funkce rotačního pluhu (Brázda, 1964). Rychlost orby byla regulována především požadavkem agrotechnické kvality, snahou po využití energie traktoru, resp. při použití traktoru Zetor 4011 někdy nedostatkem energie (má být v budoucnu odstraněno silnějším traktorem). Nízká pojezdová rychlost rotačních pluhů bývá uváděna jako jejich nedostatek a příčina nízké výkonnosti (Feuerlein, 1964, Nováček, 1967, Rid, 1966, Rübensam-Rauhe, 1964).

Předností rotační orebné soupravy je lepší využití nominální rychlosti. Zatímco při klasické orbě bylo pojezdové rychlosti využito ze 73 % a obrácená hodnota (zhruba prokluz) činila 27 % (Svirščevskij, 1950 uvádí 10 až 30 %), při rotační orbě bylo pojezdové rychlosti využito průměrně z 99 % a prokluz činil 0,9 % (tab. I). Ztráta rychlosti se výrazně měnila se změnou povahy terénu (tab. II). V kypré bořivé půdě byla největší, a to při klasické orbě

I. Průměrné využití pojezdové rychlosti při orbě

Ukazatel	Jednotka	Při orbě					
		klasické			rotační		
		<i>n</i>	od – do	Ø	<i>n</i>	od – do	Ø
Teoretická rychlost	m/s		1,000 – 2,777	1,592		0,306 – 0,639	0,434
Skutečná rychlost	m/s	10	0,615 – 2,071	1,154	22	0,244 – 0,740	0,430
Relativně	%		52,9 – 170,6			56,7 – 172,1	
Koeficient využití rychlosti	koef.			0,725			0,991
Prokluz	%			27,5			–0,9

Teoretická rychlost = nominální rychlost

II. Vliv terénu na využití pojezdové rychlosti Z 4011 při orbě

Terén	Ukazatel	Jednotka	Při orbě					Poznámky
			klasické (I. sil. rychl.)		rotační (II. red. rychl.)			
			n	m/s	n	m/s	pozn.	
Bořivý (po zimě, po orbě, vlahá půda)	teoretická rychlost	m/s		1,333		0,472		ztráta tažné síly traktoru největší, pracovní odpor nejnižší
	skutečná rychlost	m/s	1	0,763	3	0,387		
	koeficient využití	koef.		0,572		0,820		
	prokluz	%		−42,8		−18,0	prokluz	
Uhýbavý (ne úplně pevný, povrch kluzký, po dešti)	teoretická rychlost	m/s		1,333		0,472		ztráta tažné síly traktoru zejména prokluzem, pracovní odpor střední
	skutečná rychlost	m/s	1	1,222	3	0,472		
	koeficient využití	koef.		0,916		1,000		
	prokluz	%		−8,4		0		
Adhezní (po sklizni, za sucha, uježděný povrch)	teoretická rychlost	m/s		1,333		0,472		ztráta tažné síly prokluzem minimální, pracovní odpor vysoký
	skutečná rychlost	m/s	2	1,197	5	0,502		
	koeficient využití	koef.		0,898		1,064		
	prokluz	%		−10,2		+6,4	postrk	

Teoretická rychlost = nominální rychlost

42,8 % a při rotační 18 %. Na poměrně pevné půdě s kluzkým povrchem nedocházelo k prokluzu traktoru s rotačním pluhem a na adhezním povrchu nastával dopředný skluz orebné soupravy 6,4 % (Beeny, 1964, uvádí pro stroje Howard až 4 %, Brázda, 1963, pro RP 190 5–10 %). Příčinou dopředného skluzu je odpor půdy, o který se vlastně opírají nože rotačního pluhu, otáčející se ve směru jízdy (Brázda, 1964). Čím tvrdší půda a pomalejší otáčky rotoru (40/min), tím větší je dopředný skluz soupravy. V tvrdé půdě bylo nutno volit rychlejší otáčky rotoru (70/min) při pomalejší pojezdové rychlosti. Se svalu bylo nutno zapojit brzdná láta.

Zařazený rychlostní stupeň traktoru závisel na podmínkách pro orbu. Čím těžší, sušší a uježděnější půda, tím nižší byla pojezdová rychlost:

v lehké půdě nejčastěji oráno	na III. a IV.,
ve střední	na II. a III.,
v těžké	na I. a II.,
ve velmi těžké	na I. rychlostním stupni s redukcí.

Výsledky záměrně organizovaného pokusu ve střední, suché a slabě kamenité půdě potvrdily více než zřetelně hypotézu o nevhodnosti rotačního pluhu k orbě kamenitých půd (tab. III). V tomto pokusu bylo sice možno pracovat jak z energetických důvodů, tak z hlediska kvality práce, na II. redukované rychlosti, avšak zvýšená poruchovost pluhu nutila snížit pracovní pojezdovou rychlost nejprve na I. redukovaný stupeň a později ještě k ubírání plynu. Teprve za této rychlosti byla poruchovost rotačního pluhu uspokojivě omezena.

Pracovní zátěž pluhů (B_p) je důležitým prvkem plošné výkonnosti agregátu. Předností rotačního pluhu je větší konstrukční zátěž — 200, 215 a 190 cm (tab. IV) proti 105, resp. 70 a 90, resp. 60 cm konstrukčního zátěhu radličného pluhu. Průměrný koeficient využití zátěhu rotačního pluhu činil v našich měřeních 0,96 (192 cm) při klasické orbě 1,09 (89 cm), což odpovídá údajům v literatuře (Čalkovský, 1964 a Sovětské normy uvádějí 1,1). Také pracovní zátěž se v závislosti na podmínkách pro orbu měnil (tab. V). Ve velmi těžké a suché půdě byl nejmenší.

Při porovnání pracovních zátěží obou pluhů byl v našich pokusech zátěž rotačního pluhu 2,15krát větší, což představuje 2,15krát nižší počet otáček orebné soupravy na souvratích a při stejném čase na jednu otáčku (tab. IV) i 2,15krát nižší spotřebu času na otáčky (Čermák, 1967). Široký zátěž rotačního pluhu působí příznivě na výkonnost orebné soupravy, ale též na kvalitativní ukazatele orby (Čermák, 1967, 1968, 1969).

Předností rotační orebné soupravy se ukázala kratší dráha především za hloubení a i vyhloubení pluhu, čímž je snižována spotřeba času na orbu souvratí. Zatímco při rotační orbě stačilo půl metru až metr, při radličné bylo zapotřebí dvou až čtyř, někdy i více metrů.

