



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

11

ROČNÍK 27 (LIV)
PRAHA
LISTOPAD 1981
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

ZEMĚDELSKÁ TECHNIKA**Řídí redakční rada**

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc.,
ing. Vladimír Dufek, doc. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Fran-
tišek Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan
Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Jiří Kulík, Jan Květoň,
ing. Vladimír Píša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing.
Zdeněk Steffl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1981

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

■
Научный журнал **ZEMĚDELSKÁ TECHNIKA** публикует об-
зоры, анализы и научные статьи о решенных заданиях по
научному исследованию в области сельскохозяйственной техники.
Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Инсти-
тут научно-технической информации по сельскому хозяйству. Вы-
ход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 7.

■
The scientific journal **ZEMĚDELSKÁ TECHNIKA** publishes
studies, analyses and scientific treatises about the solved
research tasks in the line of the agricultural mechanization.
Published by the Czechoslovak Academy of Agriculture —
Institute of Scientific and Technical Information for Agri-
culture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Praha 2,
Slezská 7.

■
Die wissenschaftliche Zeitschrift **ZEMĚDELSKÁ TECH-
NIKA** veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftli-
che Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben
auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben von der
Tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Akademie —
Institut für wissenschaftlich-technische Information der
Landwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Pra-
ha 2, Slezská 7.

Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově

V tomto čísle časopisu *Zemědělská technika*, které bylo věnováno pracím Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze — Chodově, je zařazeno několik článků, které jsou výtahem z problematiky řešené v ústavu v rámci úkolů vědeckotechnického rozvoje. Návrh úkolů na 7. pětiletku vychází především z požadavků čs. soustavy pro komplexní mechanizaci zemědělství po roce 1980, z perspektivních výrobních programů VHI Zbrojovka Brno — největšího výrobce zemědělských strojů — a ze specializačních dohod se členskými státy RVHP v rámci mezinárodní socialistické dělby práce.

Tento úzký soubor článků nemůže ovšem obsáhnout celý rozsah úkolů, přesto snad umožní čtenáři nahlédnout do problémů jak základního, tak i aplikovaného výzkumu.

Ing. F. S i n e k, CSc., v článku „Vliv konstrukčních parametrů ventilů dojicích zařízení na tvar jejich statické charakteristiky“ popisuje postup a výsledky simulace matematického modelu ventilů dojicích zařízení.

Ing. Z. V r a n ý v práci „Energetické poměry cepového orovnávače půdy“ rozebírá funkci a energetickou náročnost cepového orovnávače půdy, který byl konstruován jako nesený stroj pro likvidaci křoví, krtin, lesních náletů, nedopasků, ale i půdních hrbolů (energeticky nejnáročnějších) při práci na svazích.

Ing. I. L a n ě a a ing. J. K u p r, CSc., se v článku „Výsledky analýzy některých vstupních parametrů pro automatizační systémy samojízdné sklízecí řezačky“ zabývají kvalitativním hodnocením problematiky dalšího zvyšování provozní výkonnosti samojízdných sklízecích řezaček a přínosem automatizačních ovládacích a regulačních systémů u těchto strojů pro snížení pracovního zatížení operátora a pro zvýšení výkonnosti.

Ing. Z. P ř í h o d a, CSc., se v příspěvku „Technicko-ekonomické rozvahy o čtyřřádkovém sázeči brambor“ snaží poukázat na skutečnosti, které ovlivňují nejen využití sázečů v praxi, ale i zaměření výzkumu, vývoje a kvalitu výroby.

Ing. A. Č e r m á k v práci „Víceúčelový stroj pro pícninářské práce na svazích“ analyzuje podmínky sklizně píce ve svažitých oblastech a charakterizuje mechanizační prostředky pro komplex prací ve svažitých podmínkách.

J. Š i m a n d l v rubrice „Pohotovostní měřicí laboratoř pro měření mechanických veličin na zemědělských strojích“ seznamuje čtenáře s účelem a vybavením pohotovostní měřicí laboratoře a osvětluje veliký ekonomický přínos, který se získává díky její operativnosti a následné možnosti zasahovat do měřených konstrukcí.

Výsledky prací, zvláště v oblasti základního výzkumu, představují podklady jak pro pracovníky ústavu, kteří jsou na aplikovaný výzkum zaměřeni, tak pro pracovníky výrobních podniků, a tím umožňují zkvalitňovat řešení vývojových úkolů, zejména po stránce koncepční a v další fázi pak z hlediska životnosti a větší provozuschopnosti.

Ing. Dušan H u t l a
Výzkumný ústav zemědělských strojů
Praha - Chodov

Vliv konstrukčních parametrů ventilů dojicích zařízení na tvar jejich statické charakteristiky

F. Sinek

SINEK, F. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Vliv konstrukčních parametrů ventilů dojicích zařízení na tvar jejich statické charakteristiky*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (11) : 639-650.

Práce popisuje postup a výsledky zjišťování vlivu konstrukčních parametrů ventilů dojicích zařízení na tvar statických charakteristik simulací matematického modelu na číslicovém počítači. Výsledkem je soubor kvalitativních i kvantitativních podkladů pro konstrukci. Jsou uvedeny tendence vlivu základních konstrukčních parametrů, míra tohoto vlivu a některé zásadní poznatky o funkci ventilů. Zjišťoval se především vliv na tvar statické charakteristiky, což je zatím rozhodující ukazatel vlastností ventilů. Za základní parametry byly zvoleny rozměry sedla a kuželky, tuhost pružiny, tvarové i ztrátové součinitele, vrcholný úhel kuželky a pasivní odpory v jejím vedení. Výsledky byly získány výhradně simulací matematického modelu bez experimentálních zařízení a bez výroby fyzických variant ventilů. Vycházelo se z ventilů československé výroby posledních let a jim také v principu výsledky v kvantitativních závěrech odpovídají. Závěry týkající se tendencí vlivů jednotlivých parametrů však platí obecně.

dojicí zařízení; přisávací a regulační ventily; charakteristika ventilu

Moderní výpočetní technika umožňuje racionalizovat vývoj strojů a zařízení. Jednou z významných oblastí je konstrukce, kde lze s výhodou využívat simulačních modelů, a tak zkracovat tuto etapu tím, že se vychází ze souboru podkladů a dat, které by při klasickém postupu byly k dispozici většinou až po zkouškách funkčního modelu. Právě výrazné snížení počtu fyzických alternativ pro experimentální a ověřovací práce a mnohem širší pohled na řešenou úlohu, který matematické metody dovolují, je základem jejich efektivity a přínosu.

Využití již existujícího matematického modelu statických charakteristik ventilů dojicích zařízení je motivováno potřebou zlepšit vlastnosti dosavadních zařízení a připravit do výroby nové zdokonalené regulační prvky.

Při současné úrovni znalostí o chování dojicího zařízení jako regulované soustavy zatím vyhovují ventily velmi jednoduché konstrukce. Argumenty potvrzující efektivnost absolutní stabilizace podtlaku při strojním dojení dosud chybí, a tak se v praxi volí kompromisní řešení a udržuje co nejstálější podtlak levnými a provozně spolehlivými prostředky. Tato práce je proto zaměřena na získání podkladů pro návrh ventilů odpovídajících svými parametry co nejlépe všem požadavkům v rámci současné, v zahraničí i v tuzemsku nejběžnější, koncepce. Má ukázat,

jak lze použít matematického modelu k získání podkladů pro konstrukci. Jde především o znalost vlivu jednotlivých konstrukčních parametrů na tvar statické charakteristiky ventilů jako základního kritéria pro hodnocení vlastností těchto prvků.

Příslušný matematický model, včetně jeho realizace na číslicovém počítači, byl již popsán (Sinek, 1981). Tento model se dále používá jako nástroj k řešení úlohy beze změny jeho struktury. Získané výsledky tvoří soubor závislostí, údajů a podkladů pro návrh nových ventilů.

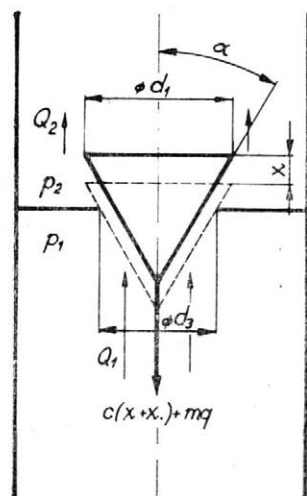
Za situace, kdy již existuje ověřený model, je další práce s ním vysoce efektivní. Ve srovnání s náklady na realizaci fyzických alternativ je cena řešení na počítači minimální a navíc možnosti kombinací a rozsahu sledovaných parametrů modelovaných alternativ jsou mnohem vyšší.

STRUČNÝ POPIS POUŽITÉHO MATEMATICKÉHO MODELU

V této práci představuje matematický model nástroj pro řešení úlohy. Podrobně je postup jeho odvození a ověření již popsán (Sinek, 1981). Model je sestaven podle typů ventilů vyráběných v současné době. Je zaměřen co nejobecněji, zůstává však vázán na určitý princip, který určuje jeho použití pro ventily dojicích zařízení ovládané podtlakem z místa připojení ventilu k potrubí, řízené účinkem pružiny nebo závaží s kuželovou, event. i kulovou kuželkou. Základem modelu jsou rovnice popisující průtok vzduchu sedlem ventilu a rovnice rovnováhy sil působících na kuželku. Za předpokladu stacionárního adiabatického průtoku vzduchu s uvažováním tření po nezbytné idealizaci poměrů ve ventilu byla odvozena soustava nelineárních algebraických rovnic popisujících ustálený stav při průtoku vzduchu ventilem. Simulační model realizovaný na číslicovém počítači má jako měnitelné vstupní hodnoty celkem deset parametrů ventilu. Výstupních veličin je pět (nevyužívají se vždy všechny).

Vstupní veličiny: p_1 - p_2 , $p_1 \cdot p_2^*$, d_1 , d_3 , c , α , C_x , μ , ξ , P_f .

Výstupní veličiny: F_M , x , w_2 , Q_2 , Q_1 .



1. Schéma ventilu dojicího zařízení s vyznačenými základními rozměry — Diagram of a milking machine regulator and the basic dimensions of the regulator

Vstupní veličiny modelu byly zvoleny tak, aby zahrnovaly základní konstrukční parametry ventilu, a to především takové, které největší měrou ovlivňují tvar charakteristiky ventilu. Některé jsou znázorněny na obr. 1.

Jednoduchou změnou vstupů lze systematicky prověřovat vlivy jednotlivých parametrů, sestavit závislosti a zjistit míru významnosti těchto vlivů.

METODIKA SIMULACE MODELU

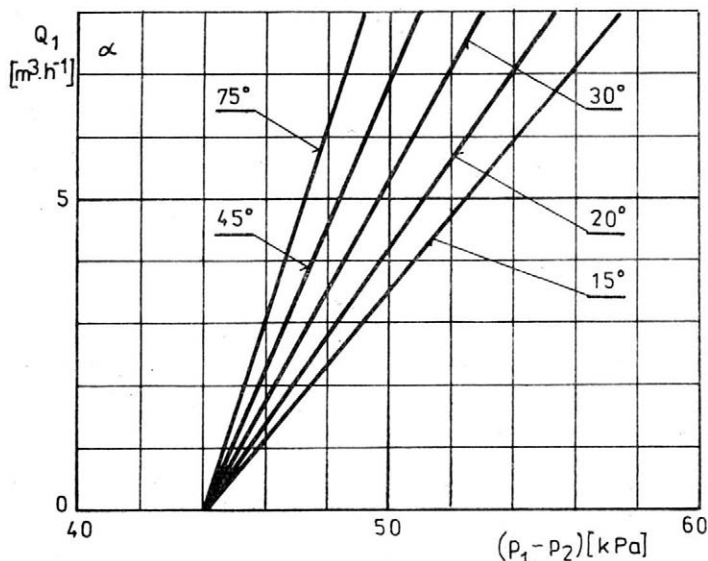
Tab. I obsahuje rozmezí, ve kterých byly jednotlivé konstrukční parametry sledovány. Na obr. 2 až 5 jsou pak zobrazeny příklady modelovaných charakteristik jednotlivých alternativ parametrů. Základem je tzv. výchozí alternativa, od které se ostatní liší pokud možno jen v jednom parametru s výjimkou tlaku p_2 , neboť vliv každého parametru byl sledován vždy pro řadu hodnot p_2 . Hodnoty parametrů zvolené výchozí alternativy jsou také v tab. I.

Protože výsledné charakteristiky nejsou zcela lineární, je hodnota strmosti s určována jako směrnice přímky procházející body se souřadnicemi $Q_1 = 0$ a $Q_1 = 5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Simulace se prováděla na minipočítači NOVA 820 (výrobce fa Data General). Tento minipočítač má 32k šestnáctibitových slov vnitřní paměti, délku paměťového cyklu 800 nanosekund a je vybaven výkonným diskovým operačním systémem. Pro simulaci použitého modelu je to vhodný a vysoce výkonný prostředek. Řešení jedné připravené alternativy netrvá déle než několik sekund.

I. Hodnoty sledovaných konstrukčních parametrů — Values of the studied structural parameters

Parametr	Výchozí alternativa	Zkoumaný rozsah parametrů	
		min	max
$p_1 - p_2$	závisí na $(p_1 - p_2^*)$; pokrýval se rozsah: od $(p_1 - p_2^*)$ do $(p_1 - p_2^*) + 15\,000$		
$p_1 - p_2^*$	44 070	34 000	54 000
d_3	0,016	0,08	0,028
d_1	0,018	0,015	0,032
c	1 320	100	5 000
α	15	15	75
C_x	0,17	0,1	1,0
μ	0,828	0,66	0,99
ε	0,725	0,58	0,87
P_f	0	0,1	1,0



2. Statické charakteristiky ventilu pro různé hodnoty úhlu α — Regulator static characteristics for several values of angle α

VENTILY DOJICÍCH ZAŘÍZENÍ

Jde především o dva typy ventilů — regulační a přísávací, které se liší jen některými parametry a použitím. Regulační ventily pracují s několikanásobně vyšším průtočným množstvím vzduchu a někdy mohou mít nižší strmost charakteristiky. Z konstrukčního hlediska se ventily často dělí na pružinové a na závažové — podle způsobu realizace sil, jimiž je kuželka ventilu přitlačována do sedla. Existují i jiné způsoby zatěžování kuželky, uvedené dva jsou však základní.

Při konstrukci ventilů je prvořadé, aby bylo dosaženo žádaného tvaru tzv. statické charakteristiky. Je to závislost protékajícího množství vzduchu na podtlaku u ventilu, kde každý bod odpovídá ustálenému stavu. Požadavků na charakteristiku je více. Přímou je z ní odvoditelná strmost charakteristiky, což je ukazatel citlivosti, dále pak těsnost ventilu po zavření a hystereze charakteristiky. Opakovaným zjišťováním charakteristiky lze kontrolovat také stabilitu vlastností ventilů a některé další údaje.

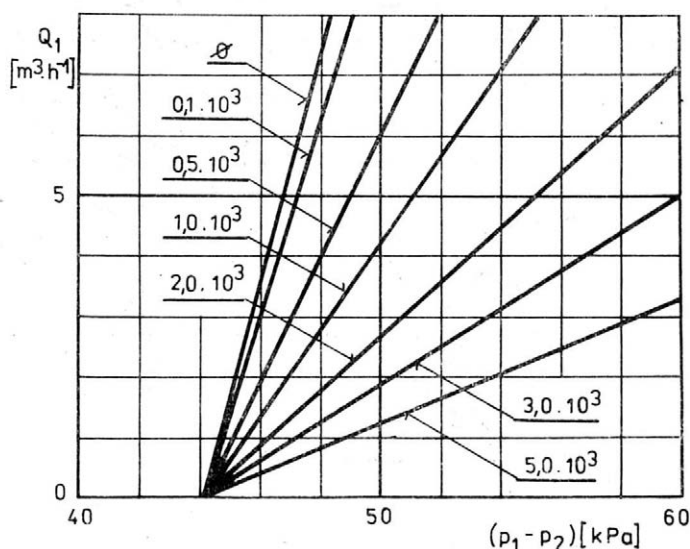
Za základní konstrukční parametry ventilů lze brát ty, které jsou uvedeny v tab. I. Průměry d_1 a d_3 určují rozměry ventilu. Jsou-li jednou určeny, je možné ostatní rozměry celkem snadno odvodit. S rozměry souvisí i velikost vrcholového úhlu kuželky 2α , která ovšem určuje také její tvar. Model počítá s kuželovým tvarem, lze jej však použít i pro kouli, kde 2α může být vrcholový úhel kuželové plochy dotýkající se koule v dotykové kružnici sedla a d_1 je průměr koule. S tvarem kuželky souvisí i součinitel odporu C_x a součinitele μ a ξ , závisící také na tvaru sedla. Všechny tři se určují experimentálně a znalost jejich vlivu na charakteristiku dává především kvalitativní poznatky a podklady. Síla, kterou musí rozdíl tlaků spolu s dynamickým účinkem proudu překonávat, je rovna $m \cdot g + c(x + x_0)$. Pro $c = 0$ jde o závažový ventil. Síla P_f reprezentuje pasivní odpory. Působí vždy proti pohybu kuželky a uplatní se i ve statické situaci, protože k pohybu z rovnovážné polohy dojde teprve tehdy, je-li P_f kompenzována změnou některé z působících sil.

Takto zvolené základní parametry se osvědčily. Zatím nevznikla potřeba jejich počet rozšiřovat.

POSTUP A VÝSLEDKY SIMULACÍ MATEMATICKÉHO MODELU

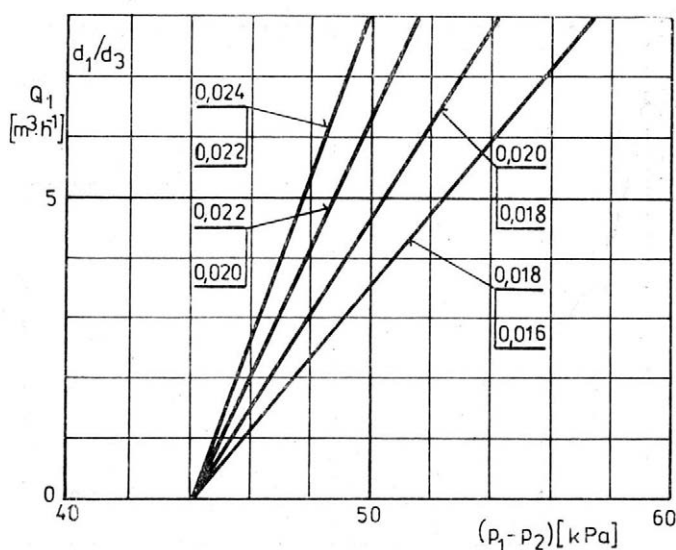
Opakovaným použitím modelu a jeho řešením bylo získáno množství výsledků. Na obr. 2 až 5 jsou zakresleny modelované charakteristiky pro různé hodnoty významnějších parametrů. Jsou jasně vidět tendence vlivu těchto parametrů na tvar charakteristiky. Hodnota $(p_1 - p_2)$

3. Statické charakteristiky ventilu pro různé hodnoty tuhosti pružiny — Regulator static characteristics for several values of spring constant

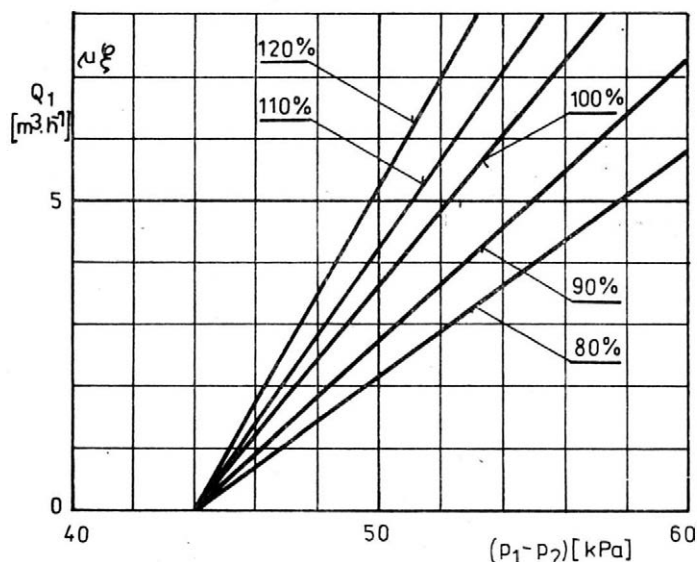


se záměrně udržovala pro všechny alternativy stejná. Aby se toho dosáhla, bylo nutné v některých případech přizpůsobit počáteční seřízení pružiny či hmotnosti kuželky, což je možné.

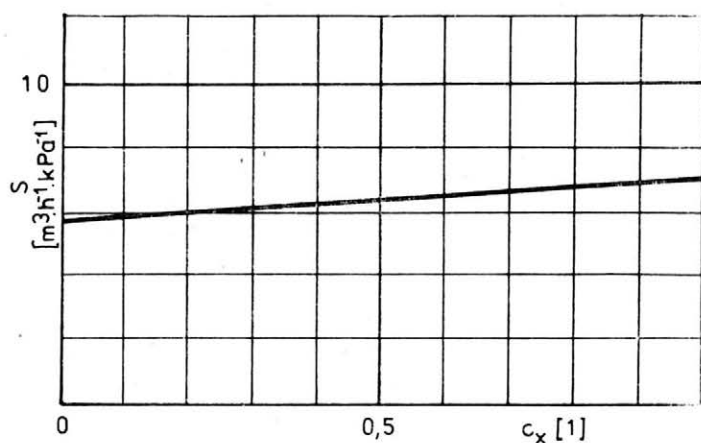
Z obrázků plynou důležitá zjištění. Rostoucí úhel kuželky přináší zvětšení strmosti charakteristiky, zatímco s růstem tuhosti pružiny se naopak strmost snižuje. Je zřejmé, že nejvyšší strmosti se dosáhne u závažového ventilu. Obr. 4 ukazuje vliv současné změny průměrů d_3 a d_1 . Nutná podmínka $d_1 > d_3$ je tu splněna tak, že $d_1 = d_3 + 0,002$. Ukazuje se, že u ventilů větších rozměrů lze dosáhnout vyšší strmosti, což je důležité. Obr. 5 obsahuje charakteristiky získané pro různé hodnoty součinitelů μ a ξ v porovnání s výchozí alternativou, u které byly použity hodnoty naměřené na skutečném ventilu. Měnily se oba současně, protože se takto také experimentálně zjišťují. Změna o 20 % je dosti velká.



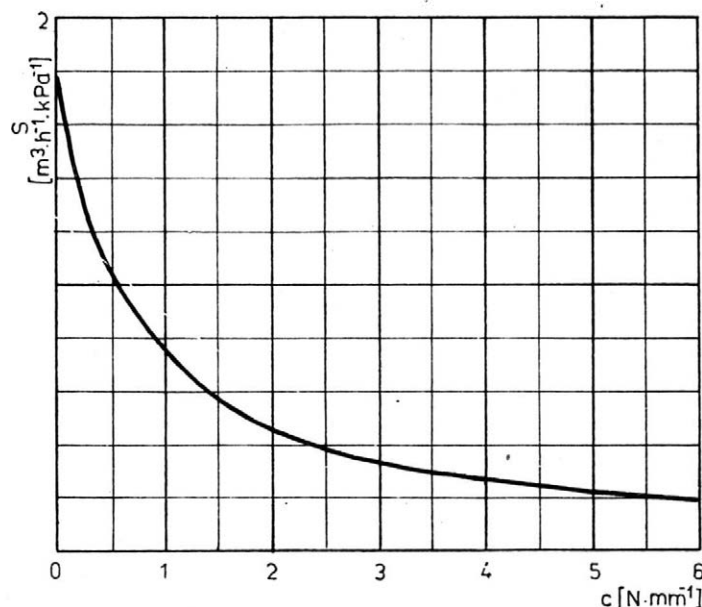
4. Statické charakteristiky ventilu pro různé hodnoty poměru sedla d_3 a průměru podstavy kuželky d_1 (platí $d_1 = d_3 + 0,002$) — Regulator static characteristics for several values of the ratio of regulator seat d_3 and disk base diameter d_1 ($d_1 = d_3 + 0.002$)



5. Statické charakteristiky ventilu pro různé hodnoty součinitelů μ a ξ (hodnota 100 % odpovídá pro oba součinitele výchozí alternativě podle tab. I) — Regulator static characteristics for several values of coefficients μ and ξ (value 100 % corresponds for both coefficients to the original alternative in Tab. I)

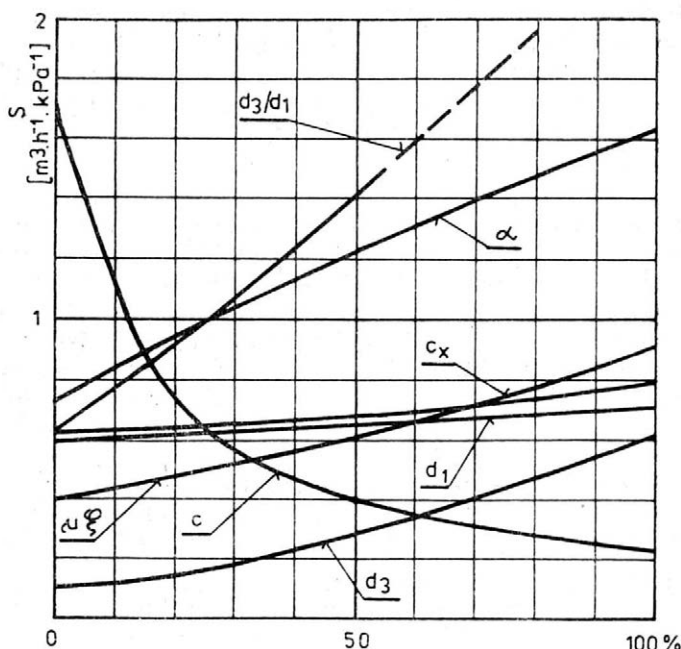


6. Závislost strmosti charakteristiky na hodnotě součinitele odporu kuželky C_x — Dependence of the slope of characteristics on the value of cone resistance coefficient C_x



7. Závislost strmosti charakteristiky na velikosti konstanty tuhosti pružiny c — Dependence of the slope of characteristics on spring constant c

8. Porovnání vlivu zkoumaných parametrů na strmost statické charakteristiky ventilu s pružinou (rozmezí 0—100 % odpovídá dolním a horním mezím realizovatelného rozmezí parametrů z tab. II) — Comparison of the influence of the given parameters on the slope of the static characteristics of regulator with a spring (range 0—100 % corresponds to the lower and upper limits of the realizable range of the parameters in Tab. II)



Praktický závěr je ten, že ventily není nutné příliš zdokonalovat z hlediska snižování ztrát při průtoku vzduchu sedlem a kolem kuželky, protože to přispívá ke snižování strmosti charakteristiky a při konstrukci jde zatím vždy o opak. Kvantitativně jsou možnosti ovlivnění charakteristiky změnou těchto parametrů ve srovnání s ostatními celkem malé.

