

VĚDECKÝ ČASOPIS

6/10
Národní
knihovna

1521/70

356708

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

NÁRODNÍ KNIHOVNA



1001732370

1

ROČNÍK 15 (XLII)
PRAHA,
LEDEN 1969
CENA 20 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

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

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

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

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

■ Při řešení koncepce zemědělské dopravy se předpokládá přechod ke kolovým prostředkům vyšších tonáží, pracujícím při vyšších středně technických rychlostech než nynější kolové traktory. Důvodem je především požadavek podstatného zvýšení produktivity práce, a dále pak požadavky silničního provozu, které, souhrnně řečeno, jsou proti používání nynějších traktorů s přívěsy, a to zejména z hlediska plynulosti a bezpečnosti provozu. Proti tomu stojí požadavek držitele, který dopravou vhodně doplňuje celoroční využití traktorů. Optimální řešení bude jistě ovlivněno souhrnem ekonomických předpokladů.

Předkládaná práce chce přispět k řešení této otázky dílčím způsobem, a to vyjasněním otázky využití dosažitelné tahové síly energetického zdroje z hlediska maximální hmotnosti přepravovaného materiálu, zejména v souvislosti s řešením traktoru třídy 2,0 Mp/130—150 k.

1. ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU

V současné době se v dopravě používají převážně klasické univerzální kolové traktory, zejména dosavadních nejvyšších výkonových tříd.

Z celkového počtu traktorů bylo v r. 1964 nasazeno v dopravě podle odhadu 56 000 traktorů, tedy asi 50 % celkového jejich počtu [2]. Tento odhad lze lépe zpřesnit z jiných výchozích údajů [5], uvedených v tabulce I.

K uvedenému počtu traktorů přistupuje v témž roce zhruba 125 000 ks přívěsů a návěsů, zpravidla o užitečném zatížení 3,5—5 Mp [2]. Tento dopravní park je doplněn zhruba 11 000 ks nákladních automobilů, zpravidla o užitečném zatížení 5 Mp [2].

Klasický traktor, řešený především z hlediska jeho nasazení v polních pracích, nelze zatím považovat za vyhovující energetický zdroj pro dopravu. Výčet jeho předností i nedostatků z hlediska dopravy je dostatečně známý [4]. Naopak ani nákladní automobil, kde vlastní přepravní část (korba) je pevně spojena s podvozkem a motorovou částí, není s ohledem na stupeň jeho využití optimálním řešením [4].

Relativně nejvhodnější je koncepční řešení, které splňuje výhody traktorové soupravy (možnost snadného připojování nejrůznějších přívěsů a návěsů, event. sedlových s různými nástavbami) s výhodami nákladních automobilů (rychlost, zvýšení užitečné váhy nákladu, zlepšení pracovních podmínek řidiče).

I. Rozbor nasazení traktorů v ověřovacích zemědělských závodech

Výrobní oblast	Sledované závody	Nasazení traktorů					
		polní práce	zemědělská doprava	nezemědělská doprava	doprava celkem	celková doba	podíl dopravy z celkové doby nasazení
(—)	(—)	(h/ha)	(h/ha)	(h/ha)	(h/ha)	(h/ha)	(%)
KO	Měnin	27,00	23,40	1,80	25,20	52,20	48,3
KO	Semerovo	14,66	13,34	0,94	14,28	28,94	48,8
ŘO	Chrástany	14,50	21,80	1,20	23,00	37,50	61,4
ŘO	Prostějov	18,42	14,56	0,89	15,45	33,87	46,0
BO	Polná	12,73	17,14	1,50	18,64	31,37	59,5
HO	Hněvanov	9,74	10,76	5,10	15,86	25,60	61,5
HO	Borovec	13,17	9,78	1,43	11,21	24,38	46,2

Poznámka: Zemědělskou dopravou se rozumí doprava zemědělských hmot a materiálů v dopravě vnitřní i vnější, nezemědělskou doprava nezemědělských hmot (např. stavebnin, uhlí apod.) a doprava na zakázku.

2. ROZBOR KONCEPČNÍHO ŘEŠENÍ ENERGETICKÉHO ZDROJE PRO DOPRAVU

Rozbor je řešen podle zadání uvedeného ve schématu (obr. 1). V podstatě jde o porovnání výhodnosti těchto alternativ:

- traktor jako taháč přívěsů (alt. 1),
- traktor jako energetický zdroj návěsu (alt. 2),
- taháč jako energetický zdroj pro sedlový návěs (alt. 3).

2.1 OBECNÉ ODVOZENÍ

Skutečná tahová síla energetického zdroje závisí na jeho adhezni tíze, tj. na tlaku hnacích kol a součiniteli adheze kol φ podle vztahu

$$P_t = \varphi \cdot G_2 \quad (\text{Mp}) \quad (1)$$

ALTERNATIVA	SCHÉMA	TÍHA ENERGETICKÉHO ZDROJE G_T (Mp)	PŘENOS TÍHY NA HNACÍ NÁPRÁVU OD DOPR. PROSTŘEDKU G'_2 (Mp)	SOUČINITEL ADHEZE φ (—)	ÚHEL SVAHU α (°)	SOUČINITEL ODPORU VÁLČENÍ f (—)	POMOCNÉ HODNOTY, POZNÁMKY																	
							KATEGORIE ENERG. ZDROJE (—)	(—)																
1		6	—	0,3(0,5)	0-8	0,04 ÷ 0,2	2,0	1) DLE ODD. ENERGETIKY VÚZT 2) DLE SOUSTAVY STROJŮ 3) MODEL DLE																
2		5	~ 1,8					<table><tr><td></td><td>G_T</td><td>G'_2</td><td>MOTOR(K)</td></tr><tr><td>W 50 LAS</td><td>4600</td><td>4300</td><td>125</td></tr><tr><td>PRAGA S 5T/2TN</td><td>5010</td><td>5500</td><td>110</td></tr><tr><td>Š 706 RTTN</td><td>5600</td><td>7100</td><td>160</td></tr></table>		G_T	G'_2	MOTOR(K)	W 50 LAS	4600	4300	125	PRAGA S 5T/2TN	5010	5500	110	Š 706 RTTN	5600	7100	160
	G_T	G'_2	MOTOR(K)																					
W 50 LAS	4600	4300	125																					
PRAGA S 5T/2TN	5010	5500	110																					
Š 706 RTTN	5600	7100	160																					
3		5	~ 5																					

1. Schéma zadání koncepčního řešení energetického zdroje

Součinitel adheze φ závisí na konstrukci pneumatiky (tvar běhounu, tlak vzduchu) a zejména na kvalitě vozovky. Pohybuje se v rozmezí 0,05 (zledovatělá vozovka) do 1,0 (asfaltová suchá silnice) [3]. Pro náš případ byl rozbor proveden pro $\varphi = 0,3$ a $\varphi = 0,5$ (asfaltová silnice, silnice dlážděná kostkami — mokrá a čistá, válcovaný makadam a travnatá louka — obojí mokré i suché) [3].

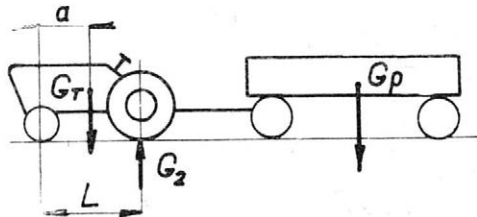
Potřebnou sílu na obvodu hnacích kol je možno zajistit vhodně voleným převodovým poměrem při určitém točivém momentu motoru.

Za určitých podmínek je tedy nejvyšší hmotnost dopravního prostředku v jízdní soupravě omezena i možností prokluzu hnacích kol energetického zdroje podle vztahu

$$P_{t \max} = \varphi \cdot G_2 \quad (\text{Mp}) \quad (2)$$

Zanedbáme-li vliv tahové síly a vyjádříme-li velikost adhezní tíhy z celkové tíhy energetického zdroje (podle schématu na obr. 2), má pak rovnice (2) tvar (tažná oj vodorovná):

$$P_{t \max} = \varphi \cdot G_T \cdot \frac{a}{L} \quad (\text{Mp}) \quad (3)$$



Z rovnováhy sil pro alternativu 1 dále — 2. Alternativa 1 platí (za zjednodušených předpokladů: jde o rovnoměrný pohyb a je zanedbán odpor vzduchu pro malou rychlost při jízdě na první převodový stupeň):

$$P_{t \max} = \varphi \cdot G_2 = \psi (G_T + G_p) \quad (\text{Mp}) \quad (4)$$

Přičemž součinitel odporu vozovky ψ je charakterizován vztahem

$$\psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \quad (-) \quad (5)$$

Protože hodnoty $\cos \alpha$ se pro malé úhly blíží 1, je vztah zjednodušen na

$$\psi = f + \sin \alpha \quad (-) \quad (6)$$

Zavedeme-li dále pro poměr tíhy tahače a přívěsu konstantu

$$k = \frac{G_p}{G_T} \quad (-) \quad (7)$$

dostane rovnice (4) tvar

$$\psi (1 + k) = \varphi \cdot \frac{a}{L} \quad (-) \quad (8)$$

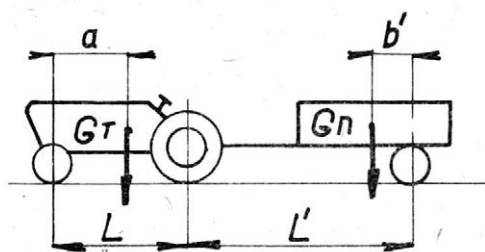
Z této rovnice je pak možno určit maximální hodnotu součinitele odporu vozovky, který souprava může překonat, a to podle vztahu

$$\psi = \frac{\varphi \cdot a}{L (1 + k)} \quad (-) \quad (9)$$

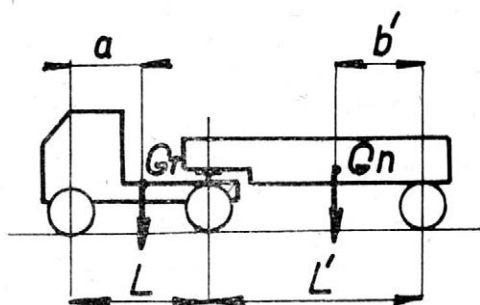
Podobně lze určit i součinitel odporu vozovky pro soupravu tahač — návěs podle alternativy 2 a 3.

Podle schématu (obr. 3 a 4) je maximální tahová síla rovna:

$$P_{t \max} = \psi (G_T + G_n) = \varphi \left(G_T \cdot \frac{a}{L} + G_n \cdot \frac{b'}{L'} \right) \quad (\text{Mp}) \quad (10)$$



3. Alternativa 2



4. Alternativa 3

(Pro zjednodušení výpočtu se počítá s tím, že sedlový návěs je uchycen v ose zadní nápravy tahače na rozdíl od praktického provedení, kdy upevňovací bod sedlového návěsu je mírně přesunut před zadní nápravu. Takto vzniklý rozdíl ve výpočtu je nepatrný.) [3]

Bude-li opět poměr mezi celkovou tíhou návěsu a tahače roven konstantě

$$k = \frac{G_n}{G_T} \quad (-)$$

bude při zanedbání změn normálových reakcí maximální tažná síla zadní nápravy tahače určena vztahem

$$P_{t \max} = \varphi \left(\frac{a}{L} + \frac{b'}{L'} k \right) G_T \quad (\text{Mp}) \quad (11)$$

Dále platí, že

$$\varphi \left(\frac{a}{L} + \frac{b'}{L'} k \right) G_T = \psi (1 + k) G_T \quad (\text{Mp}) \quad (12)$$

Maximální hodnota součinitele odporu vozovky ψ , který může souprava překonat, je pak rovna

$$\psi = \varphi \frac{\frac{a}{L} + \frac{b'}{L'} k}{1 + k} \quad (-) \quad (13)$$

Na základě rovnic (9) a (13) je pak sestaven graf (obr. 5) pro hodnoty součinitele adheze $\varphi = 0,3$ a $\varphi = 0,5$.

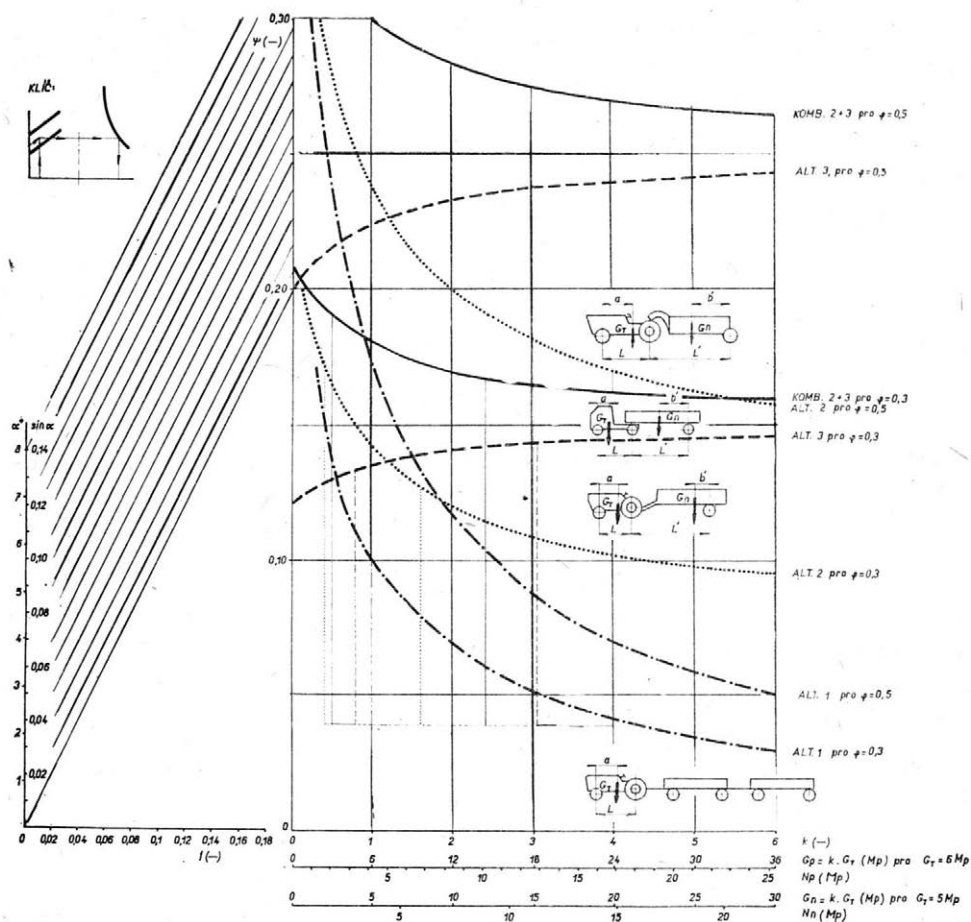
Celý rozsah grafu však není prakticky využitelný; omezme jeho použitelnost na podmínky, které přibližně odpovídají zemědělskému provozu.

2.2 OMEZUJÍCÍ PODMÍNKY

2.2.1 Omezení součinitele odporu vozovky ψ

Omezení ve směru osy souřadnic, resp. součinitele odporu vozovky ψ , je provedeno výběrem reprezentačních hodnot pro součinitel odporu valení f a úhel svahu α . Pro součinitel odporu valení f jsou to hodnoty:

$$f = 0,04 \div 0,20 \quad (-)$$



5. Vliv rozložení tíhy dopravní soupravy na jízdní vlastnosti

což u kolových traktorů odpovídá makadamové vozovce a dobré vozovce hlinité ($f = 0,04$), polní cestě s písčitým podkladem ($f = 0,1 - 0,2$), suchému a mokrému strništi ($f = 0,05 - 0,12$), čerstvé i ulehlé oránici ($f = 0,12 - 0,18$), suchému drnu ($f = 0,05 - 0,1$), suchému a vlhkému písku ($f = 0,16 - 0,20$) [1].

Pro úhel svahu α byl vzat rozsah:

$$\alpha = 0^\circ - 8^\circ$$

Tomu odpovídá rozsah $\sin \alpha = 0,0 - 0,14$.

Omezení součinitele ψ na ose souřadnic je pak podle vztahu (6) dáno hodnotami $\psi_{\min} = 0,04$ (pro $f = 0,04$ a $\alpha = 0^\circ$) a $\psi_{\max} = 0,34$ (pro $f = 0,20$ a $\alpha = 8^\circ$).

2.22 Omezení součinitele k

Omezení ve směru osy pořadnic, resp. součinitele k , je dáno konstrukčními prvky a dopravními předpisy [6]. Ty omezují nápravové tlaky u hnací nápravy tažného prostředku na 10 Mp* (u normální nápravy 8 Mp). Omezujícím konstrukčním prvkem je

* Podle VÚD novelizace vyhlášky 145 MD z roku 1958.

dovolené zatížení pneumatik pro zemědělství, které činí 3 Mp. To znamená maximální nápravový tlak 6 Mp (dvojmontáž a tandemový podvozek se nepovažuje za vhodné řešení z důvodů jízdních vlastností v terénu).

2.22.1 Omezení součinitele k z hlediska konstrukce nápravy přívěsu a návěsu

Pro alternativu 1 — tahač s přívěsem — provedeme omezení grafu na ose pořadnic podle vztahu

$$k = \frac{\varphi}{\psi} \cdot \frac{a}{L} - 1 \quad (-) \quad (14)$$

Pro zvolené hodnoty $\varphi = 0,3$; $\frac{a}{L} = 0,7$; $f = 0,4$ a $\alpha = 0^\circ$ má pak vztah (14) hodnotu $k = 4,25$ (—).

Tato hodnota součinitele k platí pro nejmenší hodnotu $\psi = 0,04$, která vyjadřuje nejlepší jízdní podmínky. Při horších jízdních podmínkách ($\psi > 0,04$) bude tahač schopen táhnout menší celkovou hmotu přívěsu (popř. přívěsů).

Maximální celková tíha přívěsu (přívěsů) může dosáhnout v neoptimálnějších podmínkách ($\psi = 0,04$)

$$G_p = k \cdot G_T = 4,25 \cdot 6 = 25 \text{ Mp}$$

Kontrolou nápravových tlaků u přívěsu zjistíme, že podle přípustného nápravového tlaku přívěsů 6 Mp by teoreticky musel být jeden přívěs čtyřnápravový o celkové tíze 24 Mp, nebo lépe dva přívěsy dvounápravové, každý o celkové tíze 12 Mp (podmínkou je těžiště přívěsu uprostřed rozvoru).

Pro přívěs (přívěsy) o celkové tíze 24 Mp (z hlediska nápravových tlaků) je pak $k = 4,0$. Touto hodnotou pak omezíme graf na ose pořadnic (vyhovuje i dovolenému zatížení zemědělských pneumatik).

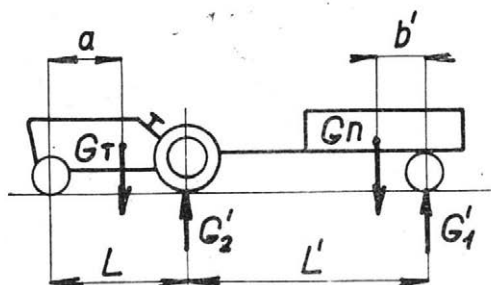
Pro alternativy 2 a 3 stanovíme velikost součinitele k na základě uvedených omezujících hodnot takto:

Velikost reakce od tíhy návěsu na zadní kola tahače stanovíme podle vztahu (obr. 6, 7):

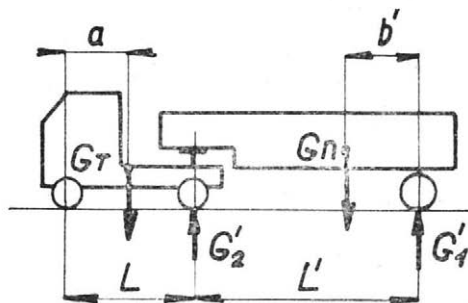
$$G'_2 = G_n \cdot \frac{b'}{L'} \quad (\text{Mp}) \quad (15)$$

Reakce na nápravu návěsu je pak

$$G'_1 = G_n - G'_2 \quad (\text{Mp}) \quad (16)$$



6. Alternativa 2



7. Alternativa 3

Použitím vztahů (15) a (16) dostáváme

$$G'_1 = G_n \left(1 - \frac{b'}{L'} \right) \quad (\text{Mp}) \quad (17)$$

Celková tíha návěsu pak je rovna

$$G_n = \frac{G'_1}{1 - \frac{b'}{L'}} \quad (\text{Mp}) \quad (18)$$

Pro výraz $\frac{b'}{L'}$ dosadíme pro alternativu 2 hodnotu $\frac{b'}{L'} = 0,25$ (přibližně odpovídá zemědělským návěsům zavěšeným těsně za, popř. pod zadní nápravou traktoru) a pro alternativu 3 hodnotu $\frac{b'}{L'} = 0,5$ (konstrukční maximum pro sedlové návěsy [3]).

Vycházíme-li z omezující podmínky nápravového tlaku, je pro

$$\frac{b'}{L'} = 0,25 \text{ a } G'_1 = 8 \text{ Mp}$$

celková tíha návěsu $G_n = 10,65 \text{ Mp}$ (alternativa 2). Pro

$$\frac{b'}{L'} = 0,5 \text{ a } G'_1 = 8 \text{ Mp}$$

je celková tíha sedlového návěsu $G_n = 16 \text{ Mp}$ (alternativa 3).

Vycházíme-li však z omezující podmínky dovoleného zatížení pneumatik ($2 \times 3 \text{ Mp} = 6 \text{ Mp}$), je pro

$$\frac{b'}{L'} = 0,25 \text{ a } G'_1 = 6 \text{ Mp}$$

celková tíha návěsu $G_n = 8 \text{ Mp}$ (alternativa 2).

Pro

$$\frac{b'}{L'} = 0,5 \text{ a } G'_1 = 6 \text{ Mp}$$

je celková tíha sedlového návěsu $G_n = 12 \text{ Mp}$ (alternativa 3).

Z vypočtených hodnot lze pak pro uvedené omezující podmínky stanovit součinitel k podle vztahu (7). Výsledky jsou obsaženy v tabulce II (hmotnost tahače návěsů v obou případech 5000 kg).

II. Předpokládané hodnoty součinitele k

	Poměr hmotnosti tahače a návěsu pro omezující podmínky	
	zatížení nápravy 8 Mp	dovolené zatížení pneumatik 6 Mp
Alternativa 2	2,13	1,6
Alternativa 3	3,2	2,4

2.22.2 Omezení součinitele k z hlediska konstrukce hnací nápravy energetického zdroje

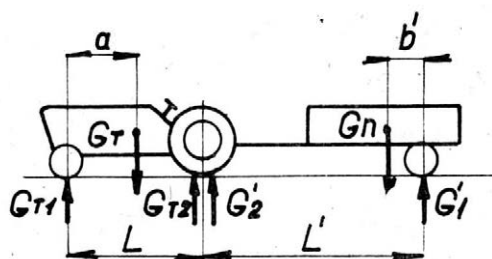
Jak již bylo uvedeno, je přípustný nápravový tlak pro hnací nápravu 10 Mp. Provedme kontrolu pro alternativy 2 a 3:

Reakce na hnací nápravu energetického zdroje od tíhy návěsu je určena vztahem (15).

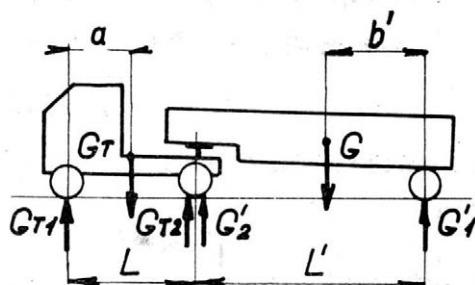
Reakce na zadní nápravu tahače od vlastní tíhy tahače je určena vztahem:

$$G_{T2} = G_T \cdot \frac{a}{L} \quad (\text{Mp}) \quad (19)$$

Výsledné zatížení zadní nápravy tahače je součtem obou sil (obr. 8, 9):



8. Alternativa 2



9. Alternativa 3

$$G_2 = G_T \cdot \frac{a}{L} + G_n \cdot \frac{b'}{L'} \quad (\text{Mp}) \quad (20)$$

Dosadíme-li do vztahu (20) pro alternativu 2 hodnoty $G_T = 5 \text{ Mp}$; $\frac{a}{L} = 0,7$; $G_n = 10,65 \text{ Mp}$; $\frac{b'}{L'} = 0,25$, dostáváme

$$G_2 = 6,18 \text{ Mp}$$

Tato hodnota zatížení zadní nápravy vyhovuje podmínce dovoleného nápravového tlaku pro hnací nápravu, nikoliv však dovolenému zatížení pneumatik.

Bereme-li v úvahu dovolené zatížení pneumatik návěsu, je pak hodnota

$$G_2 = 5,5 \text{ Mp při } G_n = 8 \text{ Mp}$$

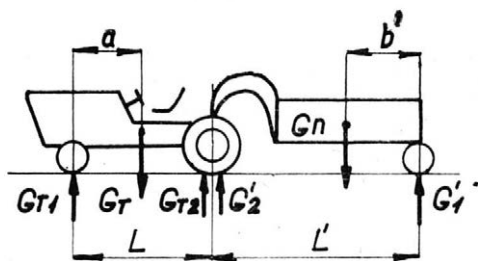
Pro alternativu 3 dosadíme do vztahu (20) hodnoty $G_T = 5 \text{ Mp}$; $\frac{a}{L} = 0,7$ (pro „klasický“ traktor); $G_n = 16 \text{ Mp}$; $\frac{b'}{L'} = 0,5$ a dostáváme

$$G_2 = 11,5 \text{ Mp}$$

Tato hodnota nevyhovuje dovolenému nápravovému tlaku 10 Mp.

S ohledem na dovolené zatížení pneumatik návěsu je pak jeho tíha $G_n = 12 \text{ Mp}$ a hodnota $G_2 = 9,5 \text{ Mp}$. Tyto hodnoty vyhovují dovolenému nápravovému tlaku pro hnací nápravu i únosnosti pneumatik návěsu.

Kombinací klasického traktoru ($\frac{a}{L} = 0,7$) s návěsem, charakterizovaným rozložením tíhy v poměru $\frac{b'}{L'} = 0,5$, dostáváme další možnou variantu, která však není v zemědělství obvyklá a u nás není vůbec používána. Podle námi použitého značení jde o kombinaci alternativ 2 a 3 (obr. 10).



10. Kombinace alternativ 2 a 3

Toto uspořádání je používáno zvláště v zahraničí u tzv. průmyslových traktorů, od nichž se žádá velká tahová síla a dobrá manévrovatelnost i v omezeném prostoru (zvláště na staveništích).