Využití pracovního času na poli k orbě mělo odlišnou strukturu a bylo vyšší při rotační orbě (obr. 1). Koeficient pro orbu radličným pluhem je úměrný ČSN, neboť zde činí 0,81 (Čalkovský, 1964). Příčinou lepšího využití pracovního času byl již zmíněný nižší počet otáček rotační orebné soupravy, skutečný podíl času 3,3 % místo 7,4 %, dále nižší podíl času na seřizování, opravy a na organizační a jiná zdržení. Vyšší byl pouze podíl času na čištění pluhu. Rotační orbou se netvoří brázda a tím odpadá

III. Vliv kamenitosti na pracovní pojezdovou rychlost traktoru s rotačním pluhem

Orba Z 4011 + RP 200 po sklizni ozimé směsky na střední suché půdě	Zařazený rychl. stupeň red.	Při I. pojezdové rychlosti Z 4011				Poznámky
		teoretická rychlost m/s	skutečná rychlost m/s při			
			plném plynu	1/2 plynu	rozdíl	
Průměrná rychlost ze 3 pokusů	II	0,472	0,538 (100%)	—	—	přejít na I. rychlost a potom dále na 1/2 plynu bylo nejehospodárnější (poruchovost klesla na minimum)
Rychlost na kamenité půdě (stupeň I podle ČSN) v Novém Sedle	I	0,306	0,326 (60,6%)	0,217 (66,7) (40,33)	0,109 (33,3)	
Rozdíl mezi kamenitou a bezkamenitou půdou	I	0,166	0,212	—	—	

IV. Průměrný záběr pluhu

Ukazatel	Jednotka	Klasického			Rotačního			Poznámky
		měření	od — do	Ø	měření	od — do	Ø	
		záběrů			záběrů			
Použitý konstrukční záběr	cm		70, 75, 90, 105	81,3		190, 200, 215	200	větší 2,47krát
Skutečný záběr (vážený aritmetický průměr)	cm	20/44	74,8 — 105	88,9	47/46	180—206	191,75	2,15krát (měřeno pásmem po několika záběrech od pevných bodů v různých místech délky záhonu)
Koeficient využití záběru (výpočet váženým aritmetickým průměrem)	koef.			1,09			0,96	

V. Závislost využití záběru rotačního pluhu na druhu a vlhkosti půdy

Půda		Počet pokusů	Koefficient využití záběrů pluhu
znak třídící	pomocný		
velmi těžká	vlahá	2	0,900
těžká	vlahá	2	0,922
střední	suchá	4	0,973
vlahá	těžká a velmi těžká	4	0,966
suchá	střední	4	0,944

VI. Časová charakteristika otáček při orbě

Ukazatel	Trvání 1 otáčky v s při orbě		Poznámky
	klasické	rotační	
Nejkratší trvání	10	10	údaje seřazeny do tříd po 5 vteřinách
Nejdelsí	55	55	
Modus	20	20	
Medián	25	20	
Nejčastěji v rozpětí	15 až 35	15 až 30	
Průměrné trvání otáčky (jednotlivě)	25	26	

VII. Porovnání průměrné výkonnosti orebných agregátů

Ukazatel výkonnosti	Hektarová výkonnost při orbě				
	klasické (Z 4011 + 3(2) PN 35)		rotační (Z 4011 + RP 200)		
	19 cm	22 cm	19 cm	22 cm	relativně
W_h	0,305	0,287	0,297	0,279	97 %
W_{sm}	2,135	2,007	2,079	1,954	
$W_{sm} \cdot 1,25$	2,669	2,509	2,599	2,443	
$W_{sez} 80 sm$	170,8	160,6	103,95	97,7	61 %
$W_{sez} 50 sm$					

rozorávání a zatahování brázd, které představuje úsporu dalších 10 % pracovního času na poli, jak to lze vypočítat z ČSN (Celoštátní normy a normativy orby a hnojení, 1966).

Plošnou výkonnost orebných souprav v daných podmínkách nyní vypočteme dosazením výsledků měření do vzorců uvedených v metodice (str. 330):

a) Při klasické (radličné) orbě:

$$1. W_h = 4.276,8 \cdot 0,89 \cdot 0,80 = 0,305 \text{ ha (ČSN 0,35 ha)}$$

$$2. W_{sm} = 0,305 \cdot 7 = 2,135 \text{ ha}$$

při prodloužené směně $\cdot 1,25 = 2,669 \text{ ha}$

$$3. W_{sez} = 2,135 \cdot 80 = 170,8 \text{ ha}$$

kde: W_{sez} — výkonnost za sezonu

Po přepočtu výkonnosti na hloubku orby 22 cm redukováním výsledků koeficientem 0,94 (Čalík a kol., 1964) dostaneme:

$$W_h = 0,287 \text{ ha,}$$

$$W_{sm} = 2,007 \text{ ha (ČSN 2,08), v prodloužené směně 2,509 ha,}$$

$$W_{sez} = 160,6 \text{ ha,}$$

(tab. VII).

b) Při rotační orbě:

$$1. W_h = 1,735,2 \cdot 1,92 \cdot 0,89 = 0,297 \text{ ha}$$

$$2. W_{sm} = 0,297 \cdot 7 = 2,079 \text{ ha, } \cdot 1,25 = 2,599 \text{ ha}$$

$$3. W_{sez} = 2,079 \cdot 50 = 103,95 \text{ ha}$$

Po přepočtu z 19 na 22 cm hlubokou orbu činí výkonnost:

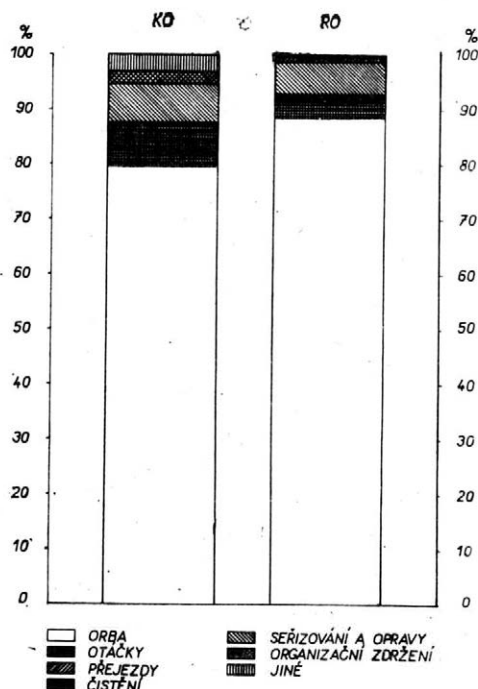
$$W_h = 0,279 \text{ ha,}$$

$$W_{sm} = 1,954 \text{ ha, v prodloužené směně 2,443 ha,}$$

$$W_{sez} = 97,7 \text{ ha.}$$

Ve výpočtu ad 3. je uvažováno 50 směn, ve kterých bude rotační pluh během roku využit, v porovnání s 80 směnami u radličného pluhu (Špelina, 1967). Pro rotační pluh se předpokládá seťová orba a uplatnění na jaře 5 až 10 dnů, během letních měsíců 5 až 20 dnů, na podzim 20 až 30 dnů, tj. celkem 40 dnů o průměrné směnnosti 1,25.