Tendence vlivu jsou ještě názorněji vidět, když se z obr. 2 až 5 vynesou závislosti strmosti na velikosti příslušného parametru (obr. 6 a 7).

II. Realizovatelná rozmezí parametrů, zvolená pro porovnání jejich vlivu na strmost statické charakteristiky v obr. 8 — Realizable ranges of parameters chosen to compare their influence on the slope of the static characteristics in Fig. 8

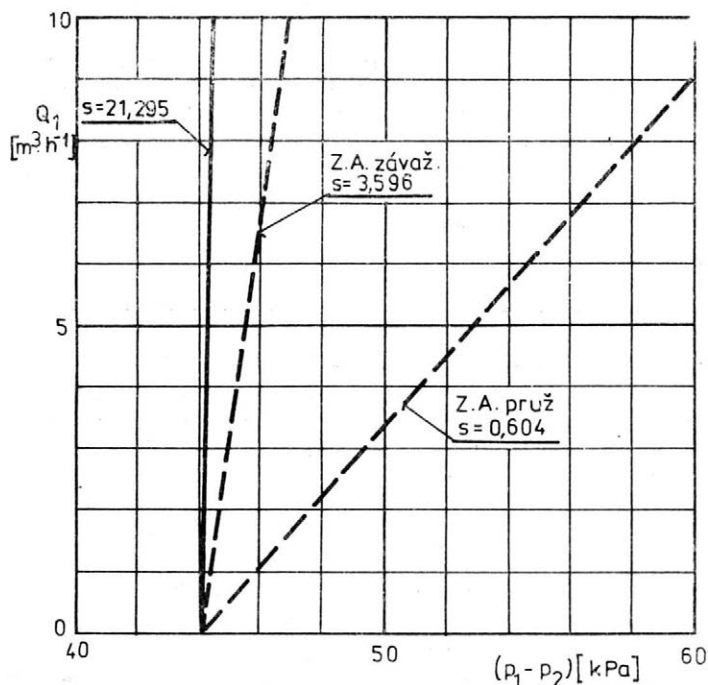
Parametr	Realizovatelné rozmezí (odhad)	
	min	max
c	0	5000
C_x	0,17	1,0
α	20	75
μ	0,66	0,99
ε	0,58	0,87
d_3	0,008	0,016
d_1/d_3	0,018/0,016	0,028/0,030
d_1	0,018	0,04

Podobně jako pro μ a ξ je i pro C_x možnost změny strmosti velmi malá, zatímco vliv tuhosti c je skutečně výrazný.

Model umožnil sledovat i vliv zavíracího podtlaku $(p_1 - p_2)$ na sklon charakteristiky. Ukazuje se, že s růstem podtlaku strmost mírně klesá. Pro běžný rozsah provozních hodnot, na které se ventily seřizují, je však tato změna zanedbatelná.

Aby se dala porovnat velikost vlivu jednotlivých parametrů a využít získaných výsledků v praxi, je vhodné zakreslit závislosti analogické se závislostmi z obr. 6 a 7 do společného grafu (obr. 8). K tomuto účelu bylo zvoleno tzv. realizovatelné rozmezí parametrů, což jsou odhadnuté intervaly, ve kterých je prakticky reálné měnit jednotlivé parametry. Horní a dolní meze těchto intervalů jsou uvedeny v tab. II. Nula vodorovné osy obr. 8 odpovídá dolní mezi a 100% horní mezi realizovatelného rozmezí. V tomto grafu je důležité posuzovat zejména tendence strmosti s a její citlivosti vůči jednotlivým parametrům. Je vidět, že největší vliv má tuhost pružiny a průměr sedla. Významný je také vliv úhlu α . Ostatní parametry se uplatní mnohem méně.

Po zjištění vlivu konstrukčních parametrů je možné dále pomocí modelu určit, jak velké změny strmosti lze vhodnou kombinací změn těchto parametrů dosáhnout. Obr. 9 ukazuje, že možnosti jsou značné. Proti výchozí alternativě s pružinou (označené v obr. 9 Z.A.pruž.) stoupla odstraněním pružiny (tj. $c = 0$), změnou průměrů d_1 a d_3 z hodnoty 0,018, resp. 0,016 na 0,026, popř. 0,022 a změnou úhlu α z 15° na 75° strmost této úpravy (označené v obr. 9 Z.A.závaž.) téměř šestkrát. Extrémní hodnota strmosti $s = 21,295 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{kPa}^{-1}$ je dána především změnou velikosti ventilu. Pro tento případ (v obr. 9 je vyznačená plnou čarou) se zvětšily průměry d_1 a d_3 na 0,052, resp. 0,050 a současně s tím C_x z hodnoty 0,17 na 0,50. Hodnoty parametrů alternativ s vyššími str-



9. Porovnání statické charakteristiky výchozí alternativy (parametry podle tab. I) s alternativami dávajícími vysokou a velmi vysokou strmost — Comparison of the static characteristics of the original alternative (parameters according to Tab. I) with alternatives providing a large and very large slope

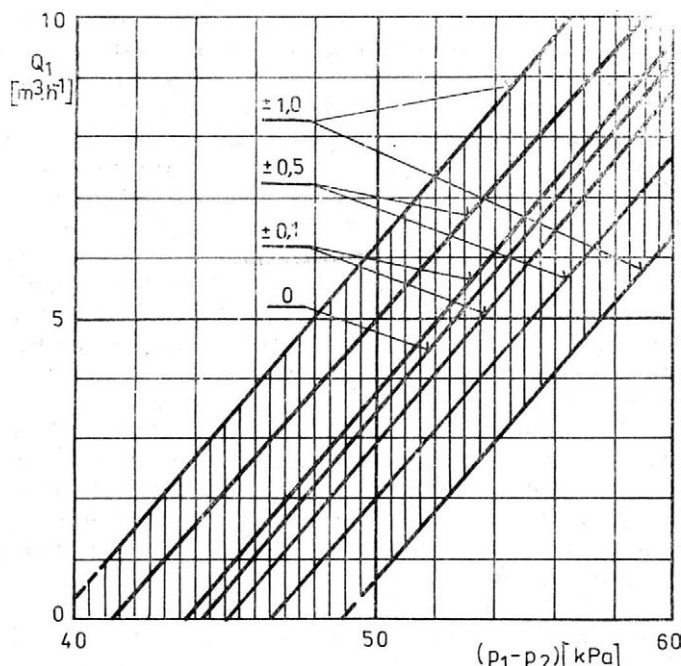
mostmi byly voleny zkusmo s použitím předchozích výsledků, aby se prokázalo, že výrazné zvětšení strmosti statické charakteristiky je možné a že lze vhodnou volbou těchto parametrů zhotovit ventil s téměř libovolnou hodnotou strmosti. V této souvislosti je ovšem třeba vidět, že u skutečných ventilů nelze z provozních důvodů používat ventilů s extrémními strmostmi, protože jsou velmi citlivé na vnější vlivy (otřesy, nečistoty apod.). Obvykle je požadováno s od 5,0 do 12,0 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{kPa}^{-1}$.

Pro čistě závažový ventil platí většinou podobné závislosti a závěry jako pro ventil s pružinou. Výjimku tvoří vliv vrcholového úhlu 2α . V tab. III jsou shrnuty výsledky sledování změny velikosti α . Je vidět, že kuželka se vždy ustaví v takové poloze, aby na dané hladině podtlaku byla pro různá α plocha průřezu v sedle F_M stejná. Protože na příslušné hladině podtlaku je i rychlost w_2 stálá, nemění se ani protékající množství vzduchu Q_1 a v důsledku toho se nemění ani strmost s .

III. Vliv velikosti úhlu α na strmost statické charakteristiky ventilu se závažím, platí pro srovnávací hladinu podtlaku $(p_1 - p_2) = 48\,070 \text{ Pa}$ — The influence of angle α on the slope of the static characteristics of the regulator with a dead weight is for a comparative vacuum level $(p_1 - p_2) = 48\,070 \text{ Pa}$

α	x	F_M	Q_1	s
55	$0,34 \cdot 10^{-3}$	$0,33 \cdot 10^{-4}$	14,4	3,596
65	$0,23 \cdot 10^{-3}$	$0,33 \cdot 10^{-4}$	14,4	3,596
75	$0,13 \cdot 10^{-3}$	$0,33 \cdot 10^{-4}$	14,4	3,596
85	$0,04 \cdot 10^{-3}$	$0,33 \cdot 10^{-4}$	14,4	3,596

10. Vliv pasivních odporů na statickou charakteristiku (vyšrafované rozmezí odpovídá velikosti síly $P_f = \pm 1 \text{ N}$; užší pásmo platí pro $P_f = \pm 0,5 \text{ N}$ a nejužší pro $P_f = 0,1 \text{ N}$; čára označená jako 0 je charakteristika výchozí alternativy) — The influence of passive resistances on static characteristics (cross-hatched range represents the force $P_f = \pm 1 \text{ N}$; the narrow zone represents $P_f = \pm 0.5 \text{ N}$ and the narrowest zone $P_f = 0.1 \text{ N}$; the line 0 is a characteristics of the original alternative)



Skutečné ventily jsou velmi často nestabilní. Jejich statická charakteristika nemá tvar hladké křivky, ale tvoří celé pásmo bodů, ve kterém se celkem náhodně pohybují pracovní body ventilu. Tento jev lze dobře vysvětlit účinkem pasivních odporů. Obr. 10 ukazuje, jak široká může být oblast nestability, způsobená třením ve vedení nebo zavěšení kuželky. Síla P_f reprezentuje všechny síly působící proti tendenci změnit dosavadní polohu za novou. Hodnota $+P_f$ odpovídá otevírání ventilu a $-P_f$ jeho zavírání. Výsledné závislosti na obr. 10 mají charakter hysteretických křivek. Je zřejmé, že již velmi malé hodnoty P_f mohou způsobit značný rozptyl bodů charakteristiky a že ventily dojicích zařízení jsou na pasivní odpory velmi citlivé. Je proto nutné volit takový princip, který dovolí uložit kuželku tak, aby se pohybovala s minimálním třením.

Další problém skutečných ventilů představuje jejich těsnost po zavření. Práce s modelem ukazují, že není důvod pro vznik nadměrné netěsnosti. Ventil bez pasivních odporů může být dostatečně těsný, i když z teoretického rozboru vyplynulo, že není dobré, aby kuželka těsnila v sedle dokonale. Je výhodné, aby jistá elementární netěsnost byla zajištěna, ovšem pro splnění tohoto požadavku stačí $Q_1 < 0,1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, což je z hlediska celkové bilance spotřeby vzduchu v dojicím zařízení hodnota zcela zanedbatelná.

VÝSLEDKY

Získané výsledky dávají potřebné podklady pro návrh a konstrukci ventilů dojicích zařízení. Jsou to především kvalitativní závěry o tendencích vlivu konstrukčních parametrů na vlastnosti ventilů a na tvar jejich charakteristik, což jsou výsledky nejzávažnější. Umožňují kvalifikovaně volit takové typy ventilů, které mají nejlepší předpoklady pro úspěšnou funkci.

Druhou skupinou výsledků jsou podklady o míře vlivu těchto parametrů. Použitý matematický model dovoluje s dobrou přesností určit, jak se změní tvar charakteristiky (především strmost) v důsledku změny každého z parametrů. Z povahy metody plyne, že přesnost těchto výsledků se zmenšuje, když se příslušný parametr mění příliš výrazně od původní hodnoty (výchozí alternativy, pro kterou byl ověřen).

Další skupinou výsledků jsou poznatky, které rozšiřují soubor znalostí o vlastnostech a chování ventilů (např. o významu těsnosti kuželky v sedle apod.). Tyto poznatky jsou buď zcela nové, nebo vysvětlují jevy, které jsou známy z praxe, ale dosud chybělo vysvětlení.

Výsledky získané simulací modelu, popsané v předchozí kapitole, jsou samy o sobě názorné a nepotřebují komentář. Proto jsou dále uvedeny pouze některé závažnější závěry, získané či potvrzené v průběhu prací a mající obecnější platnost:

1. Hodnoty konstrukčních parametrů ventilů dojicích zařízení nelze volit libovolně. Je nutné respektovat jejich vlivy jak při stanovení základních hodnot, tak při určování výrobních či montážních tolerancí.

2. V principu lze dosáhnout vyšší strmosti jak u pružinového, tak u závažového ventilu. U závažového je to však snazší. Pružina sama o sobě strmost snižuje.

3. Podmínkou pro dosažení jednoznačné charakteristiky bez hystereze je potlačení pasivních odporů ve vedení kuželky.

4. Určitá elementární netěsnost v sedle ventilu po dosednutí kuželky je příznivá. Zajišťuje jednoznačnost hodnot při otevírání ventilu.

5. Nejvýraznější vliv na charakteristiku má tuhost pružiny a rozměry sedla a u ventilů s pružinou také úhel kuželky. Jimi lze získat požadovanou strmost nejsnadněji. S rozměry sedla přímo souvisí rozměry celého ventilu.

ZÁVĚR

Odladěný a ověřený matematický model představuje velmi účinný nástroj řešení problémů výzkumu a vývoje strojů. V případě ventilů pro dojíací zařízení dovolu je model řešit dlouholetý problém uspokojivé funkce a žádoucího tvaru statické charakteristiky.

Tato práce popisuje postup a výsledky simulace takového modelu. Jde o celý soubor výsledků, podkladů a zkušeností, které tvoří základní materiál pro konstrukci těchto prvků. Soustřeďuje se především na tvar statické charakteristiky. Jsou uvedeny tendence vlivů základních konstrukčních parametrů, míry těchto vlivů a některé zásadní poznatky o konstrukci ve vztahu ke statické charakteristice.

Všechny uvedené výsledky byly získány velmi efektivně s minimálními náklady. Nebylo třeba montovat a vyrábět ani experimentální zařízení, ani varianty ventilů. Potvrdilo se, že pro tyto úlohy je matematické modelování efektivní metodou.

Použitá označení

c	konstanta tuhosti pružiny	$N \cdot m^{-1}$
C_x	součinitel odporu tělesa v proudě vzduchu	1
d_1	průměr podstavy kuželky	m
d_3	průměr sedla	m
F_M	plocha mezikruhového průřezu v sedle ventilu	m^2
g	zrychlení zemské tíže	$m \cdot s^{-2}$
m	hmotnost kuželky včetně závaží	kg
p_1	barometrický tlak	Pa
p_2	tlak za sedlem ventilu (ve směru proudění vzduchu)	Pa
p_2^*	tlak p_2 , při kterém ventil uzavře průtok vzduchu	Pa
$p_1 - p_2$	podtlak za sedlem ventilu	Pa
P_f	výsledná síla pasivních odporů na kuželce	N
Q_1	množství volného vzduchu protékající ventilem	$m^3 \cdot h^{-1}$
Q_2	množství expandovaného vzduchu protékající ventilem	$m^3 \cdot h^{-1}$
s	strmost statické charakteristiky ventilu určená ze závislosti $Q_1 = f(p_1 - p_2)$	$m^3 \cdot h^{-1} \cdot kPa^{-1}$
W_2	rychlost proudění vzduchu v sedle ventilu	$m \cdot s^{-1}$
x	zdvih kuželky	m
x_0	počáteční stlačení pružiny	m
α	polovina vrcholového úhlu kuželky	°
μ	součinitel kontrakce proudu	1
ξ	ztrátový součinitel	1

Literatura

SINEK, F.: Matematický model statických charakteristik ventilů dojcích zařízení. Zeměd. Techn., 26, 1981, č. 2, s. 99-110.

Došlo dne 7. 1. 1981

СИНЕК, Ф. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Влияние конструкционных параметров вентиля доильного оборудования на форму их статической характеристики. Земед. Techn., 27, 1981 (11): 639-650.

В работе описывается процесс и результаты определения влияния конструкционных параметров вентиля доильных установок на форму статических характеристик имитации математической модели на цифровой вычислительной машине. Результатом является совокупность количественных и качественных оснований для конструкции. Приводятся тенденции влияния основных конструкционных параметров, степень этого влияния и некоторые принципиальные данные о функции вентилей. Устанавливалось, прежде всего, влияние на форму статической характеристики, которая является главным показателем свойств вентилей. В качестве основных параметров были избраны размеры седла и конуса, твердость пружины, коэффициенты формы и потерь, угол вершины конуса и пассивные сопротивления в их проводке. Результаты были получены исключительно на имитационной математической модели без экспериментальных приспособлений и без изготовления физических вариантов вентилей. Применялись вентили чехословацкого производства последних лет, чему соответствуют результаты количественных измерений. Выводы, касающиеся тенденций влияния отдельных параметров, всеобщие.

доильные установки; присасывающие и регулирующие вентили; характеристика вентилей

SINEK, F. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *The Pattern of Static Characteristics of Vacuum regulators of Milking Machines as Influenced by their Structural Parameters*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (11): 639-650.

A process and results are described of studying the influence of structural parameters of vacuum regulators milking machines on the pattern of the static characteristics of mathematical models simulated by a digital computer. The qualitative and quantitative data for designing are provided. The tendencies of the influence of the basic structural parameters the rate of this influence and some essential findings on regulators function are given. Especially the influence on the pattern of the static characteristics was studied, which is the most important parameter of regulators qualities. The following parameters were taken as the basic ones: sizes of regulators seat and cone, spring constant, coefficients of choke and loss, apex angle of cone, and passive resistances in disk guide. The results were obtained exclusively by simulating a mathematical model without using any experimental devices and without manufacturing any physical variants of the regulators. The regulators made in Czechoslovakia in recent years were used; the quantitative character of the results relates to these regulators. The conclusions on the tendencies of the influences of different parameters are of general validity.

milking machines; vacuum regulators; regulator

Adresa autora:

Ing. František Sinek, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha - Chodov

Z. Vraný

VRANÝ, Z. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha Chodov): *Energetické poměry cepového orovnávače půdy*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (11): 651–660.

V článku je popsána funkce a použití nového zařízení — cepového orovnávače půdy. Pro energeticky nejnáročnější aplikaci tohoto stroje, kterou je rozbíjení povrchové vegetační vrstvy půdy, je na základě teoretického řešení odvozena závislost energetické náročnosti stroje na hlavních konstrukčních parametrech stroje a na vlastnostech zpracovávané vrstvy půdy. Výsledky řešení jsou konfrontovány s experimentálními údaji, aby mohly být doplněny materiálové konstanty a ověřena správnost předpokladů teoretického řešení. Cílem článku je kvantitativně zhodnotit vliv hlavních faktorů na energetickou náročnost stroje a poskytnout směrnice pro optimální řešení stroje a jeho hospodárny provozní režim.

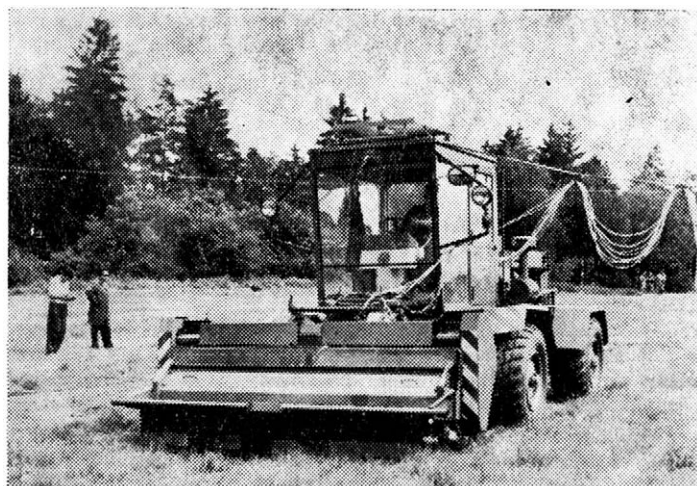
cepový orovnávač půdy; energetická optimalizace; rekultivace luk a pastvin

Mezi významné úkoly čs. zemědělství posledních let patří výrazný rozvoj vlastní výroby krmiv a omezení jejich dovozu. Předpokladem pro splnění tohoto úkolu je intenzifikace pěstování píce, přičemž největší rezervy je třeba spatřovat v rozšíření a ve vyšším využití produkčních ploch v horských oblastech. Tam se vlivem nedostatečné mechanizace výroba pícnin snižovala, luční porosty byly využívány více jako pastviny, zhoršovala se skladba travního porostu a rozšiřoval se lesní a křovinatý nálet.

Pro navrácení těchto ploch intenzivnímu využití se v současné době vyvíjí potřebná mechanizace, jejímž základem je stroj pro mechanizaci pícninařských prací na svazích MT 6-011 (dříve označený ŽTRS-310) n. p. Agrostroj Pelhřimov. K němu se připravuje celá soustava adaptérů. Jedním z nich je cepový orovnávač, kterým se připraví pozemky pro další, už systematické intenzivní obhospodařování, jež zahrnuje návazné hnojení, setí, sečení, obracení a sklizeň pícnin.

Prvním článkem linky je tedy cepový orovnávač, kterým se zlikvidují veškeré přírodní překážky jako nedopasky, kameny, krtiny, křoví, lesní nálet, ale i půdní hrboły; zvláště ty jsou podle dosavadních zkušeností a výsledků měření energeticky nejnáročnější, a proto zcela zásadním způsobem rozhodují o výkonové třídě motoru stroje. Právě na toto dílčí použití je zaměřen tento článek.

Je třeba zdůraznit, že cepový orovnávač neslouží jako zařízení na souvislé velkoplošné srovnávání povrchu půdy, protože k tomu by lépe posloužil buldozer, event. rotaátor či půdní fréza. Na svazích ani nelze velkoplošně rozrušovat povrch, protože vzniká nebezpečí škod erozí (splavováním půdy). Cepový orovnávač má plnit i výše zmíněnou funkci (rozbíjení, likvidace), a proto jeho cepy mají podstatně větší rozměry, vyšší hmotnost a odlišný tvar a uspořádání než např. nože půdní frézy. Neumožňují totiž odchod zeminy jako nože frézy a musí ji tedy jen hrnout. Další podstatnou odlišností je vyšší obvodová rychlost cepů orovnávače, aby mohl rozbíjet přírodní překážky převážně dynamickými účinky cepů.

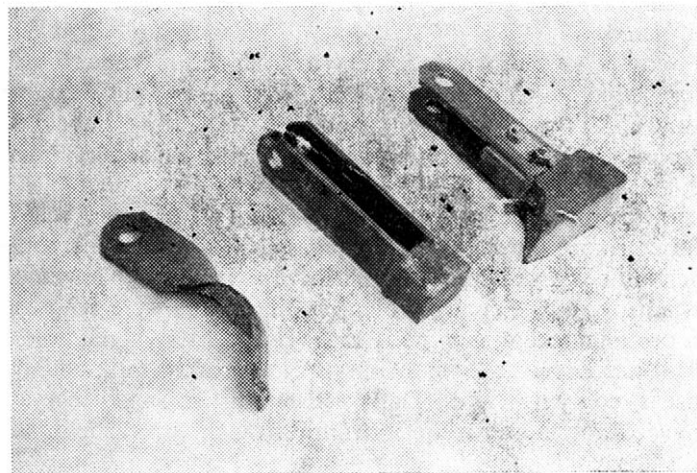


1. Stroj MT 6-011 s cepovým orovnávačem půdy PB 2-051 při energetickém výzkumu — The MT 6-011 machine with the rotary land leveller PB 2-051 in the course of energetic research

Přesto však lze mezi porovnávanými systémy nalézt období, která spočívá na období fyzikálních dějů při práci těchto systémů, pro které platí i obdobné zákonitosti. Jedna část dějů nastává při pohybu cepů v prostředí vzduchu a lze ji kvantitativně vyšetřovat při bězích strojů naprázdno, druhá část dějů probíhá v prostředí půdy a tyto děje lze vyšetřovat při pracovním nasazení. Vzhledem k malému zaplnění prostoru cepového rotoru orovnávače půdou lze pracovní režim stroje posuzovat jako superpozici obou těchto dějů.

