

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10

ROČNÍK 36 (LXIII)

PRAHA

ŘÍJEN 1990

CENA 15 Kčs

CS ISSN 0044 - 3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Řídí redakční rada: prof. ing. Miloslav Velebil, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Vladimír Dufek, CSc., prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Jiří Fiala, DrSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan Hutla, prof. ing. Ján Jech, CSc., ing. Zdeněk Pastorek, CSc., Ing. Miroslav Posekaný, ing. Bohumil Studeník, CSc., prof. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Štefl, DrSc., Josef Višínský, CSc.

Vedoucí redaktorka ing. Eva Grafnetrová

OBSAH

Bláha J., Valouch L.: Zkouška únavové životnosti sběracího krmného návěsu MV 3-032.1 ...	577
Trnka L.: Energetické poměry samojízdného sklizeče cukrovky	587
Šimána J.: Tenzometrické snímače mechanických veličin používané ve VÚZS	597
Záviška Z.: Vývoj vibračních vyorávacích jednotek sklizečů bulev řepy	605
Sulek V., Kolář I., Nová E.: Faktografický systém s decentralizovanými informačními technologiemi pro zemědělskou techniku	625

ZE ZAHRANIČÍ

Hutla D.: Vývojové trendy zemědělské techniky pro devadesátá léta	633
---	-----

CONTENTS

Bláha J., Valouch L.: Test for the fatigue life of the Mv 3-032.1 semitrailer on circular path ..	585
Trnka L.: Power conditions in the self-propelled sugar beet harvester	596
Šimána J.: Tensometric sensors for mechanical data, as used by the Research Institute of Farm Machinery in Prague	603
Záviška Z.: Development of the vibration lifting units of sugar beet harvesters	623
Sulek V., Kolář I., Nová E.: A factographic system with decentralized information technologies for farm machines	632

INHALT

Bláha J., Valouch L.: Prüfung der Ermüdungsstandzeit des Sammelauflegers MV 3-032.1 auf der Kreisbahn	585
Trnka L.: Energetische Verhältnisse der selbstfahrenden Rübenerntemaschine	596
Šimána J.: Tensometrische Geber mechanischer Größen, die im Forschungsinstitut für Landmaschinen Benutzt werden	603
Záviška Z.: Entwicklung der Vibrationsrodeneinheiten von Rübenerntemaschinen	623
Sulek V., Kolář I., Nová E.: Faktographisches System mit dezentralisierten Informationstechnologien für die Landtechnik	632

ZKOUŠKA ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI SBĚRACÍHO KRMNÉHO NÁVĚSU MV 3-032.1 NA KRUHOVÉ DRÁZE

J. Bláha, L. Valouch

BLÁHA, J. — VALOUCH, L. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Zkouška únavové životnosti sběracího krmného návěsu MV 3-032.1 na kruhové dráze*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):577-585.

Součástí komplexního přístupu při zajišťování životnosti a spolehlivosti zemědělských strojů jsou zkoušky na kruhové překážkové dráze. V práci je uvedena metodika a zhodnocení výsledků únavové zkoušky sběracího krmného návěsu MV 3-032.1. Je popsán způsob získávání provozních podkladů a jejich zpracování do souhrnných spekter amplitud provozního namáhání. Stručně je naznačen postup při přípravě zkoušky a při volbě jejích podmínek. Výsledky zkoušky jsou zhodnoceny z hledisek nejzávažnějších kritických míst. Jsou doporučena konkrétní opatření pro zvýšení únavové životnosti.

únavová životnost; souhrnná spektra provozního namáhání; zkouška na kruhové dráze; sběrací krmný závěs

Sběrací krmný návěs MV 3-032.1 je určen pro sběr, pořezení, dopravu a dávkování objemných krmiv, a to jak krmiv zelených, tak konzervovaných. Zelené krmivo se nakládá za jízdy sběracím ústrojím návěsu z řádků, vytvořených žacími stroji a shrnovači. Konzervovaným krmivem se návěs plní vybíračem nebo nakladačem.

Provoz krmných návěsů klade značné nároky na životnost a spolehlivost všech komponent, včetně rámu a podvozku, protože výpadky v důsledku poruch narušují plynulost v krmení hospodářských zvířat. Řešení nepřiměřeným zálohováním v počtu návěsů je nepřijatelné z ekonomických důvodů. Trhliny a lomy na nosných částech představují navíc riziko z hlediska bezpečnosti práce i bezpečnosti silničního provozu.

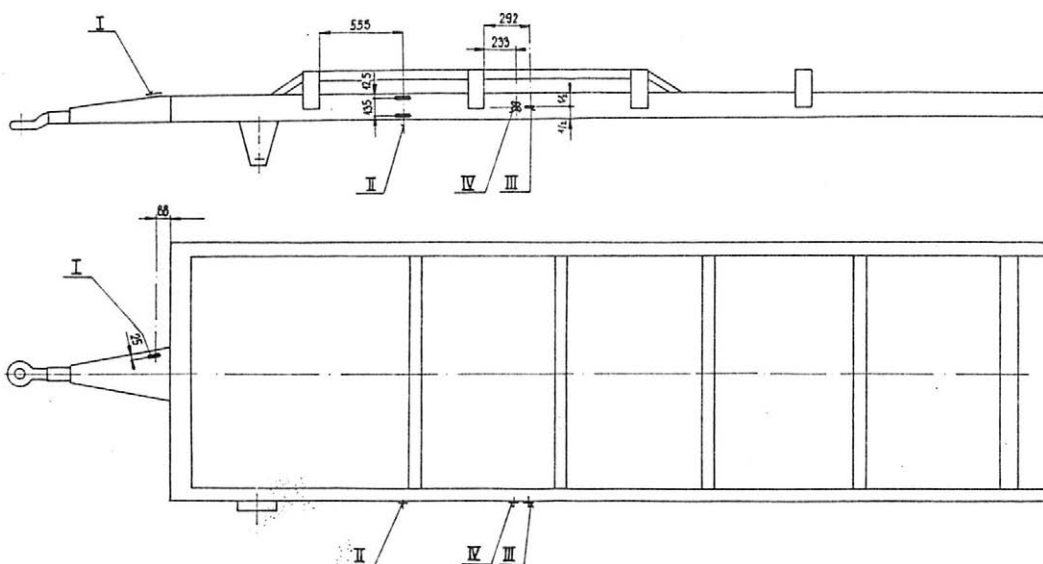
Součástí komplexního přístupu k zajištění životnosti a spolehlivosti zemědělských strojů, zahrnujícího výpočtové i experimentální metody, jsou zkoušky únavové životnosti na kruhové překážkové dráze, které se v odboru Základní výzkum provozují od roku 1975. Účelem zkoušek je především ověření požadované životnosti nosných částí strojů a odhalení slabých míst konstrukce.

Měření v provozních podmínkách

Únavová životnost nosných částí zemědělských strojů je závislá na náhodném vícerozměrném procesu zatížení, kterému jsou v provozu podrobeny. Dynamickou odezvou na budící proces zatížení je proces namáhání, který vede ke kumulaci únavového poškození a vzniku trhlin v kritických místech konstrukce.

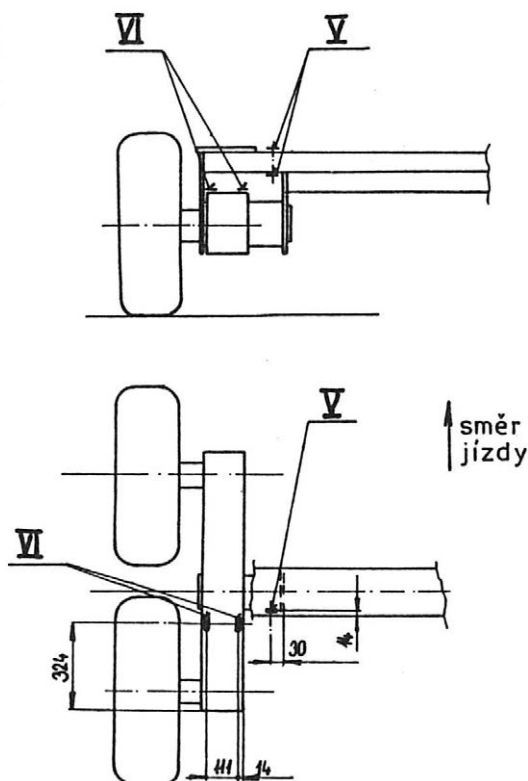
Proces zatížení stroje v provozních podmínkách lze charakterizovat průběhem namáhání ve vhodně zvolených místech. Aby mohly být posouzeny provozní podmínky z hlediska únavového poškození, vyhodnocují se z časových průběhů namáhání spektra amplitud, tj. závislosti mezi velikostí amplitudy namáhání a kumulativní četností jejího výskytu.

Spektra amplitud provozního namáhání ve vybraných místech rámu a nápravy sběracího krmného návěsu byla zjišťována při tenzometrických měřeních, která se uskutečnila v květnu 1989 v okolí Strakonice. Namáhání se měřilo v šesti měřených místech, znázorněných na obr. 1 (rám) a na obr. 2 (náprava). Měřená místa byla volena tak, aby namáhání v nich charakterizovalo účinek vnějších sil na stroj. Měřená místa byla připojena k analyzátoru MTS, který byl umístěn pomocí speciálního držáku přímo na stroj (obr. 3). Analyzátor umožňuje zpracovávat signály až z osmi měřených míst současně a získaná data ukládat do své vnitřní paměti. Měřené průběhy namáhání byla analyzátozem zpracovány v reálném čase metodou „rain-flow with mean“. Její princip uvádí např. Balda (1978). Po každém provedeném měření se získaná data vypisovala z paměti analyzátoru pomocí připojené tiskárny jednak přímo (ve formě korelační tabulky), jednak po úpravě mikropočítačem Tesla TEMS 80-03. Upravená data byla současně zaznamenána na magnetofonovou kazetu pro další zpracování na počítači NOVA. Podrobnější informace o zpracování údajů z analyzátoru mikropočítačem lze nalézt v práci Šimány (1984) a ve výzkumné zprávě Kupra (1988). Při volbě podmínek měření se vycházelo ze způsobu využití návěsu v zemědělských podnicích. Po konzultacích s pracovníky výrobce i uživatele bylo zvoleno měření při krmení zeleným krmivem, řezankou a siláží. Zelené krmivo bylo předem posečeno rotačním žací strojem a do návěsu plněno vlastním sběracím ústrojem. Řezanka byla do návěsu plněna přímo samojízdným sklízecem píce SPS-420 a siláž pomocí nakladače. Krmivo bylo dávkováno buď do žlabu v kravině a výkrmné býků, nebo na zem na husí farmě.



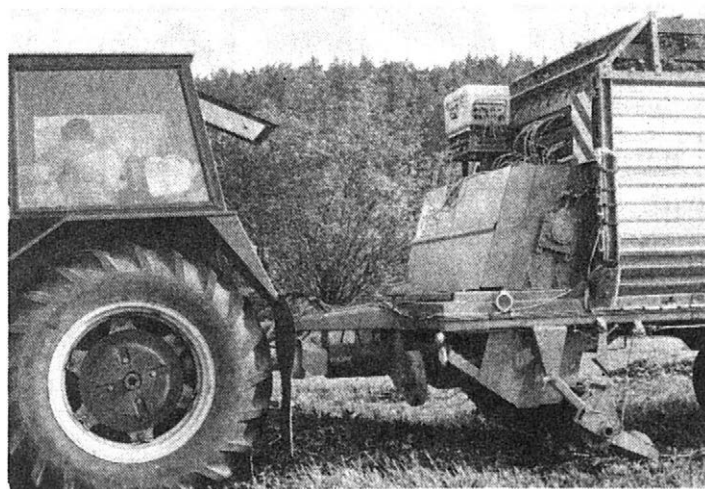
1. Rám sběracího návěsu MV 3-032.1 (místa rámu, v nichž se elektrickými tenzometry měřilo napětí) — Frame of the MV 3-032.1 pickup trailer (Spots on frame where stress was measured by means electric tensometers)

2. Náprava sběracího návěsu MV 3-032.1 (místa, v nichž se elektrickými tenzometry měřilo napětí) — Axle of the MV 3-032.1 pickup trailer (Spots where stress was measured by electric tensometers)



Aby mohly být ve spektru zachyceny maximální hodnoty rozkmitů namáhání, dané maximálními hodnotami při jízdě s plným návěsem a minimálními hodnotami při jízdě s prázdným, bylo rozhodnuto zaznamenat při každém měření celý pracovní cyklus. Pracovní cyklus zahrnoval jízdu s prázdným návěsem na pole nebo k silážní jámě, plnění zeleným krmivem nebo siláží, jízdu s plným návěsem na váhu a dále na místo určení, dávkování krmiva a jízdu s prázdným návěsem na místo začátku měření. Při tomto způsobu tvoření spekter je důležité správně odhadnout poměrné zastoupení různých povrchů a vzdáleností tak, aby odpovídalo průměrným podmínkám provozního nasazení, protože není možná dodatečná změna. Proto byla při konzultacích s pra-

3. Umístění analyzátoru MTS na návěsu při měření v provozních podmínkách — Position of the MTS analyzer on the trailer during measurement in field conditions



covníky z praxe věnována pozornost návrhu tras z hlediska zastoupení jízdy po lepším i horším asfaltu a po polních cestách různé kvality.