Porovnáním průměrné výkonnosti obou hodnocených orebných souprav zjišťujeme, že je přibližně stejná, či přesněji: výkonnost rotační orebné soupravy činí 0,97 plošné výkonnosti v orbě radličným pluhem. Naopak, při zápočtu dvou traktorů k radličnému pluhu v jednom z osmi pokusů (Čerádice), kde byla orána velmi těžká, suchá a uježděná půda, by průměrná plošná výkonnost radličné orebné soupravy klesla na 1,75 ha/sm a byla by tedy o 12,5 % nižší. Sezónní výkonnost



1. Průměrná struktura pracovní doby při orbě klasické (KO) a rotační (RO). 100 % = pracovní doba na poli.

Při rotační orbě je vyšší využití času k orbě, méně času na otáčky, seřizování a organizační zdržení.

VIII. Závislost směnového výkonu v orbě traktorem Z 4011 na zařazené rychlosti

Rychlostní stupeň	Orba pluhem	Vzorec výpočtu výkonu					Výkon agregátu	
		$v_s = \text{m/s}$	B_s	s/h	K_{ef}	h/sm	při 19 cm hloubky	při 22 cm (: 1,06)
IV. red.	3PN 35	0,671	0,94	3.600	0,80	7,0	1,272	1,2
I.		1,095	0,81	3.600	0,80	7,0	1,788	1,7
V. red.		1,487	0,75	3.600	0,80	7,0	2,248	2,1
II.		1,648	0,80	3.600	0,80	7,0	2,658	2,5
I. red.	RP 200	0,304	1,92	3.600	0,89	7,0	1,309	1,2
II. red.		0,462	1,92	3.600	0,89	7,0	1,989	1,9
III. red.		0,647	1,92	3.600	0,89	7,0	2,786	2,6

rotační orebné soupravy představuje tři pětiny výkonnosti radličné orebné soupravy, protože nelze očekávat její běžné uplatnění při orbě na zimu.

Se změnou podmínek pro orbu se měnila pojezdová rychlost (jak uvedeno dříve) a v závislosti na ní pak i plošná směnová výkonnost orebné soupravy (tab. VIII). Při II. a III. redukované rychlosti činila plošná výkonnost rotační orebné soupravy 1,9–2,6, průměrně 2,25 ha, při II. redukované rychlosti (těžká půda) minimálně 1,5 ha, při I. rychlosti s redukcí (na velmi těžké a velmi těžce zpracovatelné půdě) 1,2 ha. Podobné variační rozpětí plošné výkonnosti vykazuje i radličná orebná souprava, tj. od 1,2 do 2,5 ha/sm.

Ve vztahu k plošné výkonnosti rotační orebné soupravy jsou tyto její další přednosti, které nelze přímo kvantifikovat a sčítat s uvedenými výsledky:

a) Sucho a uježděnou velmi těžkou půdu nelze někdy zorat radličným pluhem (Žatecko, Královéhradecko, jižní Slovensko), zatímco rotačním pluhem lze ji zpravidla vždy orat, třeba při horší kvalitě práce (Čermák, 1967, 1968, 1969).

b) Z hlediska celého procesu zpracování půdy k setí je plošná výkonnost rotační orebné soupravy vyšší o polovinu ušetřených poorebních operací zpracování půdy (Čermák, 1966, 1967).

ZÁVĚR A NÁVRH NA VYUŽITÍ

V pokusném porovnávání klasické a rotační orebné soupravy v roce 1966 pracovala rotační souprava průměrně 2,5krát pomaleji, při 2,15krát větším pracovním záběru pluhu a o 0,1 vyšším koeficientu využití pracovního času na poli. Její směnová výkonnost byla stejná jako u radličné orebné soupravy a činila 2,0 ha za směnu při orbě těžké půdy, zatímco její sezónní výkonnost je odhadována na 0,6 výkonnosti radličné orebné soupravy.

Výsledků popsanych pokusů lze použít jako podkladu k doporučení tohoto stroje k dalšímu vývoji a výrobě. Jeho potřeba pro čs. zemědělství se odhaduje na 2000 kusů, při roční obnově 400 až 500 kusů, což odpovídá roční výkonnosti 150 až 200 tisíc ha. Je doporučován k setové orbě, při níž ušetří polovinu poorebních operací.