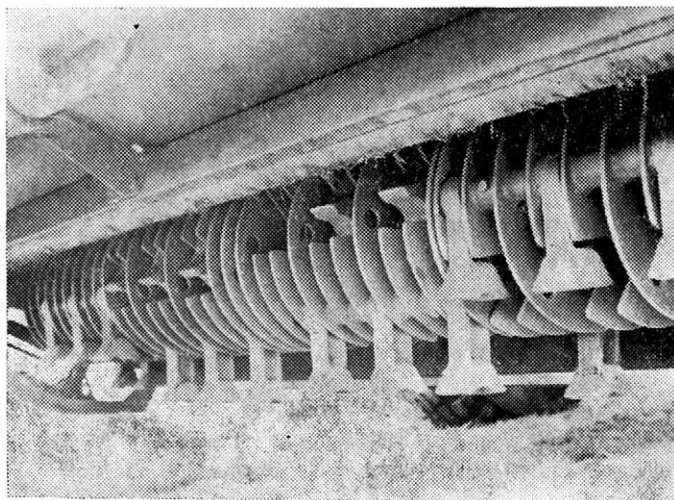
POPIS STROJE

Hlavní částí cepového orovnávače BP2-051 je dvojdílný rotor (obr. 1, 3, 4) s vodorovnou osou napříč směru pojezdu, na němž jsou výkyvně uchyceny cepy, udržované v pracovní pozici odstředivou silou. Při nárazu na tuhou překážku mohou cepy vykynout a buď překážku údery postupně rozrušit, nebo ji v ojedinělých obtížnějších případech bez úspěchu, ale i bez poškození stroje minout. Náзор na účelný tvar cepů se vyvíjel spolu s požadavky na rozsah použití stroje (obr. 2, 3). Zatímco ploché cepy pracovaly dobře a hospodárně při odstraňování nedopasků a stařiny, pro rozbíjení kamenů

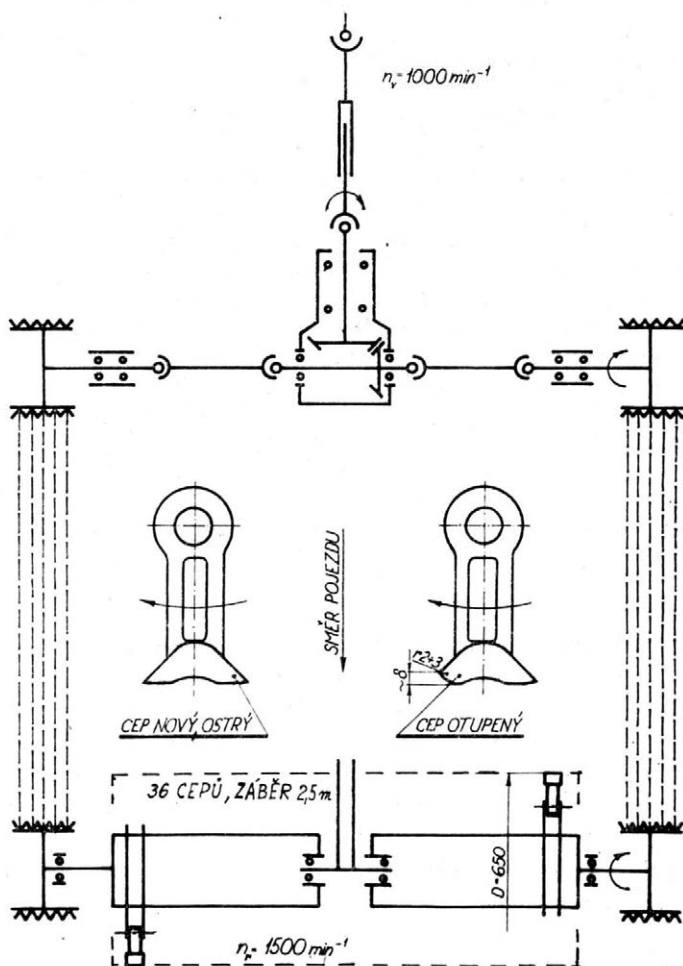


2. Tři starší typy cepů orovnávače: plochý, hranolový a kladivový — Three older types of leveller knives: flat, prism-shaped, and hammer-like

3. Rotor orovnávače s odlévanými dvoubřitými cepy — A leveller rotor with cast two-edged flails



4. Schéma převodů cepového orovnávače půdy PB 2-051, uspořádání pohonu obou rotorů a tvary břitů ostrého a otupeného cepu — Diagram of transmissions of the rotary land leveller PB 2-051, arrangement of the drive of both rotors and edge forms of a sharp and blunt flail



nestačily. Hranolový typ byl určen opět pouze na kameny, kladivový byl příliš těžký, výrobně náročný a způsoboval potíže při vyvažování rotoru. V poslední verzi (obr. 3) jsou tedy univerzální cepy odlévané, dvoubřité a zadních břitů lze využít pro otočení cepů na čepech.

Smysl otáčení rotoru s cepy odpovídá záběru zdola, aby se oddělený materiál rozbíjel o plášť při postupu mezerou mezi rotorem a pláštěm.

Vzhledem k velké mezeře (> 40 mm) lze předpokládat, že zde už nedochází k interakci unášených částic s rotorem, ale jen s pláštěm. Část materiálu je odhazována před stroj a musí být znovu nabírána. Rotor lze vůči povrchu půdy výškově seřizovat dvěma stavitelnými plazy pod vnějšími ložisky rotoru, čímž se dosáhne potřebného hloubkově specifikovaného účinku na půdu. Nejčastěji se využívá této dálkově řízené regulace při postupné likvidaci křoví, kterým stroj projíždí na několikrát až po rozrušení kořenového systému v půdě.

Z uvedených skutečností vyplývá, že při energetické analýze cepového orovnávače je třeba zvlášť vyšetřovat příkon pro běh naprázdno, pro odřezávání půdní vrstvy a pro její urychlení.

ZTRÁTY PŘI BĚHU OROVNÁVAČE NAPRÁZDNO

Při běhu cepového orovnávače naprázdno působí několik fyzikálně různých odporů proti otáčení:

- odpor Coulombovým třením hřídelů v ložiskách a klínových pasů v řemenicích; pro něj je charakteristická nezávislost na rychlosti pohybu. Závisí jen na hmotnosti rotujících dílů, typu ložisek, napnutí klínových pásů a seřízení vůlí v převodovce. Souhrnu všech těchto odporů odpovídá krouticí moment M_o na poháněcím hřídeli stroje;

- odpor viskozním třením, který je úměrný rychlosti otáčení a vzniká hlavně vlivem mazadel (zde olejová náplň převodovky a tuk v ložiskách). Souhrn všech těchto ztrát označme na poháněcím hřídeli momentem M_{o1} ;

- odpor aerodynamickými ztrátami, které vznikají hlavně pohybem cepů vzduchem. Jsou úměrné čelní ploše cepů, jejich tvaru a druhé mocnině rychlosti. Příslušný moment přepočtený na poháněcí hřídel označme M_{o2} .

Pro celkový hnací moment M_{oc} cepového orovnávače při běhu naprázdno tedy platí vztah

$$M_{oc} = M_o + M_{o1} + M_{o2}$$

který lze pro konkrétní provedení ústrojí psát ve tvaru funkce na otáčkách poháněcího hřídele n_v :

$$M_{oc} = A + B \cdot n_v + C \cdot n_v^2$$

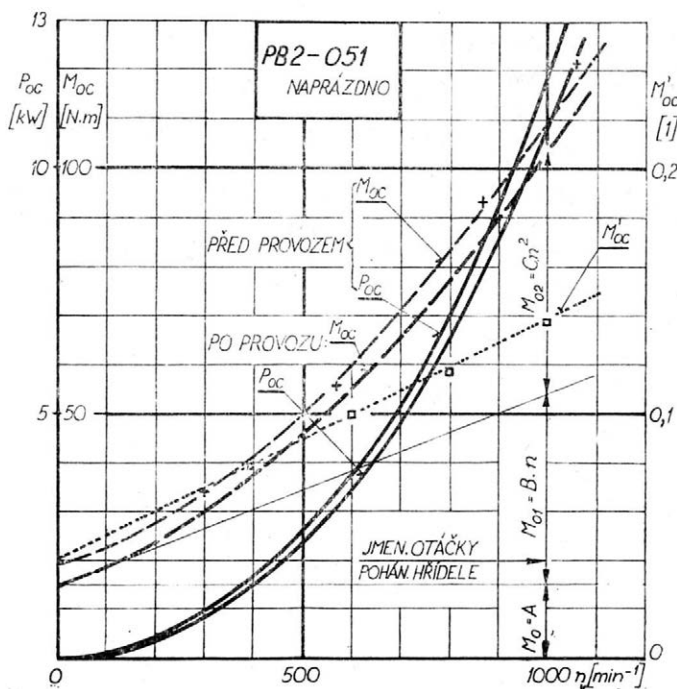
Pro kvantitativní určení jednotlivých činitelů A , B , C jsou k dispozici jen vlastní experimentální data. Vycházíme-li z grafického znázornění funkce $M_{oc} = f(n_v)$, pak pro $n = 0$ nabývá hodnota momentu přímo hodnoty A .

Derivací vztahu podle n_v dostaneme lineární závislost

$$\frac{dM_{oc}}{dn_v} = M'_{oc} = B + 2C \cdot n_v$$

a opět pro $n_v = 0$ nabývá derivace hodnotu činitele B a činitel C lze určit jako směrnici této derivační funkce

$$C = \frac{M''_{oc}}{2}$$



5. Závislosti středního hnacího momentu a příkonu cepového orovnávače půdy PB 2-051 na otáčkách poháněcího hřídele při běhu naprázdno (před provozním ohřevem převodů a po něm). Jsou zde také naznačeny prvky matematické analýzy funkce $M_{oc} = f(n_v)$ pro získání hodnot A, B, C — Dependences of the mean driving moment and energy input of the rotary land leveller PB 2-051 on the speed of the driving shaft at idle running (before the operational warming up of transmissions and after it). Elements of the mathematical analysis of the function $M_{oc} = f(n_v)$ for obtaining values A, B, C are given

Pro poslední variantu stroje PB2-051 (r. 1978) jsou tyto veličiny uvedeny na obr. 5. Pro ohřátý zaběhnutý stav stroje byl naznačeným postupem získán vztah

$$M_{oc} = 14 + 0,04 n_v + 50 \cdot 10^{-6} \cdot n_v^2 \quad [\text{Nm}; \text{min}^{-1}]$$

který po dosazení jmenovitých otáček $n_v = 1000 \cdot \text{min}^{-1}$ (obvodová rychlost cepů $51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) na poháněcím hřídeli dává přehled o velikostech dílčích složek odporů

$$M_{oc} = 14 + 40 + 50 = 104 \text{ Nm}$$

Největší je tedy vliv odporu vzduchu, pro který byl vypočten z experimentálních podkladů součinitel odporu 0,375.

Pro příkon orovnávače naprázdno platí závislost na otáčkách

$$P_{oc} = M_{oc} \cdot \frac{n_v}{9550} \quad [\text{kW}, \text{Nm}, \text{min}^{-1}]$$

která je rovněž vyznačena v obr. 5. Při jmenovitých otáčkách činí příkon orovnávače naprázdno 10,9 kW.

Z této analýzy tedy vyplývá, že:

- největší složkou příkonu stroje naprázdno jsou ventilační ztráty pohybem cepů vzduchem (tvoří téměř polovinu příkonu),
- druhá největší část příkonu naprázdno (cca 38 %) se vynakládá na ztráty vířením maziva,
- nejmenší část příkonu (cca 13 %) připadá na ztráty Coulombovým třením v ložiskách a řemenových převodech. Z toho lze vyvodit, že řádné napnutí klínových pásů pro bezpečný přenos značných momentů při práci stroje nemá valný vliv na ztráty; naopak nedostatečné napnutí vede podle zkušeností ke zvýšenému prokluzu, nadměrnému ohřevu a brzkému zničení pásů.

ENERGETICKÉ NÁROKY OROVNÁVAČE PŘI PRÁCI

Při záběru cepů do půdy dochází k odřezávání a zároveň k urychlování půdy přibližně na obvodovou rychlost cepů. Protože výška odebírané vrstvy bývá relativně malá (několik cm), lze upustit od složité analýzy pohybu půdy po cepu a zjednodušeně psát vztah pro příkon na odříznutí a urychlování půdy ve tvaru

$$P_p = P_f + P_u$$

Při odvozování závislosti pro řezný příkon je třeba uvážit, že posuv stroje na jeden cep (zákroj) bývá u orovnávače 0,5 až 2 cm, takže odpor půdy proti vnikání cepů bude především úměrný délce řezných břitů, měrnému odporu půdy a ostrosti cepů:

$$F_f = b_1 \cdot N \cdot c \cdot d \quad [N]$$

Tento odpor působí po oblouku délky s

$$s \doteq \sqrt{a(D-a)} \doteq \sqrt{a \cdot D} \quad [m]$$

takže příkon pro řez bude po úpravách

$$P_f = 16,7 \cdot 10^{-6} \cdot b \cdot c \cdot d \cdot n_r \cdot \sqrt{a \cdot D} \quad [kW]$$

Příkon na urychlení odříznuté půdy je

$$P_u = \frac{1}{2000} m_1 \cdot v_c^2 = a \cdot b \cdot \rho \cdot v_p \cdot v_c^2 \cdot \zeta / 2000 = 1,37 \cdot 10^{-6} a \cdot b \cdot \rho \cdot v_p \cdot D^2 \cdot n^2 \cdot \zeta \cdot \xi \quad [kW]$$

Celkově tedy pro pracovní příkon orovnávače (mimo ztráty během naprázdno) a po zahrnutí účinnosti převodů platí vztah

$$P_p = \frac{a \cdot b \cdot n_r}{10^6 \cdot \eta} (16,7 \cdot c \cdot d \sqrt{\frac{D}{a}} + 1,37 \cdot \rho \cdot v_p \cdot D^2 \cdot n_r \cdot \zeta \cdot \xi) \quad [kW]$$

Principiální platnost tohoto vztahu byla experimentálně ověřena, přičemž některé materiálové parametry byly získány měřením. Činitel ζ zahrnuje vliv smyslu otáčení rotoru a počítá s opětovným urychlováním části půdy, kterou rotory při spodním záběru do půdy odhazují před stroj. Činitel ξ počítá s vlivem spadávání části půdy s cepů podle prašnosti, vlhkosti a provázanosti půdy kořínky rostlin.

Jako velmi významný se na energetické poměry orovnávače při experimentálních pracích projevil vliv otupění cepů. U dvoubřitových odlévaných cepů se podle obr. 4

I. Dílčí složky příkonu a celkový příkon cepového orovnávače půdy PB 2-051 souhlasící s experimentálními údaji pro otupené cepy a jejich porovnání s vypočtenými příkony pro ostré cepy — Components of energy input and the total energy input of the rotary land leveller PB 2-051 in agreement with the experimental data for blunt flails and the comparison with energy inputs calculated for sharp flails

Otáčky cepového rotoru [min ⁻¹]	Otáčky vývodového hřídele [min ⁻¹]	Hloubka zpracování [m]	Pojezdová rychlost [m . s ⁻¹]	Dílčí složky příkonu a celkový příkon orovnávače půdy									Zvýšení celkového příkonu otupením cepů
					otupené cepy				ostré cepy				
					<i>P_o</i>	<i>P_f</i>	<i>P_u</i>	<i>P_{celk}</i>	<i>P_o</i>	<i>P_f</i>	<i>P_u</i>	<i>P_{celk}</i>	
1545	1030	0,025	0,10	[kW]	10,7	44,1	19,6	74,4	10,7	17,6	19,6	47,9	26,5
				[%]	14,4	59,2	26,3	100	22,3	36,7	41,0	100	55,3
1280	850			[kW]	6,5	36,5	13,4	56,4	6,5	14,6	13,4	34,5	21,9
				[%]	11,5	64,7	23,8	100	18,8	42,3	38,9	100	63,5
1000	670			[kW]	3,7	28,5	8,2	40,4	3,7	11,4	8,2	23,3	17,1
				[%]	9,2	70,5	20,3	100	15,9	48,9	35,2	100	73,4
1545	1030	0,003	0,55	[kW]	10,7	32,0	12,8	55,5	10,7	12,8	12,8	36,3	19,2
				[%]	19,4	57,6	23,0	100	29,4	35,3	35,3	100	52,9

opotřebení projevuje nejen ztrátou ostroty předního břitů, ale i jeho posunováním od konce cepu. Právě tento tvar otupení vede při záběru cepů k zbytečnému tření hřbetů cepů o půdu a k nežádoucímu stlačování podbrázdí. Výsledky měření ukazují, že tento typ otupení cepů je spojen i s velmi značným nárůstem příkonu. Analýza těchto výsledků uvedených zčásti v tab. I prokázala, že příkon orovnávače se otupením cepů zvyšuje podle provozních podmínek o 55 až 73 %, tedy mimořádně významně.

To vše ukazuje na důležitost tvarového řešení a technologického zpracování cepů (např. vhodným rozložením pásem odlišné tvrdosti) tak, aby se během přirozeného opotřebování cepů neposouval břit od vnějších konců cepů. Jinak je nutné cepy včas obracet, aby se využil druhý břit, a obrácené břity pak zcela vyměnit. Tato cesta je ovšem spojena se značnými finančními i materiálovými náklady; celková hmotnost cepů na orovnávači činí 150 kg a cena je cca 2000 Kčs. Další možností je aplikace tvrdých návarů na houževnatý základní materiál cepů buď ve výrobě, nebo při renovaci cepů.

Velký význam znalostí o vlivech různých faktorů na energetické poměry (s nimiž úzce souvisí i spotřeba nafty a pracovní výkonnost stroje) dokumentujeme na následujícím markantním případě provozu cepového orovnávače s otupenými cepy (podle obr. 4 vpravo), s nimiž se dosud běžně pracovalo. Podle dosavadních parametrů orovnávače PB2-051 a prověřených materiálových konstant luční půdy vycházejí při

- hloubce zpracování $a = 0,025 \text{ m}$,
- činiteli otupení cepů $d = 2,5$,
- pojezdové rychlosti $v_p = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- plných otáček cepového rotoru $n_p = 1500 \text{ min}^{-1}$,
- záběru cepů do půdy zdola (podle smyslu na obr. 4),

tyto dílčí složky a celkový příkon orovnávače:

$$P_{celk} = P_o + P_f + P_u = 10,9 + 42,9 + 31,5 = 85,3 \text{ kW}$$

Použije-li se snížených otáček rotoru (cca $900 \cdot \text{min}^{-1}$) podle předchozích doporučení a ostrých cepů se záběrem zdola, vycházejí pro ostatní shodné pracovní podmínky dílčí složky a celkový příkon v hodnotách:

$$P'_{celk} = 3,5 + 10,3 + 9,1 = 22,9 \text{ kW}$$

Z tohoto příkladu je zřejmé, že stejného pracovního efektu lze dosáhnout při správně dodržovaných doporučeních s 3,7krát menším příkonem orovnávače.

Nezbytnou podmínkou pro to, aby se i v běžné praxi dosahovalo energeticky optimálních pracovních podmínek, je tedy možnost využívat snížených otáček rotoru orovnávače (event. s horním záběrem cepů do půdy) a zajištění dostatečné trvanlivosti břitů cepů.

SOUHRN SMĚRNIC PRO ÚČELNOU KONSTRUKCI A HOSPODÁRNÝ PROVOZ CEPVÝCH OROVNÁVAČŮ PŮDY

Z mnoha různých úkonů (uvedených v úvodu), pro které je cepový orovnávač určen, je energeticky nejnáročnější orovnávání ulehklých lučních vyvýšenin. Z výsledků teoretického a experimentálního výzkumu vyplynuly směrnice pro účelnou konstrukci a hospodárny provoz cepových orovnávačů půdy:

— Aby se zkrátila dráha cepů půdou, a tím snížila řezná energie, je účelný malý průměr cepového rotoru (měřený mezi břity protilehlých cepů). Příkon a energie pro odřezávání půdy rostou s druhou odmocninou průměru cepového rotoru.

— Pro orovnávaní půdy není třeba vysoké obvodové rychlosti cepů. Používání plné rychlosti (cca $51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ při 1500 otáčkách za minutu rotoru o $\varnothing 0,65$) je velmi nevhodné. Vliv vyšších otáček vede ke vzrůstu všech tří dílčích složek příkonu orovnávače:

— příkon ztrát v převodech a hlavně vířením vzduchu od cepů roste výrazně s otáčkami; vzrůstu otáček rotoru o 50 % odpovídá zvýšení příkonu stroje naprázdno cca o 100 %,

— příkon pro odřezávání půdy roste lineárně s otáčkami,

— příkon pro urychlení odříznuté půdy roste kvadraticky s otáčkami.

Podle výsledků experimentálních prací jen pro orovnávaní stačí, aby měl cepový rotor 800 až 1000 otáček za min (s průměrem rotoru 0,65 m). Pro stejné množství provedené práce tím klesne celkový příkon orovnávače s ostrými cepy nejméně o 50 %.

— Ostrost a tvar postupně opotřebovávaných břitů cepů má velký význam v energetické bilanci orovnávače. Podle experimentálních výsledků roste řezný odpor s otupením až na trojnásobek hodnot odporu pro ostré cepy. To vede k růstu celkového příkonu orovnávače o 55 až 73 % (podle provozních podmínek). Ztrátě ostrosti cepů lze čelit hlavně konstrukčními a technologickými opatřeními, v provozu včasným otočením a výměnou cepů. Vhodným rozložením tvrdosti aktivních částí cepů je třeba dosáhnout, aby se více opotřebovával hřbet než čelo břitů cepů. Dosavadní tvar opotřebení cepů podle obr. 4 je z tohoto hlediska velmi nevýhodný, neboť způsobuje pěchování podbrázdí, spojené se zbytečnými energetickými ztrátami. Nedocení tohoto vlivu v praxi může snadno vést k podstatnému zhoršení energetických poměrů, zvláště v kombinaci s vysokými otáčkami rotoru s cepy. Příkon stroje může stoupnout trojnásobně až čtyřnásobně.

— Pro zajištění potřebné univerzálnosti cepového ústrojí (a při dodržení optimálních energetických poměrů) jak pro orovnávaní, tak i pro likvidaci nedopasků, stařiny, keřů, rozbíjení kamenů atd., by bylo účelné vybavit pohon orovnávacího ústrojí dvěma stupni otáček:

— vyššími otáčkami pro rozbíjení se záběrem zdola, kdy se materiál musí zvednout a projít přes rotor, aby se dokonale rozbil o plášť (obvodová rychlost cca $51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$),

— nižšími otáčkami pro orovnávaní půdy se záběrem shora, kdy by se půda odhazovala přímo vzad. Smysl otáčení by byl proti předchozímu stupni opačný (obvodová rychlost cca $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$).

— Přínosem opačného smyslu otáčení rotoru je zlepšení dosti svízelných podmínek při kopírování větších půdních nerovností orovnávačem zavěšeným na předním závěsu stroje MT 6-011. Reakce půdy na cepy při řezání napomáhá nadzvedávat orovnávač, čímž se zlepšuje plynulost práce.

— Opačný smysl otáčení má i druhotný přínos — energetický: půda se zbytečně nerozbíjí při průchodu po skříni orovnávače a odpadá opakované urychlování části hlíny, kterou jinak rotor odhazuje ve směru jízdy. Tento zisk lze přibližně odhadnout na 10 až 20 % složky příkonu pro urychlení půdy.

— Pro rozsáhlejší úpravy povrchu není cepové orovnávací ústrojí vhodné. Z energetického hlediska je pro tento účel hospodárnější použít nářadí typu buldozerské radlice nebo rotavátoru.

Použitá označení

a	hloubka zpracování půdy	m
b	šířka zpracování (záběru) orovnávače	m
b_1	šířka záběru jednoho cepu	m
c	měrný odpor půdy závislý na jejím složení, vlhkosti, množství kořenů	$1000 \div 4000 \text{ Nm}^{-1}$
d	činitel otupení břitů cepů	$1 \div \text{cca } 3$
m_1	hmotnost půdy odebraná jedním cepem	
n_v	otáčky poháněcího hřídele	min^{-1}

n_r	otáčky cepových rotorů	min^{-1}
s	dráha řezu cepu	m
v_c	obvodová rychlost cepů	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v_p	pojezdová rychlost stroje	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
A	člen stálé složky hnacího momentu naprázdno	Nm
B	činitel lineární složky hnacího momentu naprázdno	
C	činitel kvadratické složky hnacího momentu naprázdno	
D	průměr cepového rotoru	m
F_f	řezný odpor cepu	
M_o	hnací moment pro krytí ztrát Coulombovým třením	Nm
M_{o1}	hnací moment pro krytí ztrát v mazivu převodů	Nm
M_{o2}	hnací moment pro krytí ztrát ventilací cepů	Nm
M_{oc}	celkový hnací moment na poháněcím hřídeli naprázdno	Nm
N	počet cepů na rotorech	
P_{celk}	celkový příkon orovnávače	kW
P_o	příkon orovnávače naprázdno	kW
P_p	příkon na vlastní pracovní operaci	kW
P_f	příkon na odřezávání půdy	kW
P_u	příkon na urychlení půdy	kW
η	účinnost převodů orovnávače	
ζ	činitel závislý na smyslu otáčení rotoru vůči pojezdu: $\zeta = 1$ pro záběr cepů shora $\zeta = 1,2-1,3$ pro záběr zdola (část půdy odletuje před rotor a musí být znovu urychlována)	
ξ	činitel zahrnující poměrné množství plně urychlené půdy (0,7–0,9 – zbytek spadává s cepů)	
ρ	hustota půdy	$1400-2100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Došlo dne 1. 7. 1981

ВРАНЫ, З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Энергетический режим цепового разравнивателя почвы. *Zeměd. Techn.*, 27, 1981 (11): 651-660.

В статье описывается действие и применение нового приспособления — цепового разравнивателя почвы. Для энергетически самого трудоемкого применения этого орудия, которым является дробление поверхностного вегетационного слоя почвы, на основе теоретического решения выводится зависимость энергоемкости машины от главных конструктивных параметров и свойств обрабатываемого слоя почвы. Результаты решения сопоставляются с экспериментальными данными с целью дополнения материалом и проверки правильности предположений теоретического решения. Целью статьи является количественная оценка влияния главных факторов на энергоемкость машины и составление указанной для оптимального решения машины и ее экономного режима эксплуатации.

цеповой разравниватель почвы; энергетическая оптимизация; восстановление лугов и пастбищ

VRANÝ, Z. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *Energy Requirements of a Flail-Type Land Ripper*. *Zeměd. Techn.*, 27, 1981 (11): 651-660.

The operation and use of a new machine — flail-type land ripper are described. For the function of this machine characterized by high energy consumption, i. e. breaking the surface vegetative layer of the soil, a dependence has been derived on the theoretical base of the energy requirement of this machine on the main structural parameters of the machine and on the properties of the tilled soil layer. The results of the solution are confronted with experimental data so that material constants could be complemented and correctness of assumptions of the theoretical solution could be checked. A quantitative evaluation of the influence of the main factors on energy consumption of the machine is given and instructions are presented for the optimum construction of the machine and its economical operation.

flail-type land ripper; optimum energy consumption; reclaim of grassland and pastures

Adresa autora:

Ing. Zdeněk V r a n ý, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha - Chodov

VÝSLEDKY ANALÝZY NĚKTERÝCH VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PRO AUTOMATIZAČNÍ SYSTÉMY SAMOJÍZDNÉ SKLÍZECÍ ŘEZAČKY

I. Lanča, J. Kupr

LANČA, I. — KUPR, J. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Výsledky analýzy některých vstupních parametrů pro automatizační systémy samojízdné sklízecí řezačky*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (11) : 661-672.