Bylo uskutečněno celkem šest měření, která reprezentují typické provozní podmínky stroje, které se podílejí na únavovém poškození jeho nosných částí. Jejich výsledkem byl soubor dílčích spekter pro jednotlivé provozní režimy. Souhrnná spektra amplitud provozního namáhání byla sestavena z dílčích spekter na základě rozvrhu provozního nasazení sběracího krmného návesu MV 3-032.1 pro celou dobu požadované životnosti. Postup vycházel z metodiky, kterou pro vytváření provozních spekter zemědělských strojů vypracoval Procházka (1980).

Podle ZTP předaných výrobcem byla uvažována životnost osm let při absolvování 750 fůr ročně. Struktura provozního nasazení za dobu životnosti, vyjádřená procentním zastoupením jednotlivých pracovních režimů, vycházela z následujících základních předpokladů a zkušeností pracovníků z výrobního podniku a ze zemědělské praxe:

- 50% podíl zeleného krmiva i siláže,
- následující zastoupení různých provozních podmínek při průměrném využití stroje:
 - 30 % podmínky střední až těžké
 - 30 % podmínky střední
 - 40 % podmínky spíše lehčí.

Na základě těchto předpokladů a posouzení podmínek tenzometrických měření byly jednotlivým měřeným režimům přiřazeny hodnoty procentního zastoupení v souhrnném spektru.

Četnost amplitud v j -té třídě souhrnného spektra je dána vztahem:

$$H_j = \sum_{i=1}^6 \frac{p_i}{100} \cdot L \cdot F \cdot h_{ij}$$

kde: p_i — procentní zastoupení i -tého dílčího spektra v souhrnném spektru za životnost

L — požadovaná životnost v letech

F — celkový počet fůr za rok

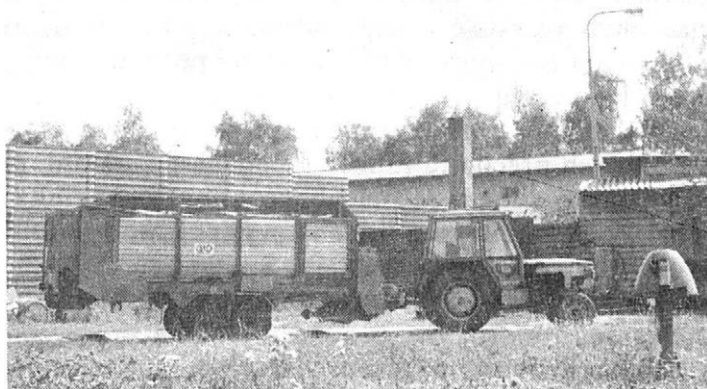
h_{ij} — četnost j -té třídy i -tého dílčího spektra

Pro souhrnná spektra amplitud provozního namáhání byly vypočteny hodnoty poškozujícího účinku podle Palmgren-Minerovy hypotézy lineární kumulace dílčích únavových poškození (tab. I).

I. Namáhání a čerpání životnosti při zkoušce na kruhové dráze — Stress and service life exhaustion during test on circular track

Měřené místo	Hodnoty namáhání				Poškozující účinek		Čerpání životnosti na 176 hodin zkoušky [%]
	max [MPa]	min [MPa]	Max. amplituda		provoz za životnost	zkouška na kruhové dráze	
			[MPa]	[%] provozu			
I	57,2	—62,5	119,7	84	$7,42 \cdot 10^{11}$	$6,10 \cdot 10^{11}$	82
II	67,8	—70,1	137,9	88	$8,27 \cdot 10^{11}$	$9,82 \cdot 10^{11}$	119
III	17,2	—20,4	37,6	99	$3,52 \cdot 10^9$	$9,63 \cdot 10^9$	273
IV	8,6	—12,1	20,6	73	$1,47 \cdot 10^9$	$3,12 \cdot 10^8$	21
V	41,4	—33,3	74,7	105	$9,41 \cdot 10^{10}$	$1,02 \cdot 10^{11}$	108
VI	17,4	—22,1	39,5	90	$7,67 \cdot 10^9$	$4,86 \cdot 10^9$	63

4. Pohled na návěs
MV 3-032.1 při zkoušce na
kruhové dráze — A view of
the MV 3-032.1 trailer du-
ring test on circular track



Podmínky zkoušky na kruhové dráze

Podmínky jízdy na kruhové dráze byly voleny tak, aby byly dosaženy stejné hodnoty maxim a minim namáhání v měřených místech jako v provozu a dále aby hodnoty poškození účinku souhrnných provozních spekter byly dosaženy za přijatelnou dobu zkoušky.

V rámci návrhu a odladění režimu zkoušky byla provedena řada tenzometrických měření, při nichž se zjišťovalo namáhání na stejném stroji a ve stejných měřených místech jako při měření v provozních podmínkách. Jako náhrada v provozu přepravovaného krmiva bylo při měření na kruhové dráze použito palivové dřevo o délce zhruba 1 m. Stejná zátěž byla použita při zkoušce.

Jednotlivá měření se lišila výškou a rozestavením překážek na kruhové dráze a pojezdovou rychlostí, která se měnila v rozmezí 4,5 až 5,5 km.h⁻¹. Na základě vyhodnocení výsledků měření byly zvoleny takové podmínky zkoušky (tj. výška a rozestavení překážek a pojezdová rychlost 5,2 km.h⁻¹), při nichž se maximální hodnoty rozkmitů namáhání nejvíce blížily hodnotám z provozu a při nichž k vyčerpání požadované provozní životnosti dochází za zhruba 150 až 200 hodin zkoušky. Pohled na návěs tažený traktorem na kruhové dráze je na obr. 4.

VÝSLEDKY

Při zkoušce bylo absolvováno celkem 176 hodin jízdy, což odpovídá zhruba 100 až 110 % požadované životnosti. V tab. I jsou uvedeny hodnoty maxim a minim namáhání při zkoušce a vyčerpání požadované životnosti v jednotlivých měřených místech.

V průběhu zkoušky bylo zaznamenáno celkem 76 poruch různé závažnosti. Jejich detailní časový přehled uvádí Valouch (1989).

Nejzávažnější únavové poruchy se týkaly v podstatě pěti míst konstrukce návěsu:

- závěsné oko a oj,
- místa spojení přední příčky rámu s podélníky,
- podélníky rámu a jejich vyztužení,
- oblast vazby rámu na nápravu,
- náprava.

Závěsné oko a oj

Podle počtu poruch a časových intervalů mezi nimi se výkovek oka projevil jako jedna z nejslabších částí návěsu. Je třeba podstatně zvýšit únavovou

pevnost jeho tvarované části, a to především zvětšením průřezového modulu pro ohyb ve svislé rovině, případně i použitím materiálu o vyšší pevnosti. Únavovou životnost by dále zvýšilo i podstatné zvětšení poměrně malých zaohlení jeho tvaru.

Příčinami poruch, které se projeví u svařované oje, byly především vlivy náhlých přechodů tuhosti (zejména na spodní, převážně tahem namáhané straně), případně ještě znásobené vrubovými účinky nepříliš kvalitně provedených svarů. Především je třeba zvýšit životnost v oblasti přechodu spodní stěny oje do přední příčky rámu. Spodní stěnu by mohla nejlépe tvořit pokud možno nepřerušovaná deska rozšiřující se směrem dozadu, pouze s nejnutnějším narušením (otvory pro šrouby oka a pro zvedák) a navazující přímo na přední příčník rámu. Horní vodorovná deska, vyztužující spojení oje s příčkou rámu, by měla být prodloužena směrem dopředu a mírně rozšířena natolik, aby vedle otvoru pro trubku zvedáku zůstal co největší průřez materiálu. Při řešení výztuh je třeba dbát na to, aby se několik výztužných prvků nestýkalo v jednom místě, čímž se zbytečně zvyšuje vrubový účinek.

Spojení přední příčky a podélníků rámu

Řešení přenosu silových účinků mezi pruty, které svírají určitý úhel (zde pravý), je vždy obtížné, zejména jedná-li se o tenkostěnné profily. Při zkoušce se osvědčilo vyztužení spoje vodorovnými trojúhelníkovými výztuhami o rozměrech $100 \times 100 \times 6$ mm, které spojovaly horní i spodní stěnu příčky s podélníky. Důležité je kvalitní provedení svarů.

Dalším, pravděpodobně ještě účinnějším, řešením by bylo protažení výztuhy přes horní, resp. spodní stěnu příčky, k níž by byla přivařena pouze kolmými svary, přenášejícími dobře krouticí moment. Na podélníky by bylo nejlépe přivařit výztuhy v neutrální rovině vůči vodorovnému ohybu.

Podélníky rámu a jejich vyztužení

U soustavy obdélníků rámu se jako nejslabší projevilo spojení hlavních nosníků s podélnými výztuhami profilu U (šikmé vzpěry, vložené pasy, držáky klanic a jejich svary). Podélné výztuhy nad hlavními nosníky přenášejí značné síly a svary, kterými se přenášejí zejména vodorovné posouvací síly, jsou poddimenzované. Z poruch v uvedené oblasti vyplývá:

- a) Pokud má být zachována koncepce vyztužení hlavních nosníků, tj. použití řady navzájem svařených výztužných prvků, je nutné jejich vazbu (podélné i příčné svary) podstatně zesílit.
- b) Výhody by přineslo spojení výztuh nad podélníky se šikmými vzpěrami a vloženými pasy do nepřerušovaného ohraňovaného pásu, podle možnosti prodlouženého až za třetí klanici. Spojení těchto výztuh s podélníky by mělo být provedeno náležitě dimenzovanými svary, zejména na jejich koncích.

Uvedené zlepšení soustavy vyztužení podélníků se týká především horní stěny nosníků; zvýšení jejich tuhosti by však mohlo mít vliv i na životnost jejich dolní stěny, čímž by se mohla zlepšit situace i v dalších kritických místech podélníků.

Závažná porucha se v průběhu zkoušky projevila v tahové oblasti pravého podélníku v místě oslabení nosníku přerušením výplňového pasu z důvodu zakotvení příčky podlahy. Toto místo je třeba řešit tak, aby nedocházelo k prudké změně tuhosti.

Spojení rámu s nápravou

Spojení rámu s nápravou je, pokud se týká přenosu příčných vodorovných sil, jedním z nejproblematictějších míst konstrukce návěsu. Jedná se především o spojení příčky rámu nad mostem nápravy se svislými deskami pod podélníky. Příčka je pomocí přírub a šroubů M 16 spojena se silným mostem nápravy a má tedy značnou tuhost. Spojení svislých desek s podélníky rámu je vyztuženo krabicemi ve tvaru jehlanu, takže celek je rovněž velmi tuhý. Vzájemnou vazbu obou těchto tuhých prvků a přenos momentů, které vznikají při kolébání nákladu, na příčných svazích apod., zajišťují svary na koncích příčky. Svary jsou pro přenos takových momentů nedostatečně dimenzované a navíc se u nich projevuje koncentrace napětí v bodech, kde svislé části profilu U se nalézají přesně proti šikmým stěnám výztužných krabic. V těchto místech praskaly svary již po krátké době zkoušky.