Jako praktický příklad tohoto řešení je uveden anglický systém Wickham-Poole (obr. 11). Bod zavěšení návěsu je mírně předsunut před osu zadních kol, čímž se výhodně dosahuje i dodatečného dotížení kol přední nápravy pro zajištění říditelnosti [7].

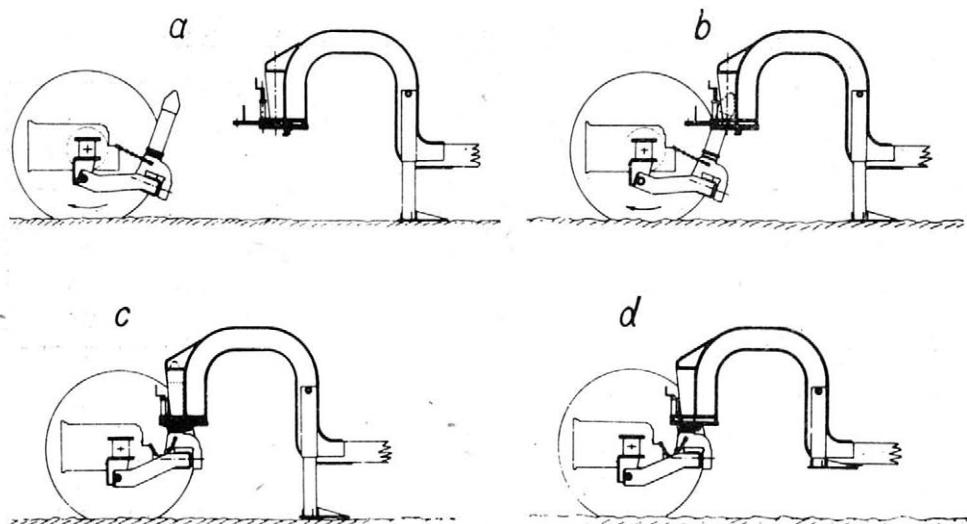
Závěs na traktoru je ve sklopené poloze zajištěn párem řetízků, které současně zajišťují polohu svislého čepu s kuželovou špičkou. Odstavený návěs je zajištěn podpěrami v horizontální poloze. Pojišťovací klapka připojovacího zařízení návěsu je otevřena (obr. 11a).

Vzájemné spojení s návěsem se děje nacouváním traktoru se současným vsunutím svislého čepu do připojovacího zařízení návěsu; kuželová špička umožňuje postupné zvedání celého závěsu včetně svislého čepu (při stálém couvání) tak, že svislý čep zapadne do připojovacího zařízení návěsu a automaticky pak uzavře zajišťovací klapku (obr. 11b).

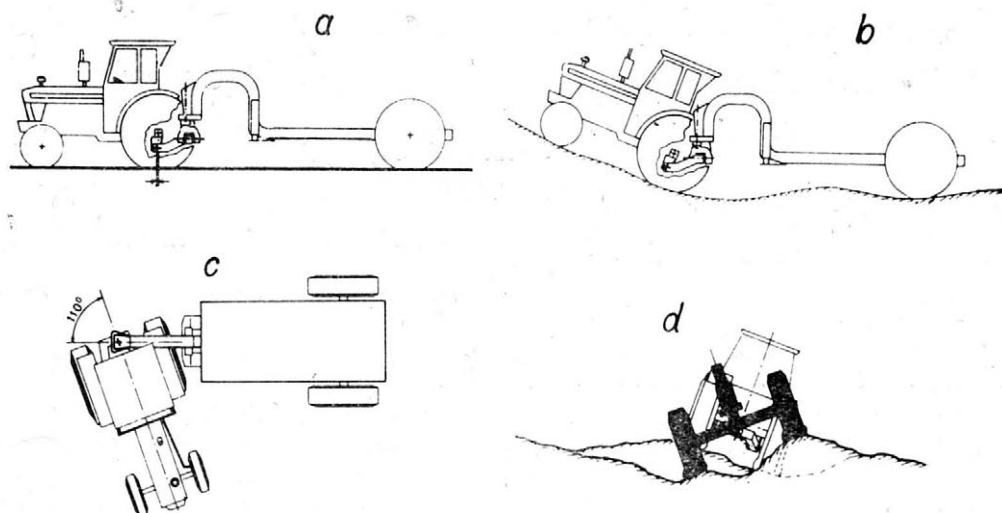
Obsluha pak z místa řidiče zajistí odpérováním pojistným čepem zajišťovací klapku a pomocí rychlospojek připojí hadice hydrauliky a brzd (obr. 11c).

Po sklopení opěrky návěsu je souprava připravena k jízdě (obr. 11d).

Po zapojení umožňuje závěs Wickham-Poole přenos vertikálního zatížení návěsu



11. Schéma systému zavěšení Wickham-Poole



12. Schéma výkyvů u systému Wickham-Poole

na bod zavěšení, který je umístěn těsně před osou zadních kol energetického zdroje (obr. 12a). Dále umožňuje otáčení ve třech rovinách: příčný čep, umístěný těsně před osou zadních kol tahače, umožňuje situaci na obrázku 12b, svislý čep situaci na obrázku 12c a podélný čep situaci na obrázku 12d.

Pro alternativu 3 provedme nyní změnu rozložení tíhy energetického zdroje z původního poměru $\frac{a}{L} = 0,7$ (klasický traktor) na $\frac{a}{L} = 0,4$, který je obvyklý u tahačů pro sedlové návěsy (tab. III), a dosadíme tuto hodnotu do vztahu (20). Po dosazení je pak $G_n = 16 \text{ Mp}$.

III. Rozložení tíhy a poměr $\frac{a}{L}$ u současných tahačů sedlových návěsů

Typ	Nezatížený tahač		Pohotovostní hmota	$\frac{a}{L}$
	přední náprava	zadní náprava		
(—)	(kp)	(kp)	(kg)	(—)
Škoda 706 RTHP	4202	2563	6853	0,387
Škoda 706 RTTN	3250	2350	5600	0,420
Tatra 138 NT	3800	4200	8000	0,526

Poměr tíhy sedlového návěsu a tahače pak je

$$k = \frac{G_n}{G_T} = 3,2 \quad (—)$$

Tento poměr tíhy návěsu a tahače vyhovuje podmínce nápravových tlaků na hnací nápravu tahače (10 Mp) i nápravovému tlaku na nápravu sedlového návěsu (8 Mp). Souhrnně jsou hodnoty uvedeny v tabulce IV.

IV. Výsledné hodnoty součinitele k

Omezující podmínky	Součinitel k pro			
	alternativu 2		alternativu 3	
	2,13	1,6	3,2	2,4
Nápravový tlak návěsu ¹⁾	+	+	+	+
Dovolené zatížení pneumatik návěsu ²⁾	—	+	— ⁴⁾ + ⁵⁾	+
Celkový nápravový tlak tahače (podle vztahu (20) ³⁾	+	+	— ⁴⁾ + ⁵⁾	+

+ vyhovuje; — nevyhovuje; 1) dovolený 8 Mp; 2) snížený nápravový tlak 6 Mp z hlediska dovoleného zatížení zemědělských pneumatik 3 Mp; 3) dovolený 10 Mp; 4) za podmínek $\frac{e}{L} = 0,7$ (klasický traktor); 5) za podmínek $\frac{a}{L} = 0,4$ (automobilový tahač s točnicí)

3. Z Á V Ě R

Grafické znázornění vlivu rozložení tíhy dopravní soupravy na jízdní vlastnosti je zpracováno pro dvě vybrané hodnoty součinitele adheze, a to $\varphi = 0,3$ a $\varphi = 0,5$ (stať 2.1). Jednotlivé alternativy uvedené v grafu mají následující charakteristické hodnoty a jsou kresleny těmito druhy čar:

Alternativa 1	tahač $\frac{a}{L} = 0,7$	přívěs	—
Alternativa 2	tahač $\frac{a}{L} = 0,7$	návěs $\frac{b'}{L'} = 0,25$	
Alternativa 3	tahač $\frac{a}{L} = 0,4$	návěs $\frac{b'}{L'} = 0,5$	-----
Kombinace 2+3	tahač $\frac{a}{L} = 0,7$	návěs $\frac{b'}{L'} = 0,5$	—————

Z uvedených hodnot vyplývá:

a) Traktor klasického provedení tíhových parametrů třídy 2 Mp (závaží v kolech) jako tahač přívěsů (alternativa 1) lze z hlediska maximální tahové síly využít jen při nejlepších jízdních podmínkách (nízká hodnota ψ), které však nejsou typické pro zemědělský provoz. Při každém zhoršení těchto jízdních podmínek (zvýšení ψ) je nutno přistoupit ke snížení hmotnosti přepravovaného nákladu (klesá hodnota k).

b) Traktor téhož provedení (bez závaží v kolech) jako energetický zdroj pro návěsy (alternativa 2) vykazuje lepší možnosti využití v horších jízdních podmínkách (vyšší hodnota ψ), ovšem s nižší hodnotou k proti alternativě 1.

c) Tahač se sedlovým návěsem (alternativa 3) vykazuje příznivé hodnoty jak jízdních podmínek (ψ), tak velikosti koeficientu k .

d) Traktor klasického provedení s návěsem (kombinace alternativ 2, 3) vykazuje příznivé ukazatele, zejména v překonávání zhoršených jízdních podmínek. Taková koncepce, zatím u nás neobvyklá, předpokládá pro praktické využití především vyřešení únosnosti zadní nápravy a jednoduché zapojování.

Uvedený rozbor řeší koncepční uspořádání dopravní soupravy pouze z hlediska vyvozené maximální tahové síly při různém uspořádání energetického zdroje (resp. rozložení tíhy na jednotlivé nápravy soupravy). Neřeší další důležité otázky s tím související, jako energetickou bilanci, účinnost, volbu převodových stupňů, kontrolu říditelnosti apod.

Seznam použitých označení

a	— vzdálenost těžiště energetického zdroje od přední nápravy	(m)
b'	— vzdálenost těžiště návěsu od nápravy návěsu	(m)
f	— součinitel odporu valení	(—)
G_p	— tíha přívěsu	(Mp)
G_n	— tíha návěsu	(Mp)
G_T	— tíha energetického zdroje	(Mp)
G_{T1}	— normálová reakce na přední nápravu energetického zdroje	(Mp)
G_{T2}	— normálová reakce na hnací nápravu energetického zdroje od vlastní tíhy	(Mp)
G'_1	— normálová reakce na nápravu návěsu	(Mp)
G'_2	— normálová reakce na hnací nápravu energetického zdroje od tíhy návěsu	(Mp)
G_2	— adhezni tíha	(Mp)
k	— poměr tíhy energetického zdroje a přívěsu (návěsu)	(—)
L	— rozvor energetického zdroje	(m)
L'	— rozvor dopravního prostředku (vzdálenost nápravy návěsu od hnané nápravy tahače)	(m)
N_n	— užitečné zatížení návěsu (obecně)	(Mp)
N_p	— užitečné zatížení přívěsu (obecně)	(Mp)
P_t	— tahová síla	(Mp)
P_{tmax}	— maximální tahová síla	(Mp)
α	— úhel svahu	(stupně)
φ	— součinitel adheze	(—)
ψ	— součinitel odporu vozovky	(—)

Došlo dne 4. 5. 1968

Literatura

1. GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. SZN 1960.
2. KOLEKTIV: Soustava pro komplexní mechanizaci zemědělské výroby; díl IV Souborné soustavy MZLVH 1966.
3. KUBJATKO, C.: Přívěsy a návěsy v nákladní automobilové dopravě. NDS 1964.
4. STROUHAL, E.: Požadavky, nová konstrukční řešení a použití trakčních zdrojů a účelových vozidel v zemědělské dopravě. Zemědělská technika, 1961, 6.
5. VIŠINSKÝ, J.: Struktura a počty traktorů v komplexně mechanizovaných zemědělských závodech. VÚZT Z 580, 1964.
6. VYHLÁŠKA MD 145/58 o podmínkách provozu vozidel na silnicích.
7. FIREMNÍ literatura.

К решению источника энергии для транспорта в сельском хозяйстве

Анализ пригодности источника энергии решается согласно заданию, схематически представленному на рис. 1. По существу, речь идет о сравнении выгодности:

1. трактора как тягача прицепов,
2. трактора как источника энергии для полуприцепа,
3. тргача как источника энергии для полуприцепа.

На основе представленной работы порядок выгодности приведен в указанной последовательности, принимая во внимание то, что альтернатива 1 — трактор как тягач прицепа — наименее выгодна. Для эксплуатации в сельском хозяйстве наиболее выгоден четвертый вариант, который представляет собой комбинацию 2-ой и 3-ей альтернативы (рис. 10).

Приведенный анализ решается концепционным составлением транспортного агрегата лишь с точки зрения выведенного максимального тягового усилия при различном устройстве источника энергии (напр.: распределение веса на отдельные оси агрегата). Не решаются другие важные вопросы, которые с этим связаны, как, например, энергетический баланс, коэффициент полезного действия, выбор ступеней передачи, контроль управляемости и т. п.

A Contribution to the Solution of Power Source for Transport in Agriculture

The suitability of the power source of transport is being solved on the basis of an analysis given schematically in Fig. 1. Basically it is a comparison of the advantageousness of:

1. the tractor as a pulling vehicle of trailers,
2. the tractor as the power source of a mounted trailer,
3. the pulling vehicles as the power source of a mounted saddle trailer.

The present paper places the various kinds of advantageousness in a given order pointing to the least suitable alternative 1, i. e. the tractor as a pulling vehicle of trailers. Variant 4, which is a combination of the alternatives 2 and 3 (Fig. 10), appears to be most suitable for agricultural transport.

The given analysis solves the conceptional arrangement of the set of transporters only from the standpoint of the derived maximum traction power at various arrangements of the power source (the weight distribution on individual axles of the set, respectively). It does not solve further important associated questions concerned with power balance, effectiveness, choice of the transmission degree, the dirigibility checking etc.

Beitrag zur Lösung der energetischen Quelle für den Transport in der Landwirtschaft

Die Analyse der Zweckmäßigkeit der energetischen Quelle für den Transport wird laut der auf der Abbildung 1 schematisch veranschaulichten Vergebung gelöst. Wesentlich handelt es sich um den Vergleich der Vorteilhaftigkeit:

1. beim Traktor als Anhangsschlepper,
2. beim Traktor als energetische Quelle des Anhängers,
3. beim Zugschlepper als energetische Quelle des Sattelanhängers.

Auf Grund der vorliegenden Arbeit ist die der Vorteilhaftigkeit in der angeführten Reihenfolge dadurch gegeben, daß die Alternative 1 — Traktor als Anhangsschlepper — am wenigsten vorteilhaft ist. Für den Einsatz im landwirtschaftlichen Betrieb zeigte sich jedoch die vierte als die geeignetste, die eine Kombination der Alternative 2 und 3 ist (Abb. 10).

Die angeführte Analyse löst die Konzeptionsgestaltung des Transportsystems nur vom Gesichtspunkt der deduzierten maximalen Zugkraft bei verschiedener Regelung der energetischen Quelle (resp. Verteilung der Last in einzelne Achsgarnituren), löst jedoch nicht weitere damit zusammenhängende Fragen, wie z. B. die energetische Bilanz, den Wirkungsgrad, die Wahl der Getriebebestufen, die Kontrolle der Lenkbarkeit u. ä.

Contribution à la solution de la source énergétique pour le transport dans l'agriculture

L'analyse portant sur l'opportunité de la source énergétique pour le transport a été résolue selon les instructions schématiquement représentées dans la figure 1. En principe il s'agit de la comparaison de l'opportunité:

1. du tracteur en tant que du véhicule destiné à tracter des remorques
2. du tracteur en tant que de la source énergétique pour une semi-remorque
3. d'un véhicule de traction en tant que de la source pour une semi-remorque de selle.

Sur la base de ce travail l'ordre de l'opportunité est indiqué compte tenu de ce que l'alternative 1 — le tracteur en tant que véhicule destiné à tracter des remorques — est la moins avantageuse. Pour être implantée dans la pratique agri-

cole, c'est la variante 4 qui semble être la plus avantageuse, et qui est fonction de la combinaison des alternatives 2 et 3 (fig. 10).

L'analyse présente ne résoud la disposition conceptionnelle de la rame de transport que du point de vue de la force de traction maxima, atteinte lors de la disposition différente de la source énergétique (éventuellement la répartition du poids sur les essieux particuliers de la rame). L'analyse ne résoud pas d'autres questions importantes reliées à ce problème, telles que le bilan énergétique, l'efficacité, le choix des degrés de transmission, le contrôle de la dirigeabilité.

Adresa autorů:

Ing. Emil Strouhal, CSc., ing. Alexandr Bartolomějev, Otakar Syrový,
Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 — Řepy, Gottwaldova 50

■ Ve všech průmyslově vyspělých státech ubývá pracovních sil v zemědělství. Tato skutečnost spolu s konkurenčním bojem o trhy vede obvykle ke zvýšené koncentraci a intenzifikaci zemědělské výroby, ať již jde o zvyšování průměrné velikosti farem, nebo velikosti ploch jednotlivých kultur, velikosti stád apod. Tomu samozřejmě odpovídá i poněkud jiná koncepce mechanizace.

Pro konzervaci píce jsou ve větší míře používána věžová sila a senážní vzduchotěsné věže, které se rozšiřují na úkor sil průjezdných.

Při silážování se neklade důraz na to, má-li být věžové silo kovové nebo betonové, z hlediska získání živin je však rozhodující rychlost naplnění a krátce pořezaný materiál. Krátká řezanka se nejen dobře slehává a vytěsňuje vzduch, ale má též význam pro dosažení bezporuchového provozu a požadované vysoké výkonnosti vybíračů siláže.

Při výrobě senáže ve vzduchotěsných kovových věžových silech jsou požadavky na řezanku a na rychlost naplnění věží podobné.

Rozhodující část ploch víceletých píce je však ve většině hospodářsky vyspělých zemí zatím sklízena jako seno, a to převážně lisem. Komplex strojů je však vybaven různými mechanismy, které usnadňují manipulaci s balíky. Jsou to především nakládače balíků, vrhače a samovykládací vozy i různé typy lehkých dopravníků, které usnadňují ukládání balíků do skladu. V posledních letech se např. v USA rozšiřují další nové stroje, které nasvědčují tomu, že komplex strojů pro lisování a manipulaci s balíky se bude dále vyvíjet. Vedle nových typů přívěsných a samochodných vysokotlakých lisů se objevují přívěsy i samochodné vozy se zařízením pro paletizaci balíků, což přináší další potřeby lidské práce při manipulaci s nimi.

Tabletovací a briketovací lisy, které jsou dnes v popředí zájmů, jsou sice v zahraničí vyvinuty, ale jsou považovány za perspektivní mechanizaci, nikoliv v současné době rozhodující.

Kromě těchto hlavních technologií sklizně píce je ve většině vyspělých zemí velmi značně rozšířena výroba vojtěškových mouček v horkovzdušných sušárnách pro průmyslovou výrobu krmných směsí, a to nejen jako zdroj bílkovin, ale také jako zdroj vitamínů. Přitom většina kapitalistických států nemá takové problémy se zajištěním potřebného množství krmiv pro živočišnou výrobu jako ČSSR.

Moderní technologické linky strojů a zařízení, umožňující rychlou sklizeň a dokonalou konzervaci při nižší náročnosti na lidskou práci, jsou však ob-

vykle investičně náročnější než dosavadní nejrozšířenější klasická technologie — sklizeň píce na seno.

Proto i v kapitalistických státech směřuje vývoj ke koncentraci zemědělských závodů a v mnoha případech se ukazuje zájem o družstevní nebo alespoň tzv. sousedskou výpomoc a spolupráci při pořizování investičně náročných zařízení.

Stále více se rozšiřuje spolupráce farmářů při sklizni a uložení produktů, neboť hlavní zásadou je rychlost sklizně. V posledních letech se objevilo i mnoho podnikatelů, kteří provádějí sklizeň svými samohodnými stroji za úhradu.

Některé vysoce výkonné jednoúčelové samohodné stroje jsou v USA i v jiných státech řešeny přímo s ohledem na takový způsob podnikání. Jde o nejmodernější stroje, které mohou být rentabilní buď na největších farmách, nebo u podnikatelů, kteří se zabývají jen vykonáváním strojních prací za úhradu na několika farmách.

V posledních letech, mluvíme-li o sklizni píce, jsou to především samohodné řádkovače nebo žací mačkače, samohodné sklízecí řezačky, samohodné vysokotlaké lisy a paletizační zařízení.

Naproti tomu v ČSSR, kde podmínky pro dokonalé využití samohodných strojů jsou z hlediska velikosti zemědělských závodů mnohem příznivější, dochází prakticky k zaostávání vývoje velkovýrobní mechanizace za skutečnou potřebou.

Přitom pro náš stát, který nemá levné bílkoviny v rybích moučkách, sójových pokrutinách apod. z vlastních zdrojů, by mělo být prvořadým úkolem intenzivní zavádění výkonných strojů pro rychlou sklizeň a moderní způsoby konzervace píce.

1. OVĚŘENÍ SKLÍZECÍCH ŘEZAČEK V NAŠICH PODMÍNKÁCH

1.1 POROVNÁVACÍ ZKOUŠKY

Výzkumný ústav zemědělských strojů v Chodově provedl v r. 1967 komplexní porovnávací zkoušky těchto sklízecích řezaček:

- a) Samohodná sklízecí řezačka New Holland 818 (USA) (obr. 1).
- b) Samohodná sklízecí řezačka Köla-Rex (NSR) (obr. 2).
- c) Přívěsná sklízecí řezačka KS 69 v agregaci s kolovým traktorem John Deere 4020, s výkonem motoru 95 k.

Provozní i laboratorní zkoušky byly provedeny na farmách Ruda a Nové Strašecí Státního statku Lány.

1.2 STRUČNÁ TECHNICKÁ CHARAKTERISTIKA

a) Sklízecí řezačka New Holland 818

Typ řezacího ústrojí bubnové

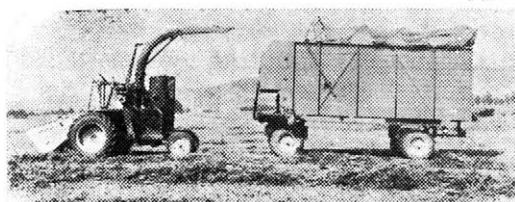
Průměr řezacího bubnu 710 mm

Otáčky řezacího bubnu 900—1000 ot./min

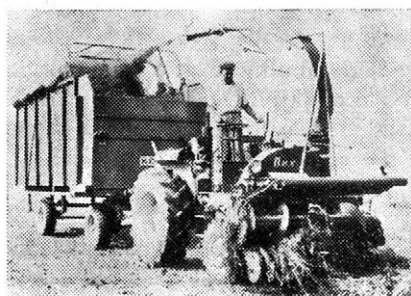
Broušení nožů na stroji

Motor vznětový — dvoudobý — 120 k

Převodovka 3 stupně vpřed, 1 vzad, variátor na všechny stupně



1. Samochodná sklízecí řezačka New Holland 818 v agregaci s velkoobjemovým samovyprazdňovacím přívěsem Köla



2. Samochodná sklízecí řezačka Köla-Rex v agregaci s velkoobjemovým samovyprazdňovacím přívěsem Köla

Hmotnost stroje:

— základní jednotka se vznětovým dvoudobým motorem . . .	3177 kg
— žací adaptér o záběru 220 cm	600 kg
— sběrací adaptér o záběru 165 cm	340 kg

b) Sklízecí řezačka Köla-Rex

Typ řezacího ústrojí	nožové kolo
Otáčky nožového kola	540 — 720 ot./min
Broušení nožů	v dílně
Motor	Fordson 590 E — vznětový — — čtyřdobý
Výkon motoru	trvale (12 hod) 75 k, krátko- době (1 hod) 92 k
Převodovka	8 stupňů vpřed, 2 vzad bez variátoru

Hmotnost stroje:

— základní jednotka	2800 kg
— sběrací adaptér o záběru 170 cm	764 kg

c) Sklízecí řezačka KS 69

typ řezacího ústrojí	bubnové
Průměr řezacího bubnu	710 mm
Otáčky řezacího bubnu	850—1000 ot./min
Broušení nožů	na stroji

Hmotnost stroje:

— základní jednotka	1157 kg
— žací adaptér o záběru 183 cm	497 kg
— sběrací adaptér o záběru 165 cm	376 kg

1.3 VÝKONNOST JEDNOTLIVÝCH STROJŮ

Z tabulky I a z obrázku 3 vidíme, že nejvyšší průměrné výkonnosti za čas produktivní (T_{04}) bylo dosaženo u samohodné sklízecí řezačky New Holland 818, a to jak při sběru zavadlé píce z řádků (vlhkost píce 35–42 %), tak i při sečení zelené silážní směsky.

I. Průměrné plošné výkonnosti jednotlivých strojů

Typ stroje	Ø výnos q/ha	Ø výkonnost ha/ha	Počet prac. směn
a) Sběr zavadlých pícein v aritmetickém průměru ze všech časových smíneků:			
New-Holland 818	56,2	1,05	18
Köla-Rex	49,0	0,96	9
KS 69	50,4	0,52	7
b) Sečení silážní směsky s odhozem do vedle jedoucího vozu			
New Holland 818	248	0,55	10
KS 69	286	0,41	5
c) Sběr řádků zavadlé píce po žacím mačkači Haybine 460 (záběr 2,6 m)			
New Holland 818	neměřeno	1,16	5
Köla-Rex	neměřeno	0,77	5
d) Sběr zavadlé píce z řádků vytvořených třemi záběry žací lišty ŽTN 152 a shrnutím pomocí shrnovače SOP 300			
New Holland 818	neměřeno	1,02	5
Köla-Rex	neměřeno	1,19	5

Veškerá směska byla sklízena tak, že řezanka byla dopravována do vedle jedoucích přívěsů a nákladních automobilů, neboť naše zkoušky a měření bylo nutno přizpůsobit organizaci sklizně na farmě.

Řezanka zavadlé píce určená pro senážování byla dopravována do přívěsů Köla připojených za řezačkou.

Samohodná sklízecí řezačka Köla-Rex však pracovala pouze při sběru, jelikož žací vál Köla-Rex nebyl zatím do ČSSR dovezen. Rozdíl dosažené průměrné výkonnosti řezaček New Holland a Köla-Rex nebyl podle našich časových snímků při sběru (tab. I) příliš výrazný, i když řezačka Köla-Rex má slabší motor. Tento malý rozdíl v průměrné výkonnosti byl způsoben pravděpodobně tím, že na řezačce Köla-Rex pracoval zkušenější řidič, který obsluhoval uvedený stroj již druhým rokem. Kromě toho pro řezačku Köla-Rex byla na statku průběžně zajišťována opravářská a údržbářská služba, broušení nožů v dílně apod.