Práce hodnotí kvalitu dalšího zvyšování provozní výkonnosti samojízdných sklízecích řezaček a přínos zavádění automatizačních ovládacích a regulačních systémů u těchto strojů z hlediska snížení pracovního zatížení operátora a zvýšení výkonnosti. Dále jsou komentovány výsledky rozsáhlé analýzy dynamiky změn energetických poměrů vkládacího zařízení a řezacího bubnu samojízdné sklízecí řezačky SPS-35 a vzájemných časových návazností mezi těmito změnami. Výsledky slouží jako podklad pro stanovení funkčních parametrů, zdroje řídicího signálu a sestavení matematického modelu automatické výkonnostní regulace samojízdné sklízecí řezačky SPS-35 pro řešení a optimalizaci tohoto systému na počítači.

nožový buben; vkládací zařízení; průchodnost; výška vrstvy; přírůstek hnacího momentu

Abychom dosáhli požadované úrovně naší zemědělské mechanizace, zejména pak samojízdné techniky, je nezbytné vedle růstu výkonnosti nově vyvíjených strojů zabezpečit i zlepšení jejich funkce, provozní spolehlivosti a celkové technické úrovně. Tato potřeba je vyvolána jak stálým tlakem zemědělské velkovýrobní praxe, pro kterou je nutné, aby dosáhla co nejvyšší produktivity práce, tak i snahou exportovat samojízdnou sklízecí techniku na zahraniční trhy.

Další zvyšování provozních parametrů při současném růstu exploatační efektivnosti samojízdných strojů druhé generace a generací následných již není možné bez jejich vybavenosti širokou škálou kontrolních, regulačních a automatizačních prvků, které spolu s progresivním ergonomickým řešením stanoviště operátora podstatně sníží fyzickou, a především psychickou zátěž obsluhy.

Fyzická a psychická zátěž a subjektivita obsluhy při posuzování výkonnostních možností samojízdného stroje v daných pracovních podmínkách mají vedle technicko-exploatačních parametrů stroje nejpodstatnější vliv na jeho skutečnou provozní výkonnost, a mohou tedy do značné míry ovlivnit efektivnost samojízdné techniky v praktickém provozu. Např. vlastní technické řešení funkčních uzlů u nově vyvinuté samojízdné sklízecí řezačky SPS-35, která bude od roku 1982 sériově vyráběna v Agrostroji, n. p., Prostějov, dosáhlo takové úrovně, že v běžném provozu

již nelze vždy zajistit optimální využití průchodnosti stroje po celou pracovní směnu při ovládání stroje pouze lidskou obsluhou.

Při prototypových zkouškách řezačky v letech 1978 až 1980 se tento stav markantně projevoval zejména při sklízni druhých a třetích sečí a při sklízni silážní kukuřice o nižších výnosech čtyřřádkovým přípojným sklízňovým zařízením SKA-04 (rozteč řádků kukuřice 70—75 cm), kdy ani velmi zdatná obsluha nemohla sklízet po celou směnu při pracovní rychlosti přes $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, při které by byla plně využita jmenovitá výkonnost stroje.

Výzkum a vývoj v oblasti samojízdných sklízecích řezaček v ČSSR musí být tedy zaměřen především na vyřešení automatických regulačních a ovládacích systémů, které by umožnily další podstatné zvýšení výkonnosti řezaček.

ROZBOR

Aplikaci automatických regulačních a ovládacích systémů v konstrukci samojízdné sklízecí řezačky opodstatňují především tyto skutečnosti:

- možnost optimálně využít výkonu instalovaného spalovacího motoru, a tím i průchodnosti stroje po celou pracovní směnu i sezonu;

- podstatné usnadnění obsluhy řezačky, humanizace stanoviště operátora — držení pracovní síly;

- vyloučení ztrátových časů na uvolňování pracovních orgánů při zahlcení (ucpání) řezačky sklizenou hmotou;

- maximální využití pracovního záběru přípojných sklízecích zařízení (adaptérů) a snížení ztrát zemědělských plodin vzniklých tím, že nebyly sklizeny nebo byly na poli znehodnoceny;

- operátor se může plně věnovat spolupráci s podél jedoucím dopravním prostředkem, čímž se sníží ztráty sklizeného produktu rozfukem mimo dopravní prostředek;

- automatizace opakujících se standardních úkonů, např. na souvracích, tj. zvedání a spouštění přípojných zařízení atd.;

- široké uplatnění ovládacích a regulačních automatických systémů v konstrukci samojízdné sklízecí řezačky je nezbytným předpokladem k přechodu na plně automatické řízení tohoto stroje v provozu mikroprocesory a mikropočítači, a tím i ke kvalitativnímu skoku v konstrukci a exploataci řezaček.

Průzkum zahraniční časopisecké, prospektové a patentové literatury prokázal, že přední zahraniční výrobci samojízdných sklízecích řezaček se v posledních letech intenzivně zabývají výzkumem a vývojem automatizačních systémů pro své nejvýkonnější stroje. Z tohoto průzkumu vyplynulo, že základními automatizačními systémy, které nejpodstatněji ovlivní provozní výkonnost a celkovou technickou úroveň samojízdných sklízecích řezaček, jsou automatické směrové řízení, výkonnová regulace (tj. automatická regulace pracovní rychlosti řezačky v závislosti na okamžité průchodnosti) a automatická ochrana řezacího bubnu před vstupem tvrdých, zejména kovových předmětů.

Počet již realizovaných systémů je však ještě velmi nízký. Např. automatickým směrovým řízením vybavují své řezačky pouze firmy Fahr a Claas (NSR) a John Deere (USA), a to jen pro sklizeň kukuřice řádkovými přípojnými zařízeními. Zařízení pro ochranu řezacího bubnu instalují podle požadavků odběratelů na své stroje firmy Sperry - New Holland a John Deere (USA), Fahr a Mengele (NSR).

Na vyřešení uvedených automatizačních systémů pro sklízecí řezačku SPS-35 byl zaměřen i výzkum ve VÚZS Praha. Před zahájením výzkumu vlastních automatizačních systémů musela být ve VÚZS Praha provedena široká experimentální analýza pracovních podmínek samojízdných sklízecích řezaček (dynamika výnosů, příměst stěn porostů, nařádkované píce, řádků kukuřice, rozměry hluchých míst atd.) a analýzy uzlů řezačky SPS-35.

S ohledem na velký rozsah experimentálního výzkumu se v tomto článku omezíme pouze na komentování výsledků analýzy energetických charakteristik jednotlivých pracovních celků řezačky SPS-35, a to především z hlediska náběhů příkonu a rychlosti postupu materiálu strojem.

Jak již bylo dříve konstatováno, je pro efektivní provozní využití sklízecí rezačky nezbytné její stále plné vytížení při sklizni po celou sezónu.

Vzhledem k proměnlivosti kvalitativních i kvantitativních parametrů sklizeného materiálu kolísá zatížení pracovních orgánů v průběhu pracovní směny. Stejně tak kolísá zatížení hnacího (pojezdového) ústrojí, ať už vlivem proměnlivosti jízdních podmínek (např. stoupání pozemku, valivý odpor), nebo pracovních odporů.

K tomu, aby bylo dosaženo konstantního zatížení hnací jednotky, je nutné, aby obsluha stroje regulovala tok energie v žádoucím poměru na pohon pracovních ústrojí a pojezd stroje. Při stoupajících energetických nárocích pracovních ústrojí, např. vlivem okamžitého vyššího výkonu, se snižuje energie pro pojezd, což se projeví poklesem rychlosti jízdy. Při snížení pracovních odporů naopak rychlost jízdy vzrůstá, až se příkony stroje s výkonem hnací jednotky vyrovnávají.

Změnou rychlosti jízdy se tedy mění jak příkon na pojezd stroje (závisí na první mocnině rychlosti), tak i zatížení vlastních pracovních ústrojí, neboť množství zpracovávaného materiálu (průchodnost) závisí lineárně na rychlosti jízdy v ; to lze vyjádřit vztahem

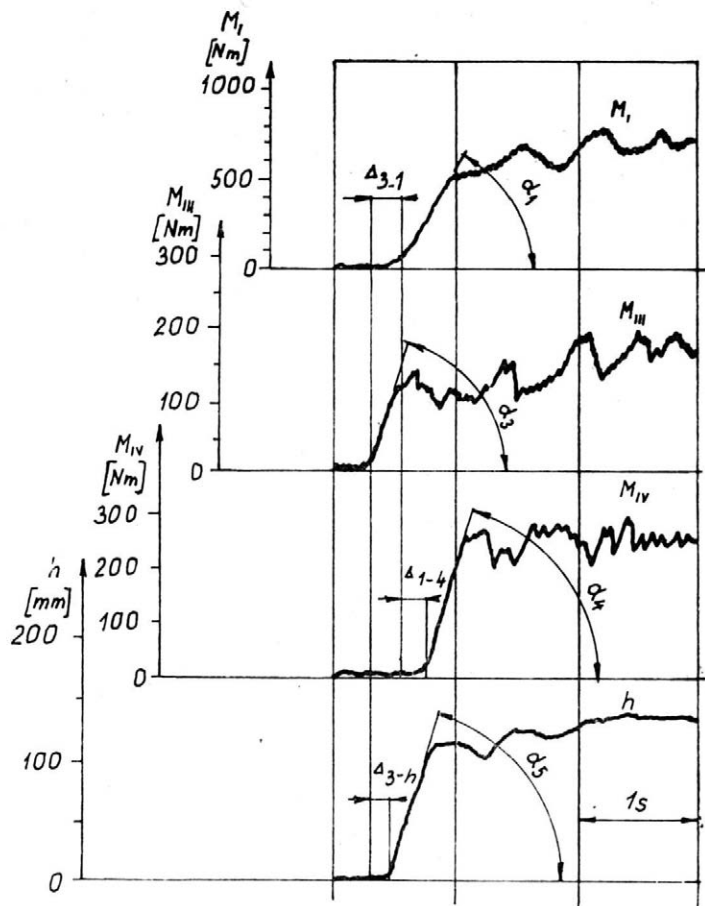
$$q = Q \cdot B \cdot v \quad (1)$$

Na zatížení pracovních ústrojí má ovšem vliv nejen množství zpracovávaného materiálu, ale také jeho fyzikální vlastnosti, především obsah sušiny. Čím vyšší obsah sušiny, tím vyšší zatížení pracovních ústrojí (Kupr aj., 1981). Změna (růst) průchodnosti se projeví změnou (zvětšením) hnacího momentu. Odezva změny hnacího momentu na změnu průchodnosti není skoková, děje se s jistým časovým zpožděním. Aby bylo možné hodnotit uvedený jev, byly vyhodnoceny záznamy měření z experimentálních prací na řezací stolici (Kupr, 1976, 1978); z nich je jednoznačně patrná odezva (změna) hnacího momentu při přechodovém stavu z běhu naprázdno na průchodnost q .

Prakticky se jedná o „skokovou“ změnu průchodnosti z nuly (běh naprázdno) na průchodnost q . Tento způsob zjišťování odezvy krouticího momentu na změnu průchodnosti je při daném technickém vybavení jediný možný (proveditelný), neboť v důsledku téměř konstantní vrstvy materiálu narovnané na dopravníku řezací stolice můžeme pokládat průchodnost za téměř konstantní po celou dobu měření, což za polně laboratorních podmínek (se strojem při skutečné sklizni) lze jen obtížně realizovat.

PODMÍNKY MĚŘENÍ A ZPŮSOB VYHODNOCOVÁNÍ

Experimentální práce byly vykonány na řezací stolici VÚZS, jejíž parametry a přístrojové vybavení podrobně popsali Kupr aj. (1981). Údaje o měřicích veličinách je třeba pouze doplnit o způsob měření výšky vrstvy dopravovaného materiálu mezi zadními válci vkladáče. Měřil se zdvih horního zadního vkladacího válce, jehož přímočarý pohyb se pomocí převodového zařízení superponoval na potenciometrický snímač natáčení; měřicí signál byl přes vyvažovací jednotku VÚZS re-



1. Ukázka oscilografického záznamu průběhu hnacích momentů — Oscillographic record of the course of driving moments

M_I .. nožového bubnu (záznam tlumeného průběhu)

M_{III} .. vkládacího ústrojí

M_{IV} .. metače s tečným vstupem materiálu

h ... výška vrstvy materiálu pod zadním vkladačem

Ukázka odpovídá zpracování zelené vojčesky o sušině $s = 18,2$ až $22,6\%$, o průchoďnosti $q = 38,4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a teoretické délce řezanky $l_t = 11,5 \text{ mm}$

gistrován přímopíšicím oscilografem. Ukázka registrovaných veličin je na obr. 1. Z tohoto obrázku je evidentní, že při vstupu vrstvy materiálu do pracovního ústrojí roste krouticí moment téměř lineárně, až dosáhne úrovně odpovídající energetickým nárokům pracovního ústrojí pro zpracování materiálu při daném zatížení (průchoďnosti).

Růst momentu lze tedy vyjádřit směrnici k_i přímky proložené přechodovou fází průběhu krouticího momentu. Směrnice k_i bude dána vztahem:

$$k_i = \frac{\Delta M}{\Delta t} \quad (2)$$

Na záznamu je ovšem jak krouticí moment, tak i čas zobrazen v příslušném měřítku, takže směrnice k_i se obecně nerovná tangentě úhlu α_i (obr. 1). Vztah mezi oběma veličinami je

$$k_i = \frac{m_M}{m_t} \cdot \operatorname{tg} \alpha_i \quad (3)$$

Z oscilografických záznamů tak byly vyhodnoceny úhly α_i a podle vztahu (3) pak byly stanoveny hodnoty k_i (pro jednotlivá hodnocená místa). Celkem bylo zpracováno téměř 100 oscilogramů za různých podmínek měření. Souhrnné výsledky hodnocení oscilogramů uvádí tabulárně Kupr (1979).

VÝSLEDKY

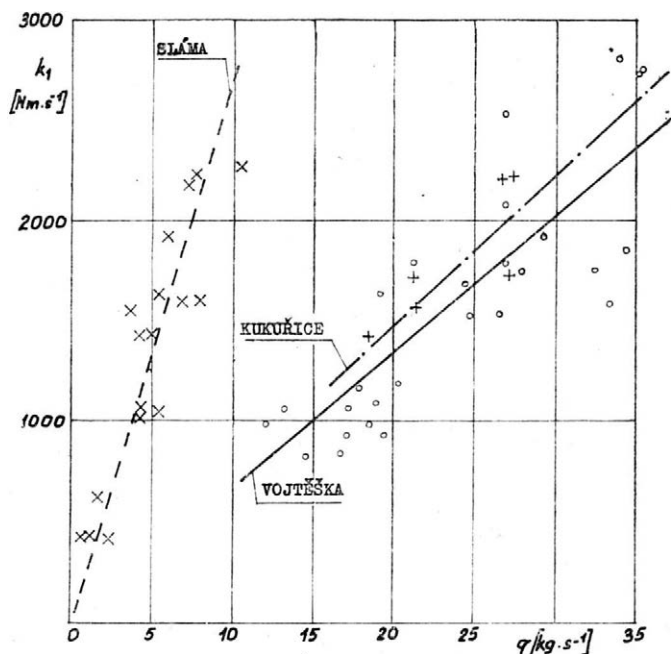
Ukázka tabelárního zpracování výsledků je v tab. I. Z údajů v ní obsažených je zřejmé, že přírůstek krouticího momentu i výšky vrstvy závisí jak na druhu a stavu zpracovávaného materiálu (tj. zejména jeho obsahu sušiny), tak i na jeho množství.

Pro přehlednost jsou výsledky uvedeny graficky na obr. 2 až 4, ve kterých jsou vyneseny hodnoty časových změn (směrnic) k_i v závislosti na průchodnosti q . I přes dosti značný rozptyl výsledků je zřejmá lineární závislost časových změn k_i na průchodnosti. Rozptyl výsledků je ovlivněn i předchozími operacemi, které mohou ovlivnit skutečné poměry zatížení jednotlivých pracovních uzlů.

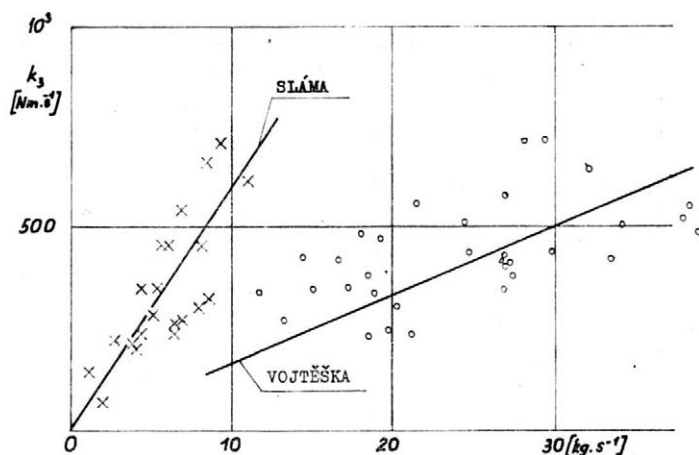
V důsledku pohybu materiálu mezi jednotlivými pracovními uzly nelze dodržet úplnou kontinuitu toku materiálu. Postupující čelo vrstvy přijde nejprve do styku s vkladacími válci, mezi které může být částečně vtahováno (především sláma), a tím se ovlivní poměry následujících uzlů (zdvih zadního vkladacího válce, zatížení nožového bubnu). U výšky

I. Ukázka vyhodnocení a zpracování oscilografických záznamů z měření na řezací stolici; teoretická délka řezanky 11,5 mm — Assessment of oscillographic records obtained during measurings in the chopping mechanism; theoretical length of particles 11.5 mm

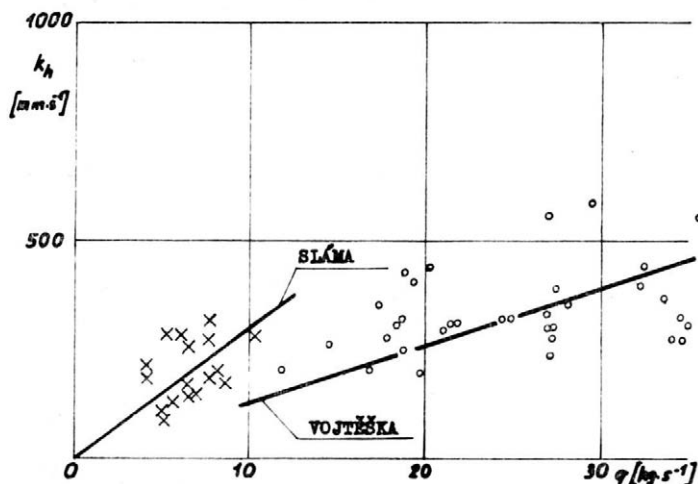
Materiál, sušina s	Průchodnost q [kg·s ⁻¹]	Střední hodnota			Směrnice náběhu			Časová posunutí počátků náběhů Δ [s]	
		krouticího momentu [Nm] v místě		výšky vrstvy [mm]	krouticího momentu k_i [Nm·s ⁻¹]		výšky vrstvy [mm· s ⁻¹]		
		I	III		k_1	k_3	k_h		
Vojtěška	17,3	230	56	40	1165	490	275	0,17	0,14
	24,6	422	79	54	1680	515	320	0,24	0,15
	29,4	537	90	70	1910	720	360	0,26	0,21
	$s = 18,2 - 22,6 \%$	680	135	84	2740	970	550	0,21	0,15
Kukuřice	18,4	310	68	45	1415	230	310	0,41	0,24
	21,3	320	70	50	1720	565	310	0,29	0,17
	26,9	430	80	68	2220	425	330	0,39	0,19
	$s = 17,9 - 25,2 \%$	590	125	80	2600	570	375	0,36	0,21
Sláma	1,0	155	16	—	420	180	—	0,36	—
	4,0	275	80	16	1000	220	185	0,31	0,17
	6,0	375	100	30	1450	450	280	0,24	0,14
	$s = 84,3 - 87 \%$	620	115	25	2220	665	190	0,17	0,12



2. Časová změna hnacího momentu nožového bubnu k_1 v závislosti na průchodnosti q zpracovávaného materiálu (kukuřice, vojtěšky a slámy) — nožový buben SPS-35, teoretická délka řezanky $l_t = 11,5$ mm — Time change in the driving moment of knife drum k_1 in dependence on throughput q of the chopped material (corn, alfalfa and straw) — knife drum SPS-35, theoretical length of fodder particles $l_t = 11.5$ mm



3. Časová změna hnacího momentu vkladacího ústrojí k_3 v závislosti na průchodnosti q zpracovávaného materiálu — Time change in the driving moment of feeding mechanism k_3 in dependence on throughput q of the chopped material



4. Časová změna výšky vrstvy k_h zpracovávaného materiálu pod zadním vkladacím válcem v závislosti na průchodnosti q — Time change in layer thickness k_h of the chopped material under the rear feeding roll in dependence on throughput q

vrstvy se také projevuje nehomogenita materiálu, neboť při stejné výšce vrstvy může být materiál vlivem předchozího zpracování v různých místech nesterilně stlačen; navíc se projevoval i vliv vkladacího mechanismu, který se vzpříčoval.

Závislost změny hnacího momentu a výšky vrstvy (zdvihu vkladáče) na průchodnosti q lze vyjádřit lineární funkcí

$$k_i = a_i \cdot q \quad (4)$$

kde směrnice a_i , jejíž rozměr je $\text{Nm} \cdot \text{kg}^{-1}$, vystihuje množství energie potřebné k zpracování přírůstku hmotnosti zpracovávaného materiálu; v podstatě se tedy jedná o měrnou práci.

Pro závislost výšky vrstvy na průchodnosti má konstanta a_h rozměr $\text{mm} \cdot \text{kg}^{-1}$ a charakterizuje zvětšení výšky vrstvy při změně hmotnosti materiálu o 1 kg. Toto zvýšení je ovšem ovlivněno nejenom druhem a stavem zpracovávaného materiálu (obsahem sušiny), ale i mnoha vnějšími vlivy vyplývajícími z konstrukce vkladacího ústrojí (např. šířkou ústrojí, hmotností vkladáčů, tuhostí přítlačných pružin atd.).

II. Přehled průměrných hodnot součinitelů a_i v závislosti na druhu zpracovávaného materiálu; $l_i = 11,5 \text{ mm}$ — A survey of the average values of coefficients a_i in dependence on the kind of chopped material; $l_i = 11.5 \text{ mm}$

Materiál sušina s	Součinitel a_i v místě		
	I	III	h
	$a_I [\text{Nm} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$a_{III} [\text{Nm} \cdot \text{kg}^{-1}]$	$a_h [\text{mm} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Vojtěška $s = 18,2 \text{ až } 22 \%$	67,0	20,0	14,5
Kukuřice $s = 17,9 \text{ až } 25,2 \%$	73,5	17,2	13,0
Sláma $s = 84,3 \text{ až } 87 \%$	273,0	61,0	31,2

Přehled veličin a_i je uveden v tab. II. Z ní vyplývá, že přírůstek hnacího momentu (měrné práce) je největší při zpracování slámy. V porovnání s ostatními materiály je v průměru trojnásobný (u nožového bubnu a vkladacího ústrojí). Tyto výsledky jsou ve velmi dobré relaci s hodnotami měrných prací (měrných příkonů), které charakterizují energetické nároky pracovních ústrojí za ustáleného stavu (zátížení), kdy byly zjištěny podobné poměry mezi materiály stejného druhu. Při ustálených energetických poměrech bylo zpracování slámy třikrát až čtyřikrát náročnější než zpracování zelených materiálů.

Další charakteristickou veličinou je čas (trvání) náběhu hnacího momentu (doba zdvihu vkladáče) při zvýšení hmotnosti o 1 kg. Pro jednotlivá ústrojí byly zjištěny tyto doby náběhu:

vkladací ústrojí	$t_{III} = 0,213 \pm 0,078 \text{ s}$
horní zadní vkladací válec	$t_{II} = 0,177 \pm 0,073 \text{ s}$
nožový buben	$t_I = 0,285 \pm 0,088 \text{ s}$

Uvedené hodnoty času t_i i součinitelů a_i (tab. II) ukazují, že nejcitlivěji reaguje na změnu hmotnosti (o 1 kg) horní zadní vkládací válec. Naopak nejpomaleji reaguje na změnu hmotnosti zpracovávaného materiálu nožový buben. Zde se zřejmě projevuje rozdílná hmotnost (moment setrvačnosti) sledovaných ústrojí.

S ohledem na dobrou reakční citlivost zadního vkládacího válce na změny hmotnosti by se jevilo jako výhodné sledovat okamžitý zdvih tohoto válce a převádět jej jako řídicí signál pro výkonovou regulaci. Zásadní nedostatek však spočívá v tom, že absolutní výška vrstvy vkládaného materiálu není přímo úměrná zatížení pracovních orgánů řezačky, protože v ní není respektován rozhodující vliv druhu materiálu, obsahu sušiny atd. na výši odebíraného příkonu.

Oscilografické záznamy z energetických měření na stacionárním zařízení a prototypu sklízecí řezačky SPS-35 v polních podmínkách umožnily také vyhodnotit časové posuny začátku náběhu t_i (obr. 1).