Vyztužení přivařenými trojúhelníky, provedené v průběhu zkoušky, se příliš neosvědčilo — mj. i proto, že v obtížně přístupných prostorách se tyto trojúhelníky nepodařilo nastavit přesně proti stěnám výztužných krabic. V důsledku toho se poruchy opakovaly, a to jak na straně příčky, tak na straně krabice. Kromě toho na pravé straně návěsu není pro výztuhy dostatek prostoru, protože tudy prochází hřídel pohonu zadních mechanismů.

Je možné uvážit též provedení, kdy by konce příčky nebyly se svislými deskami svařeny vůbec, což odpovídá stavu po prasknutí svarů. Riziko tohoto řešení je ve skutečnosti, že působící momenty by musely přenášet již od začátku další části (příčky a jejich svary apod.), u nichž se pak může projevit nedostatečná životnost.

Přijatelným kompromisem by mohlo být odstranění nebo alespoň podstatné zmenšení uvedených koncentrací napětí tím, že by se výztužné krabice rozšířily na spodní straně natolik, aby mezi rovinami jejich bočních stěn a rovinami svislých stěn příčky vznikla určitá vzdálenost, umožňující pružení svislé desky.

Náprava

Poměrně brzy byly při zkoušce zjištěny trhliny na mostu nápravy v místě změny výšky profilu. Jde o zcela logický následek silné koncentrace napětí v místě náhlé změny tuhosti a vrubového účinku svaru. Při zkoušce byla místa poruch vyztužena trojúhelníkovými výztuhami (80×80×10 mm) a životnost se zvýšila natolik, že po zbývající převážnou část doby zkoušky se porucha již neopakovala.

Rovněž trhliny ve svarech mezi nábojem a nosníkem vahadla se projevíly již na začátku zkoušky. Jejich hlavní příčinou je zřejmě přenos vodorovných sil mezi stěnami nosníku a nábojem; u prvních zkoušených nosníků byla patrná i nedostatečná dimenze a nízká kvalita svarů. Bylo postupně vyzkoušeno

několik variant provedení spoje (druhy svarů, vyztužení). Podle výsledků zkoušky je možné navrhnout:

- Pro spojení trubky se stěnami nosníku volit optimálně dimenzované svary; na straně kol, kde je namáhání ve svislé rovině větší, by měl být svar silnější (při zkoušce se osvědčil dvojitý koutový svar).
- Jako vyztuhy, zachycující uvedené vodorovné síly, se velmi dobře osvědčily šikmo orientované příložky (vzpěry) mezi trubkou a hranou nosníku. Jejich účinnost byla ověřena dalším průběhem zkoušky, kdy nedošlo k žádné poruše svarů v tomto místě.

V průběhu zkoušky došlo k opakovanému lomu čepu pravého zadního kola. Z rozboru působících sil vyplývá, že při trvalé jízdě v kruhu jedním směrem (vpravo) je čep tohoto kola více namáhán než čepy kol ostatních. To potvrzuje i míra a způsob opotřebení tohoto kola ve srovnání s pneumatikami kol ostatních. Protože k lomu čepů jiných kol nedošlo, je možné připustit, že pro běžný provoz, kdy by zatížení čepů bylo rovnoměrnější, by jejich životnost mohla být vyhovující. Přesto však by bylo možné únavové projevy v místě poruch oddálit jednoduchými opatřeními:

- přechod z $\varnothing 50$ na $\varnothing 56$ mm s poloměrem zaoblení 2 mm nahradit kužellovým přechodem nebo podstatně zvětšit poloměr zaoblení;
- zajistit podstatně jemnější opracování povrchu přechodu, než jaké měly zkoušené čepy.

ZÁVĚR

Zkouška sběracího krmného návěsu MV 3-032.1 na kruhové dráze umožnila urychlené odhalení kritických míst, která by se v provozu projevila až po několika sezónách. Výsledky zkoušky sloužily jako podklad pro rekonstrukci řady uzlů s cílem zvýšit životnost a spolehlivost stroje jako celku.

Hlavní příčinou únavových poruch byl vysoký vrubový účinek svarových spojů, způsobený jak nevhodným tvarovým řešením spoje, tak nedostatečnou kvalitou provedení svaru. V některých případech se negativně projevilo podcenění silových účinků, které nejsou dominantní, nebo které vznikají v důsledku statické neurčitosti konstrukce. Všechny poruchy byly ihned konzultovány s pracovníky výrobce s cílem navrhnout řešení přijatelné pro sériovou výrobu; snahou bylo navržené řešení ještě v rámci zkoušky ověřit. Některé obecné poznatky bude možné využít při konstrukci dalších typů návěsů, případně i jiných výrobků.

Na základě výsledků zkoušky bylo zpracováno ekonomické zhodnocení, které prokázalo vysokou návratnost nákladů na zkoušku. Finanční efekt je tvořen především úsporou nákladů na opravy a omezením ztrát vznikajících v důsledku prostojů.

Nezanedbatelné je i zvýšení konkurenční schopnosti stroje, která je do značné míry závislá na parametrech životnosti a spolehlivosti.

LITERATURA

- BALDA, M.: O softwarové problematice zjišťování dynamických a pevnostních vlastností strojních konstrukcí. In: Sbor. Konf. Dynamické a pevnostné problémy strojnických konstrukcí. Pezinok, 1978
- KUPR, J.: Stručný návod k obsluze analyzátoru MTS-460 s mikropočítačem TEMS 80-03. Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 1988.
- PROCHÁZKA, J.: Sestavování spekter namáhání zemědělských strojů z rozdělení četností rozkmitů a středů rozkmitů. Zeměd. Techn., 26, 1980, č. 11, s. 687—698.
- ŠIMÁNA, J.: Mikropočítačový systém pro separování výsledků tenzometrických měření zemědělských strojů. [Diplomová práce.] Praha 1984. — FEL ČVUT.
- VALOUCH, L.: Zkouška únavové životnosti sběracího krmeného návěsu MV 3-032.1 na kruhové překážkové dráze AK VÚZS. Praha, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 1989.

Došlo dne 13. 6. 1990

BLÁHA, J. — VALOUCH, L. (Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Test for the fatigue life of the MV 3-032.1 semitrailer on circular path*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):577-585. Test on circular and obstacle tracks are part of the complex approach to the determination of the service life and reliability of farm machines. The authors explain the method of the fatigue test with the MV 3-032.1 semitrailer and present the results of the tests. There is a description of the method of obtaining the operation data and converting them into summarized spectra of amplitudes of operation stress. The procedure of preparing the test and choosing its conditions is suggested in brief. The results of the test are evaluated from the point of view of the critical points. Actual measures are recommended, aimed to increase the fatigue life of the trailer.

fatigue life; summarized spectra of operation stress;
test on circular track; fodder pickup semitrailer

BLÁHA, J. — VALOUCH, L. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Prüfung der Ermüdungszeit des Sammelauflegers MV 3-032.1 auf der Kreisbahn*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):577-585.

Der Bestandteil der komplexen Auffassung bei der Sicherstellung der Standzeit und der Verlässlichkeit von Landmaschinen sind Prüfungen auf der Kreishindernisbahn. In der vorliegenden Arbeit werden die Methodik und die Bewertung von Ergebnissen der Ermüdungsprüfung des Sammelfutterauflegers MV 3-032.1 angeführt. Es wird die Methode der Gewinnung von Betriebsunterlagen und ihre Verarbeitung in zusammenfassende Spektren der Amplituden von Betriebsanstrengung beschrieben. Es wird kurz das Verfahren bei der Vorbereitung der Prüfung und bei der Wahl von ihren Bedingungen angedeutet. Die Ergebnisse der Prüfung werden vom Gesichtspunkt der wichtigsten kritischen Stellen aus bewertet. Es werden konkrete Massnahmen zur Erhöhung der Ermüdungszeit empfohlen.

Ermüdungszeit; zusammenfassende Spektren von Betriebsanstrengung; Prüfung auf der Kreisbahn; Sammelfutteraufleger;

Adresa autorů:

Ing. Josef Bláha, ing. Lubomír Valouch, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4-Chodov

Upozorňujeme čtenáře, že časopis

ZEMĚDĚLSKÉ AKTUALITY

vydáváný Ústavem vědeckotechnických informací pro zemědělství (Slezská 7, 120 56 Praha 2) je zaměřen na progresivní informace pro zemědělskou praxi při zavádění a uplatňování vědeckotechnického rozvoje, na nejnovější zahraniční trendy vývoje zemědělství a zkušenosti předních čs. podniků s uplatňováním nových technologií, vlastních inovačních prvků a metodických postupů při realizaci vědeckotechnického rozvoje. Vychází měsíčně, od 1. 10. 1989 má formát A/4, barevnou obálku s tematicky zaměřenými fotografiemi na 1. a 4. straně a čtyřstránkovou barevnou přílohu vystihující současný trend při uplatňování VTR ve světě i u nás.

Cena časopisu je 15,— Kčs, celoroční předplatné 180,— Kčs. Objednávky přijímá odd. odbytu a propagace ÚVTIZ, Slezská 7, 120 56 Praha 2.

Obracíme se na všechny autory a čtenáře se žádostí o spolupráci při dotváření nové vnitřní struktury časopisu. Nabízíme Vám možnost publikování článků, které by informovaly o aplikaci nových poznatků vědy v praxi a seznamovaly širokou zemědělskou veřejnost s novými metodami, technologiemi, přípravky, stroji apod., které již byly použity přímo v zemědělských podnicích.

Podrobnější informace Vám sdělí redakce časopisu (ing. Pokorná, ÚVTIZ, telefon: 25 55 73).

TRNKA, L. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov) : *Energetické poměry samojízdného sklízeče cukrovky*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):587-596.

Práce obsahuje výsledky experimentálních prací a zhodnocení energetické náročnosti vybraných pracovních orgánů samojízdného sklízeče cukrovky SC 3 — 611 (RASK). Tento sklízeč se skládá z ořezávacího a vyorávacího modulu a je určen pro dvoufázovou sklizeň cukrovky. Stroj je určen pro práci na pozemcích s porostem o meziřádkové vzdálenosti 450 mm a s výnosem chrástu $20 + 70 \text{ t} \cdot \text{ha}^{-1}$. Sklizený chrást dopravuje přímo do vedle jedoucího dopravního prostředku. Vyorané bulvy ze všech šesti řádků ukládá do jednoho podélného řádu. Sklízeč je vybaven automatickým vedením v řádcích.

energetická analýza; ořezávací modul; vyorávací modul; měřicí technika

Samojízdný řádkovací sklízeč je v podstatě ořezávač cukrovky, který se skládá z rámu, ořezávacích jednotek, z podélného, příčného a nakládacího dopravníku, čističky řádků a vyorávacího modulu. Vyorávací modul je sestaven z rámu, vibračních vyorávacích jednotek, vymetacího rotoru, řádkovacích a čistících válců. Vpředu je vyorávací modul zavěšen na výškově seřiditelném závěsu a vzadu je zavěšen na dvou lineárních hydromotorech regulace přítlačku včetně tlačných pružin. Při práci je modul vzadu podepřen dvěma výškově seřiditelnými podpěrnými koly. Pohon na jednotlivé uzly modulu je proveden mechanicky z centrální skříně pomocí kloubových hřídelů. Průměrná hloubka zahloubení vyorávacích jednotek činí 50 mm. Řádkovací a čistící válce řepy s navařenou ocelovou šroubovicí jsou čtyři, poslední z nich je rozdělen na dvě části a zvednut o 30° nad rovinu os ostatních tří válců. Na rámu modulu jsou válce uchyceny pomocí seřiditelných závěsů. Samojízdný sklízeč je poháněn motorem Z 8602 o výkonu 116 kW.