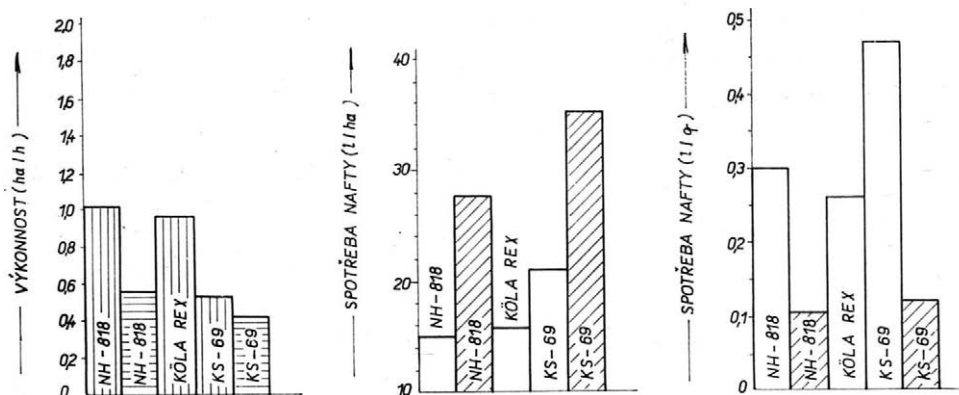
U řezačky New Holland 818 jsme museli údržbu i veškeré opravy pro-

 VÝKONNOST PŘI SBĚRU ZAVADLÉ PÍCE
ČAS PRODUKTIVNÍ

 SPOTŘEBA NAFTY PŘI SBĚRU
ZAVADLÉ PÍCE

 VÝKONNOST PŘI SEČENÍ SILÁŽNÍ SMĚSKY-
ČAS PRODUKTIVNÍ

 SPOTŘEBA NAFTY PŘI SEČENÍ
SILÁŽNÍ SMĚSKY



3. Graf průměrných hodnot výkonností a spotřeby nafty, sestrojený z časových snímků sklízecích řezaček

vádět sami, často za velmi těžkých podmínek, čímž byla samohodná sklízecí řezačka New Holland 818 znevýhodněna.

Z hodnot výkonností po žacím mačkači lze vyvodit tyto úvahy:

1. Sklízecí řezačka New Holland 818 řízená méně zkušeným řidičem dosáhla větší výkonnosti při sběru řádků po žacím mačkači, kdy jsou řádky vytvořeny jen ze záběru 2,6 m. Výkonnost byla zvýšena rychlejší a plynulejší jízdu.

Při sběru hutnějších, avšak neurovnaných řádků, vytvořených shrnovačem SOP 300 shrnutím pokosu širokého cca 4 m, docházelo k častým ucpáním podávacího ústrojí apod.

2. Naproti tomu řezačka Köla-Rex řízená velmi zkušeným řidičem dosáhla poměrně vysoké výkonnosti i při sběru po shrnovači SOP 300, neboť zkušený řidič lépe vyrovnával chod stroje pojezdem i na velmi nerovnoměrném řádku.

3. Poměrně nízké výkonnosti dosáhla řezačka Köla-Rex na řádku od žacího mačkače, neboť výkon jejího motoru není dostatečně dimenzován na to, aby i na velmi dobře urovnaných, ale méně hutných řádcích vyrovnával zvýšení výkonnosti zvýšením rychlosti celého agregátu.

1.4 SPOTŘEBA POHONNÝCH HMOT

Nejnižší průměrná spotřeba nafty na 1 q pořezané zavdlé píce byla naměřena u řezačky Köla-Rex, a to 0,26 l/q proti 0,3 l/q u New Holland 818 a 0,47 l/q u agregátu traktoru John Deere 4020-95 k s řezačkou KS 69 (obr. 3).

Průměrná spotřeba nafty při sečení silážní směsí u samohodné řezačky NH 818 byla 0,105 l/q a u agregátu KS 69 s traktorem John Deere 0,12 l/q.

Při sběru z řádků po žací mačce Haybine 460 byla průměrná spotřeba nafty nižší u NH 818, a to 0,27 l/q, zatímco u Köla-Rex 0,3 l/q.

Při sběru řádků vytvořených shrnovačem SOP 300 z pokosů po žací liště tomu bylo obráceně, a to u NH 818 0,32 l/q a u Köla-Rex 0,20 l/q.

Po hlubším zkoumání závislosti výkonnosti a spotřeby pohonných hmot s přihlédnutím k výkonu motoru atd. docházíme nutně k závěrům, že při sběru by byl pro sklízecí řezačky nejvýhodnější dobře urovnaný řádek o vysoké váze materiálu na 1 bm.

Pro řezačku New Holland 818 by s ohledem na využití jejího motoru měl být řádek tak pravidelný, jako je od žacího mačkáče Haybine 460, zatímco váha 1 bm řádků by měla být značně vyšší. Při větším počtu pracovních jízd (i když bezporuchových) a při zvyšování pracovní rychlosti celého těžkého agregátu roste spotřeba nafty na jednotku váhy sklizené plodiny.

1.5 PORUCHY STROJŮ PŘI PROVOZNÍCH PODMÍNKÁCH

Vypustíme-li u všech strojů malé poruchy takového druhu, jako je spadlý řemen, přestřižení pojistného kolíku apod., lze havarijní poškození jednotlivých součástí zhodnotit tak, jak je uvedeno v tabulce II.

II. Vyhodnocení havarijních poškození součástí

Stroj	Počet směn	Počet havárií součástí	Havárie součástí na 1 směnu
New Holland 818	28	13	0,465
Köla-Rex	9	2	0,222
KS 69	12	16	1,335

Z tohoto stručného přehledu v tabulce II je vidět, že největší poruchovost měla přívěsná sklízecí řezačka KS 69. Za ní následuje New Holland 818 a nejnižší poruchovost vykazovala samohodná sklízecí řezačka Köla-Rex.

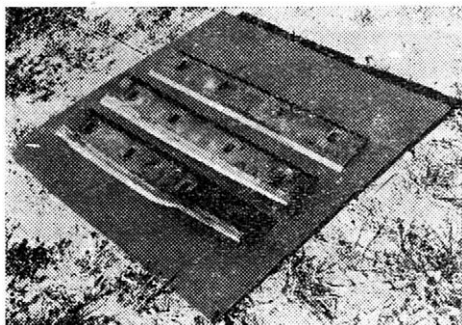
Na uvedeném umístění strojů však mají zásluhu i další okolnosti, a to především organizovaná údržba a preventivní opravářská služba, která zajišťovala přistavení řezačky Köla-Rex do každé směny v naprostém pořádku.

Velmi závažně byly v sezóně poškozeny obě samohodné sklízecí řezačky, New Holland 818 i Köla-Rex, každá jednou. V obou případech došlo k těžké havárii řezacího orgánu vniknutím silného ocelového předmětu do řezacího ústrojí.

U řezačky KS 69 docházelo k poruchám, které nebyly tak vážného charakteru. Byly však příliš časté a většinou bylo třeba náhradních dílů. Tyto součásti však nebylo možno opatřit, ať již šlo o prsty žací lišty, řetězy, ložiska apod., takže bylo nutno přizpůsobovat součásti z jiných strojů.

Poruchy u New Holland 818 byly většinou takového druhu, že je bylo možno odstranit svářením součástí. Součásti hlavních pracovních orgánů jsou

4. Poškození nožů samochodné sklízecí řezačky New Holland 818 následkem vniknutí ocelového předmětu do řezacího ústrojí. Vpředu jsou dva nože poškozené, vzadu jeden nový nůž



u NH 818 velmi vysoké kvality, ale naproti tomu různé vedlejší mechanismy jsou pro naše podmínky poddimenzovány a jsou příčinou poruch a prostojů.

Vynikající kvality jsou např. řezací nože, šrouby řezacích nožů, řetězy, řemeny, nože a prsty žací lišty. Ostří řezacích nožů má vysokou trvanlivost a prakticky stačilo jednou až dvakrát denně lehké přebroušení přímo na stroji. Demontáž nožů, kromě při jedné havárii, nebyla kvůli broušení nutná. Houževnatost nožů, při jejich vysoké tvrdosti a odolnosti proti otěru, potvrzuje sama havárie, kdy po vniknutí silného ocelového předmětu a po maximálním rázu došlo pouze k utržení šroubů a k mírnému zahýbání dvou ze šesti nožů (obr. 4).

Naproti tomu největší vliv na snížení koeficientu využití pracovního času a snížení průměrné výkonnosti řezačky New Holland 818 měly pomocné mechanismy.

Trvalé potíže činila nedostatečná pevnost ovládacích pák, táhel apod. Tyto součásti jsou rovněž z dosti kvalitního materiálu, ale nejsou vždy dostatečně rozměrově dimenzovány na otlacení v čepech, na tah, tlak a ohyb. Bylo nutno často je svařovat, vyměňovat nebo zesilovat.

Dosti potíží působilo v provozu také nedostatečně dimenzované a nevhodně umístěné oko závěsu. Pro jeho nízkou polohu docházelo někdy k brzdění přívěsů a mimoto k deformacím oka závěsu na řezačce. Při použití přívěsu PSZ 50, který má těžkou oj a je při své vysoké váze hůře ovladatelný, došlo k přetržení nosníku oka závěsu řezačky.

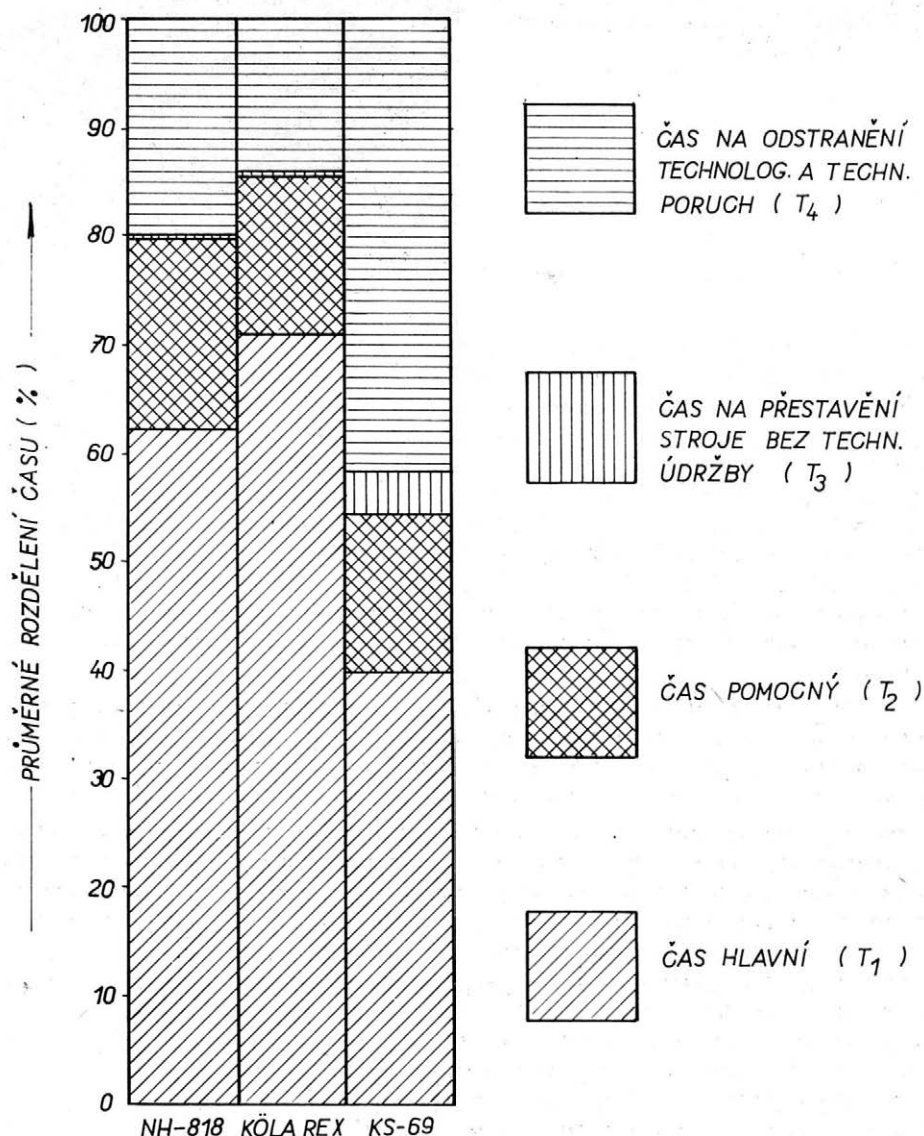
Velmi mnoho potíží a ztrát pracovního času zavinily pojistné střížné kolíky (šrouby) při sběru řádků zavadlé píce, vytvořených shrnovačem SOP 300. Nerovnoměrné rozložení materiálu na řádku ve směru jízdy způsobuje v některých místech nepřipustné okamžité zvýšení průchodnosti.

Při sběru řádků po žacím mačkači Haybine, ať již čechraných nebo nečechraných, nečinily střížné kolíky potíže, neboť průchodnost řezačky kolísala v přípustných mezích.

V podstatě je však možno konstatovat, že po získaných zkušenostech by bylo po určitých konstrukčních úpravách možné dosáhnout u řezačky New Holland 818 zvýšení výkonnosti.

Pro celkové posouzení provozuschopnosti porovnávaných strojů v našich podmínkách je velmi důležitá struktura pracovního času. Na obrázku 5 je zakreslen porovnávací graf struktury produktivního času T_{04} , sestavený z průměrných hodnot časových snímků. Pro exaktní ekonomické porovnání je však třeba získat v dalších sezónách podrobné účetní podklady pro vyhodnocení nákladů na opravu a údržbu strojů.

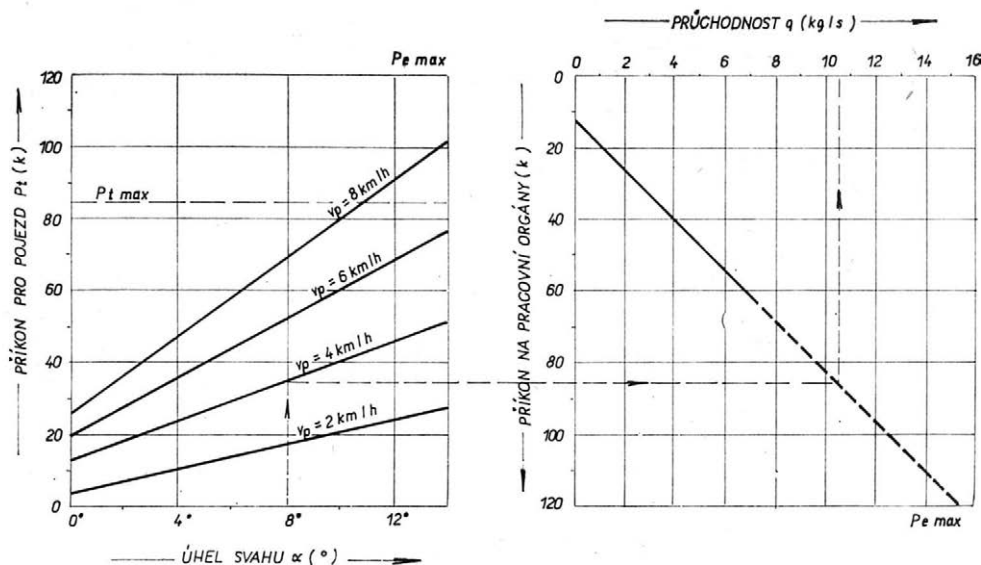
SBĚR ZAVADLÉ PÍČE



5. Graf struktury produktivního času T_{04} z průměrných hodnot časových snímků

2. VYUŽITÍ VÝKONU ENERGETICKÉHO ZDROJE U SAMOCHODNĚ A PŘÍVĚSNĚ SKLÍZECÍ ŘEZAČKY

K usnadnění představy o přibližném rozdělení výkonu motoru pro pojezd celého agregátu a pro pohon pracovních orgánů byly sestaveny zjednodušené hypotetické diagramy (obr. 6 a 7).



6. Teoretické diagramy potřeby příkonu pro pojezd a pro pohon pracovních orgánů u agregátů samohodné sklízecí řezačky New Holland 818 a přívěsu Kōla

Diagram na obrázku 6 byl sestaven jako konkrétní případ pro samohodnou sklízecí řezačku New Holland 818 s velkoobjemovým přívěsem Kōla.

V levé části diagramu jsou vyneseny přímky, znázorňující závislost příkonu potřebného pro pojezd agregátu na pojezdové rychlosti a sklonu pozemku. Přímka rovnoběžná s vodorovnou osou, označená $P_{t \max}$, je pro náš příklad maximální možná část výkonu motoru (s ohledem na adhezi) použitelná pro překonání všech pasivních odporů, souvisejících s pojezdem celého agregátu.

V pravé části diagramu je vyznačena přímka závislost příkonu pracovních orgánů na průchodnosti. Tato část diagramu je záměrně zakreslena obráceně, aby bylo možno snadněji graficky zjišťovat rozdělení výkonu motoru v různých provozních podmínkách.

Závislosti v levé části diagramu byly sestaveny se zanedbáním podružných vlivů pomocí těchto vztahů:

$$F_f = G_c \cdot \cos \alpha \cdot f \quad (\text{kp})$$

$$F = G_c \cdot \sin \alpha \quad (\text{kp})$$

$$P_t = \frac{(F_f + F) \cdot v_p}{270 \cdot \eta_m \cdot \eta_\delta} \quad (\text{k})$$

kde:

- F_f — síla odporu valení celého agregátu
- F — síla potřebná k překonání svahu pozemku
- G_c — celková tíha agregátu, tj. samohodné sklízecí řezačky a přívěsu ($G_c = G_1 + G_2$)
- α — úhel svahu pozemku
- P_t — část výkonu motoru, nutná k pojezdu celého agregátu
- v_p — pracovní rychlost agregátu (km h^{-1})
- η_m — mechanická účinnost převodů
- η_δ — prokluzová účinnost
- f — součinitel odporu valení (pro náš případ $f = 0,08$)

Tíha samohodné sklízecí řezačky New Holland 818 se sběracím adaptérem je $G_1 = 3517$ kp. Tíha plného vozu Kōla je $G_2 = 4500$ kp. Pro zjednodušení byla uvažována konstantní účinnost $\eta_\delta = 0,8$ a $\eta_m = 0,9$.

Pravá část diagramu byla sestrojena s použitím hodnot získaných částečně měřením a částečně extrapolací výsledků tenzometrických měření pracovních orgánů bubnových sklízecích řezaček oddělení základního výzkumu VÚZS.

Podobně byl pro porovnání vypočten a sestrojen diagram na obrázku 7 pro agregát přívěsné sklízecí řezačky KS 69.

Byl uvažován traktor s motorem o výkonu 120 k. Tíha traktoru je $G_1 = 5400$ kp, reakce na hnací kola je celkem 3800 kp. Tíha sklízecí řezačky KS 69 v sestavě se sběracem je $G_2 = 1533$ kp. Pro dopravu řezanky byl uvažován přívěs Kōla, jehož tíha po naplnění je $G_3 = 4500$ kp (prázdný přívěs 2500 kp).

Síla odporu valení celého agregátu je:

$$F_f = G_c \cdot \cos \alpha \cdot f \quad (\text{kp})$$

$$F_\alpha = G_c \cdot \sin \alpha \quad (\text{kp})$$

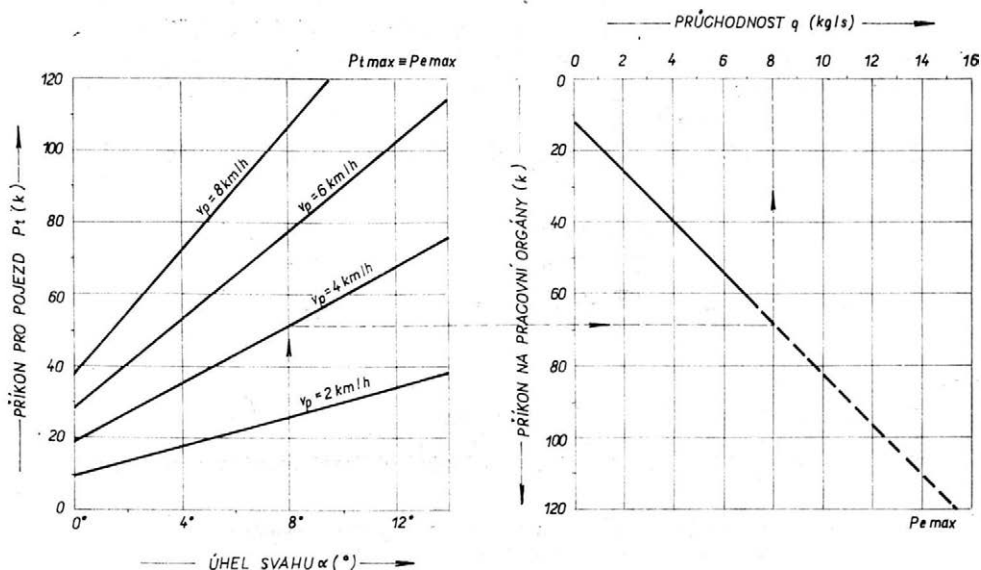
$$G_c = G_1 + G_2 + G_3 \quad (\text{kp})$$

$$P_t = \frac{(F_f + F_\alpha) \cdot v_p}{270 \cdot \eta_m \cdot \eta_\delta} \quad (\text{k})$$

Značky ve vzorcích, hodnoty součinitelů a účinnost jsou totožné s předchozími výpočty u samohodné řezačky.

Diagramy byly z výpočtů sestrojeny a upraveny podobně jako u samohodného stroje. Porovnáme-li oba diagramy (obr. 6 a 7), můžeme z nich velmi dobře posuzovat práci obou agregátů v různých provozních podmínkách.

Uvažujeme-li konkrétní příklad práce na svahu $\alpha = 8^\circ$ při pojízdné rychlosti $v_p = 4$ km/h, pak agregát samohodné sklízecí řezačky potřebuje k svému



7. Teoretické diagramy potřeby příkonu pro pojezd a pro pohon pracovních orgánů u agregátu: traktor 120 k, závěsná sklízecí řezačka KS a přívěs Kōla

pojezdu 35 k a na pracovní orgány (včetně všech pasivních odporů) zbývá z výkonu motoru 85 k, což teoreticky umožňuje dosáhnout průchodnosti $q = 10,6$ kg/s.

U agregátu přívěsné sklízecí řezačky ze stejných podmínek je třeba k pojezdu 51,5 k, takže pro pohon pracovních orgánů řezačky zbývá 68,5 k. Z diagramu vidíme, že tomu teoreticky odpovídá průchodnost $q = 8$ kg/s.

Agregát přívěsné sklízecí řezačky potřebuje tedy v daném případě 43 % výkonu motoru pro pojezd, zatímco agregát samohodné řezačky 29 %.

Maximální teoretická průchodnost je u přívěsné sklízecí řezačky nižší o 24,5 %. Z bilance pomocí diagramů (obr. 6 a 7) pro obě řezačky při práci na svahu $\alpha = 4^\circ$ a při pracovní rychlosti $v_p = 6$ km/h vidíme, že využití výkonu motoru a odpovídající maximální průchodnost jsou téměř totožné s předchozím příkladem.

Tímto způsobem lze za pomoci diagramů posuzovat oba agregáty při dalších pracovních podmínkách, tj. při jiných pracovních rychlostech a na různých sklonech pozemků.

Diagramy nám ukazují nejen skutečnost, že agregát traktoru, přívěsné sklízecí řezačky a přívěsu je proti agregátu samohodné sklízecí řezačky s přívěsem méně výhodný z hlediska energetické bilance a maximální průchodnosti, ale i to, že využívání energie je u agregátů sklízecích řezaček všeobecně velmi nedokonalé a že by bylo žádoucí věnovat tomuto problému ve výzkumu mnohem hlubší pozornost.

Z diagramů lze vyčíst také tyto důležité poučky pro zemědělskou praxi:

a) Energetická bilance ukazuje na důležitost zorganizovat práci agregátu na poli tak, aby pracovní jízdy pokud možno vycházely na počátku plnění vozu do svahu, téměř s plným vozem pak po rovině nebo ze svahu. Takováto organizace znamená značnou úsporu energie a zvýšení výkonnosti.

b) Nejúspornějšího provozu lze s oběma agregáty dosáhnout při pokud možno nejnižší pojezdové rychlosti, ale při sběru řádku s maximální možnou hmotností na 1 bm.

Pro přímé sečení platí totéž; to znamená využití co největšího záběru žací lišty.

Z toho dále vyplývá, že efektivní využití energie je také velmi značně závislé na hektarovém výnosu.

3. Z A V Ě R

Při výzkumu a vývoji samohodné sklízecí řezačky je nutno přednostně řešit nejen dokonalejší hlavní pracovní orgány, ale hlavně všechny elementy s ohledem na snížení poruchovosti a zvýšení provozní spolehlivosti.

Při porovnávání provozních zkouškách zahraničních sklízecích řezaček bylo zjištěno, že převodová ústrojí a pomocné a ovládací mechanismy byly vzhledem ke své poruchovosti příčinou největších ztrát pracovního času.

V našich podmínkách je nutno věnovat zvláštní pozornost rozměrové návaznosti sklízecí řezačky a přívěsů, ať již jde o umístění oka závěsu, nebo výšku a délku koncovky sklízecí řezačky. Velký počet typů vozů působí u nás v provozu značné potíže; je však možno se toho vyvarovat stavitelnou koncovkou a třeba i měnitelnou výškou oka závěsu.

Při řešení je rovněž nutno dbát bezpečnostních a dopravních předpisů. V tomto směru zahraniční stroje našim dopravním a bezpečnostním předpisům

nevyhovují. Týká se to především chybějícího osvětlení, výstražných náτέρů, odrazových skel apod. Při přepravě NH 818 došlo např. k velmi nebezpečné situaci vinou chybného sešlápnutí směrových brzd, které nebylo možno zajistit. Zajištění pro přepravu po silnici bylo proto nutno dodatečně vyrobit.

Z hlediska celkové koncepce sklízecích řezaček a optimálního využití energetického zdroje vyplývají ze zkoušek a teoretických rozborů tyto závěry:

a) Agregát sklízecí řezačky, ať již samochodné nebo přívěsné s připojeným přívěsem, není z hlediska využití energetického zdroje vhodný pro vyložené horské svahovité oblasti.

b) Agregát přívěsné sklízecí řezačky je z hlediska energetiky proti samochodné řezačce méně výhodný i v rovinných oblastech.

c) Hmotnost samochodné sklízecí řezačky by měla být z těchto důvodů co nejnížší, avšak přípustné minimum tíhy na hnací kola by mělo být stanoveno z hlediska jak požadované limitní hranice svahové dostupnosti řezačky s přívěsem, tak i odpovídajícího součinitele tření hnacích kol.

d) Jako prvořadý problém z hlediska efektivního využití energetického zdroje, úspor pohonných hmot a zvýšení výkonnosti samochodné sklízecí řezačky je třeba řešit otázku zvýšení hmotnosti 1 bm řádku při sběru a otázku zvětšení záběru žacího ústrojí při přímém sečení, aby bylo možno dosáhnout co nejvyšších průchodností při nízkých pracovních rychlostech.

e) V souladu s tím je nutno zaměřit se výzkumně i na řešení vkladacích orgánů sklízecích řezaček, aby odpovídaly výše uvedeným požadavkům, tj. aby byly schopny zpracovat vysoké vrstvy sklizené plodiny.