Došlo dne 27. 5. 1968

Literatura

- BEENY J. M., 1964, Rotary cultivation- an efficient process? Farm mechanization, s. 20.
- BRÁZDA Z., 1960—1963, Závěrečné zprávy „Rotační pluh“, Chodov.
- BRÁZDA Z., 1964, Rotační pluh RP 190. Zemědělská technika č. 12, X, 12 : 685-706.
- CÁLKOVSKÝ SV., 1964, Tvorba místních norem pro mechanizované polní práce. Praha.
- ČERMÁK J., 1966, Oponentský posudek ke zprávě ing. J. Hubálka z VÚZS Chodov u Prahy z r. 1966 „Rotační pluh“. Hrušovany.
- , 1967, Závěrečná zpráva: Výzkum možností využití rotační orby. Hrušovany.
- , 1968, Srovnání kvality klasické a rotační orby, I. Vědecký časopis ÚVÚRV č. 13, Praha.
- , 1969, Srovnání kvality klasické a rotační orby, II. Vliv některých podmínek na kvalitu rotační orby. Vědecký časopis ÚVÚRV č. 16, Praha.
- ČERNÝ V. a kol., 1967, Soustava hospodaření na půdě, Praha.
- FEUERLEIN W., 1964, Geräte zur Bodenbearbeitung. Stuttgart.
- HAMEL J. L., 1959, Eine rotierende Spatenmaschine. Lohnunternehmen, 14, 10 : 172.
- HAVELEC S., 1964, Kinematika rotačních pracovních orgánů strojů pro zpracování půdy. Zemědělská technika X, 12 : 707-722.
- HAVELEC S., BRICH, 1967, Rotační zpracování půdy. Praha.
- HUBÁLEK J., 1966, Rotační pluh, zpráva z roku 1966. VÚZS Chodov u Prahy.
- NOVÁČEK J., ČERMÁK J., 1967, Dosavadní poznatky o orbě rotačním pluhem čs. konstrukce. Disk. příspěvek na Mezinárodním sympoziu v Brně 1966, Sborník.
- RID H., 1966, Referát na Mezinárodním sympoziu „Nové metody v obdělávání půdy“, 22. 6. 1966.
- RÜBENSAM E., RAUHE K., 1964, Ackerbau. Berlin.
- STRAŇÁK A., KLAŠKA F., 1964, Vliv rotační a plužní technologie orby na dynamiku fyzikálních vlastností půdy a její vodní režim. Zemědělská technika 12 : 723-749.
- SVIRČEVSKIJ B. S., 1959, Eksploatacija mašinno-traktornogo parka. Moskva.
- SVÍTEK J., 1966, Pluhy vyráběné v ČSSR a jejich použití. ČSVTS: „Nesené nářadí za traktory Zetor“. Praha.
- ŠPELINA M., a kol., Návrh oborové normy: Ekonomické hodnocení zkoušených zemědělských a lesnických strojů. Praha.
- 1966, Stredisko pre normovanie a ekonomiku práce v poľnohospodárstve: Celoštátne normy a normativy orby a hnojenia, str. 242, Bratislava.
- 1961—1965, Statistické přehledy čs. zemědělství. Příloha věd. časopisu Zemědělská ekonomika.
- Výkonové normy pro mechanizované práce a dopravu v JZD.

Сравнение производительности классического и ротационного пахотных агрегатов

Научно-исследовательский институт основной агротехники в Грушованы у Брно проводил в 1966 году сравнительное полуксплуатационное испытание вспашки лемешным навесным плугом 3 ПН 35 и опытным образцом чехословацкого ротационного плуга РП 200, разработанного в Научно-исследовательском институте сельскохозяйственных машин в Холдове. Оба плуга навешиваются на колесный трактор типа Зетор 4011.

Опыты проводились на средней и очень тяжелой почве (в среднем с содержанием 53,5 % илстых частиц), во влажных и сухих условиях (в среднем влажные), на глубину 12—27 см (в среднем 19 см), на ровной местности.

Измерялась скорость движения пахотных агрегатов (v), ширина захвата плугов (B), использование рабочего времени в поле (K_{ef}) и определялась производительность по площади (W). Результаты были приведены к единой длине гона 400 м и глубине вспашки 22 см.

Средняя рабочая скорость движения ротационного пахотного агрегата была в 2,5 раза ниже (табл. I, II, III), рабочая ширина захвата плуга в 2,15 раза больше (табл. IV, V) и использование рабочего времени в поле на 0,1 больше (0,89 по сравнению с 0,80) (рис. 1). Средняя производительность по площади за смену была приблизительно одинаковой (табл. VII, VIII); при вспашке тяжелой почвы она составляла 2 га в смену. Кроме этого

отпадает необходимость в разравнивании гребней и борозд, образованных при вспашке всвал и вразвал, что при сравнении не учитывалось. Сезонная производительность оценивается в 0,6 производительности классического пахотного агрегата.

Результаты опытов по производительности ротационного пахотного агрегата подтверждают рекомендацию чехословацкого ротационного плуга типа РП 200 для дальнейшей разработки и производства.

Comparison of Efficiency of the Classical and Rotary Ploughing Agregate

Comparative semi-operational trials of a mounted plough 3 PN 35 and a newly developed type of a rotary plough of the Research Institute of Agricultural Machinery at Chodov, type RP 200, both mounted on a Zetor 4011 wheel tractor, were carried out by the Research Institute of Fundamental Agrotechnics at Hrušovany near Brno in 1966.

The soil ploughed varied from medium up to very heavy soil (with an average of 53,5 % of clay particles), from humid to dry (on average slightly damped), to the depth of 12—27 cm (average 19 cm), on flat grounds.

Measured were the travel speed of the plough systems (v), the working width of the ploughs (B), the utilization of the field operation time (K_{ef}) and determined the areal performance (W). The results are calculated for a uniform field length of 400 metres and for 22 cm depth of ploughing.

The average working travel speed of the rotary plough was 2,5 times lower (tables I, II, III), the working width of the plough 2,15 times larger (tables IV, V) and the utilization of the field operation time by 0,1 higher (0,89 as compared with 0,80) (fig. 1). The average areal performance per shift was about the same (tables VII, VIII); with the ploughing of heavy soil, it amounted to 2 hectares per 1 shift. Furthermore, there falls away the ploughing away and ploughing together of furrows, which is not included. The performance per season is estimated to be 0,6 of the performance achieved with the classical ploughing system.

The results obtained in the trials of the rotary ploughing system support the recommendation for the further development and manufacture of the Czechoslovak RP 200 rotary plough.

Leistungsvergleich eines klassischen und rotierenden Pflugsatzes

Das Forschungsinstitut für grundlegende Agrotechnik Hrušovany bei Brno stellte im 1966 halbertechnische Vergleichsversuche mit der Pflugschararbeit mittels eines Anbaupfluges 3 PN 35 und mit dem Entwicklungsmuster eines im Forschungsinstitut für Landmaschinen Chodov gefertigten tschechoslowakischen Rotorpfluges Typ RP 200 an; beide Pflüge waren am Radschlepper Type Zetor 4011 angebaut.

Das Pflügen erfolgte auf einem mittelschweren bis sehr schweren Boden (im Durchschnitt mit 53,5 Tonerdeteilchen), im massen bis trockenen (im Durchschnitt feuchten) Boden, in die Tiefe von 12—27 cm (im Durchschnitt 19 cm), auf ebenem Gelände.