Při zjišťování energetických poměrů se použilo moderních měřicích metod na principu elektrických odporových tenzometrů (pro měření krouticích momentů se použily hřídelové dynamometry, pro měření tlaků v hydromotorech snímače tlaků). Měřilo se na rovinných tratích prakticky bez sklonu, vlhkost půdy při měření činila v hloubce 0 až 5 cm 17,1 % v hloubce 5 až 10 cm cca 20,4 %. Na měřeném prostoru činil průměrný výnos chrástu $30 \text{ t} \cdot \text{ha}^{-1}$, průměrný výnos bulv $55,3 \text{ t} \cdot \text{ha}^{-1}$. Tuhost půdy podle Kačinského činila 480 kPa. Příkony pracovních ústrojí jsou vypočteny ze střední hodnoty krouticích mo-

1. Celkový pohled na samojízdný sklízeč řepy — General view of the self-propelled beet harvester

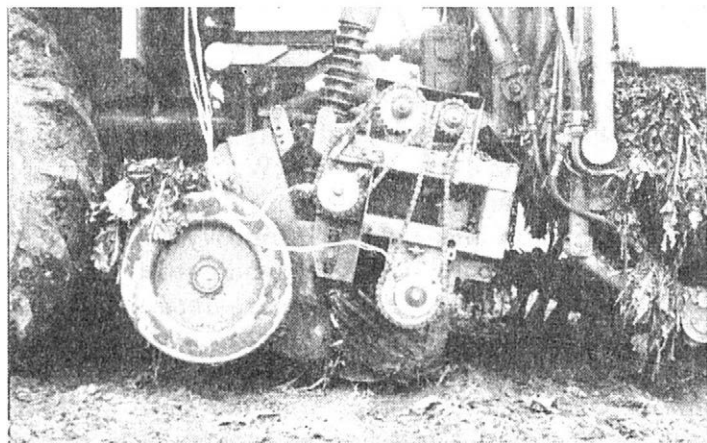


mentů (středních rozdílů tlaků na hydromotorech) a otáček. Celkový pohled na samojízdný sklízeč řepy je na obr. 1 a boční pohled na vyorávací modul na obr. 2.

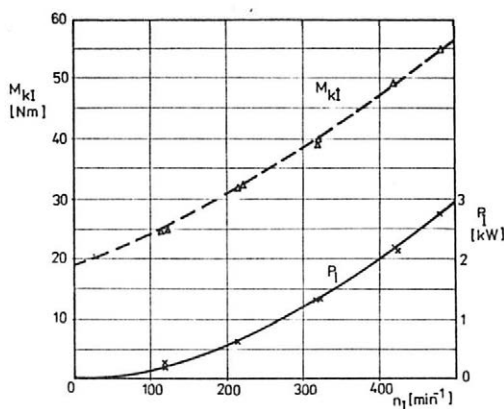
Příkony pracovních ústrojí při běhu naprázdno

Závislost středního krouticího momentu a příkonu vyorávacího vibračního ústrojí na otáčkách hnacího hřídele při běhu naprázdno je znázorněna na obr. 3. Hnací moment při běhu naprázdno se spotřebovává na urychlení vlastních vyorávacích těles a na překonávání pasivních odporů v uložení hřídelů, výstředníků a vidlic ramen. Průběh hnacího momentu je kmitavý a je důsledkem kmitavého pohybu vyorávacích těles. Příkon vyorávacího vibračního ústrojí roste s otáčkami při běhu naprázdno nelineárně přibližně s exponentem $k = 1,55$. Nejvyšší zjištěný příkon činí $P_{I0} = 2,8 \text{ kW}$ při 481 ot.min^{-1} hnacího hřídele.

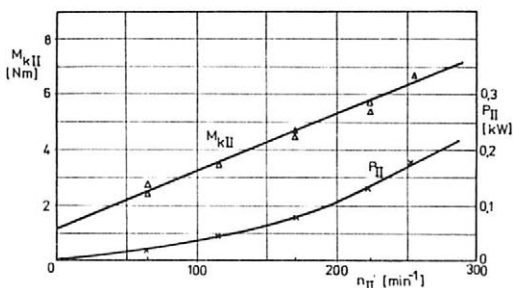
Závislost středního krouticího momentu M_{kII} a příkonu P_{II} vymetacího rotoru v závislosti na jeho otáčkách při běhu naprázdno je uvedena na obr. 4. Příkon je velmi nízký a činí max. cca $0,2 \text{ kW}$ při 257 ot.min^{-1} hnacího rotoru



2. Boční pohled na vyorávací modul — Side view of the lifting unit



3. Střední krouticí moment M_{kI} a příkon P_I vyorávacího vibračního ústrojí v závislosti na otáčkách hnacího hřídele při běhu naprázdno — Mean torsional moment M_{kI} and power input P_I of the vibration lifting unit, as depending on the speed of the driving shaft at idle run



4. Střední krouticí moment M_{kII} a příkon P_{II} vymetacího rotoru v závislosti na jeho otáčkách při běhu naprázdno — Mean torsional moment M_{kII} and power input P_{II} of the casting rotor, as depending on its speed at idle run

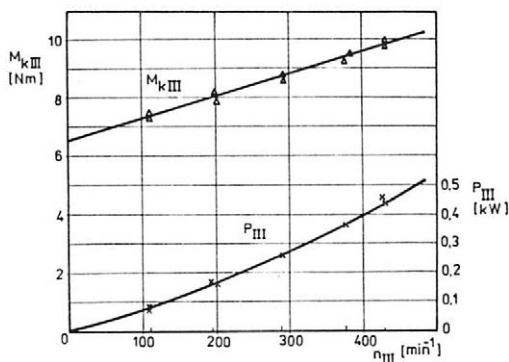
(příkon při běhu naprázdno roste v závislosti na otáčkách přibližně s druhou mocninou).

Závislost středního krouticího momentu M_{kIII} a příkonu P_{III} řádkovacích a čistících válců v závislosti na otáčkách hnacího hřídele při běhu naprázdno znázorňuje obr. 5. Příkon je velmi nízký a činí max. cca 0,4 kW při 430 ot.min⁻¹ hnacího hřídele.

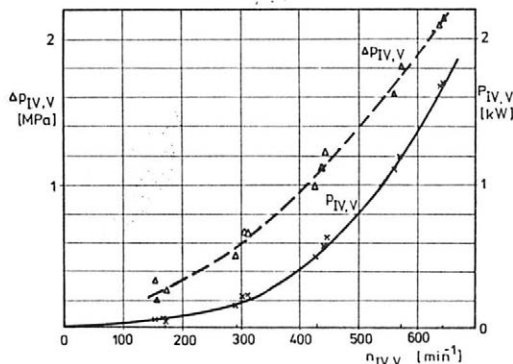
Závislost středního tlakového spádu $\Delta p_{IV,V}$ a příkonu $P_{IV,V}$ hydromotoru ORSTA 100 čističky řádků v závislosti na otáčkách čističky při běhu naprázdno je na obr. 6. Příkon je poměrně nízký a činí při max. otáčkách čističky 644 min⁻¹ cca 1,7 kW — v porovnání s čističkou řádků u ořezávače SC 1-04 (Trnka, 1983) je příkon cca třikrát nižší — to je dáno nižší hmotností rotoru (menší počet cepů, menší průměr rotoru) a nižšími ventilačními účinky (příkon při běhu naprázdno roste v závislosti na otáčkách čističky přibližně s mocninou $k = 2,5$).

Pro výpočet příkonu naprázdno sklizeče cukrovky je možné pro ořezávací modul uvažovat příkon naprázdno ořezávače SC 1-04 (Trnka, 1983) s ohledem na nižší příkon čističky řádků cca 11,5 kW — při uvažování nízké celkové účinnosti hydrostatického pohonu ořezávacích jednotek, dopravníků a čističky řádků mezi hydromotory a hnacím motorem, který činí cca $\eta_c = 0,32$, bude potřebný výkon motoru Z 8602 při 2000 ot.min⁻¹ pro pohon ořezávacího modulu při běhu naprázdno činit $P_{Mno} = \frac{11,5}{0,32} = 36$ kW.

Pro výpočet příkonu vyorávacího modulu při běhu naprázdno je třeba uvažovat celkovou účinnost mechanických převodů mezi hřídelem vyorávacích jednotek a motorem Z 8602 cca $\eta_{vj} = 0,8$ mezi hřídelem vymetacího rotoru a motorem $\eta_r = 0,81$ a mezi hřídelem náhonu čistících šneků a motorem $\eta_s = 0,81$.



5. Střední krouticí moment M_{kIII} a příkon P_{III} řádkovacích a čistících válců v závislosti na otáčkách pohonového hřídele při běhu naprázdno — Mean torsional moment M_{kIII} and power input P_{III} of the rowing and cleaning cylinders, as depending on the speed of the driving shaft at idle run



6. Střední tlakový spád $\Delta P_{IV,V}$ a příkon $P_{IV,V}$ hydromotoru ORSTA 100 čističky řádků v závislosti na otáčkách hydromotoru při běhu naprázdno — Mean pressure drop $\Delta P_{IV,V}$ and power input $P_{IV,V}$ of the ORSTA 100 hydromotor of row cleaner, as depending on the speed of the hydromotor at idle run

Příkon vyorávacího modulu při běhu naprázdno přepočtený na klikový hřídel motoru Z 8602 při 2 000 ot.min⁻¹ bude činit:

$$P_{Mvo} = \frac{P_{IO}}{\eta_{vj}} + \frac{P_{IIo}}{\eta_r} + \frac{P_{IIIo}}{\eta_s} = \frac{2,2}{0,8} + \frac{0,13}{0,81} + \frac{0,37}{0,81} = 2,75 + 0,16 + 0,46 = 3,4 \text{ kW}$$

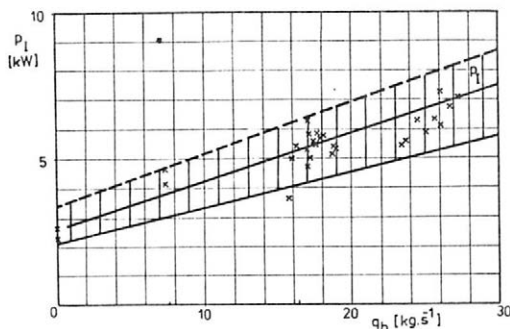
kde: P_{IO} , P_{IIo} a P_{IIIo} — příkony při běhu naprázdno při nominálních otáčkách

Výkon motoru Z 8602 při 2000 ot.min⁻¹ při běhu naprázdno bude potom pro samojízdný sklizeč činit:

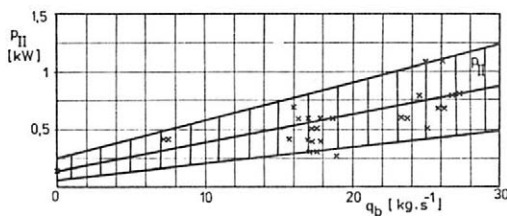
$$P_{Mo} = P_{Mno} + P_{Mvo} = 36 + 3,4 = 39,4 \text{ kW}$$

Příkony při práci

Příkony jednotlivých měřených pracovních ústrojí při sklizni cukrovky v závislosti na průchodnosti bulev jsou uvedeny na obr. 7 až 9. Na obr. 10 je



7. Závislost příkonu vyorávacího vibračního ústrojí P_I na průchodnosti bulev q_b — The dependence of the power input of the vibration lifting unit P_I on the root throughput q_b



8. Závislost příkonu vymetacího rotoru P_{II} na průchodnosti bulev q_b — The dependence of the power input of the throwing rotor P_{II} on the root throughput q_b

příkon čističky řádků v závislosti na jejím výškovém nastavení vzhledem k zemi. Výsledky měření a jejich zhodnocení mají omezenou platnost, protože byly provedeny pouze na jednom druhu půdy při ještě relativně příznivých podmínkách sklizně. Měření by bylo třeba provést na více druzích půd o různé vlhkosti a tvrdosti. (Rozptyl zjištěných příkonů na obr. 7 až 10 je označen svíslými přímkami.)