Zjištěné časové posuny v podstatě udávají pohyb vrstvy materiálu mezi jednotlivými pracovními uzly a jsou podkladem pro rychlostní analýzu pohybu materiálu ve stroji. Tím jsou i určujícím parametrem pro stanovení reakční rychlosti regulace. Mezi jednotlivými funkčními celky byly zjištěny tyto časové posuny při nastavené teoretické délce řezanky $l_i = 10$ mm:

sběrací přípojné zařízení (sběrač) —	
— nožový buben (zavádí vojtěška)	$\Delta t_{S-I} = 0,847 \pm 0,251$ s
žací přípojné zařízení —	
— nožový buben (vojtěška)	$\Delta t_{Z-I} = 2,450 \pm 0,340$ s
sběrací přípojné ústrojí —	
— vývodový hřídel motoru	$\Delta t_{S-Mot} = 1,150$ až $1,450$ s
žací přípojné ústrojí —	
— vývodový hřídel motoru	$\Delta t_{Z-Mot} = 3,720$ až $4,015$ s
vkládací ústrojí — nožový buben	
při materiálu	
sláma	$\Delta t_{III-I} = 0,206 \pm 0,048$ s
vojtěška	$\Delta t_{III-I} = 0,232 \pm 0,058$ s
kukuřice	$\Delta t_{III-I} = 0,354 \pm 0,051$ s

Podstatně delší doba průchodu materiálu od žacího ústrojí k řezacímu bubnu vůči sběracímu zařízení, což jsou dvě extrémní přípojná zařízení z hlediska průchodu materiálu, je způsobena cca dvojnásobnou šířkou záběru žacího zařízení (4,20 m, sběrač 2,20 m) a pozvolnějším začátkem plnění vkládacího ústrojí a nožového bubnu. Při srovnání časové prodlevy pro různé materiály je vidět, že nejrychleji postupuje v úseku mezi vkládacím ústrojím a bubnem sláma a nejpomaleji kukuřice, což je pravděpodobně způsobeno tím, že mechanické vlastnosti slámy v porovnání s kukuřicí a vojtěškou neumožňují vytvořit stabilní čelo vrstvy. Vkládacím zařízením je sláma vtahována v klínu, jehož začátek prochází mezi válci bez výraznějšího zvýšení krouticího momentu, ale způsobuje již znatelné zatížení nožového bubnu, čímž se zdánlivě zmenší i časová prodleva.

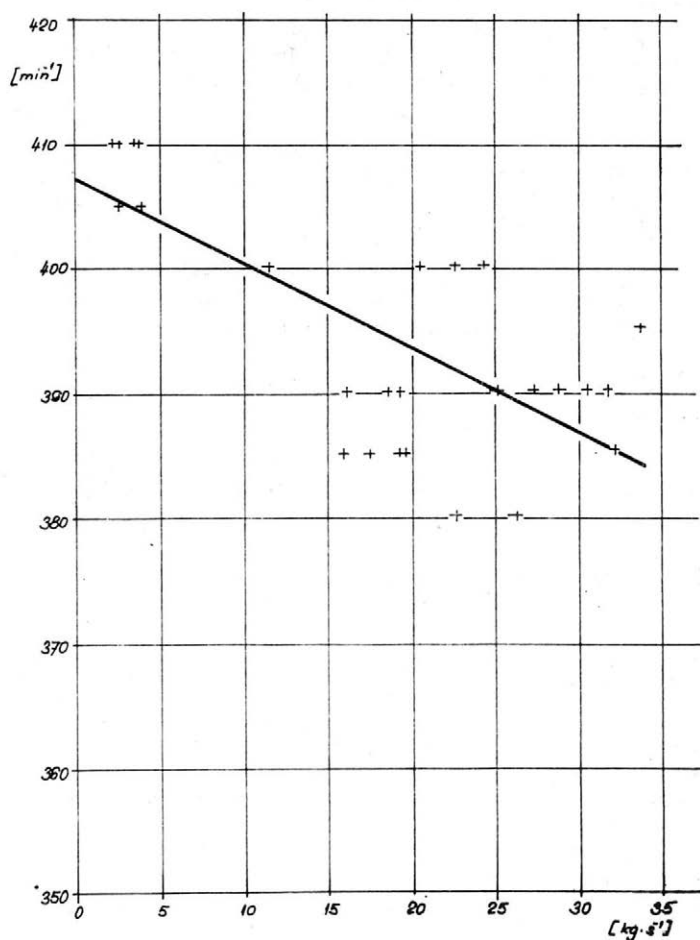
V souvislosti s hledáním vhodného zdroje řídicího signálu pro výkonovou regulaci samojízdné sklízecí řezačky byla také analyzována vazba frekvence otáčení vkladače na okamžitou průchodnost.

Otáčky hydromotoru vkladače OMT-200 (fy Danfoss) jsou teoreticky konstantní. Délka řezanky se mění záměnou převodových kol v systému pohonu vkladače. Pokles otáček hydromotoru v závislosti na průchodnosti q byl měřen za podmíněk:

sláma — teoretická délka řezanky $l_t = 20$ mm; sušina $s = 35,5$ %
 (zmoklá); maximální dosažená průchodnost $q = 8,46$ kg . s⁻¹
 vojtěška — $l_t = 5$ a 20 mm; $s = 20,5$ %; $q_{max} = 28,3$ kg . s⁻¹
 kukuřice — $l_t = 20$ mm; $s = 17,4$ %; $q_{max} = 32,6$ kg . s⁻¹

Výsledky analýzy poklesu otáček hydromotoru pohonu vkladače na průchodnosti q zpracovávaných materiálů (sláma, zelená vojtěška, kukuřice) jsou graficky zpracovány na obr. 5. Přes značný rozptyl výsledků je zřetelný pokles otáček hydromotoru n_v s rostoucí průchodností q , a to z hodnoty při běhu naprázdno (pro $q = 0$) $n_v = 410$ min⁻¹ se směrnicí (tangentou) závislosti $k = -0,686$ [s . kg⁻¹ min⁻¹]. O závislosti otáček na průchodnosti svědčí vysoká hodnota koeficientu korelace $r = -0,755$ (koeficient je záporný, neboť se jedná o klesající funkci).

Lineární regresí byly stanoveny koeficienty přímky vystihující závislost průměrných otáček hydromotoru vkladače n_v na průchodnosti q ve tvaru:



5. Změna frekvence otáčení n_v hydromotoru vkladacího ústrojí řezačky SPS-35 v závislosti na průchodnosti q — A change in the revolutions n_v of the hydraulic motor of the feeding mechanism of the chopper-harvester SPS-35 in dependence on throughput q

$$n_v = (407 \pm 2,3) - (0,686 \pm 0,114) q \text{ min}^{-1} \quad (4)$$

Závislost vystihuje všechny tři uvedené materiály, i když při nízkých průchodnostech bude její platnost poněkud omezena vlivem rozptylu výsledků.

ZHODNOCENÍ

Další zvyšování výkonnosti samojízdných sklízecích řezaček a zlepšování pracovních podmínek jejich obsluhy je podmíněno vybavením těchto strojů širokou škálou automatických ovládacích a kontrolních systémů. Na zefektivnění provozního využití samojízdných řezaček v zemědělské praxi mají největší vliv především automatická výkonnostní regulace, směrové řízení a ochrana řezacího nožového bubnu před vstupem cizích tvrdých předmětů.

Vlastnímu výzkumu automatizačních systémů, jejich modelování a optimalizaci na počítači musí předcházet rozsáhlý výzkum charakterizující jak pracovní podmínky sklízecí řezačky (dynamiku výnosů, přítomnost stěn porostů, makrorelief atd.), tak i funkční procesy ve stroji (dynamiku příkonů odebíraných jednotlivými pracovními orgány a jejich vzájemnou časovou návaznost).

Z analýzy funkčně energetických poměrů vkládacího zařízení a nožového bubnu samojízdné sklízecí řezačky SPS-35 vyplynulo, že na změny množství zpracovávané stébelnaté hmoty nejcitlivěji reaguje vkládací zařízení, ale na změny kvality materiálu (sušiny) je méně citlivé.

Jako zdroje řídicího impulsu pro regulaci výkonnosti řezačky SPS-35 se dá využít změny frekvence otáček vkládacího zařízení, která je lineárně závislá na okamžité průchodnosti q a dobře reprezentuje druh i kvalitu sklizené píce.

Dále byly analýzou získány vstupní podklady pro sestavení matematického modelu systému výkonnostní regulace sklízecí řezačky SPS-35 a jeho optimalizaci na počítači.

Použitá označení

a_i	konstanta úměrnosti, charakterizuje závislost změny hnacího momentu na jednotku hmotnosti	Nm . kg ⁻¹
B	šířka záběru	m
h	výška vrstvy materiálu	mm
k_1	časová změna (směrnice náběhu) hnacího momentu nožového bubnu, měřeno na hřídeli nožového bubnu	Nm . s ⁻¹
k_3	časová změna hnacího momentu vkládacího ústrojí, měřeno na hřídeli hydromotoru vkládacího ústrojí	Nm . s ⁻¹
k_h	časová změna zdvihu horního zadního vkládacího válce (výšky vrstvy pod zadním horním válcem)	mm . s ⁻¹
k_i	časová změna hnacího momentu	Nm . s ⁻¹
k_v	směrnice závislosti poklesu otáček vkladače na průchodnosti	s . kg ⁻¹ . min ⁻¹
l_t	teoretická délka řezanky	mm
m_M	měřítka hnacího momentu	Nm . mm ⁻¹
m_t	měřítka času	s . mm ⁻¹
M	hnací moment	Nm

ΔM	přírůstek (změna) hnacího momentu	Nm
n_v	frekvence otáčení hydromotoru vkladáče	min^{-1}
q	průchodnost	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Q	výnos	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$
r	koefficient korelace	
s	obsah sušiny	%
Δt	přírůstek času	s
t	čas	s
v	rychlost jízdy	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
α_i	úhel náběhu registrované veličiny	°

Literatura

KUPR, J.: Energetické poměry řezací stolice. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zeměd. strojů 1976.

KUPR, J.: Energetické poměry řezací stolice (nožové bubny). [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zeměd. strojů 1978.

KUPR, J.: Energetické poměry řezací stolice a samojízdné sklízecí řezačky SPS-35 M. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzk. ústav zeměd. strojů 1979.

KUPR, J. — LANČA, I. — ČAPEK, E.: Výsledky funkčně-energetického výzkumu nožového bubnu sklízecích řezaček. Zeměd. Techn., 27, 1981, č. 1, s. 41-54.

Došlo dne 1, 7. 1981

LANČA, I. — КУПР, Я. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Результаты анализа некоторых входных параметров для систем автоматизации самоходной косилки-измельчителя. Земед. Техн., 27, 1981 (11): 661-672.

V práci оценивается качество дальнейшего повышения производительности самоходных косилок-измельчителей и польза от внедрения систем автоматизации управления и регуляции с точки зрения понижения рабочей нагрузки оператора и повышения производительности. Далее в статье комментируются результаты обширного анализа динамики изменений энергетических режимов подающего механизма и режущего барабана самоходной косилки-измельчителя СПС-35 и временного соотношения между этими изменениями. Результаты служат в качестве отправного материала для определения функциональных параметров, источника сигнала управления и составления математической модели автоматического регулирования производительности у самоходной косилки-измельчителя СПС-35 для решения и оптимизации этой системы на вычислительной машине.

ножевой барабан; подающий механизм; пропускная способность; высота травы; прирост приводного момента

LANČA, I. — KUPR, J. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): Analytic Results of some Input Features for Automated Systems of a Self-Propelled Chopper-Harvester. Zeměd. Techn., 27, 1981 (11): 661-672.

A qualitative increase is evaluated of the operational performance of self-propelled chopper-harvesters and a contribution of introducing the automated control systems in these machines in view of reducing the working strain of an operator and increasing the performance. The results are commented of an extensive analysis of dynamics of changes in energy relations of a feeding mechanism and chopping drum of the self-propelled chopper-harvester SPS-35 and mutual time relationships of these changes. The results have provided data for determining the operational features, source of the control signal and making up of a mathematical model of

the performance automated regulation of the self-propelled chopper-harvester SPS-35 to find the optimum solution to this system by an electronic computer.

knife drum; feeding mechanism; throughput; layer thickness; increment of driving moment

LANČA, I. — KUPR, J. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Ergebnisse der Analyse einiger Eingangsparameter für die Automatisierungssysteme eines selbstfahrenden Feldhäckslers*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (11) : 661-672.

Der Aufsatz bewertet die Qualität einer weiteren Steigerung der Betriebsleistung von selbstfahrenden Feldhäckslern und den Beitrag der Einführung von Automatisierungs-Steuer- und Regelsystemen bei solchen Maschinen aus der Sicht der Senkung der Arbeitsbelastung des Operators und Leistungssteigerung. Ferner werden Ergebnisse einer umfassenden Analyse der Änderungsdynamik von Energieverhältnissen der Einlegevorrichtung und der Häckseltrommel des selbstfahrenden Feldhäckslers SPS-35 und der wechselseitigen Zeitanknüpfungen zwischen diesen Änderungen kommentiert. Die Ergebnisse dienen als Unterlage für die Festlegung der Funktionsparameter, der Quelle eines Steuersignals und Zusammenstellung eines mathematischen Modells der automatischen Leistungsregelung des selbstfahrenden Feldhäckslers SPS-35 für die Lösung und Optimierung solches Systems am Rechner.

Messertrommel; Einlegevorrichtung; Durchsatz; Schichthöhe; Zuwachs des Antriebsmomentes

Adresa autorů:

Ing. Ivo Lanča, ing. Jaroslav Kupr, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha - Chodov

Z. Příhoda

PŘÍHODA, Z. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Technicko-ekonomické rozvahy o čtyřřádkovém sázeči brambor*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (11): 673–682.

V práci jsou uvedeny technicko-ekonomické rozvahy, týkající se sázení nepředklíčených brambor čtyřřádkovým sázečem a jeho využití. Za současného stavu techniky je pro zvyšování výkonnosti čtyřřádkových sázečů nejefektivnější cestou zvyšování kvality výroby a technické a technologické zpracování výrobků. Tím bude dosažena minimální potřeba časů pro opravy a údržbu, resp. tyto časy budou sníženy a přesunuty na dobu mimo sezónu. Ostatní směry zvyšování výkonnosti, jako je zvýšení pracovní rychlosti nebo zvětšení hmotnosti objemu zásobníku stroje, zvyšují nejen složitost a hmotnost sázeče, ale i energetickou náročnost na trakční prostředek.

přímé náklady; výkonnosti; pojezdová rychlost; objem násypky; doba oprav a údržby

Účelem následujících rozborů je poukázat na některé skutečnosti, které ovlivňují nejen využití sázečů v praxi, ale také zaměření výzkumu, vývoje a v neposlední řadě i kvalitu jejich výroby. Rozvahy vycházejí jednak ze známých hodnot, jednak z určitých předpokladů, které se používají při technicko-ekonomických hodnoceních sázečů. Jsou zaměřeny na čtyřřádkové sázeče pro nepředklíčené brambory a obsahují úvahy o možnostech zvyšování jejich výkonnosti.

STANOVENÍ ZÁVISLOSTI PŘÍMÝCH NÁKLADŮ NA CENĚ SÁZEČE A NA SEZÓNÍ VÝKONNOSTI

Přímé náklady vznikající uživateli při sázení nepředklíčených brambor čtyřřádkovým sázečem, včetně dopravy sadby na pole, jsou závislé na ceně sázeče, nákladech na jeho opravy, mzdách pracovníků, nákladech na energetické zdroje, na skladování sázeče, úroku z jeho ceny, na jeho životnostní a sezónní výkonnosti. Tyto závislosti lze matematicky vyjádřit takto:

$$PN = \frac{C}{D_z \cdot W_{sez}} + \frac{C \cdot o}{D_z \cdot W_{sez}} + \frac{H_{sez} \cdot f_p}{W_{sez}} + \frac{H_{sez} \cdot Ne}{W_{sez}} + \frac{F \cdot c_f}{W_{sez}} + \frac{\dot{U} \cdot C}{W_{sez}} \quad (\text{Kčs. ha}^{-1}) \quad (1)$$

V tomto vztahu lze jako konstantu zavést za dobu životnosti $D_z = 8$ roků, součinitel oprav $o = 0,6$, hodnotu práce traktoristy pro sázení a práce dvou traktoristů pro dovoz sadby $f_p = 54 \text{ Kčs. h}^{-1}$, náklady na skladování stroje $F \cdot c_f = 210 \text{ Kčs. rok}^{-1}$ a úrokovou sazbu z ceny strojů $\dot{U} = 3 \%$.

Jestliže počítáme s délkou pracovní směny $s_m = 8$ h, součinitelem směnnosti $k_s = 0,6$, potom počet odpracovaných hodin strojem za sezónu

$$H_{sez} = s_m \cdot k_s \cdot d \cdot k_p = 112 \quad \text{ha.sez}^{-1} \quad (2)$$

Celkové náklady na energetické zdroje Ne se skládají ze součtu nákladů na traktor jezdoucí se sázečem Ns a nákladů na dva traktory vozící sadbu na pole Nd :

$$Ne = Ns + Nd \quad \text{Kčs.h}^{-1} \quad (3)$$

Vztah těchto nákladů vzhledem k sezónní výkonnosti byl stanoven tak, jak je uvedeno v tab. I.

I. Vztah celkových nákladů na energetické zdroje k sezónní výkonnosti čtyřřádkového sázeče brambor — Relationship of the total costs of energy sources and the seasonal performance of a four-rowed potato planter

W_{sez} (ha.sez ⁻¹)	30	40	50	60	70	80	100	120	140	160
Ne_s (Kčs.h ⁻¹)	43,0	44,7	46,0	48,7	50,0	52,6	58,9	65,2	73,0	82,0
Ne_d (Kčs.h ⁻¹)	115,3	115,3	115,3	115,3	115,3	115,3	115,3	115,3	115,3	115,3
Ne (Kčs.h ⁻¹)	158,3	160,0	161,3	164,0	165,3	167,9	174,2	180,5	188,3	197,3

Dosadíme-li za $o = 0,6$, $H_{sez} = 112$ h.sez⁻¹, $f_p = 54$ Kčs.h⁻¹, $F.cf = 210$ Kčs.rok⁻¹, $\bar{U} = 0,03$ do vztahu (1), dostaneme vztah mezi PN , C , Ne a W_{sez} :

$$PN = \frac{1}{W_{sez}} \cdot (0,23 C + 112 Ne + 6258) \quad \text{Kčs.ha}^{-1} \quad (4)$$

Vztah mezi W_{sez} a Ne udává tab. I, takže pro zvolené W_{sez} lze stanovit i příslušné Ne

Grafické znázornění závislosti $PN = f(W_{sez}, C)$ je uvedeno na obr. 1. Z tohoto obrázku je zřejmé, že na velikost přímých nákladů PN má větší vliv výkonnost sázeče W_{sez} než jeho cena C .

STANOVENÍ ZÁVISLOSTI VÝKONNOSTI SÁZEČE NA JEHO POJEZDOVÉ RYCHLOSTI

Sezónní výkonnost je závislá, kromě jiných faktorů, také na pojezdové rychlosti sázeče. Pro stanovení této závislosti použijeme známých vztahů:

$$W_{sez} = H_{sez} \cdot W_{07} \quad \text{ha.sez}^{-1} \quad (5)$$

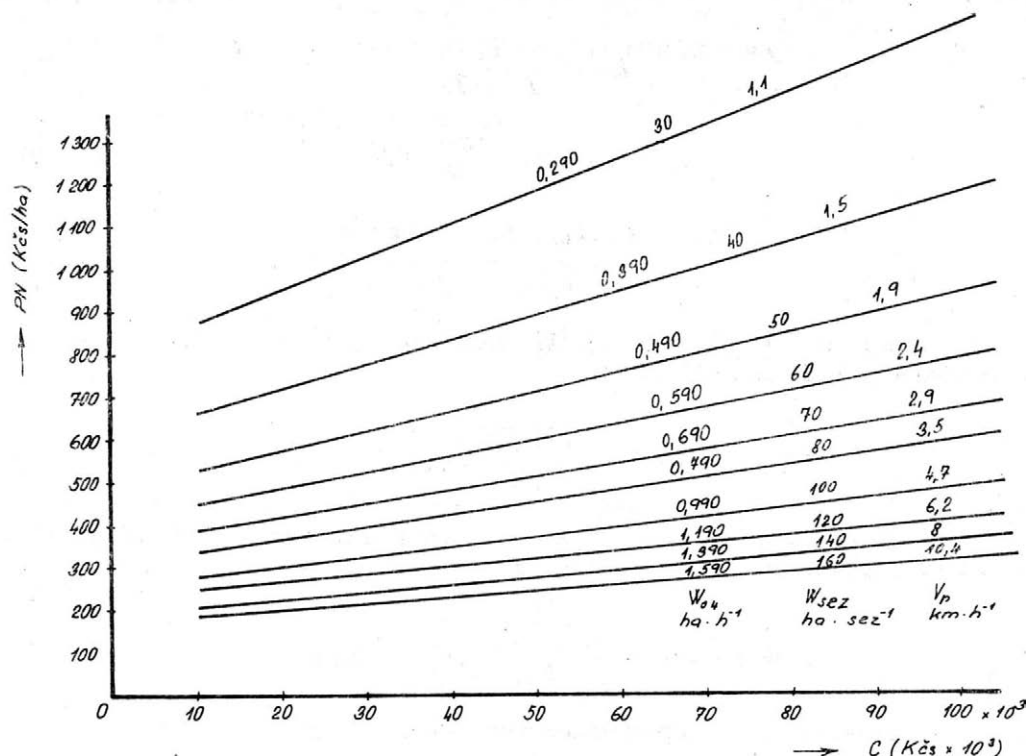
$$W_{07} = v_p \cdot b \cdot 0,1 \cdot k_{07} \quad \text{ha.h}^{-1} \quad (6)$$

Přitom je však třeba zavést další předpoklady:

1. předpoklad:

$$\text{poměr} \quad \frac{k_{02}}{k_{04}} = k'$$

stoupá se stoupající průměrnou pojezdovou rychlostí v_p , neboť je brána v úvahu vyšší poruchovost stroje při vyšší pojezdové rychlosti. Tento vztah je uveden v tab. II.



1. Vztah mezi cenou sázeče (C Kčs), přímými náklady na sázení (PN Kčs.ha⁻¹), výkonností za produktivní čas (W_{04} , ha.h⁻¹), výkonností za sezónu (W_{sez} ha.h⁻¹) a průměrnou pracovní rychlostí v_p pro čtyřřádkový sázeč nepředklíčených brambor — Relationship of the price of a potato planter (C Kčs), direct costs of planting (PN Kčs per ha), rate of work per productive time (W_{04} , ha per h), rate of work per season (W_{sez} ha per h) and average speed of operation v_p for a four-rowed potato planter of unspresprouted potatoes

II. Závislost poruchovosti čtyřřádkového sázeče brambor na pojzdové rychlosti — Dependence of the failure rate of a four-rowed potato planter on the rate of travel

v_p (km.h ⁻¹)	2	3	4	5	6	7	8	9
k'	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20

2. předpoklad:

Délka pole $D_1 = 0,75$ km. Sázeč ujede s jednou náplní vzdálenost $D_s = P \times 0,75$ km, kde $P = 3$.

3. předpoklad:

Čas na otáčení na souvrati, na příjezd sázeče k místu plnění, na vlastní plnění a na odjezd sázeče k místu sázení, tj. čas vedlejší $T_2 = 7,94$ min, což bylo zjištěno při provozních zkouškách čtyřřádkového sázeče v r. 1979.

Dále platí vztahy:

$$T_1 = \frac{D_s \cdot 60}{v_p} \quad (\text{min}) \quad (7)$$

$$k_{02} = \frac{T_1}{T_1 + T_2} \quad (8)$$

$$k_{07} = k_{04} \cdot 0,9 = \frac{k_{02}}{k'} \cdot 0,9 \quad (9)$$

$$W_{sez} = W_1 \cdot k_{07} \cdot H_{sez} \quad (\text{ha} \cdot \text{sm}^{-1}) \quad (10)$$

$$W_1 = v_p \cdot b \cdot 0,1 \quad (\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}) \quad (11)$$

Řešením rovnic (7), (8), (9), (10), (11) dostáváme vztah mezi sezónní výkonností a průměrnou pojezdovou rychlostí:

$$W_{sez} = 10,08 \cdot b \cdot \frac{T_1}{\frac{T_1 + T_2}{k'}} \cdot v_p \quad (\text{ha} \cdot \text{sez}^{-1}) \quad (12)$$

Obdobně lze stanovit vztah mezi výkonností sázeče za čas produktivní a průměrnou pojezdovou rychlostí:

$$W_{04} = 0,1 \cdot b \cdot \frac{T_1}{\frac{T_1 + T_2}{k'}} \cdot v_p \quad (\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}) \quad (13)$$

a mezi směnovou výkonností a průměrnou pojezdovou rychlostí:

$$W_{sm} = 0,9 \cdot b \cdot \frac{T_1}{\frac{T_1 + T_2}{k'}} \cdot v_p \quad (\text{ha} \cdot \text{směna}^{-1}) \quad (14)$$

Hodnoty výkonností W_1 , W_{04} , W_{sm} a W_{sez} v závislosti na průměrné pojezdové rychlosti v_p při záběru sázeče $b = 3$ m, vypočítané za uvedených předpokladů, uvádí tab. III.

Z hodnot průměrné pojezdové rychlosti v_p , uvedených v tab. III, lze po interpolaci zavést do obr. 1 hodnoty této rychlosti k příslušným sezónním výkonnostem. Hodnocení těchto závislostí bude ještě rozvedeno dále.

III. Závislost výkonnosti čtyřřádkového sázeče brambor na pojezdové rychlosti — Dependence of the rate of work of a four-rowed potato planter on the rate of travel

Rychlost	v_p (km . h ⁻¹)	2	3	4	5	6	7	8	9
Výkon- nost	W_1 (ha . h ⁻¹)	0,60	0,90	1,20	1,50	1,80	2,10	2,40	2,70
	W_{04} (ha . h ⁻¹)	0,51	0,71	0,88	1,03	1,17	1,28	1,38	1,47
	W_{sm} (ha . sm ⁻¹)	4,56	6,37	7,95	9,32	10,50	11,54	12,45	13,26
	W_{sez} (ha . sez ⁻¹)	51,10	71,40	89,10	104,20	117,50	129,40	139,40	148,00
Čas oprav a údržby	T' (min . ha ⁻¹)	6,71	6,28	6,18	6,21	6,31	6,46	6,62	6,80
	T'' (min . sm ⁻¹)	30,57	40,00	49,13	57,88	66,26	74,55	82,42	90,10

STANOVENÍ DOBY POTŘEBNÉ PRO OPRAVY A ÚDRŽBU SÁZEČE

V předchozí části byla již zmínka o poměru

$$k' = \frac{k_{02}}{k_{04}}$$

jehož hodnotu jsme zvolili jako stoupající se zvyšující se průměrnou pojezdovou rychlostí. Lze jej také vyjádřit jako

$$k' = \frac{T_{04}}{T_{02}}$$

Rozdíl těchto časů

$$T_{04} - T_{02} = T_2 + T_4 \quad (\text{min. cykl}^{-1}) \quad (15)$$

nám udává celkový čas na údržbu stroje a odstranění poruch stroje pro jeden cyklus (plnění, najíždění, sázení).