Es wurde die Fahrgeschwindigkeit der Pflugsätze (v), die Arbeitsbreite der Pflüge (B) und Arbeitszeitausnutzung auf dem Felde (K_{ef}) gemessen und die Flächenleistung (W) errechnet. Die Ergebnisse werden auf einheitliche Feldlänge von 400 m und Pflügtiefe von 22 cm umgerechnet.

Die durchschnittliche Fahrgeschwindigkeit des rotierenden Pflugsatzes war 2,5mal geringer (Tab. I, II, III), die Arbeitsbreite des Pfluges 2,15mal größer (Tab. IV, V) und die Arbeitszeitausnutzung auf dem Felde um 0,1 höher (0,89 gegenüber 0,80) (Abb. 1). Die mittlere Flächenleistung je Schicht war beiläufig gleich (Tab. VII, VIII); während der Pflugarbeit auf schwerem Boden 2 ha/Schicht. Überdies entfällt das Auseinanderpflügen und Furchenzusammenpflügen, die nicht kalkuliert

sind. Die Saisonleistung wird auf 0,6 der Leistung bei klassischer Pflugarbeit geschätzt.

Die Ergebnisse der Versuche mit der Leistung eines rotierenden Pflugsatzes befürworten die Empfehlung des tschechoslowakischen Rotorpfluges Typ RP 200 in weitere Entwicklung und Produktion.

Adresa autora:

Ing. Jan Čermák, Výzkumný ústav základní agrotechniky, Hrušovany u Brna

631.234:628.8 681.3

■ Dynamické chování klimatu v zaskleném prostoru dostatečně charakterizuje diferenciální rovnice skleníku jako soustavy. Toto dynamické chování lze v regulačním obvodu ovládat a řídit vhodnými regulátory.

Jako nejvhodnější pro modelovanou soustavu skleníku se při prověřování na analogovém počítači MEDA ukázaly regulátory: proporcionální, proporcionálně integrační, integrační a dvoupolohový. Nejvhodnější z nich je regulátor dvoupolohový. Je jednoduchý, provozně spolehlivý a z výroby regulačních přístrojů běžně dostupný. Proto se v další části budeme zabývat návrhem a řešením regulačního obvodu s dvoupolohovým regulátorem.

REGULACE KLIMATU VE SKLENÍKU REGULAČNÍM OBVODEM S DVOUPOLOHOVÝM REGULÁTOREM

Zatímco u regulačních obvodů s proporcionálním, proporcionálně integračním a integračním regulátorem jde o spojité regulace, pak při použití dvoupolohové regulace jde o nespojitý regulační pochod. Tento regulační průběh byl modelován pro případ regulace teploty v zimním provozu skleníkové jednotky UR-5-25. Tepelná soustava skleníku je modelována touto diferenciální rovnicí:

$$A_1 \cdot \Delta t'_2 + B_1 \cdot \Delta t_2 = C_1 \cdot \Delta M_p + D_1 \cdot \Delta t_0 + E_1 \cdot \Delta t_z + F_1 \cdot \Delta q_s$$

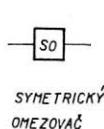
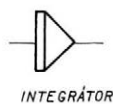
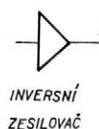
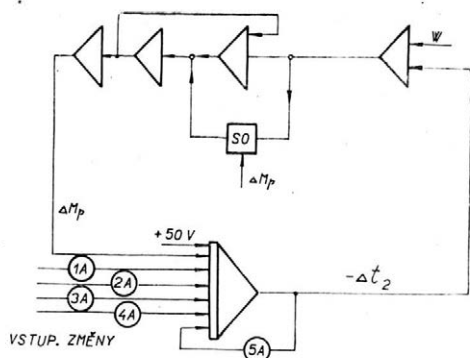
- kde: ΔM_p — změna hmotnostního průtoku páry ve výměnících tepla (kg h^{-1})
 Δt_2 — změna teploty vzduchu ve skleníku (t_2 = regulovaná veličina) ($^{\circ}\text{C}$)
 Δt_0 — změna teploty venkovního vzduchu ($^{\circ}\text{C}$)
 Δt_z — změna teploty půdy ve skleníku ($^{\circ}\text{C}$)
 Δq_s — změna množství tepla dodaného slunečním zářením do skleníku $\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1}$)
 $A_1 \div F_1$ — konstanty

Blokové schéma pro modelování regulačního obvodu na analogovém počítači MEDA je uvedeno na obrázku 1.

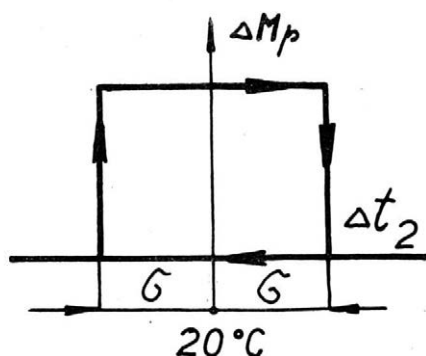
Dvoupolohový regulátor pracuje podle reléové charakteristiky (viz obr. 2).

Regulační pochod je při dvoupolohové regulaci plně charakterizován maximální regulační odchylkou σ , t_2 , dobou periody T_s a poměrnou šířkou impulsu γ , což schématicky znázorňuje obrázek 3.

Řešení známých vztahů z regulační techniky určíme dobou periody T_s a poměrnou šířkou impulsu γ . Tedy



1. Blokové schéma pro modelování regulačního obvodu



2. Schéma práce dvupolohového regulátoru

$$e^{-\frac{1}{T} \cdot T_s} = \frac{X_2 - \sigma}{X_2 + \sigma} \cdot \frac{1 - \sigma}{1 + \sigma} \quad (1)$$

$$e^{-\frac{1}{T} \cdot T_s \cdot \gamma} = \frac{X_2 - \sigma}{X_2 + \sigma} \quad (2)$$

kde: T — časová konstanta soustavy (h)

T_s — doba periody (h)

γ — poměrná šířka impulsu

X_2 — maximální hodnota poměrné regulační odchylky při trvalém působení akční veličiny

Bude-li poměrná necitlivost regulátoru σ malá, což u prostorového termostatu (uvažovaného jako dvupolohový regulátor pro navrhovanou regulaci teploty ve skleníku UR-5-25) je dodrženo, bude perioda proti časové konstantě soustavy krátká a lze pak použít zjednodušených vztahů:

$$e^{-\frac{1}{T} \cdot T_s} \doteq 1 - \frac{1}{T} \cdot T_s \quad (3)$$

$$e^{-\frac{1}{T} \cdot T_s \cdot \gamma} = 1 - \frac{1}{T} \cdot T_s \cdot \gamma \quad (4)$$