Energetickou náročnost pracovních ústrojí vyorávacího modulu je možné obecně charakterizovat lineárním vztahem:

$$P = P_0 + p \cdot q$$

kde: P — příkony pracovního ústrojí [kW]

P_0 — příkon při běhu naprázdno při cca 2000 ot.min⁻¹ motoru Z 8602 [kW]

p — měrný příkon [kJ.kg⁻¹, kW.s.kg⁻¹]

q — průchodnost [kg.s⁻¹]

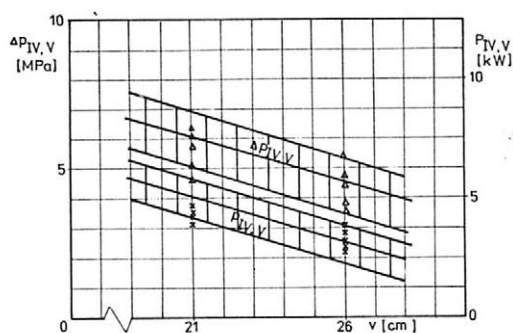
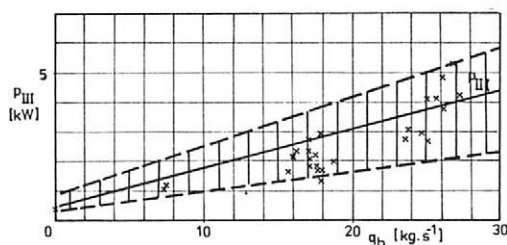
Příkon vyorávacího vibračního ústrojí

Závislost příkonu vyorávacího vibračního ústrojí P_I na průchodnosti buly q_b je na obr. 7. Příkon vyorávacího ústrojí vzrůstá s pojezdovou rychlostí stroje (průchodností buly q_b) a je možné jeho průměrnou hodnotu obecně charakterizovat rovnicí

$$P_I = 2,5 + 0,17 q_b \quad [\text{kW}; \text{kg.s}^{-1}]$$

(Příkon vyorávacího ústrojí se spotřebovává především na rozorání zeminy a vyorání buly.)

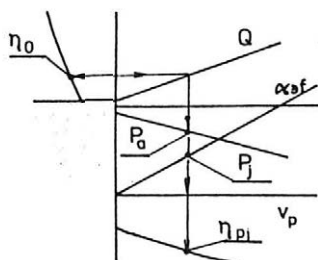
Příkon vyorávacího ústrojí bude rovněž velkou měrou záviset kromě nastavené hloubky na tuhosti zeminy a způsobu odchodu naorané zeminy — při zalepování čisticích šnekových válců a zhoršení odchodu naorané zeminy příkon vyorávacího ústrojí poroste. Nejvyšší zjištěný příkon činil 7,2 kW. S rostoucí tvrdostí půdy a nižší vlhkostí pravděpodobně poroste příkon vyorávacího ústrojí.



9. Závislost příkonu řádkovacích a čisticích válců P_{III} na průchodnosti buly q_b — The dependence of the power input of the rowing and cleaning cylinders P_{III} on the root throughput q_b

10. Střední tlakový spád $\Delta P_{IV,V}$ a příkon $P_{IV,V}$ čističky řádků poháněné hydromotorem ORSTA 100 v závislosti na výškovém nastavení osy čističky v vzhledem k zemi — The mean pressure drop $\Delta P_{IV,V}$ and power input $P_{IV,V}$ of the row cleaner driven by the ORSTA 100 hydromotor, as depending on the setting of the height of the cleaner v above the ground

Klíč:



Příklad:

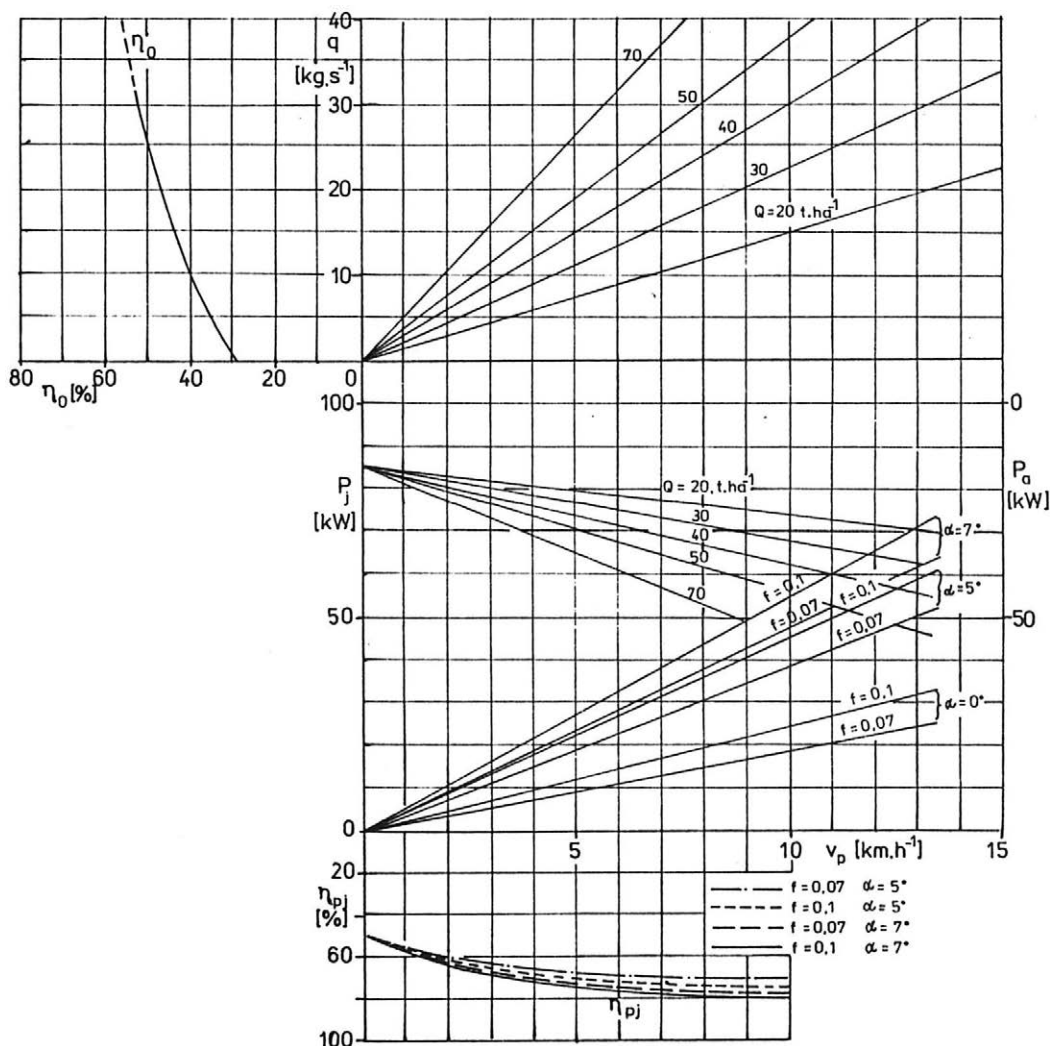
Zadáno: $Q = 50 \text{ t.ha}^{-1}$, $v_p = 5,3 \text{ km.h}^{-1}$,

$\alpha = 7^\circ$, $f = 0,1$

Vychází: $q = 20 \text{ kg.s}^{-1}$, $P_a = 30 \text{ kW}$,

$P_j = 30 \text{ kW}$, $\eta_o = 0,47$, $\eta_{pj} = 0,75$

Výkon motoru: $P_M = \frac{P_a}{\eta_o} + \frac{F_j}{\eta_{pj}} = \frac{30}{0,47} + \frac{30}{0,75} \approx 103,8 \text{ kW}$



11. Příkon na pojezdových kolech P_j a příkon pracovních ústrojí P_a ořezávače SC 1-04 v závislosti na výnosu chrástu Q , rychlosti jízdy v_p , průchodnosti q , úhlu stoupání pozemku α , stavu pozemku charakterizovaným součinitelem valení f ($f = 0,07 \dots$ suchý pozemek, $f = 0,1 \dots$ moký pozemek). V nomogramu je dále uvedena celková účinnost všech hydrostatických převodů (včetně mechanických) η_o a celková vypočtená účinnost hydrostatických převodů pojezdů (včetně mechanických) η_{pj} při jízdě do svahu pro úhel svahu $\alpha = 5^\circ$ a 7° a součinitel valení $f = 0,07$ a $0,1$. (Při jízdě po rovině je účinnost hydrostatických převodů pojezdu $\eta_{pj} = 0,484$) — The input power to transport wheels P_j and the input power to the working elements P_a of an SC 1-04 beet toper in dependence on tops yield Q , speed of operation v_p , throughput q , angle of plot gradient α , plot con-

dition described by the coefficient of rolling f ($f = 0,07 \dots$ dry plot, $f = 0,1 \dots$ wet plot). In this nomogram other characteristics are given: total efficiency of all hydrostatic transmissions (including mechanical ones) η_o and total calculated efficiency of hydrostatic transmissions of travel (including mechanical ones) η_{pj} when the machine is going uphill, for the angle of slope 5° and 7° and the coefficient of rolling $f = 0,07$ and $0,1$. (When the machine is going on flat ground, the efficiency of hydrostatic transmissions of travel $\eta_{pj} = 0,484$)

Příkon vymetacího rotoru

Závislost příkonu vymetacího rotoru P_{II} na průchodnosti bulv q_b je na obr. 8. Příkon vymetacího rotoru je velmi nízký (nejnižší z celého vyorávacího modulu) a spotřebovává se především na urychlení bulv na řádkovací a čistící válce, kdy rovněž dochází při úderu lopatkami rotoru k částečnému uvolnění nalepené zeminy na bulvách. Příkon vymetacího rotoru vzrůstá s průchodností bulv a je možné jeho průměrnou hodnotu obecně charakterizovat rovnicí:

$$P_{II} = 0,13 + 0,025 q_b \quad [\text{kW}; \text{kg.s}^{-1}]$$

Nejvyšší zjištěný příkon vymetacího rotoru činil 1,1 kW.

Příkon řádkovacích a čistících válců

Závislost příkonu řádkovacích a čistících válců P_{III} na průchodnosti bulv q_b je znázorněna na obr. 9. Příkon řádkovacích a čistících válců vzrůstá s průchodností bulv a je možné jeho průměrnou hodnotu obecně stanovit podle vztahu:

$$P_{III} = 0,37 + 0,14 q_b \quad [\text{kW}; \text{kg.s}^{-1}]$$

Nejvyšší zjištěný příkon byl $P_{III} = 5,3$ kW.

Na vzrůst příkonu řádkovacích a čistících válců má rovněž vliv jejich zalapování a obalování mokrou hlinou, příp. hrnutím zeminy při nesprávném seřízení, které může rovněž ovlivnit vzrůst příkonu u vibračního vyorávacího ústrojí.

Příkon čističky řádků

Závislost středního tlakového spádu $\Delta p_{IV,v}$ a příkonu $P_{IV,v}$ čističky řádků poháněné hydromotorem ORSTA 100 v závislosti na výškovém nastavení čističky vzhledem k zemi je uvedena na obr. 10. Příkon čističky řádků je dán především třecími odpory — nastavením osy čističky nad zemí, kdy při nižším nastavení se příkon zvyšuje. U samojízdného sklízče je příkon čističky řádků ($P_{IV,v} = 4,7$ kW) cca o 50 % nižší než u samojízdného ořezávače SC 1-04 (Trnka, 1983) — to je dáno nižšími ventilačními ztrátami rotoru, které je možné ztotožnit s během naprázdno, a tím, že materiál se neodsunuje na stranu jako v případě čističky ořezávače SC 1-04 s umístěním cepů ve šroubovici. Hydromotor ORSTA 100 má dovolený tlakový spád podle údajů výrobce pro trvalý provoz $\Delta p = 12,5$ MPa, pojistný ventil je seřízen na tlakový spád $\Delta p = 13$ MPa. Maximálně dosažený tlakový spád činí $\Delta p = 6,51$ MPa, tzn., že rezerva vzhledem k nastavení pojistného ventilu je cca 50 %

Při výpočtu energetické bilance sklízče řepy se vycházelo z hodnocení samojízdného ořezávače cukrovky SC 1-04, který tvoří prakticky ořezávací modul s ohledem na nižší příkon čističky řádků u samojízdného sklízče a z měření na vlastním vyorávacím modulu. Výsledky zde uvedené mají omezenou platnost z hlediska počtu měření, druhu půdy, povětrnostních podmínek (vlhkost půdy apod.). Potřebný výkon motoru Z 8602 je vypočtený, tzn., že do výpočtu se promítají určité nepřesnosti z hlediska účinností mechanických a hydrostatických převodů. Jako hlavní podklad pro příkony pracovních ústrojí ořezávacího modulu slouží nomogram na obr. 11.