Došlo dne 2. 7. 1968

Literatura

1. BENEŠ, J.: Komplex strojů pro řezačkovou sklizeň. Zpráva VÚZS, Praha 1965.
2. GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. ČSAZV v SZN, Praha 1960.
3. HORA, O.: Výzkum samochodné sklízecí řezačky. Zpráva VÚZS, Praha 1967.
4. KOSEK, J. - NETÍK, O.: Zvyšování pracovních rychlostí traktorových agregátů. SZN 1963.
5. SOUČEK, Z.: Výzkum energetických poměrů sklízecí píce. Zpráva VÚZS, Praha 1964.
6. VRANÝ, Z.: Energetický a pevnostní výzkum sklízecí SŘUB 183. Zpráva VÚZS, Praha 1966.

Требования к конструкции самоходного уборщика-измельчителя

При сравнительных эксплуатационных испытаниях заграничных уборщиков-измельчителей было установлено, что трансмиссии, вспомогательные механизмы и механизмы управления ввиду их аварийности были причиной наибольших потерь рабочего времени.

В наших условиях необходимо уделить внимание габаритному соответствию уборщика-измельчителя и прицепов, независимо от того, относится ли это к размещению подвесной петли прицепа или к высоте и длине оконечной муфты уборщика-измельчителя.

При решении необходимо также соблюдать технику безопасности и правила движения. В этом отношении заграничные машины не отвечают чехословацким правилам техники безопасности и правилам движения.

С точки зрения общей концепции уборщиков-измельчителей и оптимального использования энергетического источника, из испытаний и теоретических анализов вытекают следующие заключения:

a) Агрегат уборщика-измельчителя — самоходного или прицепного с присоединенным прицепом — с точки зрения использования энергетических источников не пригоден для типично горных областей с крутыми склонами.

б) Агрегат прицепного уборщика-измельчителя, по сравнению с уборщиком-измельчителем, с точки зрения энергетики менее выгоден и на равнине.

в) Вес самоходного уборщика-измельчителя должен быть поэтому как можно меньше, причем минимум веса должен был бы определяться лимитной границей крутизны склона и соответствующей этому необходимой силой сцепления и коэффициентом сцепления ведущих колес.

г) Как первоочередную проблему, с точки зрения использования энергетического источника, экономики горючего и повышения производительности самоходного уборщика-измельчителя, необходимо решить вопрос повышения веса 1 погонного метра вала при подборке увеличения ширины захвата жатки при прямом покосе, чтобы можно было достигнуть максимальной пропускной способности при малых рабочих скоростях.

д) В связи с этим необходимо направить научно-исследовательскую работу и на решение приемных устройств уборщиков-измельчителей, чтобы они отвечали вышеупомянутым требованиям, т. е. чтобы они могли перерабатывать толстые слои убираемой культуры.

Demands for the Construction of Self-Propelled Forage Harvester

Comparative performance tests of foreign forage harvesters indicate that the transmission gear, the auxiliary mechanisms and the controlling ones are the cause of the greatest losses of time owing their failure rate.

Under our conditions it is necessary to give attention to the dimensional interconnection of the forage harvester and the trailer, be it the establishment of the eye joint or the height and length of the end piece of the forage harvester.

During testing it is necessary to observe the Czechoslovak safety and transport rules. Foreign machines do not answer these requirements.

From the tests and the theoretical analyses, the following conclusions were drawn as regards the overall conception of forage harvesters and the optimum utilization of the power source.

a) The aggregate of the forage harvester, either self-propelled or trailed by an attached trailer, is not suitable from the standpoint of the utilization of the power source for pronouncedly sloping mountainous regions.

b) The aggregate of the trailed forage harvester is less suitable for plane regions from the standpoint of power engineering as compared with the self-propelled forage harvester.

c) For these reasons, the weight of the self-propelled forage harvester should be established as low as possible, while the minimum weight should be given by the limiting boundary between the accessibility of the slopes and the corresponding necessary adhesive force and the coefficient of adhesion of the driving wheels.

d) As the primary problem from the standpoint of utilization of the power source, the fuel economy performance increase of the self-propelled forage harvesters, it is necessary to solve the question of the weight increase of 1 — current meter row during collection and the broadening of width of the cutting unit during direct mowing so as to achieve a maximum passability at low speeds of operation.

e) In agreement with this it is also necessary to direct the research towards the solving of the feeding organs of the forage harvesters to make them suit the above-mentioned requirements, i. e. to enable them to work up high layers of the harvested crop.

Ansprüche auf die Konstruktion des selbstfahrenden Mähhäckslers

Bei den Vergleichs-Betriebsprüfungen der ausländischen Mähhäckslers wurde festgestellt, daß das Rädergetriebe, die Hilfs- und Betätigungsmechanismen mit Rücksicht auf ihre Störanfälligkeit die Ursache der größten Verluste der Arbeitszeit waren.

Es ist notwendig in unseren Bedingungen dem Maßanschluß des Mähhäckslers und der Anhängegeräte Aufmerksamkeit zu widmen, und zwar ob es sich um die Anbringung der Anhängeröse oder um die Höhe und Länge des Auswurfbogens des Mähhäckslers handelt.

Bei der Lösung müssen ebenfalls die Sicherheits- und Transportvorschriften

berücksichtigt werden. In dieser Richtung entsprechen nicht die ausländischen Maschinen den tschechoslowakischen Transport- und Sicherheitsvorschriften.

Vom Gesichtspunkt der ganzen Konzeption der Mähhäcksler und der optimalen Ausnützung der energetischen Quelle folgen aus den Prüfungen und theoretischen Analysen folgende Schlüsse:

a) Das Aggregat des Mähhäckslers, ob schon des selbstfahrenden oder anhängenden mit angekuppeltem Anhang, ist vom Gesichtspunkt der Ausnützung der energetischen Quelle für ausgesprochen geneigte Gebirgsgebiete nicht geeignet.

b) Das Aggregat des Anhängemähäckslers ist vom Gesichtspunkt der Energetik gegenüber dem selbstfahrenden Häcksler auch in ebenen Gebieten weniger geeignet.

c) Das Gewicht des selbstfahrenden Mähäckslers sollte aus diesen Gründen womöglich am niedrigsten sein, wobei das Gewichtsminimum durch die Limitgrenze der Hangzugänglichkeit und der entsprechenden notwendigen Adhäsionskraft und durch den Koeffizient des Anhaftens der Triebräder festgesetzt werden sollte.

d) Als erstklassiges Problem vom Gesichtspunkt der Ausnützung der energetischen Quelle, der Kraftstoffersparnisse und der Leistungserhöhung des selbstfahrenden Mähäckslers ist es notwendig die Frage der Gewichtserhöhung von 1 lfm-Reihe bei der Sammlung und Vergrößerung der Arbeitsbreite des Mähwerkes bei der direkten Mahd zu lösen, damit eine maximale Durchlässigkeit bei niedrigen Arbeitsgeschwindigkeiten erreicht werden kann.

e) Im Einklang damit ist es notwendig sich wissenschaftlich auch auf die Lösung der Einlegeorgane der Mähäckslers zu richten, damit sie den oben angeführten Anforderungen entsprechen, d. h. daß sie imstande sein werden die hohen Schichten der geernteten Fruchtarten zu verarbeiten.

Adresa autorů:

Ing. Oldřich Hora, ing. Alexandr Čermák, Výzkumný ústav zemědělských strojů,
Praha 4 — Chodov

— Hodnocení pohlcování tepla půdou a stanovení průběhu teplot v půdě dosavadními metodami měření je velmi obtížné a zdlouhavé. Aplikací Liebmannovy metody stanovení nestacionárních tepelných dějů, která vychází z analogie mezi elektrickým polem, představovaným sítí elektrických odporů, a teplotním polem pevného tělesa, se celý postup značně zjednoduší a urychlí. Prakticky je okamžitě znám stav teploty v kterémkoliv bodě modelovaného půdního profilu.

VLASTNÍ POSTUP ŘEŠENÍ

Pro vymezení analogických vztahů vyjdeme z rovnice pro vedení tepla v tělese, a to ve směru osy x elementárního hranolu o hranách $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ (obr. 1).

Podle Fourierova zákona platí, že

$$q_x = -\lambda \cdot \Delta y \cdot \Delta z \cdot \frac{\Delta t_x}{\Delta x} \quad (1)$$

kde: q_x — množství tepla (kcal h^{-1})
 λ — měrná tepelná vodivost ($\text{kcal m}^{-1} \text{h}^{-1} \text{deg}^{-1}$)

Označíme-li výraz

$$\frac{\Delta x}{\lambda \cdot \Delta y \cdot \Delta z} = {}_tR_{\lambda x} \quad (2)$$

kde: ${}_tR_{\lambda x}$ — tepelný odpor pro vedení tepla tělesem (h deg kcal^{-1})

pak rovnice (1) dostane tvar

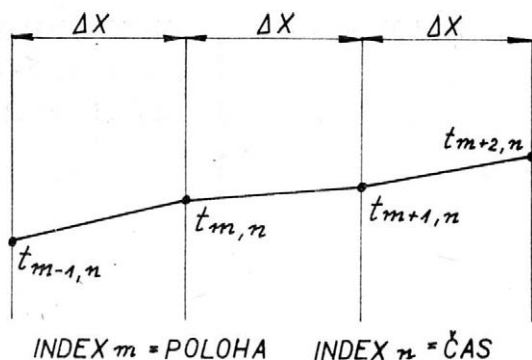
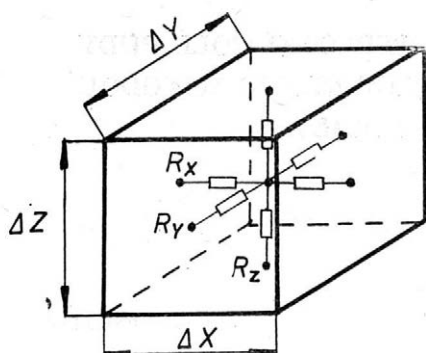
$$q_x = -\frac{t_x}{{}_tR_{\lambda x}} \quad (3)$$

Rovnice (3) je shodná s Ohmovým zákonem

$$I = \frac{\Delta U}{R} \quad (4)$$

kde: ΔU — napětí (V)
 I — proud (A)
 R — ohmický odpor (Ω)

Podobně lze psát rovnice pro vedení tepla tělesem i ve směru osy y a z .



1. Znázornění analogických vztahů pro vedení tepla v tělese

2. Znázornění vztahů pro modelování tepelné kapacity

Pro přestup tepla konvekcí mezi vnějším prostředím a např. plochou Δy , Δz elementárního hranolu platí rovnice:

$$q = \alpha \cdot \Delta y \cdot \Delta z \cdot \Delta t \quad (5)$$

a podobně i v tomto případě lze označit výraz

$${}_tR_\alpha = \frac{1}{\alpha \cdot \Delta y \cdot \Delta z} \quad (6)$$

kde; α — součinitel přestupu tepla ($\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1} \text{deg}^{-1}$)

${}_tR_\alpha$ — tepelný odpor pro přestup tepla (h deg kcal^{-1})

Pak platí

$$q = \frac{\Delta t}{{}_tR_\alpha} \quad (7)$$

příčemž je opět platná obdoba s Ohmovým zákonem.

Pro přestup tepla sáláním je pro uvažovanou plochu Δy , Δz rovnice

$$q = c \cdot \varepsilon \cdot \Delta y \cdot \Delta z (T_1^4 - T_2^4) \quad (8)$$

kde: c — součinitel sálání dokonale černého tělesa ($\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1} \text{°K}^{-4}$)

ε — součinitel pohltivosti

T_1 — absolutní teplota sálajícího tělesa (°K)

T_2 — absolutní teplota okolí tělesa (°K)

Rozložíme-li dvojčlen se čtvrtými mocnicemi a vztah upravíme, dostáváme

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{c \cdot \varepsilon \cdot \Delta y \cdot \Delta z (T_1^2 + T_2^2) \cdot (T_1 + T_2)}} \quad (9)$$

Určíme-li

$$T_1 - T_2 = \Delta t$$

a tepelný odpor

$${}_tR_s = \frac{1}{c \cdot \varepsilon \cdot 10^{-8} \cdot \Delta y \cdot \Delta z \cdot (T_1^2 + T_2^2) \cdot (T_1 + T_2)} \quad (10)$$

kde: ${}_tR_s$ — tepelný odpor přestupu tepla sáláním (h °K kcal^{-1})

pak platí, že

$$q = \frac{\Delta t}{t R_s} \quad (11)$$

I zde je shoda s Ohmovým zákonem.

Chceme-li stanovit ještě odpor pro modelování tepelné kapacity, uvažujeme např. jednosměrný případ (analogie pudy ve skleníku) nastacionárního průtoku tepla, který vyjádříme rovnicí v diferenčním tvaru

$$a \cdot \frac{\Delta^2 t}{\Delta x^2} = \frac{\Delta t}{\Delta \tau} \quad (12)$$

kde: $a = \frac{\lambda}{c' \cdot \rho}$ — součinitel vodivosti tepla ($\text{m}^2 \text{h}^{-1}$)
 τ — čas (h)
 c' — měrné teplo ($\text{kcal kg}^{-1} \text{deg}^{-1}$)
 ρ — měrná hmotnost (kg m^{-3})

K vyhodnocení vztahu (12) použijeme obrázku 2.

Platí tedy pro změnu teploty v řezu m v časovém intervalu $(n-1) \cdot \Delta \tau$ a $n \cdot \Delta \tau$, že

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = \frac{t_{m,n-1} - t_{m,n}}{\Delta \tau} \quad (13)$$

Podobně v čase $n \cdot \Delta \tau$ bude změna teploty s polohou mezi řezy m a $m+1$

$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right)_{m+1}^m = \frac{t_{m+1,n} - t_{m,n}}{\Delta x} \quad (14)$$

a mezi polohami $m-1$, m

$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right)_{m-1}^m = \frac{t_{m,n} - t_{m-1,n}}{\Delta x} \quad (15)$$

Pomocí rovnic (15), (14), (13) upravíme rovnici (12), přičemž lze psát

$$\frac{\Delta^2 t}{\Delta x^2} = \frac{1}{\Delta x} \cdot \left[\left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right)_{m+1}^m - \left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right)_m^{m-1} \right] = \frac{t_{m+1,n} - 2t_{m,n} + t_{m-1,n}}{(\Delta x)^2} \quad (16)$$

$$a \cdot \frac{t_{m+1,n} - 2t_{m,n} + t_{m-1,n}}{(\Delta x)^2} = \frac{t_{m,n} - t_{m,n-1}}{\Delta \tau} \quad (17)$$

Uvažujeme-li další rozměry tělesa Δy , Δz a dosadíme-li za a dříve uvedený vztah, dostaneme

$$\frac{t_{m+1,n} - 2t_{m,n} + t_{m-1,n}}{\Delta x} = \frac{t_{m,n} - t_{m,n-1}}{\Delta \tau} \quad (18)$$

$$\frac{\lambda \cdot \Delta y \cdot \Delta z}{c' \cdot \rho \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z}$$

Přičemž lze psát

$$R_{K_t} = \frac{\Delta \tau}{c' \cdot \rho \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z} \quad (19)$$

kde: R_{K_t} — tepelný odpor pro modelování tepelné kapacity (h deg kcal^{-1})

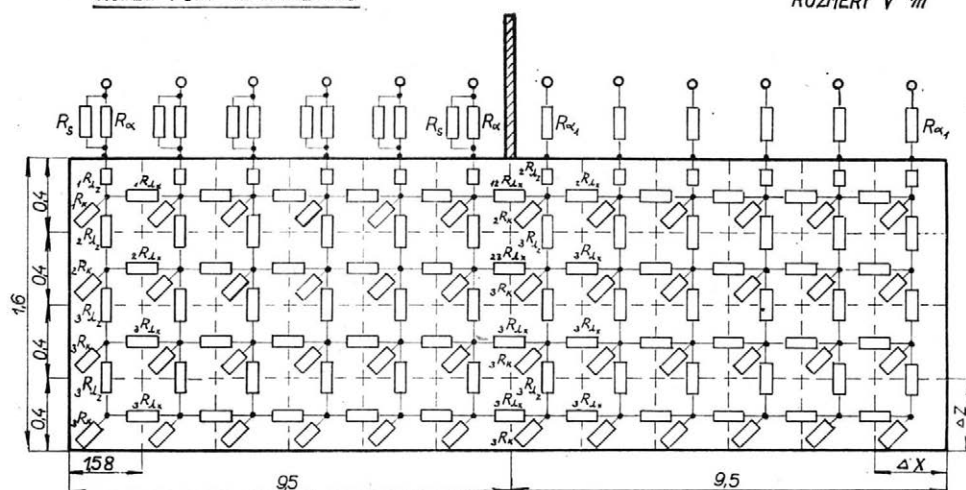
K sestavení modelu teplotních polí půdy ve skleníku bylo použito těchto parametrů:

Měrná tepelná vodivost humusové půdy	$\lambda_1 = 1,6 \text{ kcal m}^{-1} \text{ h}^{-1} \text{ deg}^{-1}$
Měrné teplo humusové půdy	$c'_1 = 0,45 \text{ kcal kg}^{-1} \text{ deg}^{-1}$
Měrná hmotnost humusové půdy	$\rho_1 = 1550 \text{ kg m}^{-3}$
Měrná tepelná vodivost pro přechodovou vrstvu půdy	$\lambda_2 = 1,7 \text{ kcal m}^{-1} \text{ h}^{-1} \text{ deg}^{-1}$
Měrná tepelná vodivost pro jílovito-hlinitou vrstvu půdy	$\lambda_3 = 1,9 \text{ kcal m}^{-1} \text{ h}^{-1} \text{ deg}^{-1}$
Měrné teplo pro přechodovou vrstvu půdy	$c'_2 = 0,52 \text{ kcal kg}^{-1} \text{ deg}^{-1}$
Měrná hmotnost přechodové vrstvy půdy	$\rho_2 = 1700 \text{ kg m}^{-3}$
Měrné teplo pro jílovitohlinitou vrstvu půdy	$c'_3 = 0,67 \text{ kcal kg}^{-1} \text{ deg}^{-1}$
Měrná hmotnost jílovitohlinité vrstvy půdy	$\rho_3 = 1900 \text{ kg m}^{-3}$
Součinitel přestupu tepla (za předpokladu teploty vzduchu ve skleníku $t_2 = 20^\circ\text{C}$ a teploty půdy $t_z = 14^\circ\text{C}$)	$\alpha = 1,73 \text{ kcal m}^{-2} \text{ h}^{-1} \text{ deg}^{-1}$
Součinitel přestupu tepla pro vzduch kolem skleníku (venku v letním období, při rychlosti větru 2,7 m/s)	$\alpha_1 = 15 \text{ kcal m}^{-2} \text{ h}^{-1} \text{ deg}^{-1}$
Měrná tepelná vodivost přechodových vrstev půdy	$\lambda_{12} = 1,65 \text{ kcal m}^{-1} \text{ h}^{-1} \text{ deg}^{-1}$ $\lambda_{23} = 1,8 \text{ kcal m}^{-1} \text{ h}^{-1} \text{ deg}^{-1}$
Součinitel sálání dokonale černého tělesa	$c = 4,9 \text{ kcal m}^{-2} \text{ h}^{-1} \text{ }^\circ\text{K}^{-4}$
Součinitel pohltivosti pro humusovou půdu	$\varepsilon = 0,97$
Absolutní teplota vzduchu ve skleníku	$T_2 = 293^\circ\text{K}$
Absolutní teplota povrchu půdy	$T_z = 287^\circ\text{K}$

Všechny uvedené parametry platí pro skleník UR—5—25, který je prototypem univerzálních rychlírén.

Podle již dříve uvedených vztahů pro tepelné odpory byl navržen model půdy skleníku (obr. 3) a vypočteny skutečné hodnoty těchto tepelných odporů (při volbě $K_1 = 10,5 \text{ } \Omega \text{ kcal h}^{-1} \text{ deg}^{-1}$, $\Delta\tau = 10 \text{ h}$). Rozložení teplot v půdě je řešeno jako dvou-rozměrný případ (šířka Δy je konstantní).

R_α	$= 9,14 \text{ k } \Omega$	$R_{\alpha 1}$	$= 1,054 \text{ k } \Omega$
${}_1R_{\lambda z}$	$= 1,97 \text{ k } \Omega$	${}_2R_{\lambda z}$	$= 3,72 \text{ k } \Omega$
${}_3R_{\lambda z}$	$= 3,33 \text{ k } \Omega$	${}_1R_{\lambda x}$	$= 61,71 \text{ k } \Omega$
${}_2R_{\lambda x}$	$= 58,08 \text{ k } \Omega$	${}_1R_{\lambda x}$	$= 51,97 \text{ k } \Omega$
${}_{12}R_{\lambda x}$	$= 59,84 \text{ k } \Omega$	${}_{23}R_{\lambda x}$	$= 54,86 \text{ k } \Omega$
${}_1R_K$	$= 567 \text{ } \Omega$	${}_2R_K$	$= 447 \text{ } \Omega$
${}_1R_K$	$= 311 \text{ } \Omega$	R_s	$= 3,41 \text{ k } \Omega$

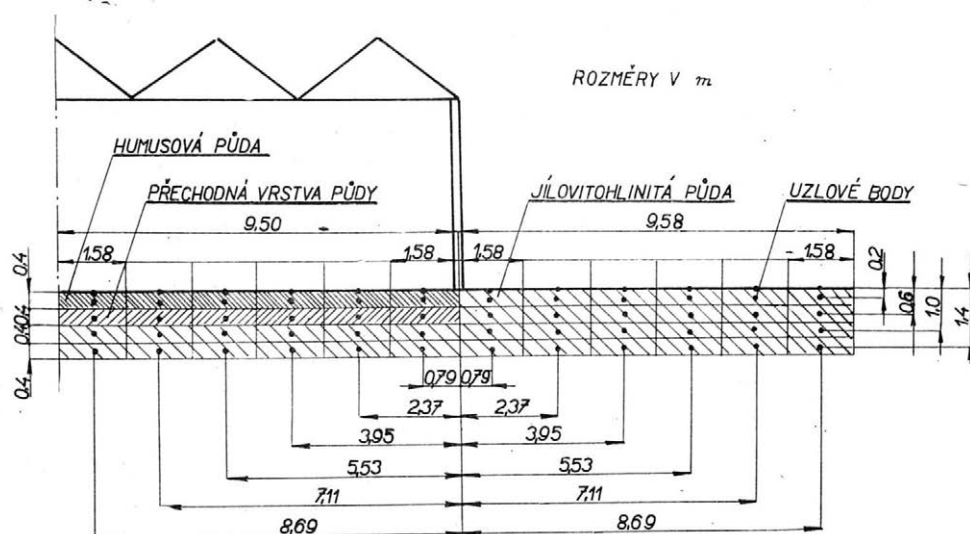


3. Model půdy ve skleníku

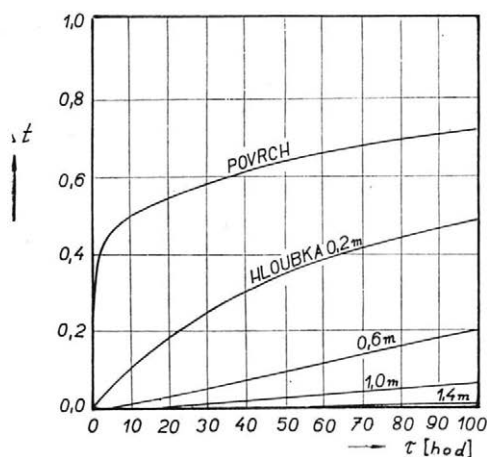
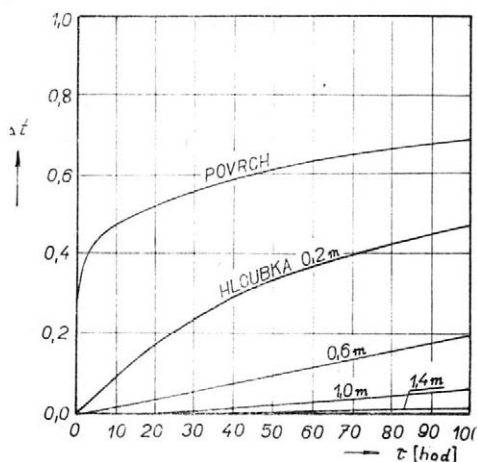
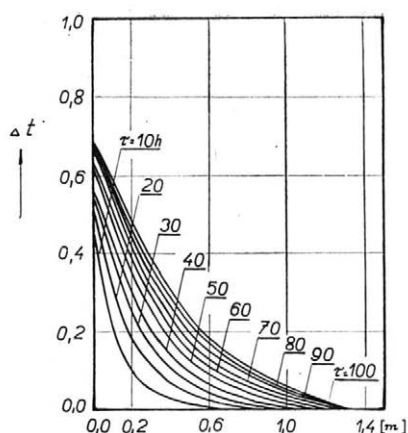
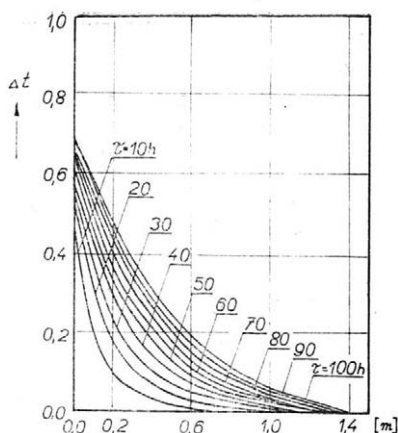
Schematický náčrt půdního profilu s uvedením potřebných vzdáleností od bočních stěn skleníku je uveden na obrázku 4.

Takto navržený model půdy byl řešen na odporovém analogovém zařízení pro řešení teplotních polí. Zjištěné výsledky teplotních polí, resp. průběhu teploty v půdě, jsou uvedeny v diagramech na obrázcích 5–8.