Za tohoto předpokladu lze závěrečné vztahy pro T_s a γ vyjádřit

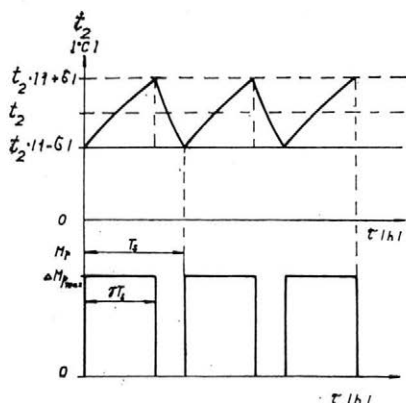
$$T_s \doteq T \cdot \frac{2\sigma}{1 + \sigma} \cdot \frac{X_2 + 1 + 2\sigma}{X_2 + \sigma} \quad (5)$$

$$\gamma = \frac{1 + \sigma}{X_2 + 1 + 2\sigma} \quad (6)$$

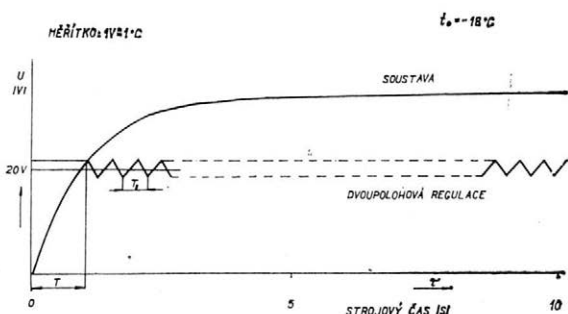
Přitom pro X_2 platí

$$X_2 = \frac{C_1 \cdot \Delta M_{p\max}}{t_2} - 1 \quad (7)$$

kde: C_1 — konstanta diferenciální rovnice skleníku jako soustavy při ΔM_p ($h^\circ C \text{ kg}^{-1}$)



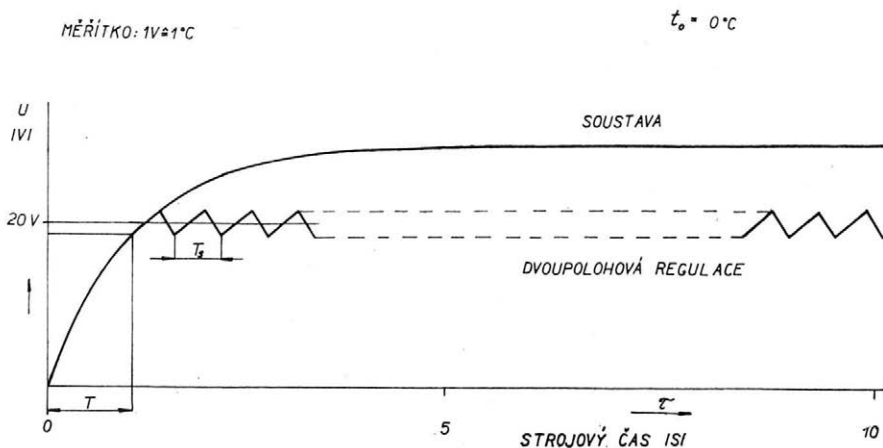
3. Schematické znázornění regulačního pochodu



4. Průběh dvupolohové regulace v ustáleném stavu

Lze tedy pro $\sigma = 10\%$ a pro maximální skokovou změnu $\Delta M_p = 400 \text{ kg h}^{-1}$ na vstupu soustavy realizované skleníkem UR-5-25 uskutečnit řešení, kdy v zimním provozu budou skutečné hodnoty T_s a γ odpovídat údajům uvedeným v tabulce I.

V ustáleném stavu je průběh dvupolohové regulace skleníku jako statické soustavy I. řádu znázorněn na obrázcích 4 až 6, přičemž jako maximální odchylka regulované veličiny byla navržena hodnota $\pm 2^\circ C$, daná výrazem $\pm \sigma \cdot t_2$. Poměrná necitlivost regulátoru σ činí tedy 10% .



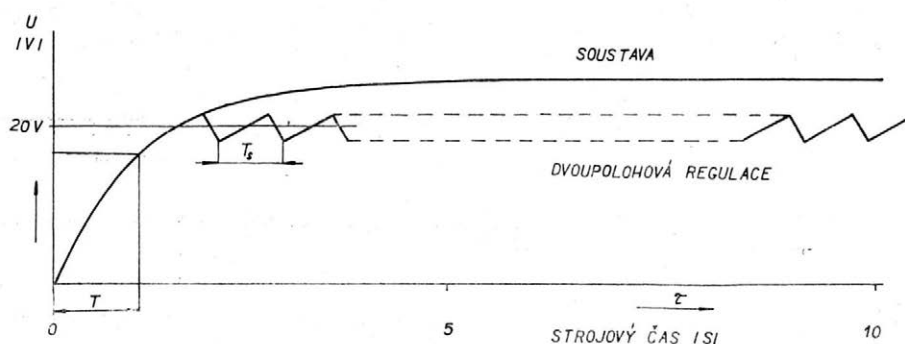
5. Průběh dvupolohové regulace v ustáleném stavu

I. Parametry regulované soustavy pro různé hodnoty t_o

Ukazatel	$t_o = -18^\circ\text{C}$	$t_o = 0^\circ\text{C}$	$t_o = 10^\circ\text{C}$
$T_s (s)$	89,3	93,3	108,0
$X_2 (-)$	0,69	0,48	0,3
$\gamma (-)$	0,58	0,65	0,73

MĚŘÍTKO: $1\text{V} \approx 1^\circ\text{C}$

$t_o = 10^\circ\text{C}$



6. Průběh dvoupolohové regulace v ustáleném stavu

Průběhy zjištěné analogovým počítačem MEDA pro $t_o = -18^\circ\text{C}$; 0°C ; $+10^\circ\text{C}$ a pro $\Delta M_{p_{\max}} = 400 \text{ kg h}^{-1}$ odpovídají vypočteným hodnotám podle rovnic (5), (6), (7).