Součinitel valivého odporu f_v zjištěný na měřeném pozemku s ohledem na zvýšení valivého odporu připadající na řezné odpory nožů ořezávače a na vyorávací tělesa s aktivním pohybem činí $f_v = 0,146$.

Příkon W na pojezdových kolech se obecně vypočte ze vztahu:

$$P_j = \frac{G \cdot 9,81 v_p}{3,6 \cdot \eta_{pf}} \cdot (f_v \cos \alpha + \sin \alpha)$$

kde: G — celková hmotnost stroje včetně řidiče (9475 kg) [kg]

v_p — pojezdová rychlost stroje [km.h⁻¹]

η_{pf} — celková účinnost mechanických převodů mezi hydromotorem pojezdu SMF-22 a pojezdovými koly (0,92)

f_v — součinitel valení

α — úhel svahu [°]

Pro maximální dosaženou pojezdovou rychlost $v_p = 6,3 \text{ km.h}^{-1}$ a úhel $\alpha(^{\circ})$ činí příkon $P_j = 25,8 \text{ kW}$.

Příkon na pojezd přepočtený na klikový hřídel motoru Z 8602 činí

$$P_{Mj} = \frac{P_j}{\eta_{pj}} = \frac{25,8}{0,484} = 53,3 \text{ kW}$$

kde: $\eta_{pj} = 0,484$ je celková vypočtená účinnost hydrostatických převodů při jízdě po rovině

Příkon ořezávacího modulu při rychlosti $6,3 \text{ km.h}^{-1}$ a výnosu chrástu 30 t.ha^{-1} přepočtený na klikový hřídel motoru Z 8602 s ohledem na nižší příkon čističky řádků činí (Trnka, 1983):

$$P_{Ma} = \frac{P_a}{\eta_a} = \frac{20}{0,45} = 44,4 \text{ kW}$$

kde: $\eta_a = 0,45$ je celková vypočtená účinnost hydrostatických převodů včetně mechanických mezi motorem Z 8602 a hydromotory pracovních ústrojí

Pro výpočet příkonu vyorávacího modulu je třeba uvažovat celkovou účinnost mechanických převodů mezi hřídelem vyorávacích jednotek a motorem Z 8602 cca $\eta_{vj} = 0,8$ a mezi hřídelem vymetacího rotoru a motorem $\eta_r = 0,81$.

Příkon vyorávacího modulu přepočtený na klikový hřídel motoru Z 8602 při rychlosti $6,3 \text{ km.h}^{-1}$ činí

$$P_{Mv} = \frac{P_I}{\eta_{vj}} + \frac{P_{II}}{\eta_r} + \frac{P_{III}}{\eta_s} = \frac{7,2}{0,8} + \frac{1,1}{0,81} + \frac{4,9}{0,81} = 9 + 1,4 + 6 = 16,4 \text{ kW}$$

Celkový příkon samojízdného sklízeče přepočtený na klikový hřídel motoru Z 8602 s ohledem na příkon pracovní hydrauliky $P_p = 2$ kW (ovládání zvedání a spouštění čističky rádků a dalších lineárních hydromotorů včetně řízení) bude při rychlosti $v_p = 6,3$ km.h⁻¹ činit

$$P_{skl} = P_{Mj} + P_{Ma} + P_{Mv} + P_p = 53,3 + 44,4 + 16,4 + 2 = 116,1 \text{ kW}$$

Výkon motoru při 2100 ot.min⁻¹, při kterých se cca jelo rychlostí 6,3 km.h⁻¹, činí cca 114 kW, tzn. rozdíl cca 2 kW připadá na určitou nepřesnost při výpočtu účinností. Při této rychlosti samojízdný sklízeč sice pracoval, ale motor byl na hranici výkonu. Protože je ale doporučená rychlost 4,5–5 km.h⁻¹, požadovaný příkon byl nižší a činil by (při uvažování cca stejného P_{Ma} , P_{Mv} a P_p) cca $P_{skl} = 101$ až 105 kW, tzn., že motor bude mít rezervu jen cca 6 až 10 kW při uvažování výkonu cca 111 kW při 2000 ot.min⁻¹. Při zhoršení povětrnostních podmínek (rozbahněný terén při možném zvýšení součinitele valení až na $f_v = 0,2$) motor svým výkonem nevyhoví. Rovněž při vyšším výnosu chrástu než 30 t.ha⁻¹ nebude mít rotor již žádnou rezervu, protože vzroste příkon P_{Ma} na ořezávacím modulu.

Při jízdě do svahu ($\alpha = 7^\circ$) podle ATP rychlostí $v_p = 4,5$ km.h⁻¹ je při uvažovaném součiniteli valení $f_v = 0,146$ příkon na pojezd

$$P_{Mj} = \frac{P_j}{\eta_{pj}} = \frac{33,7}{0,753} = 44,8 \text{ kW}$$

kde: $\eta_{pj} = 0,753$ je celková vypočtená účinnost hydrostatických převodů při jízdě do svahu ($\alpha = 7^\circ$)

Při uvažování cca stejného P_{Ma} , P_{Ma} a P_p bude požadovaný příkon $P_{skl} = 44,8 + 44,4 + 16,4 + 2 = 107,6$ kW a motor bude opět na hranici svého výkonu prakticky bez rezervy.

Při stávajícím výkonu motoru je kombinovaný sklízeč cukrovky spíše vhodný pro sklizeň na rovině při ideálním suchém počasí, kdy je nízký součinitel valení f_v a nízký výnos chrástu.

Závěr

V článku je uvedena energetická analýza kombinovaného sklízeče cukrovky, který se skládá z ořezávacího a vyorávacího modulu, přičemž celková konstrukce stroje vychází z ořezávače SC 1-04. Výsledky měření ukázaly, že potřebný výkon motoru pro pohon ořezávacího modulu při běhu naprázdno činí 36 kW v důsledku velmi nízké účinnosti hydrostatických převodů; potřebný výkon motoru pro pohon vyorávacího modulu při běhu naprázdno činí jen 3,4 kW, což je kromě jiného dáno i podstatně vyšší účinností mechanických převodů.

Energetická náročnost vyorávacího modulu při práci je obecně charakterizována lineárním vztahem mezi příkonem a průchodností bulv strojem — energeticky nejvýznamnější je příkon vyorávacího vibračního ústrojí.

Při celkové energetické bilanci samojízdného kombinovaného sklízeče se vycházelo z energetické analýzy ořezávače SC 1-04 a vyorávacího modulu. Zjistilo se, že motor výkonové třídy 120 kW spíše vyhovuje při sklizni na rovině, při nízkém součiniteli valení a nízkém výnosu chrástu do 30 t.ha⁻¹.

U kombinovaného sklízeče se rovněž dosáhlo cca o 50 % nižšího příkonu u čističky řádků než u samojízdného ořezávače SC 1-04 v důsledku zmenšení ventilačních ztrát rotoru a zmenšení příkonu při odsouvání chrástu na stranu.

Literatura

TRNKA, L.: Energetické poměry samojízdného ořezávače cukrovky SC 1-04. [Výzkumná zpráva.] Praha, Agrozet — koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů 1983.

Došlo dne 13. 6. 1990

TRNKA, L. (Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Power conditions in the self-propelled sugar beet harvester*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):587-596.

The results of experimental work and evaluation of the power demand of selected working units of the SC 3-611 self-propelled sugar beet harvester (RASK) are given in the paper. The harvester consists of a topping unit and lifting unit, intended for two-stage sugar beet harvesting. The machine is designed for work in fields with crops in rows 450 mm apart, the yield of the tops being 20 to 70 tonnes per ha. The harvested tops are delivered direct into a truck or trailer riding along. All the roots lifted from all the six rows are placed into a single line. The machine is automatically guided along the rows.

power analyses; topping unit; lifting unit; measuring instruments

TRNKA, L. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Energetische Verhältnisse der selbstfahrenden Rübenerntemaschine*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):587-596.

Die vorliegende Arbeit enthält die Ergebnisse der experimentellen Arbeiten und die Bewertung energetischer Ansprüchigkeit von ausgewählten Arbeitsorganen der selbstfahrenden Rübenerntemaschine SC 3-611 (RASK). Diese Erntemaschine besteht aus dem Köpfen- und Rübenrodenmodul und wird für die Zweiphasen-Zuckerrübenerte bestimmt. Die Maschine wird für die Arbeit auf Schlägen mit dem Zwischenreihenbestand in der Entfernung von 450 Millimetern und mit dem Krautertrag von 20—70 t.ha⁻¹ bestimmt. Das geerntete Rübenblatt wird direkt ins nebenher fahrende Verkehrsmittel befördert. Die gerodeten Knollen aus allen sechs Reihen werden in einen Längschwaden gelegt. Die Erntemaschine ist mit automatischer Führung in Schwaden ausgestattet.

energetische Analysen; Köpfenmodul; Rodenmodul; Messtechnik;

Adresa autora

Ing. Lubomír Trnka, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 00 Praha-4-Chodov

TENZOMETRICKÉ SNÍMAČE MECHANICKÝCH VELIČIN POUŽÍVANÉ VE VÚZS

J. Šimána

ŠIMÁNA, J. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Tenzometrické snímače mechanických veličin používané ve VÚSZ*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):597-603.

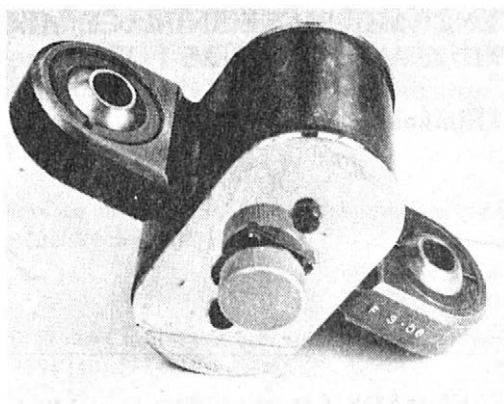
V příspěvku jsou podány stručné informace o použití a základních technických parametrech tenzometrických snímačů mechanických veličin, které byly vyvinuty a vyrobeny v oddělení základního výzkumu Výzkumného ústavu zemědělských strojů. Jedná se zejména o tyto používané snímače: tahový dynamometr, tříslůžkový dynamometr, třibodový dynamometr, kroužkový agregát, torzní dynamometr kardanový, torzní dynamometr hřídelový, snímače tlaku a zrychlení.

tenzometrické snímače mechanických veličin; tahový dynamometr; tříslůžkový dynamometr; třibodový dynamometr; kroužkový agregát; torzní dynamometr kardanový; torzní dynamometr hřídelový; snímač tlaku; snímač zrychlení

V souhlase s moderním pojetím výzkumu zemědělských strojů, podle kterého je měření zcela základní činností ve výzkumu těchto strojů, provádí VÚZS již řadu let měření namáhání, vnějších silových účinků působících na orgány zemědělských strojů i dalších mechanických veličin. Kromě mechanických a hydraulických způsobů měření je ve VÚZS aplikována především metoda elektrických odporových tenzometrů, která je nejen metodou měření namáhání součástí, ale nejjednodušší a nejpřesnější univerzální metodou měření většiny mechanických veličin vůbec, jestliže je zavedena a využívána systematicky v širším měřítku.