Časy T_{02} a T_{04} umíme spočítat na základě vztahů, že

$$T_{02} = T_1 + T_2 \quad (\text{min}) \quad (16)$$

$$T_{04} = T_{02} \cdot k' \quad (\text{min}) \quad (17)$$

kde pravé strany rovnic známe z předešlých výpočtů.

Při jednom cyklu se osází plocha

$$F_c = \frac{b \cdot D_1 \cdot P}{10} = 0,675 \quad (\text{ha}) \quad (18)$$

Čas pro odstranění poruch a údržbu stroje v minutách na 1 ha zasázené plochy je potom

$$T' = \frac{T_3 + T_4}{F_c} \quad (\text{min. ha}^{-1}) \quad (19)$$

Hodnoty času T' při užití dříve uvedených hodnot pro T_1 , T_2 , k' pro různou průměrnou pojezdovou rychlost jsou uvedeny v dolní části tab. III. Zde jsou uvedeny i časy pro desetihodinovou směnu

$$T'' = T' \cdot W_{sm} \quad (\text{min. směna}^{-1}) \quad (20)$$

Z tab. III je vidět, že při výsadbě nepředklíčených brambor čtyřřádkovým sázečem lze předpokládat přibližně dobu na údržbu a opravy stroje 6 až 7 min. ha⁻¹)

STANOVENÍ OPTIMÁLNÍ VELIKOSTI NÁSYPKY VE VZTAHU KE ZMĚNĚ VÝKONNOSTI

Je známé, že zvětšováním objemu násypky se u sázečů brambor sice zvyšuje výkonnost, ale že je nutné také zesilovat konstrukci rámu a podvozku sázeče, čímž se zvyšuje jeho hmotnost. Proto bude zajímavá zjednodušená rozvaha o optimální velikosti násypky především vzhledem k výkonnosti W_{04} . Tato rozvaha vychází z předpokladů: délka pole $D_1 = 0,75$ km; dávka brambor na vysazení $q = 3$ t. ha⁻¹; záběr čtyřřádkového sázeče

$b = 3$ m; průměrná pojezdová rychlost $v_p = 5$ km.h⁻¹ (v praxi běžně dosažitelná rychlost); této rychlosti odpovídá koeficient $k = 1,12$, jak je uvedeno v tab. II.

Potom plocha F_c , zasázená při počtu jízd P na poli dlouhém D_1 , bude

$$F_c = \frac{b \cdot D_1 \cdot P}{10} \quad (\text{ha}) \quad (21)$$

Pro tuto plochu bude potřeba, aby minimální hmotnost brambor Q v zásobníku byla

$$Q = F_c \cdot q \quad (\text{t}) \quad (22)$$

Výkonnost za produktivní čas je uveden ve vztahu (13), přičemž čas hlavní

$$T_1 = \frac{P \cdot D_1 \cdot 60}{v_p} \quad (\text{min}) \quad (23)$$

Určitému počtu jízd P tedy odpovídá jednak minimální hmotnost brambor Q v násypce, jednak čas hlavní T_1 . Čas vedlejší T_2 se mění s počtem jízd na souvrati a podklady pro jeho stanovení byly převzaty z provozních zkoušek čtyřřádkového sázeče v r. 1979. Hodnoty jednotlivých veličin jsou uvedeny v tab. IV.

IV. Vztah optimální velikosti násypky ke změně výkonnosti čtyřřádkového sázeče brambor — Relationship of the optimum size of hopper and the change in performance of a four-rowed potato planter

Počet jízd P	1	2	3	4	5	6	7	8
Minimální objem násypky Q (t)	0,67	1,35	2,03	2,70	3,38	4,05	4,73	5,40
Čas T_1 (min)	9	18	27	36	45	54	63	72
Čas T_2 (min)	4,80	6,37	7,94	9,51	11,08	12,65	14,22	15,79
Výkonnost W_{04} (ha.h ⁻¹)	0,87	0,99	1,03	1,06	1,07	1,08	1,09	1,10
Přírůstek W_{04} (%)	—	13,00	4,50	2,40	1,30	1,00	0,70	0,50

Tím je počet hodnot pro výpočet výkonnosti W_{04} podle vztahu (13) dostatečný. V tab. IV jsou zároveň uvedeny přírůstky výkonnosti W_{04} (K) vlivem zvětšování objemu násypky při uvedených předpokladech. Je zřejmé, že zvětšování hmotnosti objemu násypky nad 1,5 až 2 t podstatně neovlivňuje výkonnost sázeče W_{04} .

STANOVENÍ VLIVU ZMĚNY POJEZDOVÉ RYCHLOSTI NA ZMĚNU VÝKONNOSTI

Také zvyšování průměrné pojezdové rychlosti sázeče zvyšuje jeho výkonnost. U sázečů, jejichž nabírací prvky nabírají ze zásobníku vždy po jedné hlíze, má zvyšování pojezdové a tím i nabírací rychlosti negativní vliv na kvalitu výsadby. Kvalita výsadby je při vyšších rychlostech ovlivněna také schopnostmi traktoristy, jak vede celý agregát v požadovaném směru. Ani automatické zařízení pro udržování směru při vyšších pojezdových rychlostech dosud není dokonalé. Tato problematika by však zasluhovala

V. Vliv změny pojezdové rychlosti na změnu výkonnosti čtyřřádkového sázeče brambor — The influence of a change in the rate of travel on a change in performance of a four-rowed potato planter

Pojezdová rychlost v_o (km.h ⁻¹)	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Výkonnost W_{04} (ha.h ⁻¹)	0,507	0,708	0,883	1,035	1,167	1,282	1,383	1,472	1,549
Přírůstek výkonnosti W_{04} (%)	—	39,7	24,8	17,2	12,7	9,8	7,9	6,4	5,2

hluboké rozvahy a rozboru na základě dosud dosaženého stavu techniky. Účelem tohoto článku je pouze jednoduchou formou poukázat na hlavní problémy.

V tab. V jsou uvedeny závislosti výkonnosti W_{04} na průměrné pojezdové rychlosti v_p , převzaté z tab. III. Pro zhodnocení uvedeného vlivu jsou zde uvedeny přírůstky výkonnosti W_{04} , způsobené zvyšováním průměrné pojezdové rychlosti v_p . Počítáme-li s tím, že se v současné době pracovní rychlost při sázení pohybuje v oblasti 5 až 6 km.h⁻¹, pak její další zvyšování vždy o 1 km.h⁻¹ přináší přírůstky výkonnosti v rozsahu 5 až 10 %.

VLIV SNÍŽENÍ ČASU POTŘEBNÉHO NA OPRAVY A ÚDRŽBU NA ZMĚNU VÝKONNOSTI

Je samozřejmé, že čím větší je doba na opravy a údržbu stroje, tím má stroj nižší výkonnost. Totéž platí i o sázeči brambor. Jaký vliv má snížení poruchovosti a času na údržbu na výkonnost, zjistíme za těchto předpokladů: délka tří jízdy s jednou náplní $D_s = 3 \times 0,750 \text{ km} = 2,25 \text{ km}$; vedlejší čas $T_2 = 8,94 \text{ min}$; záběr čtyřřádkového sá-

VI. Vliv času potřebného na opravy a údržbu na změnu výkonnosti — The influence of the time of repairing and servicing on the change in performance

Řádek Parametr

1	Rychlost v_p (km.h ⁻¹)	2	3	4	5	6	7	8	9
2	Poměr k' z tab. II'	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20
3	Čas T' (min) z tab. III	6,71	6,28	6,18	6,21	6,31	6,46	6,62	6,80
4	Výkonnost W z tab. III (ha.h ⁻¹)	0,51	0,71	0,88	1,03	1,17	1,28	1,38	1,47
5	Poměr k'	1,02	1,02	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06
6	Čas T' (min)	2,01	2,00	2,03	2,06	2,03	2,02	2,02	2,04
7	Výkonnost W_{04} (ha.h ⁻¹)	0,53	0,75	0,94	1,11	1,27	1,42	1,55	1,67
8	Zvýšení výkonnosti W_{04} o % vlivem snížení času T'	3,90	5,50	6,50	7,70	9,10	10,50	11,90	13,20

zeče $b = 3$ m; pro výpočty je použit vztah $k' = f(v_p)$ tak, jak je uvedeno v tab. VI na řádku 5.

Pro stanovení tohoto vlivu použijeme vztahů známých již z předešlých kapitol: čas hlavní T_1 (7), čas operativní T_{02} (16), čas produktivní T_{04} (17, 15), velikost plochy osázené při jednom cyklu T_c (18), čas pro odstranění poruch a pro údržbu stroje T' (19).

Zjištěné hodnoty jsou uvedeny v tab. VI na řádku č. 6. Pro rychlé srovnání jsou v této tabulce — také v závislosti na průměrné jezdové rychlosti — uvedeny z tab. II hodnoty poměru k' na řádku č. 2, z tab. III hodnoty času T' ($\text{min} \cdot \text{ha}^{-1}$) na řádku č. 3 a hodnoty výkonnosti W_{04} ($\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}$) na řádku č. 4. Na řádku č. 7 jsou uvedeny hodnoty výkonnosti W_{04} ($\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}$) při snížení času T' z původních cca $6 \text{ min} \cdot \text{ha}^{-1}$ na cca $2 \text{ min} \cdot \text{ha}^{-1}$.

Výkonnost W_{04} byla opět stanovena ve vztahu (13). Na řádku č. 8 je uvedeno procentuální zvýšení výkonnosti W_{04} ($\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}$) snížením času pro odstranění poruch a údržbu stroje z cca 6 až $7 \text{ min} \cdot \text{ha}^{-1}$ na cca $2 \text{ min} \cdot \text{ha}^{-1}$. Počítáme-li opět s tím, že v současné době se užívá průměrné jezdové rychlosti v_p 5 až $6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, potom snížením času T' na opravy a údržbu z 6 na 2 min se výkonnost W_{04} při těchto rychlostech zvýší o 7 až 9% .

ZHODNOCENÍ

V předchozích kapitolách bylo poukázáno na některé faktory, které mohou ovlivnit využití sázečů nepředklíčených brambor v praxi. Některé z uvedených faktorů však nastiňují i cestu dalšího výzkumu a vývoje. Jak vyplývá z těchto rozvah, také kvalita výroby ovlivňuje dokonale využití těchto strojů v praxi.

Všimněme si nyní některých poznatků, vyplývajících z předchozích rozvah.

— V současné době se přímé náklady na sázení nepředklíčených brambor čtyřřádkovým sázečem pohybují okolo 270 až $400 \text{ Kčs} \cdot \text{ha}^{-1}$. Přitom cena sadby po vyskladnění v sezóně výsadby je cca $2000 \text{ Kčs} \cdot \text{t}^{-1}$; jestliže se na 1 ha vysadí cca 3 t brambor, znamená to celkovou cenu sázení cca $6340 \text{ Kčs} \cdot \text{ha}^{-1}$, z čehož přímé náklady v průměru tvoří pouhých $5,4 \%$.

— Zvýšením ceny sázeče např. na dvojnásobek se přímé náklady na sázení zvýší maximálně o $1/3$.

— Zvyšováním výkonnosti za čas operativní a tím i zvyšováním sezónní výkonnosti klesají přímé náklady na sázení.

— Za předpokladu, že organizace práce v zemědělském závodě bude dobrá, lze výkonnost zvyšovat především snížením poruchovosti a časů potřebných na údržbu, což může ovlivnit především kvalita výroby a technické a technologické zpracování výrobku. Tato cesta se jeví jako nejefektivnější. Např. snížením času na opravy z $T' = 6,3 \text{ min} \cdot \text{ha}^{-1}$ na $T' = 2,03 \text{ min} \cdot \text{ha}^{-1}$ při průměrné jezdové rychlosti $v_p = 6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ se zvýší výkonnost W_{04} o $9,1 \%$, což je přibližně stejné jako zvýšení výkonnosti W_{04} , kterého se dosáhne při zvýšení jezdové rychlosti z 6 na $7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. To je také vyšší zvýšení výkonnosti, než jakého se dosáhne zvýšením hmotnosti objemu násypky z $1,35 \text{ t}$ na dvojnásobek. Z těchto konkrétních údajů je zřejmé, že nejefektivnější cesta, vedoucí ke zvyšování výkonnosti sázečů dnešní výroby, je ta, která bude minimalizovat časy na opravy a údržbu sázeče.

K tomu je třeba si ještě uvědomit, že zvyšováním jezdových rychlostí se zvyšují i nároky na energetické zdroje. Také zvyšování objemu násypky vyžaduje robustnější konstrukci sázeče, jeho vyšší hmotnost, což má za následek další negativní vlivy: vyšší tažné odpory na zkypřeném poli; vyšší utužení půdy (omezení šířky pneu); zvýšení ceny subdodávek, ceny zpracovávaného materiálu, a tím i ceny sázeče; vyšší energetická náročnost na trakční prostředek.

— Nelze počítat s výrazným snížením časů pro otáčení na souvrati, najíždění k místu plnění, odjezd do řádků a vlastní plnění. Tyto časy lze udržet na minimu dobrou organizací prací.

— Při provozních zkouškách sázeče Gruse VL-18-K byl zjištěn při průměrné pracovní rychlosti $v_p = 6,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ koeficient $k' = 1,14$, čemuž předpoklad v teoretických rozvazích plně odpovídá.

— Správnost teoretických rozvah a předpokladů, za nichž byly rozborů doplněny konkrétními hodnotami, potvrzují i zkušenosti z praxe. Např. v JZD Bystřice (okr. Benešov), kde byl v r. 1979 sledován sázeč 4-SA-75, byly zjištěny hodnoty uvedené v tab. VII v porovnání s hodnotami stanovenými rozborů.

VII. Porovnání hodnot získaných v praxi s hodnotami stanovenými rozborů — Comparison of the values obtained by practical measurements with the values determined analytically

Ukazatel	$W_{sez} \text{ ha} \cdot \text{sez}^{-1}$	$W_{sm} \text{ ha} \cdot \text{směna}^{-1}$	Čas na opravy min
Hodnoty zjištěné na JZD Bystřice	140	8–12	6,6
Hodnoty podle tab. III	100–120	9–11	6,2–6,3

Uvedených rozvah, resp. většiny použitých vztahů lze po doplnění některých hodnot na základě praktického měření použít i pro šestiřádkové sázeče nepředklíčených brambor.

Na závěr lze říci, že za současného stavu techniky je neefektivnější cestou pro zvyšování výkonnosti čtyřřádkových sázečů zvyšování kvality výroby a technické a technologické opracování výrobků, čímž bude dosaženo minimální potřeby časů pro opravy a údržbu, resp. tyto časy budou sníženy a přesunuty na dobu mimo sezónu. Ostatní směry zvyšování výkonnosti, jako je zvýšení pracovní rychlosti nebo zvětšení hmotnosti objemu zásobníku stroje, zvyšují nejen složitost a hmotnost sázeče, ale i energetickou náročnost na trakční prostředek.

Došlo dne 1. 7. 1981

Použitá označení

b	pracovní záběr sázeče	m
C	cena sázeče	Kčs
D_s	délka úseku, pro jehož zasazení stačí 1 náplň zásobníku sázeče	km
D_z	doba životnosti stroje	rok
D_1	délka pole	km
d	počet pracovních dnů v sezóně	den
F_{cf}	náklady na skladování stroje	Kčs. rok ⁻¹
F_c	plocha zasazená během jednoho cyklu sázení	ha
f_p	hodnota 1 hodiny práce	Kčs. h ⁻¹
H_{sez}	počet hodin odpracovaných strojem za sezónu	h. sez ⁻¹
k_p	součinitel počasí	
k_s	součinitel směnnosti	
k_{02}	součinitel využití operativního času	
k_{04}	součinitel využití produktivního času	
k_{07}	součinitel využití celkového pracovního času	
k'	poměr součinitelů využití operativního a produktivního času	
Nd	náklady na energetický zdroj pro dopravu sadby	Kčs. h ⁻¹

Ne	celkové náklady na energetické zdroje	Kčs.h ⁻¹
Ns	náklady na energetický zdroj na tažení sázeče	Kčs.h ⁻¹
o	součinitel oprav	
P	počet jízdy na poli	
PN	přímé náklady na sázení včetně dopravy sadby na pole	Kčs.ha ⁻¹
Q	hmotnost brambor v zásobníku sázeče	t
q	hmotnost brambor potřebná na vysazení plochy	t.ha ⁻¹
s_m	délka směny	h
T_1	čas hlavní	min
T_2	čas vedlejší	min
T_3	čas na technickou údržbu stroje	min
T_4	čas na odstranění poruch stroje	min
T_{02}	čas operativní	min
T_{04}	čas produktivní	min
T'	čas pro odstranění poruch a pro údržbu stroje	min.ha ⁻¹
T''	čas pro odstranění poruch a pro údržbu stroje	min.směna ⁻¹
$\dot{U}$	úroková sazba z ceny stroje	%
W_{sez}	výkonnost stroje za sezónu	ha.sez ⁻¹
W_{sm}	výkonnost stroje za směnu	ha.směna ⁻¹
W_1	výkonnost stroje za čas hlavní	ha.h ⁻¹
W_{04}	výkonnost stroje za produktivní čas	ha.h ⁻¹
W_{07}	výkonnost stroje za celkový čas	ha.h ⁻¹
v_p	průměrná pojezdová rychlost sázeče	km.h ⁻¹

ПРИШОДА, З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Техническо-экономические проблемы четырехрядных картофелесажалок. *Zeměd. Techn.*, 27, 1981 (11) : 673-682.

В работе приводятся технико-экономические проблемы, касающиеся посадки непроросшего картофеля четырехрядными картофелесажалками и проблема использования этих машин. При современном состоянии техники для повышения производительности четырехрядных картофелесажалок самым эффективным путем является повышение качества производства и технической и технологической проработки изделий. Таким образом будет достигнута минимальная затрата времени на ремонт и уход за машинами, т.е. время будет снижено, или эти работы будут производиться вне сезона. Другие пути повышения производительности, как например повышение рабочей скорости или увеличение объема бункера машины, не только усложняют конструкцию и повышают массу машины, но и повышают энергоемкость тяги.

прямые затраты; производительности; скорость движения; объем засыпки; время ремонтных работ и техухода

PŘÍHODA, Z. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *Technological and Economic Aspects of a Four-Rowed Potato Planter*. *Zeměd. Techn.*, 27, 1981 (11) : 673-682.

Technological and economic aspects of planting unspouted potatoes with a four-rowed potato planter and the use of this planter are given. With the current technology, enhancement in production quality and technological design of products are the most effective ways of increasing the performance of four-rowed potato planters. Minimum times of repairing and servicing will be reached, or they will be reduced or shifted outside the season. Other possibilities of increasing the performance of the machine, e. g. higher speed of operation or greater weight and volume of a hopper, bring about a more complicated and heavier planter, and increase also the energy requirement of the draft vehicle.

direct costs; rates of work; rate of travel; hopper volume; time of repairing and servicing

Adresa autora:

Ing. Zdeněk Příhoda, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha - Chodov

A. Čermák

ČERMÁK, A. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Víceúčelový stroj pro pícninářské práce na svazích*. Zeměd. Techn., 27, 1981 (11): 683-692.

Trvalé travní porosty v horských a podhorských oblastech představují velkou reálnou rezervu kvalitních objemových krmiv. Velká část luk a pastvin však vyžaduje obnovu. Vzhledem ke specifickým potřebám bylo nutné v souladu s produktivitou, agrotechnickými lhůtami i postupným zvyšováním výnosů vyvinout stroj, který by umožnil komplex prací pro mechanizaci pícninářských prací na svazích nad 12°. Tento stroj se skládá ze základní energetické jednotky a jednotlivých přípojných strojů, a to ze stroje na obnovu a ošetření o pracovním záběru 2450 mm, stroje na sečení o záběru 3300 mm, stroje na shrnování — obracení o záběru 3100 mm a rozmetadla průmyslových hnojiv o pracovním záběru do 12 metrů. Tento komplex splnil při zkouškách a měřeních všechny požadavky, které na něj byly kladeny, v celém rozsahu.

trvalé travní porosty; základní jednotka; rotační stroj pro obnovu; rotační žací stroj; obraceč — shrnovač; rozmetadlo

Vzhledem k šíři úkolů, které bylo nutné vyřešit při zabezpečování mechanizace produkčních oblastí ve velkovýrobních podmínkách, byly v minulosti svahovité oblasti z tohoto hlediska do určité míry zanedbány.

Po roce 1970, kdy naše zemědělství dosáhlo vysokého stupně koncentrace a intenzifikace, se ukázala naléhavá potřeba zajistit dostatek krmiv pro živočišnou výrobu. Vzhledem k tomu, že obiloviny se staly na celém světě strategickou surovinou, bylo nutné vyřešit neustálý růst potřeby jadrných krmiv vlastními zdroji ve formě kvalitních objemných krmiv. Jedinou reálnou a přitom dostatečnou rezervou jsou v ČSSR trvalé travní porosty na lukách a pastvinách. Tyto plochy se však většinou vyskytují v horských a podhorských oblastech se svažitostí vyšší než 12°, což vylučuje mimo jiné použití mechanizace řešené pro rovinné oblasti.

Celková výměra trvalých travních porostů v ČSSR na svazích přes 12° činí cca 570 000 ha a z této výměry je znehodnoceno nálety, mraveništi apod. asi 225 000 ha.

Na základě těchto podmínek, v souladu s potřebnou produktivitou, agrotechnickými lhůtami a postupným zvyšováním výnosů, byly stanoveny velmi náročné požadavky na parametry strojů potřebných ke splnění komplexní mechanizace na trvalých travních porostech. Vzhledem k nedostatku potřebných podkladů byly nutné vedle strojírenského vý-

zkumu i některé výzkumy agrotechnické. Nmalou pozornost bylo třeba věnovat i bezpečnosti a hygieně práce.

Za těchto podmínek bylo nutné přistoupit k široké týmové práci, které se zúčastnili pracovníci Výzkumného ústavu zemědělských strojů, Praha, Agrostroje Pelhřimov, n. p., Výzkumného ústavu luk a pasienkov, Banská Bystrica, Výzkumného ústavu bezpečnosti práce, Praha, a Výzkumného ústavu poľnohospodárskej techniky, Rovinka.

CÍL ŘEŠENÍ

Na základě rozboru stavu trvalých travních porostů a jednotlivých potřebných zásahů a technologických operací bylo jako optimální navrženo řešení stroje, který by měl dělat několik základních operací při pěstování a sklizni. Především je nutné znovu získat a zkulturnit dosud znehodnocené louky a pastviny, proto by měl stroj umožnit obnovu a ošetření těchto ploch. Neméně důležitou operací, nezbytnou pro intenzifikaci a zkulturnění porostu, je hnojení — proto stroj pro aplikaci průmyslových hnojiv. Pro další operaci, již z hlediska sklizně a přípravy porostu ke sběru, bylo třeba zahrnout do řešení stroj pro sečení a dále pro obracení a shrnování píce.

Vlastní nosič jako základní jednotka by měl zaručit svými vlastnostmi bezpečnou jízdu na svahu a měl by mít dostatečnou energetickou rezervu pro pohon jednotlivých strojů.

Pro uvedené operace byly stanoveny hlavní výkonnostní parametry v závislosti na svahovitosti, a to:

— obnova luk a pastvin	do 0,5 ha . h ⁻¹
— ošetření luk a pastvin	do 1,5 ha . h ⁻¹
— hnojení	do 5 ha . h ⁻¹
— sečení	do 3 ha . h ⁻¹
— obracení a shrnování	do 3 ha . h ⁻¹

Svahová dostupnost stroje byla stanovena do 22° a výkon motoru nad 60 kW.

CELKOVÁ KONCEPCE A HLAVNÍ PARAMETRY STROJE

Pro splnění všech uvedených náročných požadavků byla zvolena koncepce stroje ve formě základní energetické jednotky s přípojnými stroji pro jednotlivé operace.

Základní jednotka byla ve fázi výzkumu koncipována tak, aby ji bylo možno ověřit ve dvou alternativách z hlediska nejvýhodnějších jízdních vlastností na svazích. První alternativa umožňovala celkové automatické naklápění stroje v závislosti na svahu. Druhá alternativa — klasická, bez naklápění — byla koncipována obdobně jako stroje pro produkční oblasti.

Praktické ověření těchto alternativ ukázalo, že systém umožňující automatické naklápění stroje je vhodnější nejen z hlediska rovnoměrného zatížení kol a zachování polohy těžiště stroje, ale že se také lépe

chová při jízdě po vrstevnici. Z tohoto důvodu byla tato koncepce schválena a v dalším řešení použita.

Z hlediska požadavků na jednotlivé pracovní operace byl nejobtížnější výběr vhodného principu a koncepce stroje na obnovu a ošetření trvalých travních porostů. Louky a pastviny v horských a podhorských oblastech mají poměrně tenkou vrstvu drnu a humusu a každý podstatnější zásah zvyšuje nebezpečí eroze. Přitom valná část ploch s vyšší svažitostí je znehodnocena krtinci, nedopasky a silnými nálety. Snahou bylo nálety nejen odstranit, ale také je zpracovat na přijatelnou velikost, aby hmota na místě tlela a do další sezóny se rozpadla. Byl proto vybrán rotační princip s odpovídajícím počtem, hmotností a tvarem kladívkových cepů, který by optimálně plnil tyto podmínky.

Pro operaci sečení byla zvolena žací rotační lišta s horním náhonem, která pracuje spolehlivě ve zhoršených podmínkách a umožňuje širší unifikaci s traktorovými stroji, které se v ČSSR vyrábějí více než deset let.

V souvislosti se způsobem jízdy strojů na svazích a s jejich bezpečností bylo nutné pro obracení a shrnování zvolit princip, který vylučuje možnost jízdy stroje na pokosu. Proto byl zvolen jediný princip vyhovující těmto podmínkám, a tím je pásový neboli řetězový obraceč-shrnovač.

Pro hnojení byl navržen dnes již osvědčený kotoučový princip, který spolehlivě pracuje s dostatečnou výkonností.

Celkový pohled na základní jednotku se strojem pro obnovu je uveden na obr. 1.