Horní diagram zachycuje závislost poměrné teploty půdy na hloubce s časem jako



4. Schematický náčrt skleníku



5. Průběh teplot v půdě skleníku ve vzdálenosti 0,79 m od stěny

6. Průběh teplot v půdě skleníku ve vzdálenosti 2,37 m od stěny

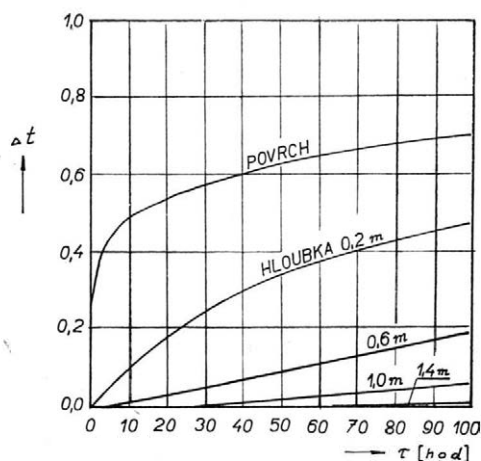
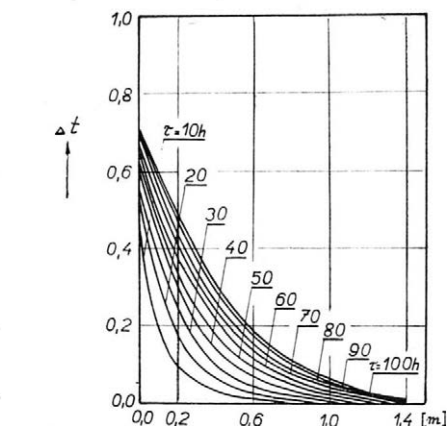
parametrem. Dolní obrázek pak představuje průběh teploty v jednotlivých hloubkách na čas.

Diagramy byly vyneseny v poměrných teplotách, tzn., že na počátku řešení byl v celém rozsahu půdy stejný stav teploty a v čase $\tau = 0$ skokem vzrostla teplota ovzduší o hodnotu $\Delta t = 1$.

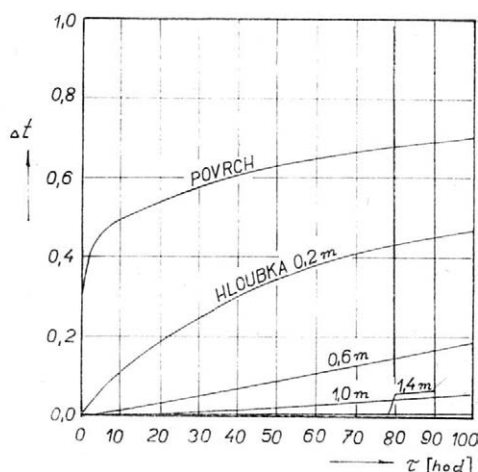
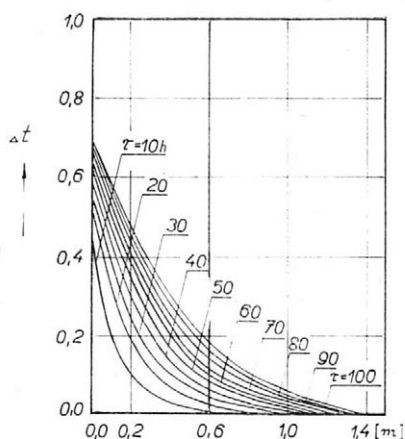
Na diagramech jsou vyneseny průběhy teplot ve vzdálenostech 0,79; 2,37; 3,95; 5,53 m od stěny skleníku (UR—5—25).

Jak lze vidět z grafických průběhů teplot, nemá vzdálenost od stěny skleníku podstatný vliv na průběh teploty půdy ani v povrchové vrstvě. V této povrchové vrstvě ve vzdálenosti 0,79 m od stěny skleníku se teprve po 50 hodinách teplota snížila o 1 % proti teplotě ve vzdálenosti 2,37 m. Teplota ve vzdálenosti 0,79 m vně skleníku se teprve po 80 hodinách zvýšila o 1 %.

Je tedy zřejmé, že tepelné toky ve směru osy x jsou zanedbatelně malé, a to jak



7. Průběh teplot v půdě skleníku ve vzdálenosti 3,95 m od stěny



8. Průběh teplot v půdě skleníku ve vzdálenosti 5,53 m od stěny

uvnitř skleníku, tak i mezi půdou skleníku a vnějškem. Je proto možné řešit rozložení teplot v půdě skleníku jako jednorozměrný případ.

Neméně důležité je, že toto řešení potvrdilo teplotní stabilitu v celém zkoumaném profilu, tj. do hloubky 1,6 m, což dokazuje biologickou rovnováhu půdního prostředí při vývoji kořenového systému rostlin.

Teplotní stabilita půdy je ovlivňována především klimatickými podmínkami, které jsou u volné půdy (např. při polním zelinaření) velmi rozmanité a mnohdy pro rostliny značně nepříznivé. Tyto podmínky ovlivňují značně součinitel prostupu tepla půdou.

ZÁVĚR

Řešení nestacionárního teplotního pole půdy ve skleníku potvrdilo význam přímé souvislosti teplotní stability půdy a tzv. skleníkového efektu, který je nutno uplatňovat nejen při pěstování a rychlení kultur ve skleníku, ale i v polním zelinaření, především

u raného stadia vývoje pěstované zeleniny. Realizaci si můžeme představit i v nejjednodušších formách, např. nastýláním fólií z průsvitných umělých hmot na vysázené plochy zeleniny, nebo jednoduchými lehkými konstrukcemi skleníků z těchto fólií.

Došlo dne 4. 5. 1968

Literatura

1. BALDA, M.: Základy teorie samočinné regulace. Praha, SNTL, 1958.
2. BALDA, M.: Úvod do teorie samočinné regulace. Praha, SNTL, 1954.
3. BÍLEK, J.: Elektrický odporový analogon a možnosti jeho použití. Zpráva SVÚTT, Praha 62-04114.
4. ŠALAMOUN, M.: Matematika pro regulaci a automatizaci. Praha, SNTL, 1957.
5. TURICIN, A. M.: Elektrické měření neelektrických veličin. Praha, SNTL, 1958.

Нестационарное температурное поле почвы в теплице и его решение методом электрической аналогии

Rешение нестационарного температурного поля почвы в теплице подтвердило значение прямой зависимости температурной стойкости почвы и так наз. «тепличного эффекта», которое необходимо применять не только при выращивании и выгонке культур в теплице, но и в полевом овощеводстве, прежде всего в ранних стадиях развития выращиваемых овощей. Реализацию можно себе представить и в самых простых формах, например, настил пленок из прозрачных синтетических веществ на посаженные площади овощей или установка простых легких конструкций теплиц из этих пленок.

A Non-Stationary Temperature Field of Soil in a Greenhouse Designed by the Method of Electrical Analogy

The design of the non-stationary temperature field of soil in a greenhouse proved the significance of a direct correlation between the temperature stability and the so-called greenhouse effect. It is necessary to make use of the mentioned effect not only during the cultivation and forcing of the crops in the greenhouse but also in the field, particularly at the early stages of the development of the cultivated vegetables. The practical use of the effect can be made even in its simplest forms, e. g. by covering the beds under vegetables with translucent synthetic foils, or by using these foils to build light-framed greenhouses.

Das nichtstationäre Wärmefeld des Bodens im Gewächshaus und seine Lösung durch die Methode der elektrischen Analogie

Die Lösung des nichtstationären Wärmefeldes des Bodens im Gewächshaus bestätigte die Bedeutung des direkten Zusammenhanges der Wärmestabilität des Bodens und des sog. Gewächshauseffektes, der nicht nur beim Anbau und Treiben der Kultur im Gewächshaus, sondern auch im Feldgemüsebau, vor allem beim Frühstadium der Entwicklung des angebauten Gemüses geltend gemacht werden muß. Man kann sich die Realisierung auch in den einfachsten Formen, z. B. durch Bedeckung mit Folien aus durchsichtigem Kunststoff auf die ausgepflanzten Gemüseflächen, oder mit einfachen leichten Gewächshauskonstruktionen aus diesen Folien, vorstellen.

Adresa autora:

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

ROŠTOVÉ PODLAHY VE STÁJÍCH PRO PRASATA Z HLEDISKA TEPELNÝCH ZTRÁT U LEŽÍCÍCH PRASAT

631.223.6.004.1 : 697.13 636.4.083.12

■ V poslední době se ve stájích pro výkrm prasat značně rozšiřuje používání roštových podlah. V ČSSR se dosud používá roštů převážně jen k překrytí kaliště, zatímco v některých zemích, jako např. v NDR (Siegl 1967), se roštové podlahy uplatňují po celé ploše kotce.

V této souvislosti nabývají na významu požadavky prasat na teplotu podlahy (roštů) a na její tepelně izolační vlastnosti. Prasata leží průměrně více než 20 hodin denně (Knap, Hájek 1964). Proto je jistě důležité vědět, jaké množství tepla je z ležících prasat odváděno kontaktem s podlahou, neboť jde o energii, která odchází z těla bez užítu a mohla by být hospodárně využita buď k zvýšení váhových přírůstků, nebo k snížení spotřeby krmiva na 1 kg přírůstku.

Prvá měření tepla odváděného podlahou byla konána v lidských obydlích dle jak před 50 lety Molierem a Eichbauerem (cit. Schülle 1952).

Podlahové materiály v kotcích pro prasata hodnotili z hlediska zdravotní nezávadnosti, trvanlivosti a tepelně izolačních vlastností Pechert a Cermak (1958). Byly zjištěny předpokládané závislosti mezi ochlazováním, objemovou váhou a vlhkostí použitého materiálu.

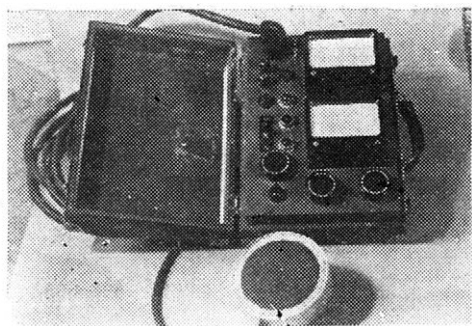
Osinga (1963) hodnotil odvádění tepla z těla prasnice podlahou při jejím zalehnutí na ložích z různých materiálů. Naměřené hodnoty vykazovaly značné kolísání, byl však potvrzen značný vliv podestýlky na snížení tepelných ztrát ležícího prasete. Na loži z cihel bez podestýlky bylo zjištěno, že více než jedna třetina denní produkce tepla prasnice je odváděna podlahou.

U roštových podlah ve stájích pro skot a prasata měřil tepelné ztráty Ober (1965), a to přístrojem vyvinutým podle Cammerra. Autor uvádí, že odvádění tepla bylo nejvyšší v první minutě po přiložení přístroje na podlahu; po 20 minutách došlo k ustálení. Nejvyšší tepelné ztráty byly zjištěny u železobetonových roštů ($760 \text{ kcal m}^{-2} \text{ h}^{-1}$), u ocelových roštů 485 kcal . Nejlepší tepelně izolační vlastnosti měly suché dřevěné rošty, kde byla naměřena tepelná ztráta $130 \text{ kcal m}^{-2} \text{ h}^{-1}$.

METODIKA

Cílem práce bylo zhodnocení ztrát tepla vedením (kondukcí) u roštových podlah ve výkrmnách prasat.

Tepelně izolační vlastnosti podlahy byly měřeny tak, aby byl skutečně



1. Měřicí přístroj ztrát tepla

ní strany je válec tepelně izolován polystyrenem a je do něho vložena topná vložka, přikrytá ze spodní strany gumovou 3 mm silnou fólií. Do čidla je z aparatury přes transformátor přiváděn elektrický proud o takové intenzitě, aby se povrchová teplota gumové membrány udržovala na $37,5^{\circ}\text{C}$. Po dosažení této teploty (na vzduchu) je čidlo přiloženo na měřenou podlahu, kde dojde k jeho ochlazení. Pracovník konající měření reguluje reostatem přívod proudu tak, aby teploměr, ukazující teplotu čidla, byl stabilně na $37,5^{\circ}\text{C}$. Množství přiváděného proudu je úměrné množství tepla, unikajícího z čidla vedením do podlahy. Stupnice přístroje je cejchována v kaloriích, umožňuje přímé odčítání tepelných ztrát, je též cejchována ve $^{\circ}\text{C}$ a umožňuje měření povrchových teplot podlahy.

První měření tepelných ztrát popsaným přístrojem je možné asi za pět minut po přiložení čidla na podlahu, další pak za 10, 20, 30, 40 a 60 minut po přiložení, kdy již došlo k ustálení tepelného toku.

Měřeno bylo v zimním a chladném období při teplotách stájového vzduchu v rozmezí $12-20^{\circ}\text{C}$, tj. vesměs při optimálních teplotách.

Při všech měřeních byla kromě odvádění tepla též měřena povrchová teplota sledovaných materiálů termistorovým dotykovým teploměrem. Dále byla sledována teplota vzduchu (ve stáji i venku) suchým teploměrem Assmanova aspiračního psychrometru a pomocí Hillova katateploměru, event. elektrickým termistorovým anemometrem, byla rovněž sledována rychlost proudění vzduchu v podroštovém prostoru a zároveň byla v tomto prostoru měřena i teplota vzduchu.

Hodnoceny byly tyto materiály: rošty litinové, rošty ocelové profilu U , rošty ocelové T , rošty z pásové oceli, rošty ocelové profilu U + potah z PVC, rošty z tvrzeného PVC uvnitř duté, rošty dřevěné, rošty železobetonové.

Izolační vlastnosti použitých materiálů jsou propočítány podle měrné tepelné vodivosti λ ($\text{kcal h}^{-1} \text{m}^{-1} \text{deg}^{-1}$) a podle součinitele prostupu tepla K ($\text{kcal h}^{-1} \text{m}^{-2} \text{deg}^{-1}$), který udává, kolik tepla projde 1 m^2 plochy stavební konstrukce za 1 hodinu při rozdílu teploty vzduchu na obou stranách materiálu 1°C . Hodnoty K jsou uvedeny na obrázcích znázorňujících materiály použité v jednotlivých stájích.

Měření byla uskutečněna na pracovištích Výzkumného ústavu pro chov prasat v Kostelci n. O. a na pracovištích Výzkumného ústavu živočišné výroby v Dummerdorfu v NDR.

Ve čtyřřadové výkrmně prasat v JZD Červenka a ve výkrmně statku Smi-

vystižen stav, kdy prase, jehož povrchová tělesná teplota se za normálního stavu pohybuje okolo 37°C , leží na loži z daného materiálu o určité povrchové teplotě a je mu vedením (kondukcí) do podlahy odváděno jisté množství tepla, stanovitelné v kaloriích na jednotku plochy za určitou dobu.

Měřicí přístroj byl vyvinut na katedře agrometeorologie VŠZ v Suchbátě u doc. Kešnera. Skládá se z čidla a měřicí aparatury (obr. 1). Vlastní čidlo je kovový válec o průměru 12 cm, zespodu otevřený a vysoký 5 cm. Z vnitř-

řice byly vyhodnoceny litinové rošty v kališti prasat. Schéma roštů je znázorněno na obrázku 2.

Měření probíhalo za těchto podmínek:

Teplota ve stáji: Červenka 19,8 °C, Smiřice 14,1 °C.

Teplota pod roštem: Červenka 18,2 °C, Smiřice 12,3 °C.

Proudění vzduchu pod roštem: Červenka 0,40 m/s, Smiřice 0,48 m/s.

Zjištěné hodnoty tepelných ztrát jsou uvedeny v tabulce I.

I. Hodnoty tepelných ztrát u litinových roštů

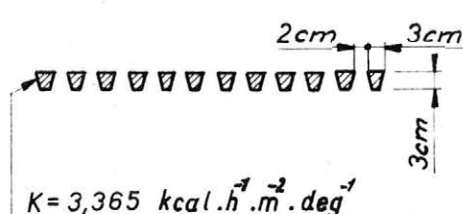
Doba měření min	Roštové kaliště (Červenka)		Roštové kaliště (Smiřice)	
	povrchové teplota °C	ztráty tepla kcal h ⁻¹ m ⁻²	povrchové teplota °C	ztráty tepla kcal h ⁻¹ m ⁻²
0	20,5	—	13,5	—
5	20,5	450	13,5	480
10	20,5	420	13,5	420
20	20,5	360	13,5	410
30	20,3	350	13,5	405
40	20,3	345	13,5	405
60	20,3	340	13,5	405

Ve výzkumném ústavu živočišné výroby v Dummerdorfu jsme zjišťovali ztráty tepla u železobetonových roštů v prostoru kaliště. Schéma roštů je uvedeno na obrázku 3. Teplota stájového vzduchu činila v místě měření (nad roštem) 14,1 °C, v podroštovém prostoru byla teplota 13,2 °C, a rychlost proudění vzduchu 0,18 m/s.

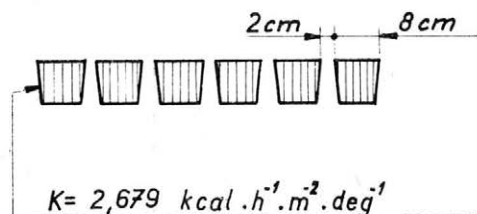
Naměřené hodnoty uvádí tabulka II.

Ve výkrmnách státního statku Hartmansdorf a zemědělského družstva Braunsbedra byly měřeny ztráty tepla na roštovém kališti zhotoveném z profilované U oceli a na celoroštové podlaze z pásové oceli. Schéma obou roštů znázorňují obrázky 4 a 5.

Měření bylo uskutečněno při těchto hodnotách stájového klimatu (výsledky měření v tab. III):



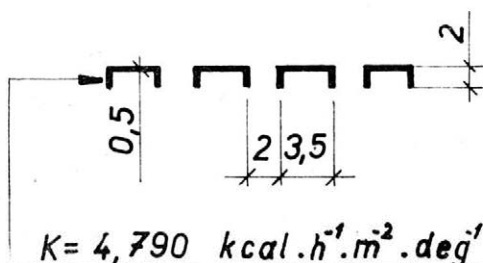
2. Litinové rošty



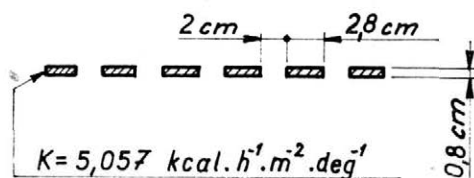
3. Železobetonové rošty

II. Hodnoty tepelných ztrát u železobetonových roštů

Doba měření min	Železobetonový rošt	
	povrchová teplota °C	ztráty tepla kcal h ⁻¹ m ⁻²
0	16,0	—
5	16,0	960
10	15,8	840
20	15,8	730
30	15,8	680
40	15,6	650
60	15,4	630



4. Ocelové rošty profilu U



5. Rošty — pásová ocel

Teplota ve stáji:

Hartmansdorf 14,7 °C,

Braunsbedra 14,8 °C.

Teplota pod roštem:

Hartmansdorf 12,9 °C,

Braunsbedra 12,9 °C.

Proudění pod roštem:

Hartmansdorf 0,96 m/s,

Braunsbedra 0,67 m/s.

III. Hodnoty tepelných ztrát u ocelových roštů

Doba měření min	Ocelové rošty VEB Hartmansdorf profil U		Ocelové rošty LPG Braunsbedra — pásová ocel	
	povrchová teplota °C	ztráty tepla kcal h ⁻¹ m ⁻²	povrchová teplota °C	ztráty tepla kcal h ⁻¹ m ⁻²
0	16,2	—	17,5	—
5	16,0	640	17,2	570
10	15,8	600	16,8	540
20	15,5	560	16,3	525
30	15,3	540	16,1	510
40	15,1	520	16,0	500
60	14,9	510	15,9	495

Ve výkrmně Hartmansdorf byly rovněž vyhodnoceny ztráty tepla na pokusné roštové podlaže při použití umělých hmot. Rošty byly dvou typů. V prvním případě byly příčky ocelového roštu *U* profilu obaleny 3mm vrstvou PVC, v druhém případě byl celý rošt z umělé hmoty, a to z tvrzeného PVC, s trojbokým průřezem a vzduchovou dutinou uvnitř. Schéma roštu je znázorněno na obrázku 6.

Tabulka IV uvádí výsledky měření uskutečněného za stejných mikroklimatických podmínek jako při měření předešlém.

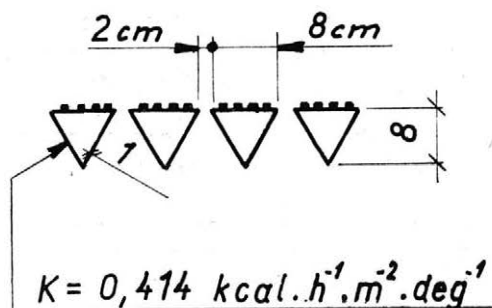
IV. Hodnoty tepelných ztrát u roštů s použitím umělých hmot

Datum měření min	Ocelový rošt + obal PVC		PVC rošt dutý	
	povrchová teplota °C	ztráty tepla kcal h ⁻¹ m ⁻²	povrchová teplota °C	ztráty tepla kcal h ⁻¹ m ⁻²
0	16,5	—	16,0	—
5	16,3	450	15,9	420
10	16,1	370	15,7	300
20	15,7	290	15,3	240
30	15,4	260	15,1	210
40	15,3	240	15,2	200
60	15,2	230	15,4	200

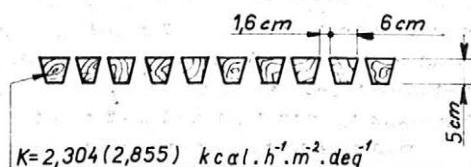
Dalším materiálem, používaným v NDR v širším měřítku na roštové podlahy, je dřevo. Ztráty tepla u prasat při zalehnutí na dřevěné roštové podlaže byly sledovány v zemědělském družstvu Zwenkau. Rošty byly položeny po celé ploše kotce a jejich schéma je uvedeno na obrázku 7.

Měření bylo uskutečněno na dřevu suchém i vlhkém při teplotě stájového vzduchu 14,0 °C, teplotě vzduchu v prostoru pod roštem 10,2 °C a rychlosti proudění vzduchu v podroštovém prostoru 1,08 m/s.

Zjištěné hodnoty tepelných ztrát jsou uvedeny v tabulce V.



6. Rošt z umělé hmoty



7. Dřevěný rošt



Doba měření min	Dřevěný rošt suchý		Dřevěný rošt vlhký	
	povrchová teplota °C	ztráta tepla kcal h ⁻¹ m ⁻²	povrchová teplota °C	ztráta tepla kcal h ⁻¹ m ⁻²
0	16,2	—	16,8	—
5	16,0	360	16,7	520
10	15,8	300	16,3	450
20	15,4	270	15,9	390
30	15,1	250	15,4	360
40	14,9	240	15,0	340
60	14,9	240	14,8	330

DISKUSE

Z vybraných měření tepelných ztrát u prasat při zalehnutí na roštové podlaze je vidět velké rozdíly hodnot ztrát při použití různých materiálů na rošty.

V souhrnném grafu na obrázku 8 jsou znázorněny tepelné ztráty u použitých dostupných materiálů.

I když byla měření uskutečněna v různých stájích, jsou výsledky navzájem porovnatelné, neboť teplota vzduchu v těchto stájích kolísala pouze v rozmezí 14,0 až 14,8 °C. (Měření ztrát na litinových rostech v JZD Červenka při teplotě vzduchu 19,8 °C neuvádíme.)

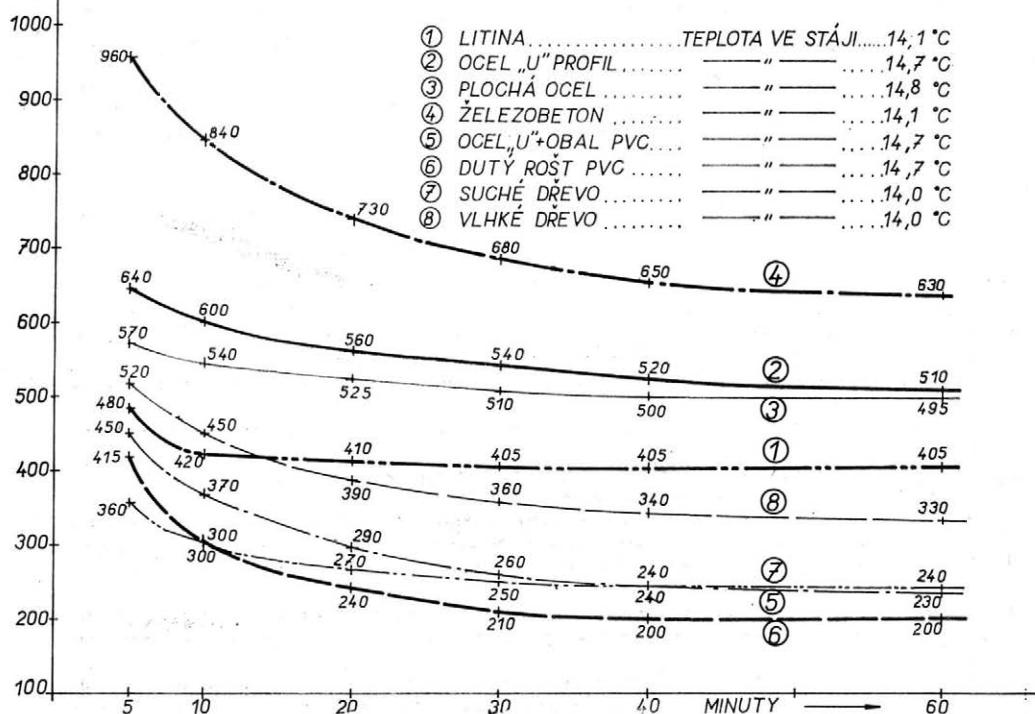
Domníváme se, že teplota a rychlost proudění vzduchu v podroštovém prostoru mají při zalehnutí prasat větší vliv na ztráty tepla podlahou (vlivem neustálého ochlazování pokožky) než samotná povrchová teplota roštu, jejíž vliv se projeví pouze v prvních minutách po zalehnutí prasete a pak již dojde k jejímu ustálení. Za směrodatné je proto třeba považovat hodnoty, zjištěné v našem případě po 30 až 60 minutách od začátku měření. Jsme si vědomi toho, že skutečné hodnoty tepelných ztrát při zalehnutí prasat na roštové podlaze budou v praxi o něco nižší než hodnoty námi naměřené, neboť zvířata při zalehnutí na chladnou podlahu reagují změnou velikosti styčné plochy těla, snížením povrchové teploty kůže apod. To však není nikterak na újmu při porovnávání jednotlivých materiálů.