Po konstrukci vhodného snímače lze touto metodou měřit síly, krouticí momenty, tlaky, dráhy, zrychlení, vibrace atd. Velkou výhodou tohoto principu je možnost současné registrace a zpracování velkého počtu měřených veličin, velká mechanická tuhost měřicích systémů a sledování i velmi rychlých změn měřených veličin bez amplitudového a fázového zkreslení. K měření veličin různého charakteru lze využít společného vícekanálového měřicího zesilovače a registračního zařízení.

Důležitým článkem v soustavě měřicích zařízení VÚZS jsou snímače, umožňující měření různých typů mechanických veličin ve spojení s univerzální



ními měřicími pojízdnými laboratořemi. Většina snímačů VÚZS je konstruována na tenzometrickém principu, s využitím zahraničních fóliových tenzometrů fy Vishay. Snímače, které jsou dále uvedeny, byly vyvinuty ve VÚZS. Většinou jsou vyráběny v rámci kapacitních možností i pro ostatní československé uživatele.

Tahové dynamometry (obr. 1)

Ve VÚZS jsou vyráběny a používány dva typy tahových dynamometrů navržené pro různé podmínky použití:

Typ A — je univerzální tahový dynamometr pro měření tahových i tlakových sil v různých částech zemědělských strojů a je vhodný k dalším obdobným účelům. Má tvar zploštělého prstence vyrobeného z jednoho kusu spolu s nastavci opatřenými kulovými klouby, které zajišťují za všech podmínek osové zatížení dynamometru. Vnitřní prostor tělesa s tenzometry je uzavřen a chráněn před mechanickými a atmosférickými vlivy.

Typ B — je jednoduchý dynamometr pro měření tažných odporů zemědělských strojů a je vhodný k dalším podobným účelům. Měřicí těleso dynamometru je shodné jako u typu A, liší se pouze prodlouženými nastavci, které slouží přímo jako oko pro jeho připojení.

Základní technické údaje

Dynamometry jsou připojitelné k libovolnému tenzometrickému zesilovači.

Počet aktivních tenzometrů [ks]: 4×120 Ohmů

Jmenovitý rozsah [N]: 10 000, 15 000, 30 000, 60 000

Přetížitelnost (vůči mechanickému poškození): dvojnásobek jmenovitého zatížení

Citlivost pro jmenovitou hodnotu rozsahu [ϵ]: $5 \cdot 10^{-3}$

Linearita [%]: do 0,2

Hystereze [%]: do 0,2

Třísložkový dynamometr

Tento typ elektrického dynamometru umožňuje nejen přenos svislé i boční síly, ale také současné měření všech tří složek (podélné, stranové a svislé) sil působících v závěsném bodě lišty traktoru. Je konstruován na principu odporových tenzometrů. Připojuje se na závěsnou lištu traktoru.

Měřicí rozsah: Měnitelný podle nastaveného rozsahu citlivosti zesilovače.

Nastavitelné rozsahy:

Podélná složka, rovnoběžná se směrem jízdy (tažný odpor)

[N]: 70 000, 35 000, 14 000, 7 000

Stranová složka, kolmá na směr jízdy [N]: 18 000, 9 000, 3 600, 1 800

Svislá složka [N]: 150 000, 6 500, 2 600, 1 300

Charakteristika: Pro všechny složky lineární v celém rozsahu

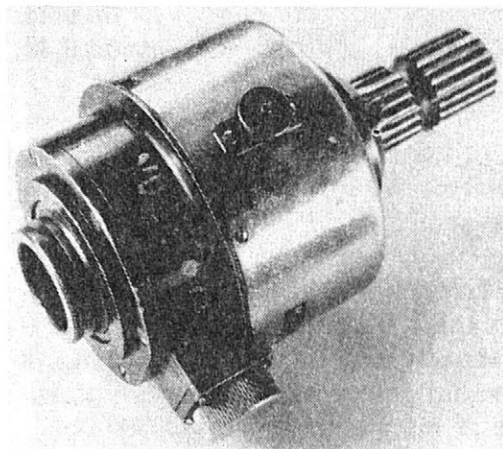
Přesnost měření: Chyba tahové složky při současném působení stranové a svislé složky v plné hodnotě je vždy menší než 2 %.

Chyba stranové složky při působení vertikální síly v plné hodnotě je 0,6 %.

Chyba svislé složky při působení plné stranové síly je 3 %

Tříbodový dynamometr

Dále byly ve VÚZS vyvinuty přístroje pro dynamometrování nesených zemědělských strojů. Přístroj je konstruován ve dvou základních typech. Jednak jako tříbodový dynamometr táhlový, jednak jako tříbodový dynamometr rámový. První přístroj je ve své základní funkci určen pro měření sil v jednotlivých táhlech tříbodového závěsu (včetně zvedacích táhel). Měří tedy celkem pět silových účinků. Hlavní táhla mají jmenovitý rozsah přibližně 70 000 N a zvedají přibližně 35 000 N. Ve VÚZS byly vyvinuty metody, které umožňují u tohoto přístroje na základě měření sil v hlavních táhlech získávat přímo tažný odpor neseného stroje. K získání pouze tažného odporu je však určen druhý typ tříbodového dynamometru, tj. dynamometr rámový. Zvláštním zapoje-



2. Torsní dynamometr hřídelový — Shaft torsion dynamometer

ním tenzometrů se na vstup tenzometrického zesilovače přivádí součet horizontálních složek sil v hlavních táhlech tříbodového závěsu. Měří se tedy v tomto případě pouze tažný odpor.

Kroužkový agregát

K měření s odporovými tenzometry na rotujících částech zemědělských strojů byl vyvinut kroužkový agregát, který má čtyři stříbrné kroužky se stříbrografitovými kartáčky. Za určitých podmínek umožňuje tento přístroj práci až do 3000 ot.min^{-1} . Největší průměr hřídele, na který je možné agregát namontovat, je 40 mm. Tento kroužkový agregát je v principu použit u torzních dynamometrů. Agregát je vybaven zařízením ke společné regulaci přitlačné síly na kartáčky, dovolující jejich úplné odlehčení při běhu stroje v době, kdy se neměří, a značkovačem otáček.

Torzní dynamometr kardanový — obr. 2

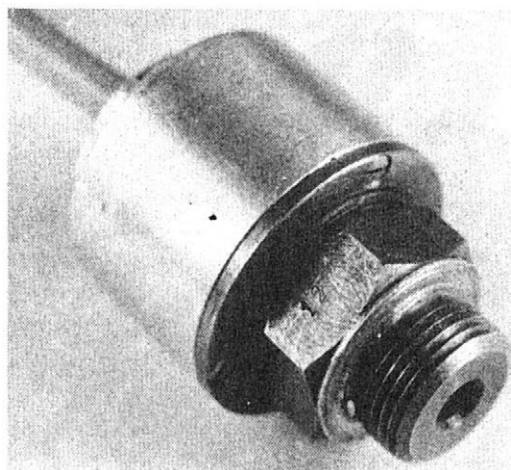
Tento typ torzního dynamometru je určen k měření kroučícího momentu na vývodovém (poháněcím) hřídeli traktoru. Je konstruován na principu torzního hřídele se čtyřmi odporovými snímači nalepenými pod úhlem 45° k ose hřídele. Pro různé typy vývodových hřídelů traktoru jsou vyvinuty dva typy, a to buď jako šestidrážkový pro 540 ot.min^{-1} , nebo s evolventním drážkováním (21 drážek) pro 1000 ot.min^{-1} . Nasazuje se přímo na vývodový hřídel traktoru, který se tím prodlouží. Dynamometr je též vybaven značkovačem otáček. Je připojitelný k libovolnému tenzometrickému zesilovači a přenos měřené veličiny je konstantní.

Základní technické údaje

Počet aktivních tenzometrů [ks]:	$4 \times 120 \text{ Ohmů}$
Jmenovitý rozsah [Nm]:	1 300
Maximální měřitelný M_k [Nm]:	1 700
Přetížitelnost (vůči mechanickému poškození):	trojnásobek rozsahu
Maximální otáčky [ot.min^{-1}]:	2 000—3 000 (bez vibrací)
Linearita [%]:	do 0,25
Hystereze [%]:	do 0,40

Torzní dynamometr hřídelový

Je určen k měření kroučících momentů na jednotlivých hřídelích zemědělských strojů. Měřicí část je torzní hřídel se čtyřmi odporovými tenzometry nalepenými pod úhlem 45° k ose hřídele. Je vybaven značkovačem otáček. Nasazuje se pomocí výměnných vložek na konec hřídele na místo hnacích elementů (řetězky, řemenice nebo ozubeného kola). Tyto hnací elementy s upraveným nábojem se potom nasunou na náboj dynamometru. Hnací části tak zůstávají vůči ostatním částem stroje v původní poloze a nemění se ani převodové poměry stroje. Tento typ dynamometru má jmenovitý rozsah 800 Nm.



Snímače tlaku

Byly vyvinuty a jsou vyráběny dva typy tlakových snímačů navržené pro různé podmínky při měření nízkých tlaků:

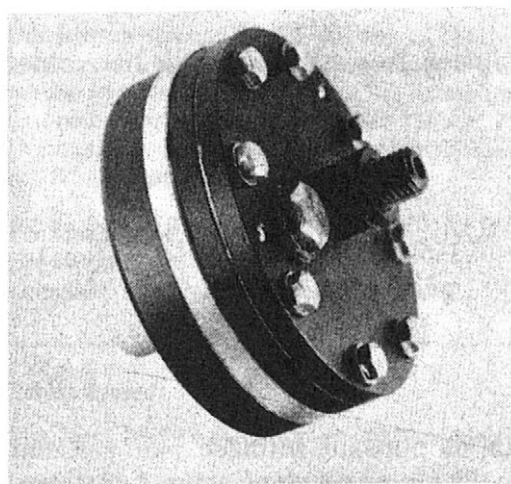
Typ A — jmenovitý rozsah 0—5 kPa

Typ B — jmenovitý rozsah 0—50 kPa

První typ je vhodný pro měření nízkých tlaků (podtlak, přetlak), v diferenciálním zapojení ho je možné použít ke zjišťování průtoku plynů na škrticích orgánech jako je např. clona, koleno, laminární průtokoměr apod. Je vhodný pro měření na dojicích strojích a lze ho použít k dalším obdobným účelům — obr. 3.

Typ s vyšším jmenovitým rozsahem (50 kPa) je vhodný pro měření tlaku (podtlak, přetlak) v plynných i v tekutinových mechanismech v neagresivním prostředí — obr. 4.

Měřicím prvem je buď membrána, nebo nosníček, podle toho, zda při daném měření je rozhodující dlouhodobá stabilita citlivosti nebo vysoký frekvenční rozsah. Uvedené snímače mají velmi malý vnitřní objem a umožňují



4. Snímač tlaku pro měření vyšších tlaků
(50 kPa) — Pressure meter for measuring of
high pressure (50 kPa)



propláchnutí vodou. Byly vyvinuty především pro laboratorní práce na potrubích dojicích strojů.

Počet aktivních tenzometrů [ks]: $4 \times 120 \text{ Ohmů}$
Citlivost pro jmenovitý rozsah [ε]: $1 \cdot 10^{-3}$ (typ A)

$5 \cdot 10^{-3}$ (typ B)

Linearita [%]: do 1

Hystereze [%]: do 0,5

Přetížitelnost: 1,5násobek jmenovitého rozsahu

Dále byly vyvinuty tlakové snímače pro vyšší tlaky. Jsou používány dva typy s jmenovitým rozsahem 0—30 MPa, resp. 0—60 MPa. Snímače lze použít jednotlivě pro měření tlaků v tekutinných mechanismech. Použitím snímačů se stejnou citlivostí lze dvojicí snímačů měřit i tlakové difference

Základní technické údaje

Počet aktivních tenzometrů [ks]: $4 \times 120 \text{ Ohmů}$

Citlivost pro jmenovitý rozsah [ε]: $2 \cdot 10^{-3}$ (oba typy)

Linearity [%]: do 0,6

Všechny uvedené typy tlakových snímačů jsou připojitelné k libovolnému tenzometrickému zesilovači.