1. Stroj pro mechanizaci pícninářských prací na svazích v sestavě pro obnovu a ošetření — A machine for mechanical grassland management on slopes with attachments for grassland regeneration and treatment

HLAVNÍ PARAMETRY STROJE

ZÁKLADNÍ JEDNOTKA S TYPOVÝM OZNAČENÍM MT6-011

délka stroje	6000 mm
šířka stroje	3000 mm
výška stroje	3100 mm
rozvor kol	2400 mm
rozchod kol	2400 mm
hmotnost	6800 kg
motor	M 634 (132 kW)
pojezd	hydrostatický
pojezdová rychlost	
— pracovní	0—10 km . h ⁻¹
— přepravní	0—25 km . h ⁻¹
stoupavost	45 ‰
svahová dostupnost	22°
rozměr pneumatik	15,5 X 25
kabina	bezpečnostní s klimatizací
řízení	plně hydraulické
maximální rychlost vyrovnávání	6° za sekundu

ROTAČNÍ ŽACÍ STROJ S TYPOVÝM OZNAČENÍM SP 2-180

pracovní záběr	3300 mm
hmotnost stroje	1400 kg
technologie sečení	rotační řetěz

ROTAČNÍ STROJ PRO OBNOVU A OŠETŘENÍ S TYPOVÝM OZNAČENÍM PB 2-051

pracovní záběr	2400 mm
hmotnost stroje	1350 kg

OBRACEČ A SHRNOVAČ PÍCE S TYPOVÝM OZNAČENÍM SP 4-041

pracovní záběr	3100 mm
hmotnost	700 kg
šířka řádku	1300—1500 mm

ROZMETADLO PRŮMYSLOVÝCH HNOJIV S TYPOVÝM OZNAČENÍM RZN 01

celková hmotnost	1200 kg
obsah zásobníku	900—1000 kg
vlastní hmotnost stroje	300 kg
pracovní záběr	8000—12 000 mm

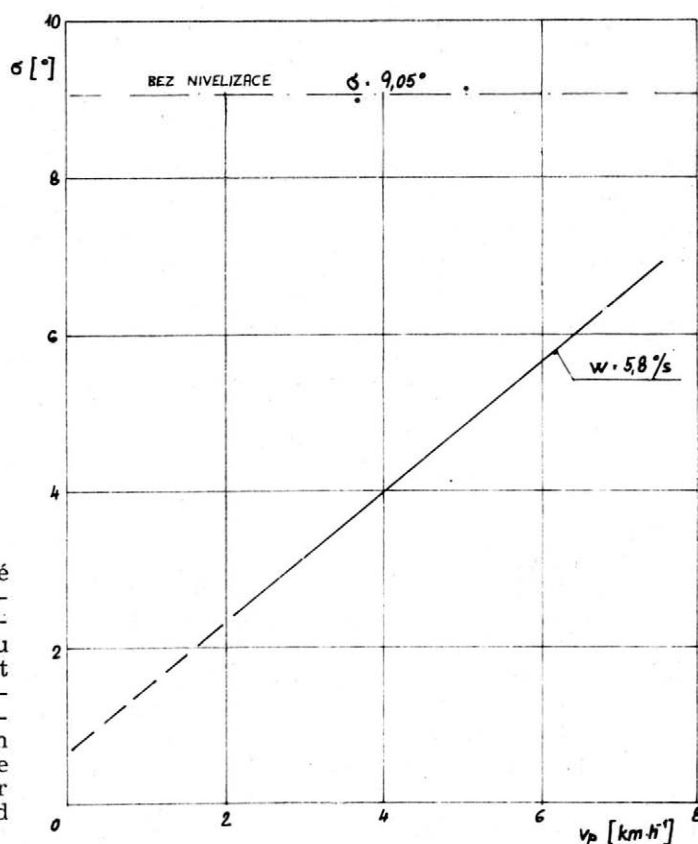
VÝSLEDKY A DISKUSE

Několikaleté zkoušky a měření stroje potvrdily, že kvalita i rozsah zadaných úkolů byly splněny. Příklad dosažených výkonností W_1 (ha . h⁻¹) v porovnání s ATP je uveden v tab. I.

Použitý systém vyrovnávání na principu elektrohydrauliky prokázal svoji správnou funkci, vyjádřenou v závislosti směrdatné odchylky při rychlosti naklápění 5,8° . s⁻¹ (obr. 2).

I. Porovnání výkonnosti stroje pro mechanizaci pícninářských prací na svazích s agrotechnickými požadavky — A comparison of the rate of work of the machine used for mechanical fodder management and operating on slopes with agrotechnical requirements

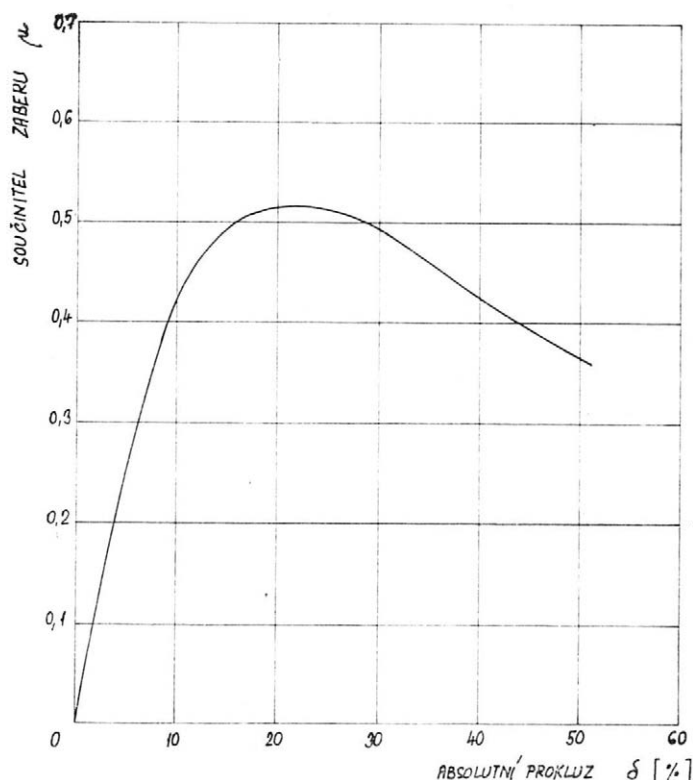
Přípojný stroj	Svahovitost	Požadavky	Výsledky
Žací stroj	0–12°	2,2–3,0	2,96
	12–18°	1,0–2,2	1,2–2,2
	18–22°	0,6–1,0	0,4–1,2
Stroj pro obnovu a ošetření	12–22°		
	ošetření obnova	0,5–1,5 0,1–0,5	1,1–1,5 0,58
Obraceč-shrnovač	12–22°	0,6–3,0	0,75–2,66
Rozmetadlo průmyslových hnojiv	12–22°	do 5	6,14–7,85



2. Závislost směrodatné odchylky příčného náklonu stroje nad jezdovou rychlostí jezdce pro konstrukční rychlost naklápění $5.8^\circ \cdot s^{-1}$ — Dependence of the standard deviation of an incline of the machine on the rate of travel for a constructional speed of incline 5.8° per s

PNEU: MITAS 15,5 - 25

HUŠTĚNÍ: 120 kPa



3. Porovnání záběrových vlastností stroje v sestavě pro obnovu — Comparison of the slip-thrust properties of the machine with attachments for grassland regeneration

Jízdní vlastnosti stroje jsou ve svahovitých oblastech jedním z nejdůležitějších ukazatelů. Je nutné si uvědomit, že i když naše agrotechnické požadavky specifikují jednotlivé omezující podmínky v závislosti na vlhkosti půdy, v praxi mohou být překročeny, čímž se může podstatně snížit bezpečnost jízdy. Omezující podmínky jsou tyto:

- na písčito-hlinitých půdách s kamenitou podložkou, typických pro horské oblasti, při vlhkosti půdy v hloubce 50 mm do 20 % (tj. za sucha a za středních podmínek) je možné zaručit svahovou dostupnost do 22°;

- při vlhkosti podložky stejného charakteru do 25 % (za vlhka) je svahová dostupnost do 18°;

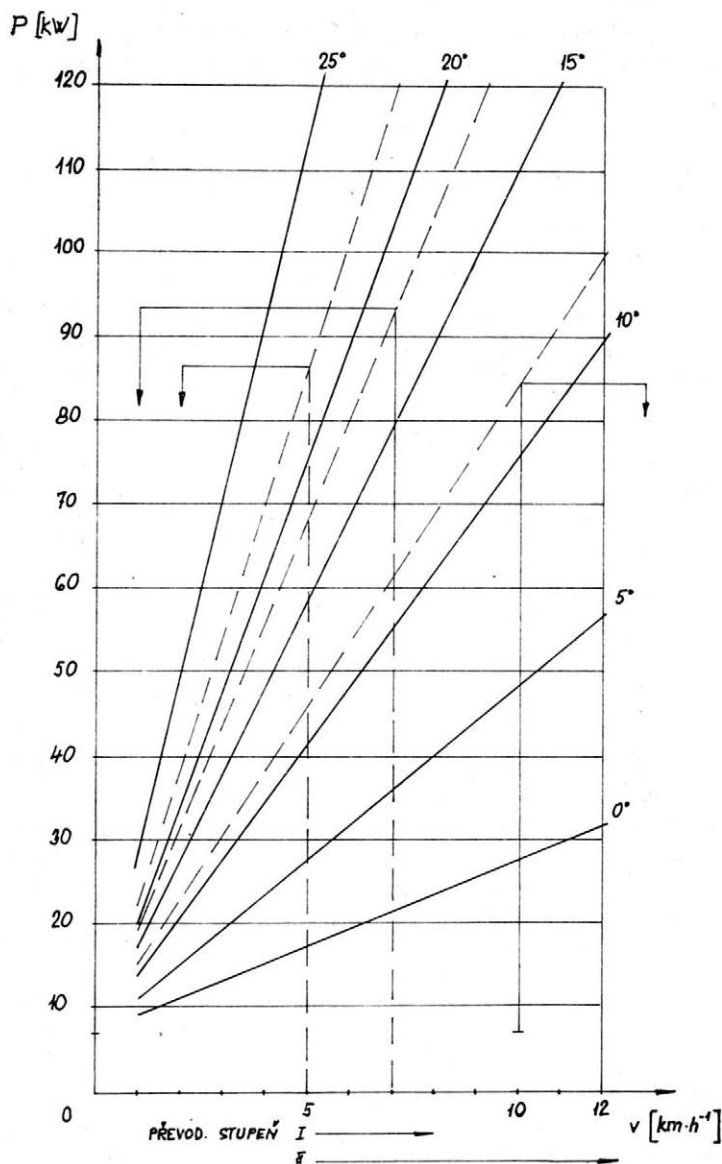
- jíly s vlhkostí půdy nad 25 % mají svahovou dostupnost do 14° a méně.

Aby mohly být splněny tyto požadavky, byly vyvinuty pro tento stroj pneumatiky o rozměru 15,5 X 25 se speciálním dezénem.

Pneumatiky byly ověřeny záměrně za nepříznivých podmínek po předchozích srážkách 97 mm za 24 hodiny. Stroj pracoval bezpečně na hranici svahu 20°. Dělal se i tahové zkoušky a výsledky jsou znázorněny na obr. 3, na kterém jsou uvedeny záběrové vlastnosti pneumatik.

Na základě hodnocení výsledků je možné konstatovat, že proti požadavkům lze hodnotu stoupavosti stroje zvýšit o 6 až 10 % při vlhkém povrchu, což dává záruku větší míry bezpečnosti při provozu stroje i ve zhoršených podmínkách.

4. Potřeba příkonu na pojezd ve specifických podmínkách svahovitých oblastí — Energy input of the travel under specific conditions of montane regions



Energetická měření stroje jsme opakovali po celou dobu řešení. Jednotlivé výsledky jsou graficky zpracovány na obr. 4—6.

Příkony na pojezd jsou počítány včetně nejtěžšího přípojného stroje za těchto podmínek:

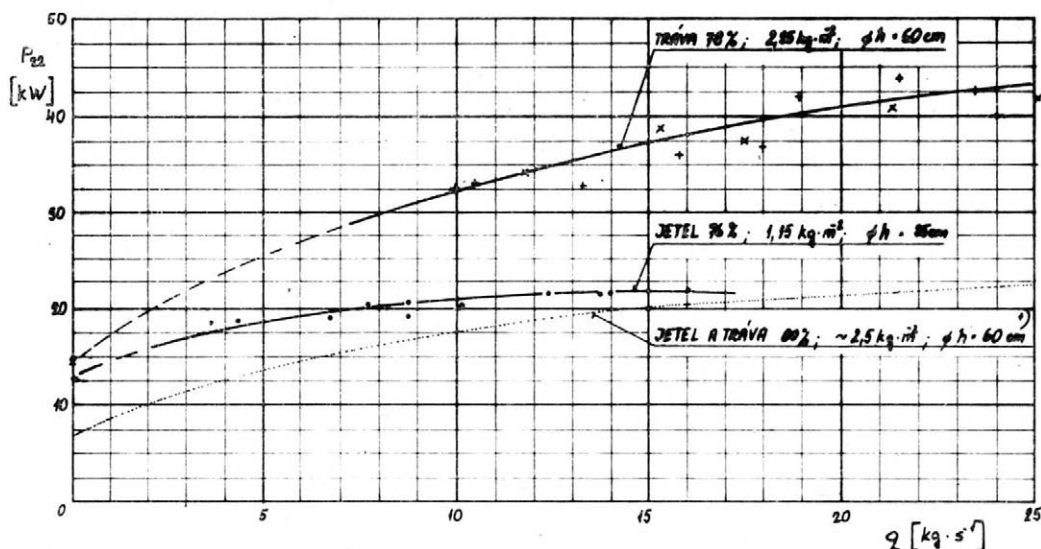
- suchá podložka 25 % vlhkosti
- celková hmotnost 7900 kg
- součinitel valivého odporu 0,06
- účinnost hydraulického pohonu: od 0,60 na rovině do 0,75 na 20° svahu
- účinnost mechanického pohonu: 0,93
- prokluz hnacích kol: od 3 % na rovině do 10 % na 20° svahu

Při maximálně přípustných rychlostech na sklonech 0 až 12° — $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, 12 až 18° — $7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, 18 až 22° — $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je maximální potřeba příkonu na pojezd v rozmezí 85 až $93,5 \text{ kW}$ (obr. 4).

POTŘEBA PŘÍKONU NA NEJNÁROČNĚJŠÍ AGREGÁTY

Rotační žací lišta

Předpokládáme-li průměrný výnos na trvalých travních porostech $20 \text{ t} \cdot \text{ha}^{-1}$, jsou nároky na příkon u žacího stroje při sečení travin podle jednotlivých přípustných rychlostí v rozmezí 26 až 38 kW (obr. 5).



5. Závislost příkonu žacího adaptéru na průchodnosti při sečení trávy a jetele — Dependence of energy input of mower cutterbar attachment on throughput during grass and clover mowing

Rotační stroj pro obnovu a ošetření

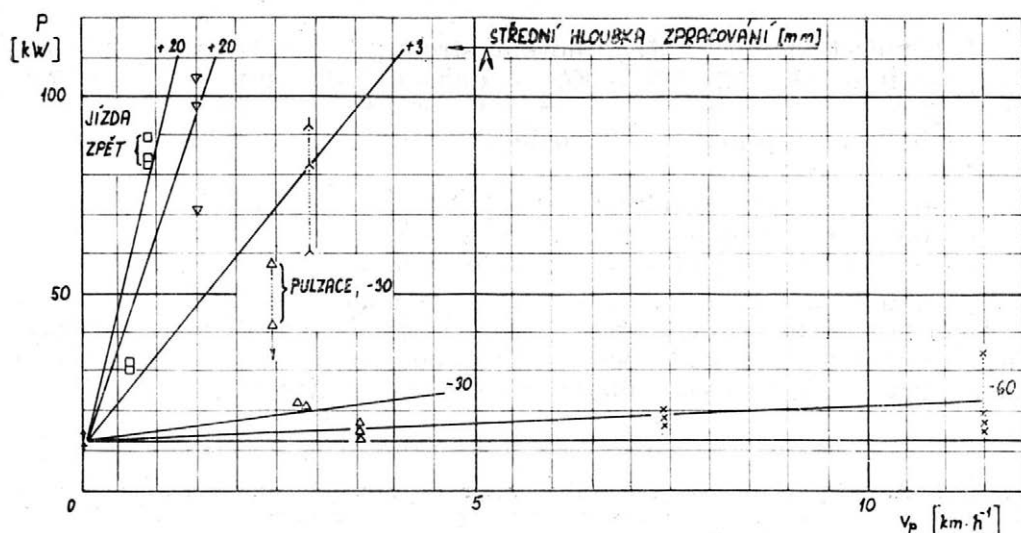
Tento přípojný stroj dělá dvě operace — obnovu a ošetření trvalých travních porostů.

Při obnově se při rychlosti pojezdu do $2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a zahloubení stroje $+3 \text{ mm}$ potřeba příkonu zvyšuje na střední hodnotu 60 kW .

Při ošetření porostu se při pracovní rychlosti v rozmezí 5 až $7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a nastavené výšce 30 mm nad povrchem pohybuje příkon v rozmezí 25 až 32 kW (obr. 6).

Hodnotíme-li vhodnost použití motoru M 634 o výkonu 132 kW , můžeme konstatovat, že při jízdě proti svahu a při přípustných rychlostech je vhodnost volby tohoto motoru pro dané podmínky optimální a hodnoty jeho vytižení jsou v rozmezí od 60 do 80% .

Výsledky pevnostních měření a zkoušek na kruhové překážkové dráze ukázaly, že konstrukční spolehlivost jednotlivých dílů i skupin celého stroje je velmi dobrá.



6. Závislost příkonu stroje pro obnovu a ošetření porostu na pojezdové rychlosti — Dependence of energy input of the attachment for grassland regeneration and treatment on the rate of travel

EKONOMICKÁ EFEKTIVNOST STROJE

Ekonomická efektivnost byla vypočítána pro několik variant využití stroje a porovnána s efektivností zahraničního výrobku AEBI.TERRA-TRAC TT 77, který představuje současnou světovou špičku v mechanizaci horských oblastí.

Jak již bylo uvedeno, bude v současném období — v tak zvané první fázi nasazení stroje — nutné získat zpět do užívání obnovou cca 225 000 hektarů luk a pastvin, tyto plochy ošetřit a vyhnojit a zajistit jejich sklizeň.

Obnovu luk a pastvin však v současné době nezajišťuje ani jeden srovnatelný zahraniční výrobek, a proto bylo nutno porovnat tuto operaci s tradičním způsobem obnovy. Podle údajů agrotechnického výzkumu provedeného Výzkumným ústavem luk a pastvin činí minimální náklady 5000 Kčs · ha⁻¹. Tento údaj byl postupně prověřován v provozu, kde byly zjištěny provozní náklady podstatně vyšší.

Předpokládá se, že základní jednotka s jednotlivými přípojnými stroji bude v sezóně nasazena 150 kalendářních dnů v tomto základním členění podle jednotlivých operací:

obnova luk a pastvin	50 dnů,
ošetření luk a pastvin	50 dnů,
hnojení	20 dnů,
sečení	20 dnů,
obracení — shrnování	10 dnů.

Cena nového stroje včetně všech čtyř přípojných strojů byla stanovena ve výši Kčs 812 000,—. Pro případný dovoz byla zjištěna cena zahraničního stroje, a to včetně adaptérů, v celkové hodnotě Kčs 367 000,—.

Sezónní efektivnost našeho nového stroje při uvedeném členění prací je velmi vysoká, 322 330,— Kčs, a doba úhrady investic u uživatele činí 2,52 roku.

Hodnotíme-li přínos podle jednotlivých operací, můžeme konstatovat, že:

- obnova a ošetření luk a pastvin je vysoce efektivní;
- operace hnojení a sečení jsou efektivní;
- operace shrnování a obracení je sama o sobě neefektivní.

Je nutné podotknout, že i bez operace obnovy vychází tento stroj v celém komplexu pro uživatele z ekonomického hlediska jako vhodný. Nasazením stroje na větší počet dnů v roce pro obnovu a ošetření, což bude v prvních letech pravděpodobné, se jeho efektivnost zvýrazní.

ЧЕРМАК, А. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Универсальная машина для работ с кормовыми травами на склонах. Земѣд. Techn., 27, 1981 (11) : 683-692.

Многолетние травостои в горных и подгорных условиях представляют собой огромный реальный резерв качественных грубых кормов. Большая часть лугов и пастбищ, однако, требуют обновления. В связи со специфическими требованиями и в соответствии с производительностью труда, агротехническими сроками и постепенным повышением урожаев надо было разработать машину, которая была бы способна проводить комплекс работ по выращиванию и уборке кормовых трав на склонах с уклоном выше 12°. Эта машина состоит из главной энергетической единицы и отдельных прицепных машин, а именно, машины для обработки склонов с рабочим захватом 2450 мм, косилки с рабочим захватом 3300 мм, ворошилки с захватом 3100 мм и туковой сеялки с рабочим захватом 12 м. Этот комплекс во время испытаний и измерений удовлетворил все требования, предъявляемые к нему, в полном объеме.

многолетние травостои; основная единица; ротатор для восстановления склонов; ротационная косилка; ворошилка; туковая сеялка

ČERMÁK, A. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov): Multi-Purpose Machine for Forage Management on Slopes. Zemѣd. Techn., 27, 1981 (11) : 683-692.

Permanent grasslands in montane and submontane regions are a big real reserve of bulk fodders of high quality. A great portion of meadows and pastures must be regenerated. A machine operating on the slopes greater than 12° and performing a complex of works for mechanical fodder management has been developed corresponding to the specific conditions, productivity, agrotechnical terms and gradual increase in yields. The machine consists of a draft vehicle and different attachments: attachments for grassland regeneration and treatment with the working width of 2450 mm, mower cutterbar attachment with the working width of 3300 mm, hay-making attachments with the working width of 3100 mm and fertilizer spreaders with the working width up to 12 m. This machine has fulfilled the whole complex of requirements during the tests and measuring.

permanent grassland; draft vehicle; rotary machine for grassland regeneration; rotary mowing machine; hay rake; fertilizer spreader

Adresa autora:

Ing. Alexandr Čermák, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha - Chodov

POHOTOVOSTNÍ MĚŘICÍ LABORATOŘ PRO MĚŘENÍ MECHANICKÝCH VELIČIN NA ZEMĚDĚLSKÝCH STROJÍCH

Se vzrůstajícími požadavky na kvalitu, materiálové a energetické úspory vyráběných zemědělských strojů rostou i požadavky na měřicí techniku, kterou musí být zjišťován stále větší počet informací z vývoje a ověřovacích zkoušek zemědělských strojů. Značná část těchto experimentálních prací se dělá při provozu zkoumaného stroje přímo v terénu za ztížených provozních podmínek.

Měřicí technika používaná ke sběru dat a k jejich zpracování v polních podmínkách musí být tedy vzhledem k prostředí koncentrována do terénních měřicích laboratoří. Za této situace je výhodné, a někdy zcela nezbytné, využít k přenosu informací ze zkoušeného stroje i radiotelemetrického přenosu. Tento způsob jako jediný umožňuje získat podklady pro hodnocení strojů ze skutečných — v mnoha případech extrémně těžkých — provozních situací neovlivněných tradičním kabelovým spojením měřicího vozu se zkoušeným strojem.

Značná část výzkumných a vývojových prací na zemědělských strojích předpokládá současné sledování a měření velkého počtu fyzikálních veličin, protože zemědělské stroje pracují převážně v obtížně definovatelném prostředí a vazba různých veličin se proto musí zkoumat z těchto měření. Pro oblast měření složitých úkolů jsou ve VÚZS již používány dvě velkokapacitní měřicí laboratoře Renault Saviem, které umožňují současně zpracovávat 20, popřípadě 24 veličin.

Určitá část výzkumných a vývojových prací na zemědělských strojích vyžaduje však jen menší nárazová či do plánu nezahrnutá měření, ke kterým postačí měřicí zařízení s kapacitou obvykle do osmi kanálů. Právě tento úsek měřicí techniky nebyl ve VÚZS kapacitně zajištěn a potřebná jednorázová měření se zpravidla nemohla splnit; občas se tento problém řešil ne hospodárným způsobem — použitím velkokapacitního vozu. Uvedený problém, tj. zajištění menší měřicí kapacity pro oblast neplánovaných a krátkodobých měření či měření na vzdálených místech s možností kabelového i radiotelemetrického přenosu, je náplní řešení pohotovostní měřicí laboratoře.

SOUHRN KONCEPČNÍCH POŽADAVKŮ NA POHOTOVOSTNÍ MĚŘICÍ LABORATOŘ

V této informaci jsou stručně shrnuty základní charakteristické požadavky, se kterými se při návrhu a realizaci pohotovostní laboratoře počítalo a které laboratoř splňuje.

Mezi důležité požadavky na vlastnosti vozidla, které byly dovozem typu Land Rover 109 splněny, patří dobrá pohyblivost vozu v terénu a rychlý dojezd na větší vzdálenosti při poměrně vysokém povoleném užitečném zatížení a vysoké spolehlivosti. Původně požadovaný sovětský terénní vůz VAZ 452 se nepodařilo po úsilových dlouhotrvajících jednáních pro tento účel zajistit.

Pohotovostní laboratoř svou koncepcí v podstatě navazuje na úspěšně používaný způsob měření metalickými tenzometry a využívá i některých osvědčených prvků z velkokapacitních pojízdných laboratoří Renault Saviem. Jedná se například o možnost částečné automatizace procesu zpracování signálů měřených veličin již v průběhu měření v terénu a o možnost záznamu na magnetofonový pásek, popřípadě oscilografický UV papír. Prvořadým požadavkem však bylo, aby pohotovostní laboratoř v dostačující kapacitě, tj. osm měřených veličin, zajišťovala přenos informací z měřeného stroje při vysokých jezdových rychlostech a při práci stroje v těžkém terénu. Instalovaný telemetrický systém EMR 600 - Schlumberger tento požadavek splňuje a umožňuje bezdrátový přenos informací s frekvenčním rozsahem 0 až 1000 Hz.