ZÁVĚR

Průběh dvoupolohové regulace ukázal, že tímto způsobem lze vhodně řešit regulaci teploty ve skleníku. Průběh (pokud jde o četnost spínání) je vyhovující a zaručuje víceletou životnost navrhovaného dvoupolohového regulátoru, reprezentovaného prostorovým termostatem s rychlou reakcí.

Došlo dne 9. 1. 1969

Literatura

- BALDA M., 1958, Základy teorie samočinné regulace. Praha, SNTL.
 KABEŠ K., 1963, Analogová technika Aritma. Praha, Aritma.
 NENADÁL Z., MIRTES B., 1962, Analogové počítače. Praha, SNTL.
 SALAMON M., 1957, Matematika pro regulaci a automatizaci. Praha, SNTL.

Аналитическое решение системы регуляции микроклимата в теплице
и решение моделированием на аналоговой вычислительной машине

Изучение двухпозиционного регулирования показало, что с его помощью можно хорошо решить регуляцию температуры в теплице. По частоте включений система оказалась удовлетворительной и обеспечивающей многолетний срок службы предлагаемого двухпозиционного регулятора. Этот регулятор выполнен в виде пространственного термостата быстрого действия.

Analytical Design of a Control Circuit of Air Conditioning in a Glasshouse with a Model Equipment on Analogon

The course of a two-stage control indicates that this method enables a suitable control of temperature in glasshouses. As for frequency, the course of the switching is satisfactory and it guarantees several years of life of the suggested two-stage regulator, represented by a space thermostat with a quick reaction.

Analytische Lösung eines Regelkreises der Klimatisierung im Gewächshaus mittels der Modelltechnik auf einem Analogon

Der Verlauf der Zweilageneinstellung hat erwiesen, daß in dieser Weise die Temperaturregelung in einem Gewächshaus geeignet gelöst werden kann. In bezug auf Häufigkeit ist der Schaltverlauf befriedigend und gewährleistet eine mehrjährige Lebensdauer des entworfenen Zweilagenreglers, der durch einen schnellansprechenden Raumthermostat dargestellt wird.

Adresa autora:

Ing. Miloš Kravciv, CSc., Okresní zemědělské sdružení, Česká Lípa

Vědecké časopisy

ČESKOSLOVENSKÉ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÉ

uverejňují původní vědecké práce o vyřešených výzkumných úkolech ze všech oborů zemědělství a lesnictví. Dále otiskují vědecká pojednání, studie a přehledy zahraniční literatury o vědeckých problémech. Práce z různých výzkumných pracovišť, vztahující se k jednomu problému, vycházejí v monotematických číslech.

V roce 1969 vycházejí:

Rostlinná výroba	12 X ročně, předplatné Kčs 216.—
Živočišná výroba	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Veterinární medicína	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Zemědělská ekonomika	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Zemědělská technika	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Sborník ÚVTI	12 X ročně, předplatné Kčs 120.—
Lesnictví	12 X ročně, předplatné Kčs 144.—

Vědecký časopis

SCIENTIA AGRICULTURAE BOHEMOSLOVACA je určen pro zahraničí. Otiskuje takové vědecké práce a studie, které jsou československým přínosem k celosvětovému vědnímu zemědělským poznatkům. Články jsou otiskovány v angličtině, ruštině, němčině a francouzštině. Vychází čtvrtletně, celoroční předplatné Kčs 40.—

VĚSTNÍK ČESKOSLOVENSKÉ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÉ je orgánem ČSAZ, národních akademií zemědělských a jejich výzkumných ústavů. Pravidelně informuje o problémech zemědělské vědy a výzkumu, jež jsou projednávány na zasedáních pléna, předsednictva, odborů a komisí Akademií, na konferencích a symposiích. Přináší referáty z mezinár. kongresů a výsledné zprávy ze zahraničních studijních cest. V četných rubrikách uverejňuje materiály o výsledcích a plánech činnosti jednotlivých výzkumných ústavů a pracovišť. Věstník ČSAZ vychází měsíčně, celoroční předplatné Kčs 96.—

Objednávky zasílejte na

**ČSAZ - ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ,
Slezská 7, Praha 2 — Vinohrady**

S novými poznatky zemědělské vědy a techniky z domova i ze zahraničí Vás seznámí

STUDIJNÍ INFORMACE

obsahující původní odborné studie, úvahy a aktuální přehledy. STUDIJNÍ INFORMACE poskytují solidní přehled o současné světové úrovni jednotlivých oborů zemědělství a lesnictví a souhrnně a kriticky hodnotí domácí i zahraniční poznatky a novinky vědeckovýzkumného rozvoje

STUDIJNÍ INFORMACE vycházejí v roce 1969 nově redakčně i graficky uspořádané v následujících řadách:

	Řada Číslo	ročně	Celoroční předplatné
Rostlinná výroba	12		Kčs 72,—
Živočišná výroba	12		Kčs 72,—
Půdoznalství a meliorace	10		Kčs 60,—
Zemědělská technika	10		Kčs 60,—
Všeobecné otázky v zemědělství	8		Kčs 48,—
Zemědělská politika	8		Kčs 48,—
Ochrana rostlin	6		Kčs 36,—
Zemědělská ekonomika	6		Kčs 36,—
Veterinářství	4		Kčs 24,—
Základní vědy v zemědělství	4		Kčs 24,—
Lesnictví	10		Kčs 60,—

Jednotlivá čísla mají rozsah cca 60 stránek

Objednávejte u ČSAZ - ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH
INFORMACÍ, SLEZSKÁ 7, PRAHA 2 — VINOHRADY

Při uplatňování nových poznatků výzkumu v zemědělské praxi
Vám účinně pomohou

METODIKY

pro zavádění výsledků výzkumu do praxe

Přinášejí nové, stručné a srozumitelné návody a jsou určeny především vedoucím pracovníkům zemědělských podniků, agronomům, zootechnikům a mechanizátorům

V roce 1969 vyjde 35 různých titulů **METODIK**. Zajistěte si je včasnou objednávkou za celoroční předplatné Kčs 100,—

S novinkami vědecko-výzkumného pokroku Vás seznámí

Zemědělské aktuality ze světa

Na 90 stránkách jsou v krátkých a výstižných člancích otiskovány novinky ze všech oborů zemědělství a referáty o výsledcích zahraničního výzkumu. Časopis **Zemědělské aktuality ze světa** čerpá z bohatých zdrojů vědecké, odborné a technické literatury a časopisů, z literatury firemní a patentové