Ztráty tepla na roštových podlahách jsou závislé především na druhu a masívnosti použitého materiálu, na teplotě vzduchu a na rychlosti proudění vzduchu v prostoru pod rostem. Nejmenší ztráty tepla vedením, a to 200–230 kcal h⁻¹ m⁻² deg⁻¹, byly zjištěny u dutých roštů z PVC a u železných roštů s obalem PVC. Rovněž dřevěné rošty vykázaly poměrně nízké tepelné ztráty, 240 až 330 kcal h⁻¹ m⁻² deg⁻¹, v závislosti na suchosti dřeva. Podstatně vyšší tepelné ztráty byly naměřeny u ocelových a litinových roštů: 405–510 kcal h⁻¹ m⁻² deg⁻¹. Nejvyšší ztráty byly podle očekávání zjištěny u roštů železobetonových: 630 kcal h⁻¹ m⁻² deg⁻¹.

Podobné hodnoty byly zjištěny i v zahraničí. O b e r (1965) udává u roštů tyto hodnoty odvádění tepla (v kcal h⁻¹ m⁻² deg⁻¹): dřevěný rošt 130 kcal, keramický rošt 450 kcal, ocelový rošt 485 kcal a železobetonový rošt 760 kcal.

Tepelné ztráty u podlah při teplotě prostředí 10 °C sledoval také prof. von

$\text{kcal} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ **GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ TEPELNÝCH ZTRÁT NA ROŠTOVÝCH PODLAHÁCH**



8. Grafické znázornění tepelných ztrát na roštových podlahách

der A a (1967). Nejmenší ztráty zjistil u dutých roštů z PVC, které měly stejné vlastnosti jako podlaha s podestýlkou slámy. Ztráty tepla činily méně než $100 \text{ kcal h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ deg}^{-1}$, a co je zvlášť zajímavé, byly v přepočtu na jednotku plochy nižší než ztráta tepla do okolního vzduchu.

Siegl (1967) uvádí, že většina prasat nerada lehá a vstupuje na rošty. Pokud jde o trvanlivost roštů z různých materiálů, informuje, že u železobetonových roštů muselo po 20 měsících provozu být vyměněno více než 10 % roštů. Dřevěné (dubové) rošty byly po 22 měsících používání téměř na hranici své upotřebitelnosti. Na železných rostech nebylo zjištěno prakticky žádné opotřebení.

ZÁVĚR

Předložená práce hodnotí ztráty tepla roštovými podlahami při jejich styku s tělem prasete. Měření byla konána většinou při teplotě prostředí 14 až 15 °C a hodnoceny byly rošty betonové, ocelové, dřevěné a rošty z umělých hmot.

Relativně nejnížší ztráty tepla (průměrně $200 \text{ kcal h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ deg}^{-1}$) byly zjištěny u dutých roštů z tvrzeného PVC. Nepodstatně vyšší ztráty tepla byly naměřeny u ocelových roštů s obalem z umělé hmoty nebo u suchých dřevěných

roštů. Poměrně vysoké bylo odvádění tepla u podlah zhotovených z ocelových roštů různých profilů, a to v průměru $400-500 \text{ kcal h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ deg}^{-1}$. Nejvyšší ztráty tepla byly shledány u roštů železobetonových: $630 \text{ kcal h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ deg}^{-1}$.

Z předložených poznatků lze vyvodit závěr, že za současných materiálových možností mohou být doporučovány roštové podlahy ve výkrmnách prasat pouze do prostoru kaliště. Ustájení prasat na roštové podlaže po celé ploše kotce bude nutno podrobit ještě dalšímu zkoumání, především z hlediska vlivu zvýšených ztrát tepla na užitkovost.

Došlo dne 20. 6. 1968

Literatura

1. AA, R. von der: Měření tepelných ztrát podlah a roštů v laboratorních podmínkách. Sdělení založeno ve VÚCHP Kostelec n. O., 1967.
2. GRATZ, W.: Spaltenböden für Schweinemastställe. Die deutsche Landwirtschaft, 1965, 16, 199-201.
3. HAASE, H.: Erfahrungen mit Spaltenböden. Dt. Landtechn. Z., 1964, 15, 12: 788-790.
4. JENSEN, A. H. - HOEFER, J. A.: What slotted floors will and won't do for you. Successful Farming, 1963, 61, 2: 66-67.
5. KNAP, J. - HÁJEK, J.: Sledování denního režimu ve výkrmu prasat při různém počtu, váze prasat a technologii krmení. Živočišná výroba, 1964, 9, 12: 739-754.
6. NORDIN, L.: Spaltgolv till slaktsvin kan byggas ganska billigt. Lantmannen, 1961, 72, 51/52: 1131-1133.
7. OBER, J.: Der Einfluß der Einstreu und des Spaltenbodenmaterials auf die Wärmeableitung in Schweineställen. Schweinezucht u. Schweinemast, 1965, 13, 1: 25-30.
8. OSINGA, A.: Het meten van de isolerende waarde van vloerconstructies en de warmte-afgifte van varkens aan de ligplaats. Landbouwkund. Tijdschr., 1963, 75, 16: 901.
9. PECHERT, H. - CERMAK, H.: Versuche mit verschiedenen Fußbodenbelägen in Schweineställen. Archiv für Tierzucht, 1958, 1, 4: 257.
10. SCHÜLLE, W.: Ein Beitrag zur Frage der Fußwärme bei Fußböden und Bodenbelägen. Gesundheits Ingenieur, 1952, 73, 181.
11. SIEGL, O.: Untersuchungen in 20 Betrieben mit Voll-bzw. Teilspaltenboden-aufstallung in Mastschweineställen. Tierzucht, 1967, 21, 1: 30-33.
12. SOUTNAR, D.: Pigs on slate. The Farmers Weekly, 1958, 49, 23: 111-113.

Решетчатые полы для свиней с точки зрения тепловых потерь у лежащих свиней

Настоящая работа оценивает потери тепла через решетчатые полы при их соприкосновении с телом свиньи. При измерениях, проводимых преимущественно при температуре среды от 14 до 15°C , оценивались решетки из бетона, стали и дерева, а также решетки из пластмассы.

Относительно наименьшие потери тепла (в среднем $200 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$) были установлены у пустотелых решеток из жесткого закаленного полихлорвинила. Немного большие потери тепла были намерены у стальных решеток с пластмассовым покрытием или у сухих деревянных решеток. Сравнительно высокая потеря тепла была установлена у полов, изготовленных из стальных решеток разных профилей, а именно, в среднем от 400 до $500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$. Наибольшие потери тепла были установлены у железобетонных решеток а именно $630 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$. На основе предложенных данных можно сделать заключение, что при современном наличии материальных возможностей в свинооткормочниках решетчатые полы можно рекомендовать только в месте для испражнений. Содержание свиней на решетчатом полу по всей площади станка необходимо подвергнуть еще дальнейшему исследованию прежде всего с точки зрения влияния повышенных потерь тепла на продуктивность животных.

The Slatted Floors for Pigs from the Point of View of the Heat Losses in Lying Pigs

The paper presents assessment of the heat losses occurring when the slatted floors are in contact with the body of the pig. The measurements were carried out largely at environment temperature of 14 to 15 °C. The assessment was made of concrete, steel, wooden and synthetic slats.

The relatively lowest heat losses (200 kcal/m² h.) were found in the hollow slats of hardened PVC. Insignificantly higher were the losses in the steel slats coated with a synthetic material or those in dry wooden slats. A comparatively high dissipation was found in floors made of steel slats of various profiles, the value ranging from 400 to 500 kcal/m² h. on an average. The highest losses were detected in reinforced slats — 630 kcal/m² h.

The data presented allow for the following conclusion to be made: At the present state of material resources the slats can be recommended only for the dunging yards. The housing of pigs on floor slats covering the whole area of the pen should undergo further study, particularly from the point of view of the effect of increased heat losses on the efficiency.

Lattenrostfußböden für Schweine vom Gesichtspunkt der Wärmeverluste bei liegenden Schweinen

Die vorliegende Arbeit bewertet die durch die Lattenrostfußböden verursachten Wärmeverluste bei der Berührung mit dem Körper des Schweines. Die Messungen verliefen größtenteils bei einer Raumtemperatur von 14 bis 15 °C und es wurden Beton-, Stahl- und Holzlattenroste sowie auch Lattenroste aus Kunststoffen bewertet.

Die relativ niedrigsten Wärmeverluste (durchschnittlich 200 kcal/m² St) wurden bei hohlen Lattenrosten aus gehärtetem PVC festgestellt. Unwesentlich höhere Wärmeverluste wurden bei Stahllattenrosten mit Umschlag aus Kunststoff, oder bei trockenen Lattenrosten gemessen. Verhältnismäßig hoch war die Wärmeabführung bei den aus Stahlrosten verschiedener Profile verfertigten Böden, und zwar im Durchschnitt von 400—500 kcal/m² St. Die höchsten Wärmeverluste wurden bei Eisenbetonrosten — 630 kcal/m² St. festgestellt.

Auf Grund der vorliegenden Angaben kann der Schluß gefaßt werden, daß unter gegenwärtigen materiellen Möglichkeiten die Rostfußböden in den Mast-schweinehallen nur in den Kotplattenraum empfohlen werden können. Die Auf-stallung der Schweine auf dem Lattenrost auf der ganzen Buchtfläche wird noch einer weiteren Prüfung unterzogen werden müssen, vor allem vom Gesichtspunkt der erhöhten Wärmeverluste auf die Nutzleistung.

Planchers à claies destinés aux porcs au point de vue des pertes de chaleur constatées chez les porcs couchés

Le travail présent s'occupe de l'appréciation des pertes de chaleur dues aux planchers à claies lors de leur contact avec le corps du porc. Les mesures ont été prises pour la plupart à la température ambiante de 14° à 15 °C et à l'appréciation ont été soumis des caillebotis en béton, en acier, en bois, ainsi que ceux en matière plastique.

Les pertes de chaleur relativement minimales (en moyenne 200 kcal/m² h) ont été constatées lors de l'utilisation des caillebotis creux, fabriqués en chlorure de polyvinyle durci.

Les pertes de chaleur pas essentiellement élevées ont été mesurées en cas des caillebotis en acier couverts d'une enveloppe plastique ou bien en cas des caillebotis secs, fabriqués en bois. La fuite de chaleur a été relativement élevée en utilisant les caillebotis en acier à profils différents, soit 400—500 kcal/m² h en moyenne. Les pertes de chaleur les plus élevées ont été trouvées en utilisant les caillebotis en ferocement, à peu près de 630 kcal/m² h.

En s'appuyant sur les données présentées, il faut en tirer une conclusion, à savoir que compte tenu des possibilités offertes par le matériel mis à notre disposition, on ne peut recommander l'utilisation des planchers à claies dans les porcheries d'engraissement que pour l'aire à déjection.

La stabulation des porcs effectuée sur les planchers à claies couvrant toute la surface de la case est à soumettre aux vérifications suivantes, avant tout du point de vue de l'influence des pertes de chaleur élevées sur le rendement.

Adresa autorů:

Ing. Jan Knap, ing. Jan Hájek, Výzkumný ústav pro chov prasat, Kostelec nad Orlicí

■ Naše i zahraniční výsledky výzkumu a jejich ověřování v praxi prokazují, že výrobu siláže ve velkoprovozních podmínkách lze nejkvalitněji a s nejmenšími ztrátami zajistit ve věžích. Výstavba a technické vybavení silážních věží*) ovlivňují způsob sklizně plodin, určených ke konzervování ve věžích, a často i způsob dopravy do žlabu; lze přímo říci, že z největší části změni celou organizaci provozu na úseku prací s krmivem.

Posuzujeme-li silážní věže jako článek výrobního postupu, musí splňovat především tyto požadavky:

- snížit ztráty hmoty a živin na co nejnížší míru;
- zajistit takový průběh fermentace, aby vyrobené krmivo bylo chutné a umožnilo zvířatům zkonzumovat potřebné množství sušiny;
- musí být vytvořeny příznivé podmínky k nasazení vhodných mechanizačních prostředků při plnění a vyprazdňování věže;
- investiční náklady a náklady na provoz věže musí spolupůsobit na dosažení ekonomické efektivity celého výrobního postupu.

Při splnění těchto požadavků může budování silážních věží vytvořit základní předpoklad k zavádění racionálně uspořádaného systému prací s krmivem při chovu skotu. Pod tímto pojmem rozumíme provozní soustavu agrotechnických, krmivářských, zootechnických, stavebních, technických a organizačních opatření při pracích s krmivem, navzájem sladěných tak, aby bylo dosaženo maximální efektivity chovu z hlediska užitečnosti, vlastních nákladů a produktivity práce.

Mezi hlavní předpoklady takového systému patří:

- pěstování nejvýnosnějších plodin;
- efektivní využití vypěstovaných plodin co nejehospodárnějšími způsoby konzervace;
- zjednodušení krmné techniky a skladby krmné dávky;
- efektivní mechanizace celého postupu prací s krmivem, spojená s účelnou výstavbou.

*) ČSN 46 7012 uvádí definici: „Siláž je mléčným kvašením fermentované krmivo. Siláže mohou být se sušinou původní hmoty, siláže ze zavadlé píce a senáže.“ Proto věže pro konzervaci píce silážováním nazýváme „silážní věže“, ať jsou určeny ke konzervaci jakéhokoliv druhu siláže.

STANOVENÍ POTŘEBNÉHO POČTU SILÁŽNÍCH VĚŽÍ

Výstavba silážních věží ve velkoprovozních podmínkách a s ní spojené zajištění provozu potřebnými mechanizačními prostředky představuje značně vysoké investice, jejichž využití je nutno předem důkladně rozvážit. Při rozhodování o výstavbě nutno věnovat mimořádnou pozornost stanovení potřebné skladovací kapacity.

Nejprve je třeba stanovit celoroční množství jednotlivých druhů krmiv, která budou konzervována ve věžích. Podkladem k tomu jsou tyto hlavní údaje:

- stavy jednotlivých kategorií skotu, které budou krmeny krmivem z věží,
- zastoupení krmiv z věží v krmné dávce pro jednotlivé kategorie.
- délka doby krmení nezměněnou krmnou dávkou.

Potřeba určitého druhu krmiva G se pak stanoví ze vztahu:

$$G = G' \cdot n \cdot t \quad (t)$$

kde: G' — denní množství krmiva v krmné dávce pro jeden kus (t na kus a den)
 n — počet kusů krmených stejnou krmnou dávkou
 t — délka krmného údobí s nezměněnou krmnou dávkou (dnů).

Jestliže různé skupiny skotu ve výrobním středisku budou krmeny různým množstvím krmiva z věží, popř. v různě dlouhém údobí, bude potřeba určitého druhu krmiva stanovena součtem jednotlivých skupin, popř. údobí.

Potřebný počet věží n_v pro určitý druh krmiva se stanoví takto:

$$n_v = \frac{G \cdot k_r}{V \cdot k_o \cdot k_v \cdot \rho}$$

kde: V — vnitřní objem věže, zvolené k výstavbě (m^3)
 k_o — součinitel naplnění věže
 k_v — součinitel ročního využití věže
 k_r — součinitel krmivové rezervy
 ρ — objemová hmotnost konzervovaného krmiva ($t \cdot m^{-3}$)

Součinitel naplnění věže k_o je určen podílem objemu věže, využitého konzervováním krmivem po jeho slehnutí, a celkového vnitřního objemu věže. Závisí na druhu a vnitřním uspořádání věže. Pro praktický výpočet lze počítat s těmito případy a jim odpovídajícími přibližnými hodnotami k_o :

- otevřená věž s lávkou, popř. vybíracím strojem uvnitř věže 0,70
- otevřená věž s volným vnitřním prostorem 0,80
- hermetická věž, doplněná přibližně po 14 dnech po naplnění 0,85

Důležitým činitelem při stanovení potřebného počtu věží, ovlivňujícím celkové investiční náklady, je stupeň využití věží, vyjádřený koeficientem ročního využití k_v . Koeficient je určen poměrem celkového množství krmiva, konzervovaného ve věži nebo ve skupině věží a spotřebovaného v průběhu jednoho roku, k množství krmiva, které lze jednorázově v této věži nebo skupině věží uskladnit. Vyššího koeficientu využití než 1,0 je možno dosáhnout pouze při celoročním krmení krmivem z věží. Zvýšení koeficientu nad 1,0 je tedy dosaženo jen krmením v letním údobí, a to v údobí mezi dozráním prvního krmiva, dopraveného na jaře do věže, a plněním věže poslední pícninou na podzim.

V provozu mohou nastat tři rozdílné případy využití věží:

a) Krmivo konzervované ve věži je zkrmováno pouze v zimním údobí. Koeficient ročního využití věží $k_v = 1$.

b) Krmivo konzervované ve věžích je zkrmováno v průběhu celého roku ve stále stejné denní dávce stále stejným stavem skotu. Koeficient ročního využití věží lze pak stanovit ze vztahu:

$$k_v = 1 + \frac{t_1}{t_2}$$

kde: t_1 — délka údobí mezi dozráním prvního krmiva, dopraveného na jaře do věží, a doplněním prázdných věží poslední sklizenou pící na podzim (dnů)
 t_2 — zbylé údobí roku (dnů)

Koeficient je v tomto případě závislý na délce vegetačního údobí a výběru pícnin určených ke konzervaci. V podmínkách našich nížinných oblastí lze dosáhnout (za předpokladu neměnné krmné dávky v průběhu celého roku) při dobré organizaci provozu hodnoty koeficientu přibližně 1,3.

c) Krmivo konzervované ve věžích je zkrmováno v zimním a letním údobí v různé dávce, popř. při různém stavu skotu. V těchto případech může hodnota koeficientu značně kolísat. K dosažení koeficientu ročního využití věží nad hodnotu uvedenou v předešlém případě by bylo nutno počítat s kmením vyšších stavů skotu v letním údobí než zimním, tj. například využitím konzervovaného krmiva při letním žíru skotu apod.

Změní-li se krmná dávka v létě, je možno stanovit součinitel využití věží přibližně takto:

$$k_v = 1 + \frac{G_1}{G_2}$$

kde: G_1 — množství krmiva naplněného do věží a zkrmeného v letním údobí (t)

G_2 — množství krmiva ve věžích po ukončení posledního plnění na podzim (t)

Nejsou-li jednotlivé věže nebo jejich komplex po posledním plnění na podzim zcela naplněny, je nutno od množství krmiva zkrmeného v letním údobí odečíst přibližné množství, které k plnému naplnění věží chybí (G'). Vzorec je pak upraven takto:

$$k_v = 1 + \frac{G_1 - G'}{G_2}$$

Vyšší součinitel využití věží než 1,0 je považován za jednu z předností věží se spodním odběrem, a to proto, že tyto věže lze při vybírání v letním údobí kontinuálně doplňovat. U věží s vrchním odběrem však lze za určitých podmínek (při alespoň dvou věžích v jednom středisku a při případném doplnění zcela nevyprázdněné věže) rovněž dosáhnout vyššího součinitele využití.

Součinitel krmivové rezervy k_r se stanoví podle místních podmínek; bude nižší, počítá-li se v krmné dávce s dalšími druhy krmiv, pro která jsou k dispozici jiné skladovací prostory (např. 1,10 až 1,15).

Při krmení konzervovanými krmivy je důležité stanovit alespoň s přibližnou přesností výměru pícnin potřebných k naplnění skladovacích prostorů. Plochu pícniny, nutnou k naplnění jedné věže, zjistíme takto:

$$F = \frac{G \cdot k_1}{h \cdot k_2} \quad (\text{ha})$$

- kde: F — potřebná výměra určité pícniny
 G — hmotnost krmiva ve skladovacím prostoru pro proběhlé konzervaci, přičemž $G = V \cdot k_o \cdot \rho(t)$, při $k_v = 1$
 k_1 — součinitel zavadnutí píce, přičemž $k_1 = \frac{a_1}{a_2}$
 kde: a_1 — ‰ sušiny zavadlé píce
 a_2 — ‰ sušiny zelené píce
 k_2 — součinitel celkových ztrát hmoty, přičemž $k_2 = \frac{100 - c}{100}$
 kde: c — ‰ celkových ztrát hmoty, tj. na poli a ve věži
 h — předpokládaný hektarový výnos zelené hmoty (t ha⁻¹)

SILÁŽNÍ VĚŽE A DOPRAVA KRMIV DO ŽLABU

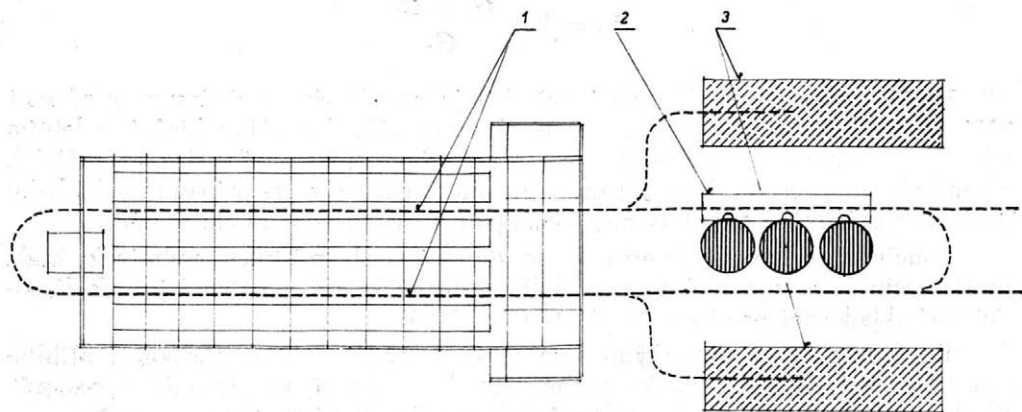
Doprava krmiv z věže do žlabu je při chovu skotu zajišťována v podstatě dvěma hlavními způsoby:

- a) mobilním dopravním prostředkem,
- b) stacionárním dopravním zařízením.

Tyto dva hlavní způsoby dopravy mohou mít řadu variant, především v závislosti na počtu druhů zkrmovaných krmiv, a dále na umístění skladovacích prostorů.

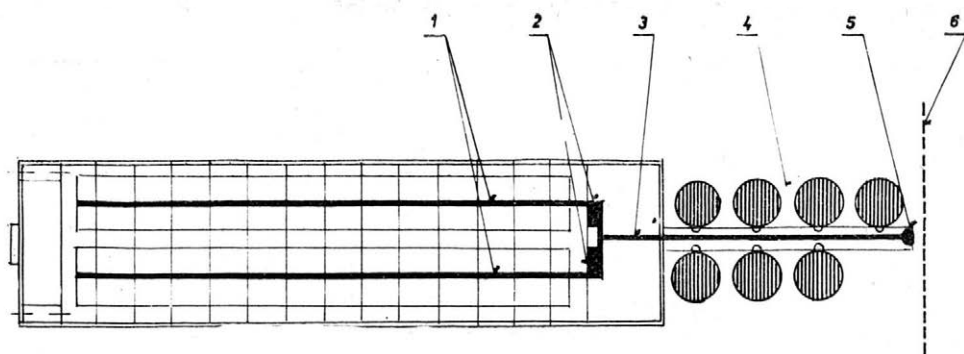
Doprava krmiv mobilními prostředky a tedy ustájení v průjezdných vazných stájích je nejvýhodnější zejména v případech, kdy je třeba využít již vybudovaných skladovacích prostorů, rozložených nebo uspořádaných tak, že vyžadují svoz krmiv. Takový příklad znázorňuje obrázek 1.

Dopravu stacionárním zařízením lze považovat za výhodnou v případech, kdy druh a dispozice skladovacích prostorů umožňují využít účelně uspořádané linky, dopravující krmivo nejkratší cestou do žlabu. Příklad této linky je uveden na obrázku 2. Z hlediska vyrovnání výkonnosti vybíracích strojů a žlabových dopravníků a pro umožnění odměřovat skupinové dávky krmiva, popř. různé druhy krmiva mísit, ukazuje se nutné zařazení dávkovacího mezizásobníku mezi dopravník od skladovacích prostorů a žlabové dopravníky. Tato linka musí zároveň v letním údobí umožnit příjem a dopravu zelené píce.



1. Příklad dopravy krmiv mobilními dopravními prostředky do vazné průjezdné stáje

1 — průjezdné krmné chodby, 2 — přístřešek u baterie věží, 3 — silážní žlaby



2. Příklad stacionární linky pro dopravu krmiv do vazné neprůjezdné stáje

1 – sdružené žlabové dopravníky, 2 – mezipřenosníky, 3 – krytý dopravník od věží k mezipřenosníkům, 4 – baterie věží, 5 – násypka, 6 – doprava zelené píce

Pro efektivní využití silážních věží je zvlášť zajímavá otázka zjednodušení krmné techniky a skladby krmné dávky. Výzkumné práce a zkušenosti z provozu zemědělských podniků prokazují, že např. potřebu práce při krmení lze značně snížit zmenšením počtu krmiv v krmné dávce. Rozbor modelu mechanizovaného provozu při krmení v průjezdné a neprůjezdné vazné čtyřřadě stáji s tradiční skladbou krmné dávky (zelená píce, seno uskladněné v kolně, uhlohydrátová siláž ve žlabech, krmná sláma v kolně) a při zúžené skladbě (krmivo konzervované ve věžích, zelená píce) ukázal poměr potřeby práce, jak uvádí tabulka I.

I. Porovnání potřeby práce na krmení při tradiční a zúžené skladbě krmné dávky

Druh stáje	Skladba krmné dávky	Index potřeby práce
Vazná průjezdná čtyřřadá stáj	široká	100
	zúžená	75
Vazná neprůjezdná čtyřřadá stáj	široká	105
	zúžená	54

Zúžená krmná dávka, nahrazující dřívější široký sortiment výrobně nákladných krmiv s rozdílnými způsoby skladování a fyzikálně mechanickými vlastnostmi, také umožňuje snížit počet potřebných mechanizačních prostředků a vyšším využitím zvýhodnit jejich provoz. To platí i o různých druzích skladovacích prostorů. Potvrzuje to výsledek kalkulace investičních a přímých nákladů na skladování krmiv a jejich dopravu do skladu v modelech komplexu různých skladovacích prostorů a stájí, uvedený v tabulce II.

Pro každou stáj bylo při modelovém porovnání počítáno se dvěma variantami skladby krmné dávky v zimním období:

a) s dávkou složenou z uhlohydrátové siláže uskladněné ve žlabech, z bílkovinného krmiva uloženého ve věžích a ze sena;

II. Přibližné investiční a přímé náklady na skladování a dopravu krmiv do žlabu ve stájích pro 200 dojnic

Druh stáje	Skladovací prostory a způsob zajištění dopravy do žlabu	Investiční náklady skladovacích prostorů a dopravy do žlabu		Roční provozní náklady	
		Kčs	index	Kčs	index
Vazná průjezdná stáj	silážní žlab, silážní věže, kolna na seno, objemový přívěs s příčným dopravníkem	1 227 000	114	105 600	123
	silážní věže, objemový přívěs s příčným dopravníkem	1 076 000	100	85 500	100
Vazná neprůjezdná stáj	silážní žlab, silážní věže, kolna na seno, doprava ze žlabů a z kolny objemovým přívěsem (z věží dopravníkem) do vyrovnávacího mezizásobníku, na který navazují stájové žlabové dopravníky	1 306 000	121	114 700	134
	silážní věže, stacionární doprava do vyrovnávacího mezizásobníku, na který navazují stájové žlabové dopravníky (v létě doprava zelené píce objemovým přívěsem)	1 138 000	106	86 800	101

b) s dávkou složenou z uhlohydrátového a bílkovinného krmiva, uloženého výhradně ve věžích.