V pohotovostní laboratoři je zajištěno napájení přístrojů i v terénních podmínkách; byl splněn i požadavek na provedení výsuvného systému uložení měřicích přístrojů s odpružením celých přístrojových stojanů přes silentbloky.

Ovládání měřicích přístrojů operátorem bylo zvoleno v sedě při využití centrálního propojovacího a ovládacího panelu.

Při respektování stručně uvedených požadavků byla měřicí laboratoř zkompleťována ze zahraničních, tuzemských i ve VÚZS zhotovených přístrojů a zařízení a instalována do upraveného terénního vozu Land Rover, typ 109 Long, výrobek fy British Leyland.

POSTUP PRACÍ PŘI NÁVRHU A REALIZACI ŘEŠENÉHO ÚKOLU

Uspořádání pohotovostní laboratoře jako celku si vyžádalo přizpůsobení sestavy měřicích zařízení nevelkému prostoru vozidla, byly však nutné i některé mechanické úpravy karosérie vozu, aby se vzájemným přizpůsobením dosáhlo nejvýhodnějšího řešení.

Optimální podmínky byly zajištěny těmito úpravami karosérie vozidla:

Byla vyjmuta zadní sedadla, zadní boční okna byla nahrazena plechovými výplněmi. Týmiž výplněmi byla nahrazena i obě malá okénka po stranách zadních dveří a okno u zadních dveří. Na pravé straně v plechové desce výplně okna byla zhotovena skříňka, ve které jsou umístěny konektory umožňující spojení při bezdrátovém nebo drátovém přenosu informací z měřeného stroje. V této skřínce je i přívodka pro napájení pohotovostní laboratoře ze sítě.

Na vnější zadní pravý okenní sloupek bylo připevněno pouzdro pro nasazení tyče, ke které lze uchytit v případě drátového přenosu kabely od měřeného stroje.

Při další úpravě karosérie vozu byly prodlouženy držáky předního nárazníku cca o 100 mm a do prostoru mezi předními blatníky a motorem vozu byla připevněna plechová skříň. Do této speciálně upravené skříně byla umístěna benzínová elektrocentrála Honda E 1500, která jako zdroj napětí 220 V napájí měřicí zařízení v terénu.

Další úpravou byl využit prostor pod předním sedadlem spolujezdce, do kterého byla umístěna plechová schránka na dvě baterie 12 V, 35 Ah, kterými jsou napájeny některé části měřicího řetězce.

Vnitřní prostor karosérie, rozdělený přístrojovými stojany na dvě části, byl v zadní části využit pro umístění pracovních pomůcek a malé šatny. Pracovní pomůcky jsou uloženy v policích v levé větší části, v pravé menší části — oddělené přepážkou — jsou osobní věci pracovníků. Schéma rozmístění základních i pomocných zařízení v realizované pohotovostní laboratoři je na obr. 1.

Další drobnější úpravy na vnější a vnitřní části karosérie nejsou uvedeny.

Mechanické úpravy, které si vyžádal způsob uložení měřicí techniky, umožnily umístit přístroje do dvou základních stojanů s výsuvným systémem uložení jednotlivých přístrojů.

Aby se snížil vliv vibrací na přístroje, byla celá konstrukce stojanů uchycena ke karosérii vozu přes čtyři silentbloky. Pružné uložení každého přístroje zvlášť tedy nebylo nutné. Přístroje umístěné v plechových vaničkách lze jednoduchým, u některých přístrojů teleskopickým způsobem vysunout ze stojanů. Jak základní zasunutá poloha přístrojů, tak i poloha umožňující maximální vysunutí ze stojanů jsou aretovány.

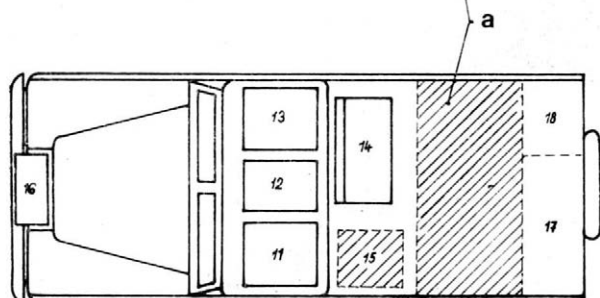
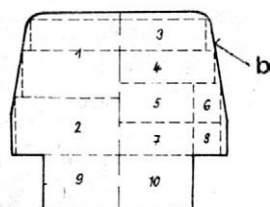
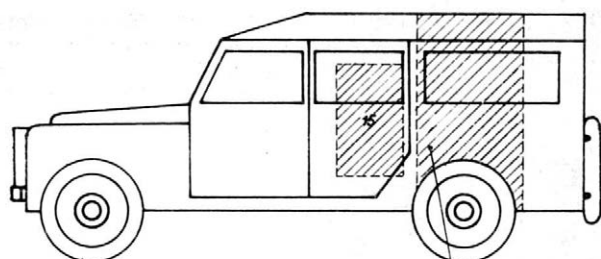
Přístrojové stojany byly umístěny napříč vozu nad zadní nápravou. Mimo měřicí magnetofon jsou všechny ostatní přístroje umístěny v těchto stojanech svými čelními panely směrem k řidiči.

Pro instalaci měřicího magnetofonu byl zhotoven samostatný podstavec s posuvným a sklopným mechanismem. Podstavec magnetofonu byl připevněn k podlaze vozu před přístrojovými stojany těsně u zadních levých dveří, kterými je magnetofon do vozu nasouván či z něho vyjímán. Na podstavci stojí tento magnetofon čelním panelem k pravé boční straně operátora.

Polohu sedadla operátora lze snadno měnit do dvou poloh — buď směrem k přístrojovým stojanům, nebo do cestovní polohy, při níž mohou na sedadle sedět dvě osoby ve směru jízdy vozidla.

Měřicí řetězec v pohotovostní laboratoři je sestavený ze zahraničních, tuzemských i ve VÚZS zhotovených přístrojů a z dalších kontrolních a ovládacích dílů; zároveň je zajištěna jejich optimální vzájemná návaznost.

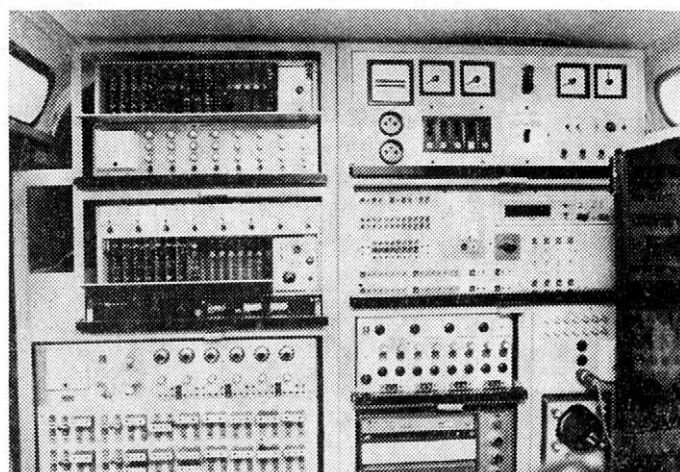
Přístrojové stojany s měřicí technikou jsou na obr. 2.

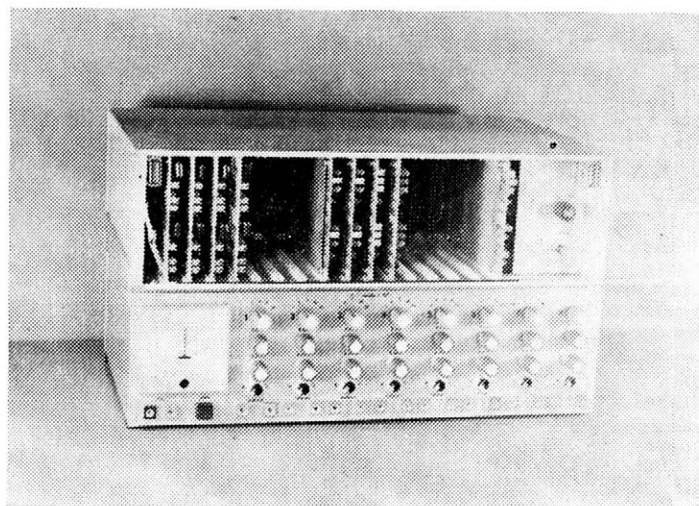


1. Schéma rozmístění a uspořádání základních zařízení pohotovostní laboratoře

- | | |
|---|-----------------------------------|
| a — stojany přístrojů | 8 — osciloskop |
| b — čelní pohled na přístrojové stojany | 9—10 — zásuvky |
| 1 — telemetrická souprava | 11—13 — sedadla |
| 2 — analogový počítač | 14 — sedadlo pro operátora |
| 3 — silnoproudý panel | 15 — měřicí magnetofon |
| 4 — slaboproudý panel | 16 — benzinová elektrocentrála |
| 5 — čtyřkanálová jednotka | 17 — prostor pro pracovní pomůcky |
| 6 — pomocný panel | 18 — šatna |
| 7 — smyčkový oscilograf | |

2. Uspořádání měřicí techniky v přístrojových stojanech





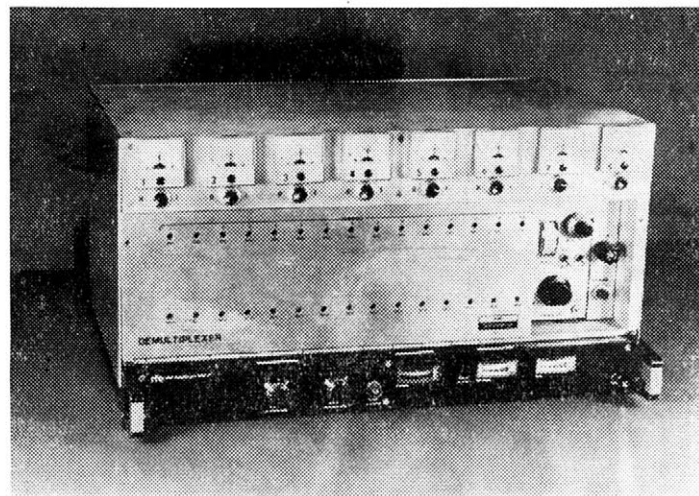
3. Vysílací část telemetrické soupravy EMR 600 ve spojení se vstupním adaptérem VÚZS (dolní přístroj)

Sestava obsahuje tato základní a pomocná zařízení:

- telemetrická souprava EMR 600 (fy Schlumberger, Francie),
- vstupní adaptér a výstupní jednotka k soupravě EMR 600 (VÚZS),
- měřicí magnetofony CPR 4010 nebo VR 3360 (fy Bell a Howell, NSR),
- registrační smyčkový oscilograf CEC 4-146 (fy Bell a Howell, NSR),
- analogový počítač II (VÚZS),
- jednokanálový osciloskop BM 370 (Tesla Brno),
- digitální multimetr EMG (Maďarsko),
- čtyřkanálová vyvažovací jednotka (VÚZS),
- kontrolní a ovládací silnoproudý panel (VÚZS),
- propojovací a ovládací slaboproudý panel (VÚZS),
- usměrňovač 220 V (12 V) 4,5 A,
- baterie 2 × 12 V 35 Ah,
- kapesní radiostanice ECHO-4 (Polsko),
- benzinová elektrocentrála Honda E 1500 (Japonsko).

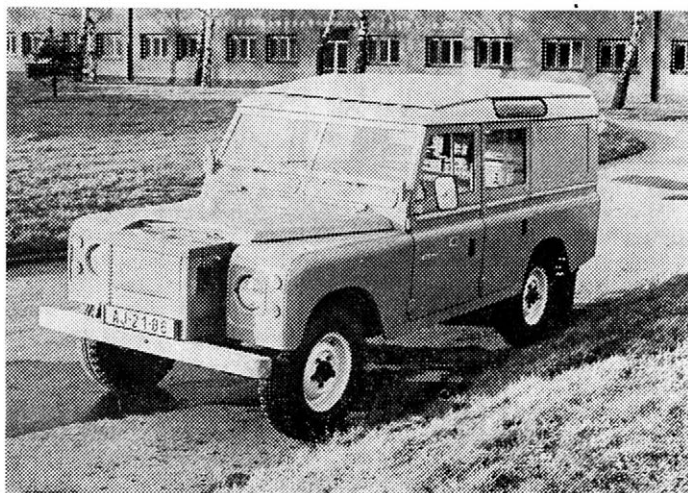
Koncepčně je pohotovostní laboratoř navržena tak, že telemetrickou soupravou EMR 600 je umožněn jak radiotelemetrický, tak i případný kabelový přenos měřených veličin. V případě potřeby lze vůz vybavit i dvěma tenzometrickými čtyřkanálovými zesilovači EMS-004 (Tesla Bratislava).

Velká pozornost byla při řešení věnována telemetrické soupravě EMR 600, která patří k nejdůležitějšímu článku celého měřicího řetězce. Je pochopitelné, že



4. Přijímací část telemetrické soupravy EMR 600 ve spojení s výstupní jednotkou VÚZS (horní přístroj)

5. Pohotovostní měřicí laboratoř Land Rover



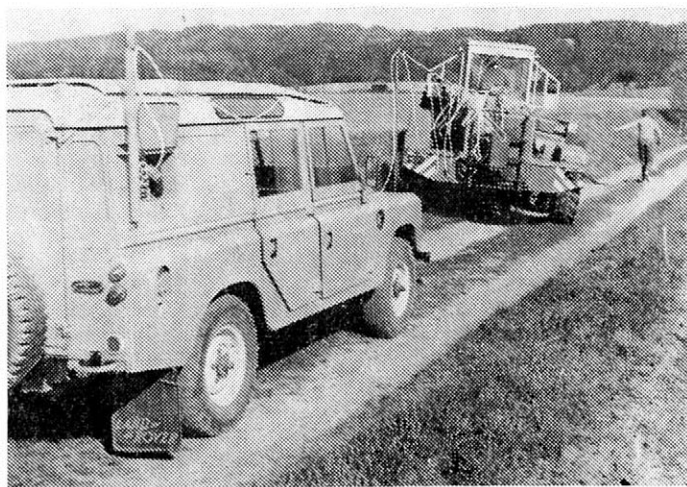
zahraniční firmou dodaný standardní telemetrický systém nemohl v plném rozsahu vyhovět všem našim speciálním požadavkům a systému práce na zemědělských strojích.

V rámci řešení byla původní dodaná souprava upravena a doplněna dvěma ve VÚZS navrženými a zhotovenými jednotkami tak, že souprava nyní plně vyhovuje metodice měření zemědělských strojů a obě přídavné jednotky přinášejí značné zjednodušení a zrychlení obsluhy a současně rozšiřují využití původního základního telemetrického systému o další funkce.

Na obr. 3 je detailní záběr vysílací části telemetrické soupravy EMR 600 spolu s přídavným vstupním osmikanálovým adaptérem VÚZS (dolní přístroj).

Na obr. 4 je další detailní záběr přijímací části telemetrické soupravy, rozšířené o výstupní osmikanálovou jednotku VÚZS (horní přístroj).

Celkový pohled na zhotovenou pohotovostní laboratoř Land Rover je na obr. 5. Jedno z mnoha praktických využití pohotovostní laboratoře, znázorňující měření nivelizace na stroji MT 6-011, je na obr. 6.



6. Pohotovostní laboratoř při praktickém měření

STRUČNÉ TECHNICKÉ ÚDAJE ZAŘÍZENÍ POHOTOVOSTNÍ LABORATOŘE LAND ROVER

Telemetrická souprava EMR 600

Souprava, doplněná přídatnými jednotkami VÚZS, umožňuje:

- připojení odporových tenzometrů 120 Ω , popřípadě potenciometrických snímačů vhodně přizpůsobených,
- současně přenášet osm veličin, což je postačující kapacita pro pohotovostní laboratoř Land Rover,
- rozsah měřených frekvencí 0 až 1000 Hz,
- volbu provozu s polovičním (2 T) nebo celým tenzometrickým můstkem (4 T),
- měřicí rozsahy přepínatelné od 1‰ $\frac{\Delta l}{l}$ do 20‰ $\frac{\Delta l}{l}$,
- hrubé a jemné odporové vyvážení snímačů s možností indikace stavu vyvážení vyvažovaného kanálu,
- změnu polarity napájecího napětí pro snímače,
- sériovou a paralelní kalibraci kanálů,
- výstup z telemetrické soupravy napěťový $\pm 1,4$ V pro registraci měřicím magnetofonem a proudový pro paralelní záznam veličin oscilografickými smyčkami, informativní údaj o měřené veličině na ručkovém přístroji v každém kanálu výstupní jednotky.

Měřicí magnetofon VR 3360 nebo CPR 4010

Tyto poměrně těžké a rozměrné FM magnetofony jsou staršího provedení a jsou ve VÚZS používány v pojízdných velkokapacitních laboratořích Saviem; koncepčně je pohotovostní laboratoř řešena pro umístění a využití kteréhokoli z uvedených typů

napájení přístrojů	VR 3360	115 V / 50 Hz
zesilovače	CPR 4010	220 V / 50 Hz
rychlost posuvu pásky (palec . s ⁻¹)	14 kanálů FM záznamová a reprodukční elektronika	
	VR 3360	1 7/8 ÷ 60
	CPR 4010	15/16 ÷ 60
frekvenční rozsah FM (podle nastavení rychlosti posuvu pásky)		

Registrační smyčkový oscilograf CEC 5-124

počet registračních kanálů	12
časová základna	0,01 — 10 s
rychlost posuvu	0,1 — 100 cm . s ⁻¹
záznam	UV papír 18 cm širší
napájení	12 a 24 V ss
	115/200 V/50 Hz

Analogový počítač II

Tímto zařízením lze získávat dílčí výsledky měření již v pracovním procesu v terénu;

počet zásuvných jednotek	10 počítačích zesilovačů TZP-7, tj. 20 operačních zesilovačů
integrační pole	8 polí — max. doba integrace 200 s
výstup	0 ÷ ± 10 V
	0 — ± 20 mA
napájení	220 V

Jednokanálový osciloskop BM 370

umožňuje kontrolní vizuální sledování reprodukovanych záznamů z magnetofonu, a tím i okamžitou informaci o průběhu měřených veličin;

kmitočtový rozsah	1 Hz — 5 MHz
citlivost vertikální	17 mV _{ef} . cm ⁻¹
časová základna	20 Hz ÷ 150 kHz
napájení	220 V

Digitální multimetr

v měřicí soustavě umožňuje ve spojení s přepínačem měřených míst a dalšími přístroji odečítání výsledků měření;

měření napětí	± 100 μV ÷ 2000 V
měření proudu	± 0,1 A ÷ 2 A
napájení	220 V

Čtyřkanálová vyvažovací jednotka

umožňuje měření pomalých úhlových a translačních pohybů ve spojení s odporovými vysílači (potenciometry);

počet kanálů	4
snímač	R = 100 Ω
výstup	napěťový ± 1,4 V
	proudový ± 3 mA
	tlačítka v každém kanálu
kalibrace	12 V ss
napájení	

Kontrolní a ovládací silnoproudý panel

V tomto panelu je koncentrováno spínání, jištění a indikace jednotlivých elektrických okruhů pohotovostní laboratoře. Je zde instalován i proudový chránič, kterým je obsluha pohotovostní laboratoře chráněna proti nebezpečnému dotykovému napětí.

Propojovací a ovládací slaboproudý panel

Tento panel obsahuje účelnou koncentraci všech vstupů, výstupů a centrální ovládání funkcí jednotlivých přístrojů i jejich kontrolu.

Benzínová elektrocentrála Honda E 1500 E

zajišťuje v terénu napájení měřicích zařízení pohotovostní laboratoře;

napětí	220 V/50 Hz
	12 V ss/8 A
výkon	1,25 kVA
motor	jednoválec čtyřtakt 171 ccm

Kapesní radiostanice ECHO-4

je určena k organizaci a řízení pracovníků při měření;

pásmo	27 MHz
dosah	2 km

DOSAŽENÉ VÝSLEDKY A VYUŽITÍ REALIZOVANÉ POHOTOVOSTNÍ MĚŘICÍ LABORATOŘE

Podrobnější technické podklady o jednotlivých přístrojích a zařízeních pohotovostní laboratoře nejsou vzhledem k značnému rozsahu uváděny.

Realizací pohotovostní laboratoře byl splněn úkol zajistit optimálním způsobem měření i v oblasti s menším počtem měřených míst. Pohotovostní laboratoř představuje moderní měřicí soustavu, ve které je k přenosu dat z ověřovaných strojů využíván radiotelemetrický FM systém. Tato koncepce umožňuje tedy používat laboratoř v těžkých provozních podmínkách.

Při řešení se vycházelo ze špičkových zařízení, která byla v období návrhu (1976) u předních světových firem dostupná, a z předpokladu, že tato zařízení bude třeba přizpůsobit a doplnit v rámci řešení úkolů tak, aby po ukončení úkolu vyhovovala speciálním požadavkům a metodice použití v polních podmínkách.

V současné době je měřicí systém OZV VÚZS koncipován tak, že použití pohotovostní měřicí laboratoře je řízeno operativně v průběhu roku podle postupně vznikající potřeby, zatímco využití velkokapacitních vozů je řízeno detailně zpracovaným harmonogramem na celý rok. Tento systém se ve VÚZS velmi osvědčil.

Konkrétní praktické uplatnění nachází pohotovostní měřicí laboratoř ve značné míře při vývoji zemědělských strojů, který probíhá v úzké spolupráci OZV VÚZS s vývojovými útvary výrobních podniků.

Další široké uplatnění a využití pohotovostní laboratoře bude pokračovat při vývoji nových mechanizačních prostředků v sedmé pětiletce ve výrobních podnicích čs. zemědělského strojírenství, hlavně v Agrostroji v Pelhřimově, Prostějově a Jicině.

ZÁVĚR

Ekonomický přínos realizované pohotovostní laboratoře se prostřednictvím úspěšných praktických aplikací promítne nejen do oblasti inovovaných dříve vyvinutých strojů, ale především do vývoje nových zemědělských mechanizačních prostředků. S touto oblastí úzce souvisí řešení důležitých celospolečenských cílů národního hospodářství, jako je např. zvýšení spolehlivosti a provozuschopnosti zemědělských strojů, snížení spotřeby materiálu a energie a snížení provozních ztrát v důsledku poruch a oprav strojů. Ze všech těchto hledisek je třeba dosažený ekonomický efekt hodnotit.

Vzhledem ke všem poznatkům a výsledkům získaným při praktických zkouškách a měření pohotovostní laboratoře s radiotelemetrickým přenosem lze jednoznačně konstatovat, že tzv. průmyslová telemetrie je perspektivní metodou, které bude třeba při zvyšujících se nárocích na zemědělské stroje stále více využívat. Proto také bylo vybavení OZV VÚZS vedle osmikanálového FM systému EMR-600 fy Schlumberger rozšířeno o nový moderní 24kanálový telemetrický PCM systém firmy Johna a Reilhofer.

Telemetrický PCM systém patří mezi moderní prvky měřicí techniky tím, že ke zpracování měřených veličin využívá digitální techniky. V OZV VÚZS je úspěšně zaváděn do provozu a celá komplexní měřicí soustava, umístěná v pojízdné laboratoři Renault Saviem, bude po dokončení odpovídat současné světové úrovni.

Josef Š i m a n d l
Výzkumný ústav zemědělských strojů
Praha - Chodov

Rukopisy odevzdány k tisku 28. 7. 1981 — Podepsáno k tisku 6. 11. 1981

Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově	637
Sinek F.: Vliv konstrukčních parametrů ventilů dojicích zařízení na tvar jejich statické charakteristiky	639
Vraný Z.: Energetické poměry cepového orovnávače půdy	651
Lanča I., Kupr J.: Výsledky analýzy některých vstupních parametrů pro automatizační systémy samojízdné sklízecí rezačky	661
Příhoda Z.: Technicko-ekonomické rozvahy o čtyřřádkovém sázeči brambor	673
Čermák A.: Víceúčelový stroj pro pícninářské práce na svazích	683

AKTUALITY

Šimandl J.: Pohotovostní měřicí laboratoř pro měření mechanických veličin na zemědělských strojích	693
--	-----

СОДЕРЖАНИЕ

Синек Ф.: Влияние конструкционных параметров вентиля доильного оборудования на форму их статической характеристики	650
Враны З.: Энергетический режим цепового разравнивателя почвы	660
Ланча И., Купр Я.: Результаты анализа некоторых входных параметров для систем автоматизации самоходной косилки-измельчителя	671
Пршигода З.: Техническо-экономические проблемы четырехрядных картофеле-сажалок	682
Чермак А.: Универсальная машина для работ с кормовыми травами на склонах	692

CONTENTS

Sinek F.: The Pattern of Static Characteristics of Vacuum regulators of Milking Machines as Influenced by their Structural Parameters	650
Vraný Z.: Energy Requirements of a Flail-Type Land Ripper	660
Lanča I., Kupr J.: Analytic Results of some Input Features for Automated Systems of a Self-Propelled Chopper-Harvester	671
Příhoda Z.: Technological and Economic Aspects of a Four-Rowed Potato Planter	682
Čermák A.: Multi-Purpose Machine for Forage Management on Slopes	692

INHALT

Sinek F.: Einfluß der Konstruktionsparameter der Ventile von Melkanlagen auf die Form ihrer statischen Charakteristiken (E)	650
Vraný Z.: Energieverhältnisse eines Schlegel-Bodenritzers (E)	660
Lanča I., Kupr J.: Ergebnisse der Analyse einiger Eingangsparameter für die Automatisierungssysteme eines selbstfahrenden Feldhäckslers	672
Příhoda Z.: Technisch-ökonomische Erwägungen über die vierreihige Kartoffellegemaschine (E)	682
Čermák A.: Mehrzweckmaschine für futterwirtschaftliche Arbeiten im Hanggelände (E)	692

TRAKTOR MURGAŠ 45



MURGAŠ 45 je univerzální traktor určený pro práce v horských oblastech. Jeho vlastnosti jsou:

- vysoká průjezdnost
- stabilita na svahu do 25°
- ovladatelnost
- snadné řízení
- naftový motor o výkonu 33,1 kW (45 k)

Agromachinaimpex



Vývozce: VTO AGROMAŠINAIMPEX
 Bulharsko, Sofia
 ul. S. Lepoeva
 telefon: 23 03 91
 telex: 022 563



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