Vychází pravidelně měsíčně a roční předplatné činí Kčs 72,—

Objednávky adresujte

ČSAZ - ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ,
Slezská 7, Praha 2 — Vinohrady

OBSAH

Svatoš J., Karásek J.: Ovladatelnost traktorů při vyosené tahové síle	297
Břečka J., Neubauer K.: Příspěvek k teoretickému rozboru práce žací lišty s protiběžnými kosami	307
Velebil M.: Náměty k mechanizačnímu zajištění pracovních postupů při podestýlání	319
Čermák J.: Porovnání výkonnosti klasické a rotační orebné soupravy	329
Kravic M.: Řešení regulačního obvodu klimatizace ve skleníku analyticky a modelovou technikou na analogonu	341

СОДЕРЖАНИЕ

Сватош Й., Карасек Управляемость трактора при эксцентричном тяговом усилии	304
Бречка Й., Нейбауер К.: К теоретическому анализу работы режущего аппарата с противодвижущимися ножами	316
Велебил М.: Примеры механизации рабочих процессов при подстилке	326
Чермак Я.: Сравнение производительности классического и ротационного пахотных агрегатов	338
Кравцив М.: Аналитическое решение системы регуляции микроклимата в теплице и решение моделированием на аналоговой вычислительной машине	346

CONTENT

Svatoš J., Karásek J.: Control of Tractors with a Misaligned Draught	304
Břečka J., Neubauer K.: Comments on the Theoretical Analyses of Operation of a Double-Knife Mower with the Knives Driven in Opposite Directions	317
Velebil M.: Some Examples of Mechanized Operation in Littering	327
Čermák J.: Comparison of Efficiency of the Classical and Rotary Ploughing Aggregate	339
Kravic M.: Analytical Design of a Control Circuit of Air Conditioning in a Glasshouse with a Model Equipment on Analogon	345

INHALT

Svatoš J., Karásek J.: Wendefähigkeit der Schlepper bei der achsveretzten Zugkraft	305
Břečka J., Neubauer K.: Beitrag zur theoretischen Analyse der Arbeit eines Doppelmessermähwerkes	317
Velebil M.: Beispiele der Sicherstellung von Arbeitsvorgängen während der Einstreuarbeit in bezug auf Mechanisierung	327
Čermák J.: Leistungsvergleich eines klassischen und rotierenden Pflugsatzes	339
Kravic M.: Analytische Lösung eines Regelkreises der Klimatisierung im Gewächshaus mittels der Modelltechnik auf einem Analogon	345

TABLE DE MATIERES

Svatoš J., Karásek J.: Maniabilité des tracteurs quand la force de traction est désaxée (305). — Břečka J., Neubauer K.: Contribution à l'analyse théorique du travail de la barre coupeuse à lames antiparallèles (res. An/317, Al/317). — Velebil M.: Exemples de l'assurance mécanique des procédés de travail pendant la distribution de la litière (res. An/327, Al/327). — Čermák J.: Comparaison du rendement des groupes aratoires classique et rotatif (res. An/339, Al/339). — Kravic M.: Solution analytique du périmètre régulateur de la climatisation dans une serre ou en appliquant la technique modèle à l'analogue (res. An/345, Al/345).

vyjde jako tematické, věnované mechanizaci živočišné výroby.

Výběr prací předkládaných v tomto tematickém čísle přirozeně nemůže vyčerpat celé rozsáhlé odvětví živočišné výroby. Charakterizuje pouze některé její úseky se snahou ukázat na problematiku řešení, metody práce a dosažené výsledky.

Číslo obsahuje tyto práce:

M. Velebil: *Rozbor základních ukazatelů pro technologii odstraňování výkalů z bezstelivových provozoven.*

V práci je kladen důraz na vypracování rozhodujících podkladů nejen pro konstrukci strojů a zařízení, ale i pro vlastní projektovou a stavební činnost. Těžiště práce spočívá, vzhledem k aktuálnosti řešené problematiky, ve výzkumu bezstelivových provozoven, kde manipulace s kašovitým hnojem vyžaduje zcela odlišnou technologii jak ve stáji, tak i na poli.

L. Domanský: *Metody a výsledky ověřování vhodnosti rozměrů boxových stájí a konstrukcí.*

Tato práce je přínosem k problematice zemědělské výstavby. Výsledky řady experimentálních prací a provozních ukazatelů plně respektují zootechnické a zoohygienické požadavky a jsou podkladem pro vlastní projektovou činnost zemědělských architektů.

Další předkládané práce vycházejí z výsledků státního úkolu „Výzkum komplexní mechanizace a automatizace linek pro krmení skotu“. Z této oblasti budou publikovány tyto práce:

J. Souhrada: *Využití vybíračů ve věžích.*

Při využívání vybíračů siláže z věží jsou rozhodující ekonomické aspekty. Z hlediska nákladů na vybírání krmiva z věží je zvlášť významná možnost zvyšování využití vybíračů. Roční využití vrchního vybírače činí při nasazení v jedné věži pouze 60 hodin. Usnadněním jeho přesunu v baterii věží lze počítat s využitím vybírače přibližně ve třech věžích, a tím snížit investiční a přímé náklady na jejich provoz.

J. Vegracht, M. Ruml: *Vliv frézových vybíračů siláže z horizontálních sil na odebíraný materiál.*

V práci se posuzuje vliv silážní vybírací frézy a metače na následnou kvalitu siláže. Na základě mikrobiologických rozborů různě odebíraného materiálu bylo prokázáno, že při použití metače dochází k silné aeraci siláže a tím k velmi rychlému růstu kvasinek a nepříznivých skupin mikrobů. Dochází tím k rychlé degradaci a destabilizaci siláže. Na základě výsledků pokusů se při technickém řešení doporučuje zařazovat do linky po silážní fréze mechanický dopravník.

L. Venkrbec: *Využití hermetických věžových sil ke konzervaci zrna kukuřice v objektech pro chov a výkrm prasat.*

V práci jsou shrnuty výsledky provozních pokusů s mechanizovaným skladováním kukuřičného zrna s vyšší vlhkostí a posouzeny možnosti uplatnění základních technologických zařízení k zpracování a distribuci krmné dávky s obsahem kukuřičného šrotu pro prasata.

* * *

Uvedený výběr článků z úseku technologie a techniky živočišné výroby chce ukázat a charakterizovat náplň prací řešených ve výzkumu, seznámit s dosaženými výsledky a podtrhnout jejich význam pro zemědělskou praxi