Kapacita skladovacích prostorů byla v obou případech počítána pro množství krmiv zajišťujících obsahem živin dojnost 10 l na dojnici a den.

Stavební a mechanizační zajištění složitější krmné dávky vykazuje vyšší investiční a provozní náklady u obou druhů stájí než stavební a mechanizační zajištění jednodušší krmné dávky.

Investiční náklady na skladování a dopravu krmiv do žlabu obou druhů stájí, porovnáváné při stejné jednodušší krmné dávce, vycházejí příznivěji pro vaznou průjezdnou stáj, a to v souvislosti s nižšími investičními náklady na dopravu krmiv do žlabu.

Provozní náklady jsou však prakticky vyrovnány, a to v důsledku poměrně vysokých nákladů na provoz traktoru, zajišťujícího mobilní dopravu do žlabu.

Vliv rozdílné skladby krmné dávky na investiční a provozní náklady skladování a dopravy do žlabu je zřejmý.

Maximálnímu zjednodušení prací s krmivy by nejlépe odpovídala monodiet, tedy krmení skotu pouze jedním druhem krmiva (kromě jádra). Na této myšlence je založen např. tzv. systém Harvestore, tj. volné ustájení skotu, kde krmení je zajišťováno výhradně senáží z věží a jádrem. Názory krmivářů a zootechniků na takový způsob krmení se však různí; za výhodnou bude však možno jistě považovat takovou krmnou dávku, která při minimálním počtu jednotlivých krmiv bude plnohodnotná a bez jakýchkoliv nepříznivých účinků na zdravotní stav zvířat.

Metodika stanovení potřebného počtu věží, uvedená v první části práce, umožňuje na základě hlavních podkladových údajů (stavy skotu, zastoupení krmiv z věží v krmné dávce, délka doby krmení) určit rozsah výstavby věží ve střediscích chovu skotu. Současně je uveden postup ke stanovení přibližné výměry pícnin, potřebné k naplnění jedné věže.

Při krmení skotu bude nutno směřovat k zjednodušování skladby krmné dávky při současném zvyšování kvality krmiv. Z rozboru dvou hlavních způsobů dopravy krmiv do žlabů vyplývá, že zúžení krmné dávky příznivě ovlivní investiční i provozní náklady.

Došlo dne 22. 4. 1968

Literatura

1. CAIVAS, K. - RUMIL, M. - SOUHRADA, J.: Některé modely ustájení dojníc s různými variantami konzervace krmiv. Zpráva Z-685, VÚZT, 1967.
2. DOMANSKÝ, L. a kol.: Výzkum uspořádání a využití linek mechanizačních prostředků v provozu stájí pro dojnice. Zpráva Z-639, VÚZT, 1966.
3. SOUHRADA, J. - KOLÁŘ, K. - VELEBIL, M. - DOMANSKÝ, L.: Studie o perspektivě a možnostech komplexní mechanizace, popř. automatizace v chovu dojníc. Vypracováno pro Výzkumný ústav výstavby a architektury, VÚZT, říjen 1967.
4. Koncepce rozvoje mechanizace chovu skotu v období 1970—1980. VÚZT, březen 1968.

Некоторые вопросы использования башен для производства силоса и сенажа в сельскохозяйственном предприятии

Методика определения необходимого количества башен, приведенная в первой части работы, позволяет на основе главных основных данных, т. е. поголовья крупного рогатого скота, доли кормов из башен в кормовом рационе и продолжительности откорма, определить объем строительства башен в центрах по разведению крупного рогатого скота. Одновременно приводится порядок определения приблизительной площади выращивания кормовых культур, необходимой для наполнения одной башни.

При кормлении крупного рогатого скота необходимо стремиться к упрощению состава кормового рациона при одновременном повышении качества кормов. Из анализа двух главных способов подачи кормов в кормушки вытекает, что упрощение состава кормового рациона благоприятно повлияет на капитальные и эксплуатационные расходы.

Some Problems Concerning the Use of Tower Silos for the Production of Silage and Haylage in an Agricultural Enterprise

The methodology of the determination of a necessary number of towers mentioned in the first part of the paper makes it possible to use the fundamental data, i. e. the stock, the proportion of the feeds from the tower in the feed ration, and the duration of the period of feeding, to determine the extent of the construction of towers in cattle-breeding centres. At the same time the paper presents the procedure of the determination of an approximate acreage under fodder crops required to fill up one tower.

As to the feeding of cattle, it will appear necessary to take up a trend towards simplifying the composition of the feed ration and increasing the quality of the feeds at the same time. The analysis of the two main ways of conveying feeds to the manger shows that a simplified feed ration would influence favourably both the investment and operation costs.

Einige Fragen der Ausnützung der Hochbehälter für Gärfutter- und Halbheuerzeugung im landwirtschaftlichen Betrieb

Die im ersten Teil der Arbeit angeführte Methodik der Bestimmung der notwendigen Anzahl von Hochbehältern ermöglicht auf Grund der wichtigsten Unterlagsangaben, d. h. des Rinderbestandes, der Vertretung von Futtermitteln aus den Hochbehältern in der Futterration und der Fütterungsdauer, das Ausmaß des Aufbaus von Hochbehältern in den Zentren der Rinderzucht zu bestimmen. Gleichzeitig wird der Vorgang zur Bestimmung des annähernden Flächenausmaßes für Futterpflanzen, die zur Beschickung eines Hochbehälters notwendig sind, angeführt.

Bei der Rinderfütterung wird es notwendig sein der Vereinfachung der Zusammensetzung der Futterration bei gleichzeitiger Qualitätserhöhung der Futtermittel zuzustreben. Aus der Analyse der zwei wichtigsten Arten der Futterbeförderung in den Futtertrog geht hervor, daß die Verengerung der Futterration die Investitions- und Betriebskosten günstig beeinflusst.

Adresa autorů:

Ing. Josef Souhrada, ing. Milan Ruml, CSc., dr. ing. Karel Čalvas, Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

631.347.31-883

■ Zavlažovanie v súčasnej dobe vyžaduje veľkú potrebu pracovných síl, ktoré nie sú vždy efektívne využité. Zvýšenie produktivity práce závlahárov sa dá dosiahnuť jednak mechanizáciou hlavných pracovných postupov a ďalej zvýšením výkonu postrekovačov. Tieto prednosti majú pojazdné ďalekoprádové postrekovače, ktoré sa doteraz zriedkavo používajú na veľkoplošných sústavách. V r. 1965 skonštruovali v Sigme Olomouc na žiadosť Hydroprojektu Praha pojazdný ďalekoprádový postrekovač nazvaný agregát DP 4011, ktorý bol odskúšaný v lete r. 1967 na výskumnom závlahovom objekte VÚZH v Novom Trhu. Predmetom skúšok boli prevádzkové parametre postrekovača a traktora, ďalej veľkosť zavlaženej plochy, dostrek, priemerná intenzita postreku pri rôznom tlaku na postrekovači a veľkosť kvapiek. Popri týchto parametroch sa hodnotila rovnomernosť rozdelenia vody, straty vody a vplyv vetra na postrek.

POPIS AGREGÁTU DP 4011

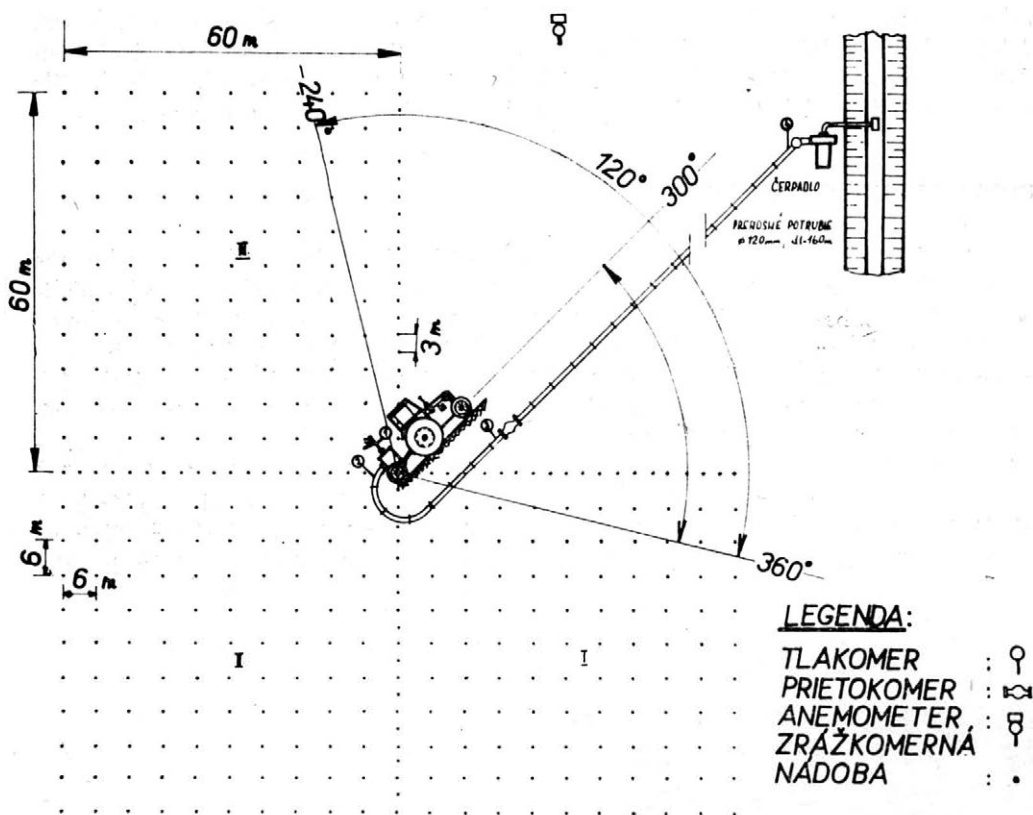
Agregát DP 0411 sa skladá z ďalekoprádového sektorového postrekovača s čerpadlom 100-NQE-230 a z traktora Zetor 4011 (obr. 1). Postrekovač je pojazdný, s odberom vody z trubnej siete. Závlaha sa uskutočňuje v kruhovej výseči o stredovom uhle 240° . Agregát sa pohybuje pozdĺž potrubia $\varnothing$ 150 mm v smere kruhovej výseče po suchej pôde a zavlažuje z hydrantov vzdialených 50 m. Potrubia sú vzdialené 90 m. Zostava postrekovačov je trojuholníková. Vlastný postrekovač má dve hubice; hlavná hubica má priemer 30 mm a pomocná hubica 10 mm. Po konštrukčnej stránke je postrekovač riešený ako otočný úderový postrekovač so spružinou. Určený je pre závlahu poľnohospodárskych plodín. Tlak v potrubí sa pohybuje v rozmedzí od 2,0 do 6,0 kp/cm². Tlak na postrekovači od 6,0 do 7,7 kp/cm². Prietok sa pohybuje okolo 1800 l/min. Po-



1. Pohľad na agregát DP 4011

žadovaný tlak na postrekovači sa nastavuje reguláciou otáčiek motora. Príslušný tlak sa kontroluje na manometri umiestnenom na privode vody do postrekovača, ktorý je viditeľný z kabíny traktoristu. Podrobnejšie údaje o celom agregáte DP 4011 sú uvedené v záverečnej zpráve (Oslík 1965 [5]).

Pri každej skúške sa zisťoval pomocou stopiek čas jedného otočenia postrekovača, ďalej čas potrebný na otočenia sa v sektore 80° a počet úderov lopatky. Množstvo spotrebovanej nafty sa určovalo tak, že pred každým pokusom sa naplnila nádrž traktora až po uzáver a po ukončení pokusu sa doliala znovu až po uzáver kalibrovanou odmerkou. Veľkosť zavlažovanej plochy, intenzita postreku, dostrek a rovnomernosť rozdelenia zrážky sa zisťovala z údajov kruhových zrážkomerných nádob o zachytanom priemere 500 cm^2 . Nádoby boli rozmiestnené plošne v štvorcových zostavách $6 \times 6 \text{ m}$ po celej zavlažovanej ploche ($\frac{3}{4}$ kruhu), pričom v dvoch kolmých lúčoch bola ich vzdialenosť 3 m . Hranica dostreku postrekovača a tým i vzdialenosť nádob od postrekovača bola 60 m (obr. 2). Keď fúkal silnejší vietor, dopĺňali sa nádoby v smere vetra tak, aby zachytili i najvzdialenejšie kvapky. Rýchlosť a smer vetra sa merali každých 10 min priamo na skúšobnej ploche sčítacím manometrom Rosenmüller a veternou ružicou. Voda sa čerpala z kanálu a dopravovala sa k postrekovaču 160 m dlhým prenosným potrubím o priemere 120 mm , s guľovými spojkami. Na prítoku vody do čerpadla postrekovača bol umiestnený tlakomer a vodomer (obr. 2).



2. Situačný náčrt skúšobnej plochy

Tlaková výška sa merala pri každom pokuse v 5minútových intervaloch, a to na postrekovači manometrom a na hubici postrekovača pomocou pivotovej trubice s manometrom [8]. Pre väčšie priemery hubíc ako 20 mm je táto metóda iba približná.

Doba trvania jedného pokusu bola 30 min. Údaje uvádzané ďalej sú však prepočítané na hodinové veličiny. Skúšky boli robené pri rýchlostiach vetra od 0,5 do 3 m/s. Tlaková výška na postrekovači sa nastavovala na tri veličiny: 60, 70 a 77 m. Spotreba nafty a otáčky motora sa merali pri nasledujúcich tlakových výškach v privádzacom potrubí; 20, 30, 40 a 50 m. Celkove bolo vykonaných 15 skúšok v čase od 1. 9. do 15. 10. 1967.

Veľkosť kvapiek zisťoval ing. V. Mašek, CSc., z Katedry využitia stroj-no-traktorového parku VSŽ Praha s vlastným zariadením; ďalej robil i príslušné vyhodnotenie [3]. Veľkosť kvapiek sa merala pri tlakovej výške 77 m na postrekovači a pri rýchlosti vetra 0 až 0,5 m/s.

- C_u — smer vetra
- h_i — súčiniteľ rovnomernosti podľa Christiansena
- h_m — výška zrážky v nádobe
- H_o — výška priemernej zrážky
- H_1 — tlaková výška na hubici postrekovača
- H_2 — tlaková výška na prítoku vody do postrekovača
- H_3 — tlaková výška na prítoku vody do čerpadla
- i_p — tlaková výška na konci potrubia
- i_{pmax} — intenzita postreku
- l_d — maximálna intenzita postreku
- n — dostrek postrekovača
- Q — počet meraní
- S — prietok vody
- S_u — veľkosť zavlaženej plochy
- v — účinne zavlažené plochy
- $\bar{v}$ — priemerná rýchlosť vetra

SPÔSOB VYHODNOTENIA SKÚŠOK

ENERGETICKÉ PARAMETRE TRAKTORA A ČERPADLA

Energetické parametre traktora a čerpadla sa zisťovali podľa čerpaného množstva vody, otáčiek motora a spotreby nafty pri určitých tlakových pomeroch v potrubí.

Menšie odchýlky prietoku pri zdanlivo rovnakých tlakoch na postrekovači (tab. I) sú zapríčinené tým, že pri práci dvoch motorov (čerpadlo u kanála a traktor) dochádza ku kolísaniu ich výkonov, v dôsledku čoho tlak na postrekovači striedavo klesá i stúpa, ručička manometra sa stále pohybuje a ťažšie sa odčíta presný tlak. Priemerné veličiny prietoku sa menia podľa tlakovej výšky na postrekovači takto:

H^1 (m)	60	70	77
Q (m ³ min ⁻¹)	1,76	1,81	1,89

Z merania tlakov pri skúškach agregátu DP 4011 vyplýva, že plné využitie postrekovača nastáva vtedy, ak je tlaková výška na hydrante 35—40 m pri zachovaní prietoku 1,8—1,9 m³/min.

Pri nižšej tlakovej výške na hydrante pracuje traktor vo vysokých otáčkach (nad 2000 ot/min⁻¹) a rýchle sa opotrebuje (tab. I).

I. Energetické parametre traktora a čerpadla H (m)

H_3	H_2	H_1	H_1	Q	Otáčky motora ot/min	Spotreba nafty l/h
				m ³ /min		
2	18	60	58	1,73	1820	6,20
	19	70	65	1,80	1950	8,35
3	22	60	57,5	1,77	1700	5,52
	20	70	66	1,80	2050	8,60
	22	77	72	1,93	2150	10,00
4	30	60	57	1,74	1600	5,40
	30	70	67	1,80	1800	6,52
	30	77	72	1,87	1900	7,36
5	45	60	57	1,80	1500	4,30
	40	70	65	1,90	1700	5,60
	40	77	72	1,92	1850	7,15

ROVNOMERNOSŤ OTÁČANIA POSTREKÓVAČA

Postrekovač je upevnený na dvojkoľosovom podvozku a je spojený z jednej strany prostredníctvom kardanu s traktorom. Opačná strana postrekovača je mierne naklonená do stredu zavlažovanej plochy, lebo pripojenie podvozku postrekovača na traktor nie je vodorovné (obr. 1). V dôsledku toho sa postrekovač pohybuje rýchlejšie smerom do osi zavlažovanej plochy, lebo jeho dráha klesá a pomalšie vystupuje po naklonenej rovine od osi po koniec sektoru, kde je vrátné zariadenie. Často sa stáva, že kolesá podvozku nestoja vo vodorovnej rovine a počas viachodinovej závlahy sa celý postrekovač mierne nahne do smeru, odkiaľ fúka vietor. Čas potrebný na prekonanie sektoru, v ktorom postrekovač klesá je krátky a v ktorom stúpa je niekedy až o $\frac{1}{2}$ väčší. Pri vystupovaní hore lopatka udiera do prúdu vo väčších intervaloch a postrekovač sa medzi údermi čiastočne vracia. Pri väčšom sklone sa stáva, že v koncových častiach dráhy sa postrekovač medzi údermi lopatky vráti o tú istú dráhu, akú urobil a posúva sa len v určitom intervale, takže vlastne stojí. Je to zapríčinené aj tým, že v koncovej časti dráhy sa pohyb postrekovača spomaľuje i v dôsledku vzrastajúceho odporu páčky reverzného mechanizmu, ktorá sa približuje k dorazu.

Ak rozdelíme kruhovú výseč o stredovom uhle 240° na $3 \times 80^\circ$ výseče, potom priemerná doba na absolvovanie dráhy pripadajúcej na stredový uhol 1° prvej výseče (pokles) je 1,16 s, zatiaľ čo pri výstupe až 1,7 s. (obr. 2).

Priemerný počet úderov lopatky za minútu sa pohybuje od 160 do 190 pri tlakovej výške $H_1 = 60$ až 70 m. Doba otočenia postrekovača vo výšeci 240° sa dá nastaviť utiahnutím alebo povolením spružiny lopatky, ako aj ložiska postrekovača pri demontáži.

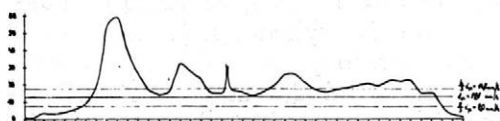
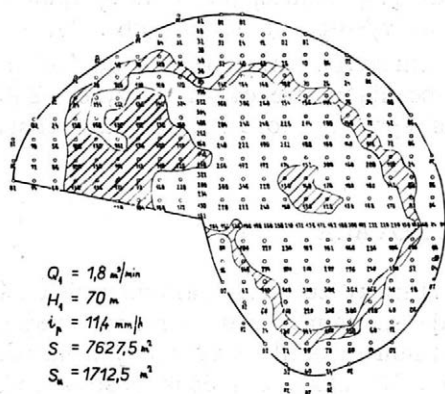
ZAVLAŽENÁ PLOCHA A DOSTREK POSTREKOVAČA

Veľkosť zavlaženej plochy sa určovala graficky zo siete zrážkomerných nádob. Za hraničnú zrážku sa považovali údaje 0,2 mm/h. Plocha medzi stredom zavlaženej plochy a nádobami so zrážkou 0,2 mm sa určila z vynesenej meraní pomocou planimetru (tab. II, obr. 3 až 5). Na základe skúšok postrekovača možno predpokladať pri rýchlostiach vetra 1 m/s až 1,7 m/s, že veľkosť zavlaženej plochy závisí predovšetkým od smeru vetra. Najvýhodnejší je smer vetra, ktorý fúka od nezavlažovanej kruhovej výseče (stredový uhol od 240° do 360° — obr. 2). Pri rýchlostiach vetra pod 1,0 m a nad 2,0 m/s závisí veľkosť zavlaženej plochy od tlakovej výšky na postrekovači a rýchlosti vetra. So zvyšujúcou sa rýchlosťou vetra a s klesaním tlaku sa zavlažená plocha znižuje.

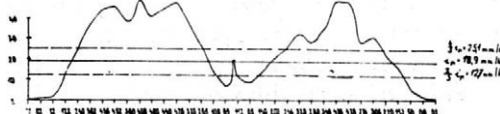
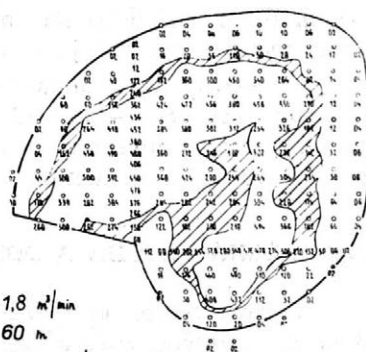
Pri výpočte dostreku postrekovača sa vychádzalo zo zavlaženej plochy. Priemerný dostrek postrekovača (tab. II) sa vypočítal analyticky ako polomer zo zavlaženej plochy

II. Zavlažená plocha a dostrek postrekovača

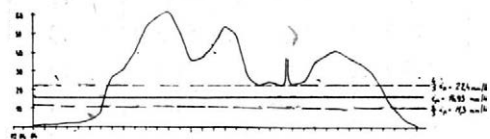
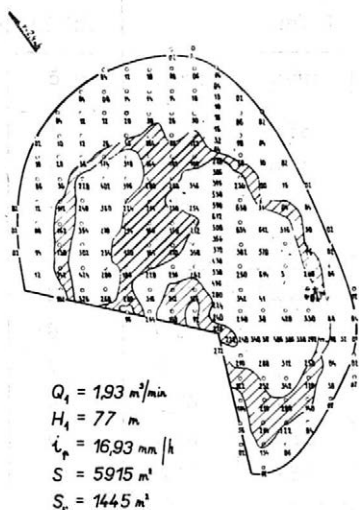
H_1	v		S	1 (m)			Skúška
m	↗	m/s	m ²	Ø	min.	max.	p. č.
60	→	1,5	6805	57,2	55,0	68,5	1
	↗	1,75	5475	51,1	42,0	57,5	2
	↘	2,6	4925	48,5	32,4	69,0	3
	↖	3,0	4890	48,3	30,5	72,5	4
70	→	1,3	7427	60,4	54,25	69,5	5
	↗	1,66	6455	55,5	52,0	69,0	6
	↘	2,5	5630	52,0	38,0	75,0	7
	↖	1,6	5478	51,1	39,0	67,0	8
	↙	1,7	5397	50,7	38,0	62,5	9
	↖	2,8	5352	50,5	35,0	75,0	10
77	↖	0,52	7245	59,0	56,5	69,5	11
	↖	1,4	7182	58,6	54,0	68,5	12
	↘	0,9	6512	56,0	49,5	61,5	13
	↘	2,4	5915	53,2	37,0	75,0	14
	↗	2,7	6020	53,6	37,5	70,0	15



3. Na obrázku je zreteľný rovnomerný kruhový obvod zavlaženej plochy spôsobený vhodným smerom vetra a jeho malou priemernou rýchlosťou. Šrafované je vyznačená užitočne zavlažená plocha



4. Deformácia zavlaženej plochy v dôsledku veľkej rýchlosti vetra. Šrafované je vyznačená užitočne zavlažená plocha



$$l_d = \sqrt{\frac{3S}{2\pi}} \quad (\text{m}) \quad (1)$$

Maximálne a minimálne veličiny dostreku predstavujú najväčšiu a najmenšiu vzdialenosť od postrekovača až po obvod zavlaženej plochy. Hranica dostreku je dosiahnutie 0,2 mm závlahy. Pomerne vysoké maximá dostreku sú spôsobené tým, že pri väčších rýchlostiach vetra ako $v = 2,4 \text{ m/s}$ sú drobné kvapky zanášané na veľké vzdialenosti. Účinný dostrek v takomto prípade býva približne o 10 m kratší, lebo na koncovom úseku dostreku je intenzita postreku spravidla veľmi nízka (okolo 2 mm/h^{-1}).

5. Deformácia zavlaženej plochy zapríčinená zmenou smeru vetra a jeho rýchlosti. Šrafované je vyznačená užitočne zavlažená plocha

Priemerný dostrek kolíše podľa tlakovej výšky na postrekovači.

H_1 (m)	60	70	77
l_d (m)	51	53	56

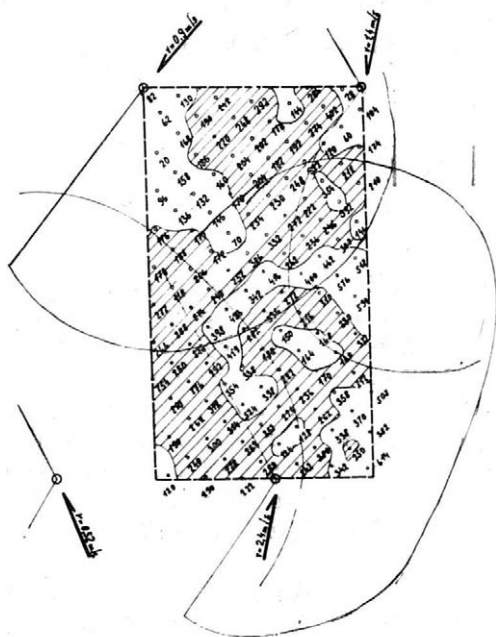
INTENZITA POSTREKU

Pod pojmom intenzita postreku sa ďalej uvádza veličina vypočítaná pre každý pokus z údajov zrážkomerných nádob, ako aritmetický priemer všetkých meraní väčších ako 0,2 mm. Táto veličina teda predstavuje výšku vody, ktorá skutočne dopadla na povrch pôdy za jednotku času i s uvažovaním strát vody v ovzduší (tab. III). Závisí pri rovnakom tlaku od rýchlosti a smeru vetra. Pri poklese tlaku sa prejavuje aj vplyv tlakovej výšky na postrekovači. V dôsledku nerovnomerného otáčania postrekovača a smeru vetra sa mení intenzita postreku i v rámci daného pokusu. Ak rozdelíme plochu na 3 výseče (obr. 1), potom intenzita postreku je v každej výseči iná. Tieto rozdiely kolíšu v hraniciach až $\pm 25\%$.

Maximálne a minimálne intenzity namerané v zrážkomerných nádobách sú veľmi rozdielne a menia sa od prípadu ku prípadu (tab. III, p. č. 1–15). Z hľadiska výskumu sú dôležité maximálne intenzity postreku, ktoré rastú s poklesom tlaku a s rýchlosťou vetra. Čím rýchlejší je vietor, tým väčšie sú údaje v zrážkomerných nádobách. Z hľadiska intenzity postreku je najvhodnejšia tla-

III. Intenzita postreku a priemery z jej najvyšších 10 veličín v mm/h

H_1	v	i_p	i_{pmax}	i_{pmin}	$\varnothing i_p$	i_{pmax}	Skúška p. č.
m	m/s	vzťahuje sa na 10 najvyšších nameraných intenzít u každej skúšky					
60	1,5	13,24	116,6	37,8	60,5		1
	1,75	16,25	58,2	40,6	48		2
	2,6	18,40	62,2	44,4	53,2		3
	3,0	18,88	50	40	54,8		4
70	1,3	11,41	59,4	30	37,5		5
	1,66	14,4	91,6	37,8	54		6
	2,5	17,09	58,8	41,2	48,5		7
	1,6	16,61	74,4	42,6	49,2		8
	1,7	16,14	61	35,8	44,2		9
	2,8	16,19	59	49	52,8		10
77	0,52	12,92	31,2	18,4	29,1	32,2	11
	1,4	13,20	39	39	20	32,7	12
	0,9	14,59	33,4	29	31,2	35,7	13
	2,4	16,93	63,4	49,6	57,2	41,0	14
	2,7	16,72	54,4	40,2	44,7	41,5	15



6. Zostava postrekovačov 90×50 m, ktorá bola vytvorená superpozíciou. Šrafované je vyznačená užitočne zavlažená plocha

ková výška na postrekovači 77 m. Priemer z 10 najvyšších intenzít u každého pokusu a pri tomto tlaku a rýchlosti vetra do 1,5 m/s sa pohybuje okolo 30 mm/h (tab. III, p. č. 11–13).

Výpočet intenzity postreku v zostave 90 × 50 m sa robil pomocou vzájomného prekrytia priesvitiek skúšok p. č. 11, 12, 13, 14 (obr. 6). Pri tlakovej výške na postrekovači 77 mm je intenzita postreku v tejto zostave 25 mm/h. Dá sa predpokladať, že pri priemernej rýchlosti vetra nižšej ako 2 m/s a tlakovej výške 77 m sa bude intenzita postreku v zostave 90 × 50 m pohybovať medzi 20–25 mm/h.

Priemerná intenzita postreku podľa ČSN 73 6519 Hydromeliorace sa vypočítava z množstva vody a zostavy postrekovačov. Pri tlakovej výške na postrekovači 77 m a prietoku 1,9 m³/min a zostave 90 × 50 m je

účinne zavlažená plocha	4500 m ²
priemerná intenzita postreku	25,3 mm/h

Tieto údaje ovšem platia za predpokladu, že v ovzduší nenastali žiadne straty vody, tj. rýchlosť vetra a výpar je nulový.

Pri teoretickom výpočte zostavy sa má vychádzať z dostreku 56 m ($H_1 = 77$ m) a s uvažovaním väčšieho zabezpečenia zavlaženia celej plochy sa tento dostrek skracuje o 15 %, tj. na 47,6 m.

Výpočet teoretických vzdialeností pro sektor 240°:

$$47,6 \times 1,84 = 87,6 \text{ m}$$

$$47,6 \times 0,92 = 43,8 \text{ m}$$

Pri tomto spôsobe výpočtu by mali byť vzdialenosti zostavy 90 × 42 m; účinne zavlažená plocha 3780 m²; priemerná intenzita postreku 38,1 mm/h.

Z praktického hľadiska je možné doporučiť ako maximálnu zostavu pri rýchlosti vetra menšej ako 2 m/s a tlakovej výške na postrekovači 77 m vzdialenosti 90 × 50 m. Priemerná intenzita postreku za tohoto predpokladu je asi 25 mm/h a maximálne intenzity sú vyššie ako 30 mm/h (tab. III).

Pre porovnanie maximálnych intenzít sa použil vzťah uvádzaný Z i m m e r m a n n o m [13]:

$$i_{P_{\max}} = \frac{1000 \cdot Q}{l_p^2} \cdot 60 \quad (\text{mm h}^{-1}) \quad (2)$$

ktorý platí za predpokladu, že postrekovač zavlažuje bez prekrytia. Tieto údaje pre $H_1 = 77$ m sú v tabuľke III.

Zimmermann [13] uvádza ďalej aj prípustné maximálne intenzity postreku pre rôzne kultúry a druhy pôd. Pre hlinito-piesčité pôdy je maximálna prípustná intenzita pri lúkach, pasienkoch a miešankách 18–25 mm/h. Pre piesky v tých istých kultúrach sa pohybuje maximálna prípustná intenzita od 32 do 65 mm/h, pričom pre iné kultúry sú tieto veličiny oveľa menšie. Tovey a Pair [11] udávajú pre hlinito-piesčité pôdy pri pasienkoch maximálnu prípustnú intenzitu 20 mm/h. Dvořák [1] udáva optimálne intenzity postreku pri dlhšom čase postreku ako 60 min približne 0,2 mm/min až 0,3 m/min (12–18 m h⁻¹). Podobné sú aj údaje uvádzané Jůvom [3].

Z uvedeného vyplýva, že agregát DP 4011 je použiteľný vzhľadom na vysokú maximálnu intenzitu postreku len u pieskov, a to pre závlahu pasienkov, lúk a miešaniek za predpokladu, že tlaková výška na hubici postrekovača je 77 m a priemerná rýchlosť vetra je nižšia ako 2 m/s.

ROVNOMERNOSŤ ROZDELENIA ZRÁŽKY

Rovnomernosť rozdelenia zrážky sa hodnotila Christiansenovým súčiniteľom rovnomernosti C_u a užitočne zavlaženou plochou.

$$C_u = 100 \left(1 - \frac{\sum (h_i - h_m)}{h_m \cdot n} \right) \quad (\%) \quad (3)$$

Užitočne zavlažená plocha je plocha zavlažená zrážkou, ktorá kolíše v rozmedzí $\pm 33 \%$ okolo priemernej intenzity postreku.

IV. Užitočne zavlažená plocha a súčiniteľ rovnomernosti

H_1	v	i_p	S	S_u	C_u	Skúška
m	m/s	mm/h	m ²	m ²	%	p. č.
60	1,5	13,24	6805	1697,5	28,3	1
	1,75	16,27	5475	1602,5	32,6	2
	2,6	18,40	4925	1187,5	29,6	3
	3,0	18,88	4890	1037,5	24,7	4
70	1,3	11,41	7427,5	2415,5	34,5	5
	1,66	14,40	6455	2737,5	33,4	6
	2,5	17,09	5630	1650	25,1	7
	1,6	16,61	5478	2010	29,4	8
	1,7	16,14	5397,5	1585	36,2	9
	2,8	16,19	5352,5	1577	17,3	10
77	0,52	12,92	7245	2392	39,0	11
	1,4	13,20	7092	3360	51,5	12
	0,9	14,59	6512,5	2409	45,3	13
	2,4	16,93	5915	1445	20,0	14
	2,7	16,72	6020	1210	25,9	15

Na základe rozboru údajov C_u a S_u (tab. IV) možno konštatovať, že rovnomernosť rozdelenia zrážok je všeobecne nízka, hlavne pri vyšších rýchlostiach vetra. Pri tlakovej výške $H_1 = 77$ m a pri rýchlostiach vetra pod 1,5 m/s je rovnomernosť rozdelenia zrážky relatívne najvyššie. Pri rýchlostiach vetra väčších ako 2 m/s sa užitočne zavlažená plocha podstatne znižuje (až o 50 %). Okrem rýchlosti vetra ovplyvňuje rovnomernosť aj smer vetra a tlak na postrekovači.

Súčiniteľ rovnomernosti i užitočne zavlažená plocha sa zisťovali v zostave 90×50 m pri tlakovej výške na postrekovači 77 m superpozíciou (obr. 6). V tomto prípade $C_u = 65$ %, čo tiež nie je dostatočné; za dobrú rovnomernosť sa považuje $C_u = 85$ % a užitočne zavlažená plocha $S_u = 0,3$ ha, čo predstavuje asi 65 % z celkovej zavlaženej plochy.

VEĽKOSŤ KVAPIEK

Veľkosť kvapiek sa merala za bezvetria ($v = 0$ až $0,5$ m s⁻¹) pri tlakovej výške na postrekovači $H_1 = 77$ m. Kvapky sa snímali v 6 m vzdialenostiach až do vzdialenosti 43 m. Ostatné veličiny sa získali extrapoláciou. Namerané veličiny sa štatisticky spracovali a vypočítala sa funkčná závislosť, ktorá sa ďalej porovnala so skutočnými údajmi. Maximálne meraná veľkosť kvapiek bola ϕ 2 mm, čo je z hľadiska agrotechnického veľmi priaznivé.

STRATY VODY ODVIEVANÍM A VÝPAROM

Straty vody odvíjaním a výparom sa zisťovali z pretečeného množstva vody a z intenzity postreku.

Rýchlosť vetra a tlak na postrekovači majú rozhodujúci vplyv na veľkosť strát vody. Určitý, ale menší vplyv majú priemerné denné teploty a sýtosťný doplnok. S rastúcou rýchlosťou vetra pri rovnakom tlaku na postrekovači rastie i celková strata vody vyjadrená v mm.

Percento strát vyjadrené v pomere k prietoku sa pohybuje od 15 do 20 %. Pri tlakovej výške na postrekovači 77 m sa môžu straty vody odvíjaním a výparom uvažovať 15 % z prietoku.

POROVNANIE AGREGÁTU DP 4011 S PODOBNÝMI VÝROBKAMI VO SVETE

Agregátv podobného typu ako je DP 4011, ale s inými parametrami, vyrábajú v SSSR. Ďalekoprádové postrekovače dodáva každá väčšia firma v Európe i v USA. Ich nevýhodou je vyššia intenzita postreku (cca 15 mm h⁻¹), a preto sa používajú okrem priemyselných účelov na zavlažovanie ľahkých až stredných pôd, vysokých kultúr, pasienkov, lúk a miešaniek. V porovnaní s ďalekoprádovými postrekovačmi iných výrobcov má agregát DP 4011 ešte vyššiu intenzitu postreku (cca 25 mm), ktorá je vyvolaná jednak tým, že postrekovač zavlažuje v sektore 240° a ďalej krátkym dostrekom pri vysokej spotrebe energie. Táto energia sa nevyužíva na zvýšenie dostreku, ale na rozdrobenie vodného lúča na malé kvapky. Postrekovač na agregáte DP 4011 je konštruovaný veľmi úsporne s ohľadom na ručnú prevádzku, zatiaľ čo by bolo vhodnejšie využiť možnosti jeho pripevnenia na podvozku a navrhnúť bohatšie dimenzie. Pri tlaku 80 m a hrúbke lúča 30 mm udáva Oehler [10] skutočný dostrek

až 77,5 m. Ak by postrekovač dosiahol tieto parametre, potom by prudko klesla intenzita postreku. V poslednom období sa objavujú na svetovom trhu postrekovače, ktoré pri menšom tlaku dosahujú značný dostrek ($H_{\text{ölz}} - V_1$), takže by mohol pri takomto postrekovači odpadnúť traktor, čím by sa zvýšila ekonomická efektívnosť.

ZÁVER

Výskumný ústav závlahového hospodárstva v Bratislave uskutočnil v r. 1967 skúšky zavlažovacieho agregátu DP 4011 vyrobeného v Sigmě Olomouc, ktorý sa skladá z traktoru a z prívesného čerpadla s ďalekoprádovým postrekovačom. Agregát je určený pre zavlažovanie poľnohospodárskych plodín. Voda sa odobrá z hydrantu a čerpadlom sa zvyšuje tlak na postrekovači až na $7,7 \text{ kp/cm}^2$. Postrekovač zavlažuje do sektoru 240° a po skončení závlahy sa presúva na novú pozíciu po suchej pôde v smere kruhovej výseče. Predmetom skúšok boli prevádzkové parametre agregátu, veľkosť zavlaženej plochy a dostrek, ďalej intenzita postreku, rovnomernosť rozdelenia zrážky a veľkosť kvapiek pri rôznych tlakoch a pri rôznej rýchlosti vetra.

Výsledky skúšok možno zhrnúť do týchto bodov:

1. Základným predpokladom pre účinnú prevádzku agregátu DP 4011 je, aby tlak na hydrante bol väčší ako 3 kp/cm^2 , a $7,7 \text{ kp/cm}^2$ na postrekovači.
2. Priemerná rýchlosť vetra nemá prekročiť počas závlah 2 m/s .
3. Agregát DP 4011 sa môže používať len na závlahu krmovínarských osevných postupov na piesčitých pôdach.

Pri splnení bodu 1 a 2 je spotreba nafty u traktoru $7-10 \text{ l/ha}$, prietokné množstvo $Q = 1,9 \text{ m}^3/\text{min}$, priemerný dostrek postrekovača 56 m , priemerná intenzita postreku v zostave $90 \times 50 \text{ m}$ je 25 mm/h , maximálna intenzita je 34 mm/h , súčiniteľ rovnomernosti $C_u = 65 \%$, užitočne zavlažená $S_v = 0,3 \text{ ha}$ a straty odvíevaním $15 \% Q$.

Došlo dne 22. 4. 1968

Literatúra

1. DVOŘÁK, J.: Optimální intenzita při závlaze postřikem. Vodní hospodářství, 1963, 2: 70-72.
2. JÚVA, K.: Závlaha půdy. Praha 1959.
3. LEBEDEV, B. M.: Daľnestrujnyje doždevaľnyje mašiny povyšennoj moščnosti. Traktor. i Selchozmaš., 1966, 7, 9: 23-27.
4. MARTAUS, J.: Výskum ďalekoprádového postrekovača DDN 45 pri odbere vody z tlakovej trubnej siete VÚZH.
5. MAŠEK, V.: Stanovení kinetické energie dopadajících kapek při zadržování. VŠZ Praha, 1964.
6. OSLÍK, V.: Agregát DP 4011. Závěrečná zpráva, Sigma Olomouc 1965.
7. OZDENGIZ, A.: Feldberegnungsversuche 1959—1960. 3. Bericht des Bundesversuchfeldes für Feldberegnung, Viedeň 1961.
8. SEVRUK, B.: Otáčavé postrekovače. Študijné informácie ÚVTI, Zemědělská technika, zvláště číslo 1966, s. 201.
9. SEVRUK, B.: Závlaha postrekem za vetra. Študijné informácie ÚVTI - Zemědělská technika 1967, č. 2, s. 71.
10. SEVRUK, B.: Hydraulické výpočty postrekovačů. Študijné informácie ÚVTI — Půdoznání a meliorace, 1967, č. 3.

11. TOVEY, R. - PAIR, C.: Measurement of intake rate for sprinkler irrigation designs. *Irrigation and Maint.*, 1965, 2: 23-24.
12. ULIČNÝ, M. - SOLAR, R.: Praktický návod na prevádzku a údržbu závlahových súprav. SNR — Bratislava, 1965.
13. ZIMMERMANN, I. D.: *Irrigation*. New York, 1966.

Испытания дождевального агрегата DP 4011

Научно-исследовательский институт орошаемого земледелия в Братиславе осуществил в 1967 г. испытания дождевального агрегата DP 4011, произведенного на заводе Сигма Оломоуц. Агрегат состоит из трактора и прицепного насоса с дальнеструйным дождевателем. Агрегат предназначен для орошения сельскохозяйственных культур. Подача воды осуществляется из поливочного крана и насосом давление в дождевателе повышается до $7,7 \text{ кг/см}^2$. Дождеватель увлажняет почву в секторе 240° , и после окончания орошения перемещается на новое место по сухой почве в направлении кругового сектора. Предметом испытаний были эксплуатационные параметры агрегата, величина орошаемой площади и дальность струи; далее интенсивность орошения, равномерность распределения осадков и величина капель при разных давлениях и при различной скорости ветра.

Результаты испытаний можно свести в следующие пункты:

1. Основной предпосылкой для эффективной эксплуатации агрегата DP 4011 является то, чтобы давление на поливочном кране было больше, чем 3 кг/см^2 и $7,7 \text{ кг/см}^2$ на дождевателе.
2. Средняя скорость ветра не должна во время орошения превышать 2 м/сек .
3. Агрегат DP 4011 можно использовать только для орошения кормовых севооборотов на песчаных почвах.

При выполнении пунктов 1 и 2 расход нефти у трактора составляет от 7 до 10 л/га, расход воды $Q = 1,9 \text{ м}^3/\text{мин}$, средний радиус действия дождевателя — 56 м, средняя интенсивность орошения в системе $90 \times 50 \text{ м}$ равна 25 мм/га , максимальная интенсивность составляет 34 мм/га , коэффициент равномерности — $C_u = 65 \%$, полезная орошаемая площадь — $S_v = 0,3 \text{ га}$ и потери отвеиванием ветра — 15% Q .

Checking the Irrigation Aggregate DP 4011

In 1967, the Research Institute of Water Management in Bratislava carried out a check-up of the irrigation aggregate DP 4011 produced by Sigma Olomouc; the set consists of a tractor and a trailed pump with a long-range sprinkler. The purpose of the aggregate is the irrigation of agricultural crops. The water is taken from a hydrant and the pump increases its pressure in the sprinkler up to $7,7 \text{ kp/cm}^2$. The sector of action of the sprinkler is 240° ; after the irrigation is finished the sprinkler moves on dry soil along the sector of circle. The characteristics tested were the operational parameters of the aggregate, the area covered and the range of sprinkling, then the intensity of sprinkling, the evenness of the distribution of the precipitation and the size of the drops under various pressures and different speeds of wind.

The results of the test can be summarized as follows:

1. The basic prerequisite for an effective operation of the aggregate DP 4011 is to maintain the pressure higher than 3 kp/cm^2 in the hydrant, and higher than $7,7 \text{ kp/cm}^2$ in the sprinkler.
2. The average speed of wind should not exceed 2 m/s during irrigation.
3. The aggregate DP 4011 can only be used for the irrigation of sandy soils under fodder crops.

In case point 1 and point 2 are met the consumption of petrol by the tractor is 7 to 10 l/h., the rate of flow $Q = 1,9 \text{ м}^3/\text{мин}$, the average range of the sprinkler is 56 m, the average sprinkling intensity in the $90 \times 50 \text{ m}$ set is 25 mm/h , the maximum intensity is 34 mm/h , the equality coefficient $C_u = 65 \%$, the usefully covered area $S_v = 0,3 \text{ ha}$, and the losses by water blown away are 15% Q .

Prüfungen des Beregnungsaggregates DP 4011

Das Forschungsinstitut für Bewässerungswirtschaft in Bratislava realisierte im Jahre 1967 die Prüfung des bei der Firma Sigma in Olomouc erzeugten Beregnungsaggregates DP 4011, der aus einem Traktor und einer Anhängerpumpe mit einem Weitstrahlregner besteht. Der Aggregat ist für die Beregnung von landwirtschaftlichen Fruchtarten bestimmt. Die Wasserabnahme wird aus dem Hydrant genommen und mittels der Pumpe wird der Druck beim Spritzgerät bis auf $7,7 \text{ kp/cm}^2$ erhöht. Das Spritzgerät beregnet bis in den Sektor von 240° und nach Beendigung der Beregnung wird sie in eine neue Position auf trockenem Boden in der Richtung des Kreisausschnittes verschoben. Der Gegenstand der Prüfungen waren die Betriebsparameter des Aggregates, das Ausmaß der beregneten Fläche und die Spritzweite, ferner die Spritzintensität, die Gleichmäßigkeit der Niederschlagsverteilung und die Größe der Tropfen bei verschiedenem Druck und bei verschiedener Windgeschwindigkeit.

Die Prüfungsergebnisse können in folgende Punkte zusammengefaßt werden:

1. Die grundlegende Voraussetzung für einen wirksamen Betrieb des Aggregates DP 4011 ist, daß der Druck am Hydrant höher als 3 kp/cm^2 und $7,7 \text{ kp/cm}^3$ beim Spritzgerät ist.
2. Die durchschnittliche Windgeschwindigkeit soll nicht während der Beregnung 2 m/s überschreiten.
3. Der Aggregat DP 4011 kann nur zur Beregnung von Futterpflanzen-Fruchtfolgen auf Sandböden angewendet werden.

Bei der Erfüllung des Punktes 1 und 2 ist der Erdölverbrauch beim Traktor 7 bis 10 l/h , die Durchflußmenge $Q = 1,9 \text{ m}^3/\text{min}$, die durchschnittliche Spritzweite des Spritzgerätes 56 m , die durchschnittliche Spritzintensität in der Zusammensetzung von 90×50 ist 25 mm/St , die maximale Intensität ist 34 mm/St , der Gleichmäßigkeitskoeffizient $C_u = 65 \%$, die nützlich bewässerte Fläche $S_v = 0,3 \text{ ha}$ und die Verluste durch Wegwehen 15% Q .

Adresa autora:

Ing. Boris Sevrúk, Výskumný ústav závlahového hospodárstva, Bratislava, Žilinská 18

Strouhal E., Bartolomějev A., Syrový O.: Příspěvek k řešení energetického zdroje pro dopravu v zemědělství	1
Hora O., Čermák A.: Požadavky na konstrukci samohodné sklizecí řezačky	15
Kravciv M.: Nestacionární teplotní pole půdy ve skleníku a jeho řešení metodou elektrické analogie	29
Knap J., Hájek J.: Roštové podlahy ve stájích pro prasata z hlediska tepelných ztrát u ležících prasat	37
Souhrada J., Ruml M., Caivas K.: Některé otázky využití silážních věží v zemědělském podniku	47
Sevruk B.: Skúšky zavlažovacieho agregátu DP 4011	55

СОДЕРЖАНИЕ

Строухал Е., Бартоломеев А., Сыровы О.: К решению источника энергии для транспорта в сельском хозяйстве (12). — Гора О., Чермак А.: Требования к конструкции самоходного уборщика-измельчителя (26). — Кравцов М.: Нестационарное температурное поле почвы в теплице и его решение методом электрической аналогии (36). — Кнап Я., Гаек Я.: Решетчатые полы для свиней с точки зрения тепловых потерь у лежащих (44). — Соуграда Й., Румл М., Цайвас К.: Некоторые вопросы использования башен для производства силоса и сенажа в сельскохозяйственном предприятии (53). — Севрук Б.: Испытания дождевального агрегата DP 4011 (66).

CONTENT

Strouhal E., Bartolomějev A., Syrový O.: A Contribution to the Solution of Power Source for Transport in Agriculture (13). — Hora O., Čermák A.: Demands for the Construction of Self-Propelled Forage Harvester (27). — Kravciv M.: A Non-Stationary Temperature Field of Soil in a Greenhouse Designed by the Method of Electrical Analogy (36). — Knap J., Hájek J.: The Slatted Floors for Pigs from the Point of View of the Heat Losses in Lying Pigs (45). — Souhrada J., Ruml M., Caivas K.: Some Problems Concerning the Use of Tower Silos for the Production of Silage and Haylage in an Agricultural Enterprise (53). — Sevruk B.: Checking the Irrigation Aggregate DP 4011 (66).

INHALT

Strouhal E., Bartolomějev A., Syrový O.: Beitrag zur Lösung der energetischen Quelle für den Transport in der Landwirtschaft (13). — Hora O., Čermák A.: Ansprüche auf die Konstruktion des selbstfahrenden Mähhäckslers (27). — Kravciv M.: Das nichtstationäre Wärmefeld des Bodens im Gewächshaus und seine Lösung durch die Methode der elektrischen Analogie (36). — Knap J., Hájek J.: Lattenrostfußböden für Schweine vom Gesichtspunkt der Wärmeverluste bei liegenden Schweinen (45). — Souhrada J., Ruml M., Caivas K.: Einige Fragen der Ausnützung der Hochbehälter für Gärfutter- und Halbheuerzeugung im landwirtschaftlichen Betrieb (54). — Sevruk B.: Prüfungen des Beregnungsaggregates DP 4011 (67).

TABLE DES MATIÈRES

Strouhal E., Bartolomějev A., Syrový O.: Contribution à la solution de la source énergétique pour le transport dans l'agriculture (13). — Hora O., Čermák A.: Exigences pour la construction d'une récolteuse — découpeuse automotrice (res. An, Al/27). — Kravciv M.: Un champ thermique non stationnaire dans la serre et son solution au moyen de méthode d'analogie électrique (res. An, Al/36). — Knap J., Hájek J.: Planchers à claies destinés

aux porcs au point de vue des pertes de chaleur constatées chez les porcs couchés (45). — Souhrada J., Ruml M., Caivas K.: Quelques questions d'utilisation des tours d'ensilage dans l'entreprise agricole (res. An/53, Al/54). — Sevruck B.: Essais de l'installation d'irrigation DP 4011 (res. An/66, Al/67).

Zemědělská technika č. 2/1969 otiskuje články:

- K. Hubálek, J. Šlechta: *Využití metody síťové analýzy při zpracování perspektiv zemědělského strojírenství*
K. Bláha: *Použití objemových dávkovačů pro aplikaci superfosfátu do statkových hnojiv*
J. Fiala: *Fyzikální vlastnosti tekutých krmných směsí pro prasata*
V. Sladký, O. Syrový: *Použití zásobníkového dávkovacího dopravníku DOZD 3 — Minor při zpracování objemných hmot*
K. Koskuba: *Technika měření vlhkosti vzduchu a plynů*

Zemědělská technika č. 3/1969 otiskuje články:

- M. Saidl: *Použití samočinného počítače k vyhodnocování nerovnoměrnosti rozmetání průmyslových hnojiv*
Z. Fleischman: *Příspěvek k problematice zjišťování provozní spolehlivosti zemědělských strojů*
I. Klenbergová: *Příspěvek k možnostem samočinného ovládání vrchních vybíračů siláže z věží*
M. Velebil: *Rozbor předpokladů mechanizace podestýlání ve vazných stájích skotu*

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