Snímače zrychlení

Při výzkumu dynamického účinku, ale i k měření vibrací a amplitud se ve VÚZS používá soustava snímačů zrychlení. Jsou to snímače fy IMO TransInstruments s jmenovitým rozsahem 10 g (s měřitelnou frekvencí asi 200 Hz) a 25 g (s frekvencí asi do 1000 Hz).

Závěr

Dalším článkem systému, navazujícím na popsané snímače, jsou zařízení na úpravu a zpracování měřeného signálu. Přímo na uvedené snímače navazu-

je telemetrická PCM souprava fy Johne+Reilhofer 8K10. Tato souprava obsahuje měřicí zesilovač 8MV1, PCM modulátor TM 8K10, PCM demodulátor TM 8K10, slučovač dat, rozdělovač dat, telemetrický přijímač a vysílač. Ve většině případů je naměřený signál dále zaznamenán na PCM měřicí magnetofon 4SA6 nebo 4SI7. Při zjišťování provozních spekter zatížení je využíván osmikanálový analyzátor dat MTS 460.12, který obsahuje osm tenzometrických zesilovačů a naměřené údaje zároveň zpracovává jednou ze zvolených metod (rain-flow, time at level). Údaje zaznamenané na měřicím magnetofonu jsou zpracovávány soubory programů na minipočítači NOVA 820 fy Data General. V současné době je připravováno zpracování naměřených údajů na počítači fy Hewlett-Packard série 310.

Výše uvedené snímače mechanických veličin (obr. 5) jsou využívány zejména při provozních zkouškách zemědělských strojů. Jedná se především o pevnostní a energetická měření, měření vibrací a zjišťování provozních spekter zatížení, jako základních podkladů pro zkoušky životnosti zemědělských strojů na kruhové dráze a zkoušky na elektrohydraulickém zařízení Inova.

Došlo dne 13. 6. 1990

ŠIMÁNA, J. (Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Tensometric sensors for mechanical data, as used by the Research Institute of Farm Machinery in Prague. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):597-603.*

Brief information is given concerning the use and basic technical parameters of the sensors of mechanical data which were developed and produced by the Basic Research Dept. of the Research Institute of Farm Machinery. Chief among them are the following: tension dynamometer, three-component dynamometer, three-point dynamometer, ring aggregate, Cardan torsion dynamometer, shaft torsion dynamometer, pressure meters and acceleration meters.

tensometric readers of mechanical data; tension dynamometer, three-component dynamometer; three-point dynamometer; ring aggregate; Cardan torsion dynamometer; shaft torsion dynamometer; pressure meter; acceleration meter

ŠIMÁNA, J. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Tensometrische Geber mechanischer Größen, die im Forschungsinstitut für Landmaschinen benutzt werden. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):597-603.*

Der Beitrag beschäftigt sich mit kurzen Information über Anwendung und technische Grundparameter der tensometrischen Geber mechanischer Größen, die in der Abteilung der Grundforschung im Forschungsinstitut für Landmaschinen entwickelt und erzeugt wurden. Es handelt sich besonders um diese angewendeten Geber: Zugdynamometer, Dreikomponentendynamometer, Dreipunktdynamometer, Ringaggregat, Torsionskardandynamometer, Torsionswellendynamometer, Druck- und Beschleunigungsgeber.

Tensometrische Geber mechanischer Größen; Zugdynamometer; Dreikomponentendynamometer; Dreipunktdynamometer; Ringaggregat; Torsionskardandynamometer; Torsionswellendynamometer; Druckgeber; Beschleunigungsgeber;

Adresa autora:

Ing. Josef Šimána, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4-Chodov

Upozorňujeme čtenáře, že dvojčíslo 11—12/1990 časopisu

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

bude věnováno pracem z Výzkumného ústavu zemědělské techniky v Praze-Řepích.
V čísle budou zařazeny tyto práce:

Z. Pastorek: Úvodník

J. Svoboda, J. Vegricht, J. Vorlíček: Automatizované zpracování dat pro modelování a technicko-ekonomické hodnocení krmných linek pro skot

V. Sladký, J. Novosad: Skleněné opláštění horského solárního seníku

P. Vobora, P. Poledníček: Počítačové řízení sušícího procesu

J. Maleř: Automatická regulace podélného vyrovnávání sklízecí mlátičky na svazích s využitím palubního počítače

A. Bartolomějev, J. Bím: Využití kontejnerové přepravy při sklizni obilí

Č. Stašek, J. Bouček: Výpočetní technika při řízení mechanizované rostlinné výroby

Z. Volná: Data pro hodnocení úrovně hospodárného využití strojové techniky s použitím normativů

K. Prokop: Assessment of parameters of farm energy systems

E. Pázral: Možnosti využití elektrické energie v zemědělské velkovýrobě

Z. Závíška

ZÁVIŠKA, Z. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Vývoj vibračních vyorávacích jednotek sklízeců bulev řepy*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):605-624.

Předkládaná práce shrnuje výsledky výzkumu vibračních vyorávacích jednotek sklízeců bulev řepy prováděné v letech 1987 až 1990. Kvalitativní zkoušky a zjišťování energetické náročnosti bylo prováděno přímo na poli, únavové zkoušky proběhly v laboratoři po předložení nasnímaní zatěžovacích spekter v provozu na poli. Cílem výzkumu bylo, při zachování kvality práce porovnatelných vibračních těles používaných v ČSFR, zvýšení pracovní pojezdové rychlosti vyorávání, a tím i zvýšení výkonnosti celého vyorávače, tzn. dosáhnout rychlosti vyorávání vibračních těles srovnatelné s rychlostí vyorávání rotačních kotoučů.

vyorávače cukrovky; adaptéry; vyorávací jednotky vibrační; kvalita vyorávání; energetická náročnost; únavová odolnost

Ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů se již několik let pracuje na výzkumu uzlů sklízeců řepy. Součástí prací je též výzkum vyorávacích orgánů těchto strojů, jehož důležitost opět, po několika letech útlumu, vystupuje v Československu do popředí. Vyorávače řepy, nasazované do sklizně v našich podmínkách, byly převážně vybaveny rotačními vyorávacími kotouči. V poslední době se rozšiřuje používání vibračních vyorávacích radlic, tzv. samonaváděcích. Podstata jejich rozšiřování tkví v jejich menší hmotnosti, jednodušší konstrukci, menším příkonu a v neposlední řadě vyšší kvalitě práce při nižších rychlostech oproti rotačním vyorávacím kotoučům.

Popis zkušební stolice pro polně-laboratorní zkoušky

Zkušební stolice, tažená traktorem s otáčkami vývodového hřídele 1000 min^{-1} , se skládá ze dvou částí. Z univerzálního rámu taženého traktorem třibodovým závěsem a samostatného rámu vyorávacích jednotek.

Univerzální rám je opatřen čtyřmi pojezdovými koly, od předních kol je možné odebírat krouticí moment a otáčky v závislosti na pojezdové rychlosti stolice. Do převodové skříně, umístěné v přední části stolice, je přiváděno 1000 otáček za minutu od vývodového hřídele traktoru kloubovým hřídelem a výstupní otáčky jsou buď 666, nebo 139 za minutu.

Každá zkoušená jednotka má svůj samostatný rám, který lze pomocí čepů připevnit k univerzálnímu rámu stolice a lze jej výškově přestavovat (regulace zahloubení vyorávacích těles). Na

1. Vyorávací stolice při práci — Lifting bench at work



rámu jednotek je zajištěna volba otáček excentrů vyorávacích vibračních jednotek pomocí výměnných řetězek.

Výzkum a vývoj byl již od počátku zaměřen na vibrační vyorávací jednotky. Vzhledem k potřebě porovnávat výsledky z různých let, byla zvolena porovnávací metoda pomocí porovnávacího etalonu. Jako etalon byla zvolena vibrační vyorávací jednotka ze sériově vyráběného stroje SC 3-602 (nakoupená licence od fy Fahse na sklízeč cukrovky Multo-6) — obr. 1.

Popis etalonové vibrační vyorávací jednotky

Vyorávací jednotka byla použita ze sériově vyráběného stroje (Agrozet Jičín) SC 3-602 (Multo-6) z roku 1986 s nepatrnými úpravami, které nemají zásadní vliv na kvalitu práce (obr. 2). Ze sériové jednotky byl odstraněn kryt odmetacího rotoru a koš radlic. Dále byla provedena úprava náhonu excentru (zamezení vnikání nečistot mezi excentr a rameno vyorávací jednotky).

Popis funkčního modelu vyorávací jednotky (rok 1987)

Vyorávací jednotka se skládá ze dvou excentrických hřídelů umístěných nad sebou. Horní excentr je poháněn pomocí řetězového převodu a vykonává rotační pohyb. Velikost excentricity je shodná pro oba hřídele — 12,5 mm. Vyorávací radlice byly použity ze sklízeče SC 3—602 (Multo-6), rovněž postavení slupic bylo zachováno (obr. 3).

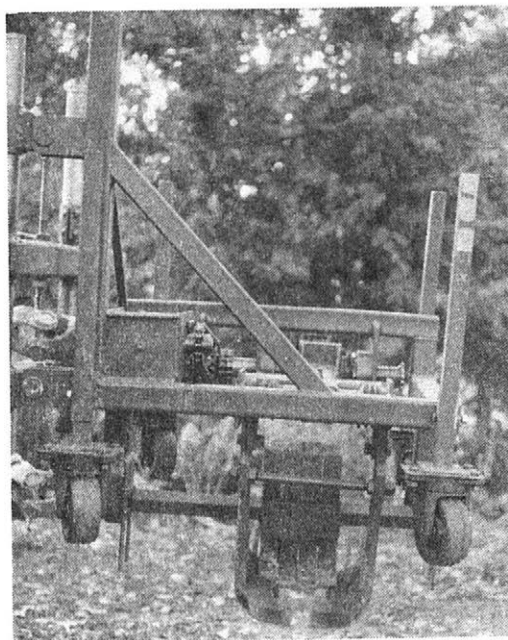
Popis zkoušené vyorávací jednotky (rok 1988)

Vibrační vyorávací jednotka se skládá ze dvou excentrických hřídelů umístěných nad sebou. Horní hřídel o excentricitě 2,4 mm je hnací a vykonává rotační pohyb. Okolo spodního hřídele o excentricitě 2,4 mm vykonávajícího rotační pohyb. Tento hřídel je umístěn v horní části jednotky. Spodní excentr byl (oproti roku 1988) nahrazen listovým perem — planžetou o tloušťce 2 mm. Vyorávací radlice i vstupní mezera byla zachována z roku 1988.

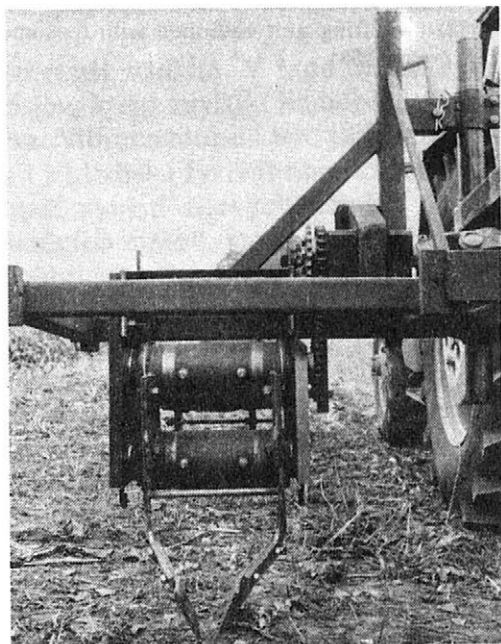
Všechny zkoušené vyorávací jednotky umožňují stranový pohyb $\pm 2,5$ cm, který v daném rozsahu eliminuje nepřesnost vedení vyorávací jednotky v řádku.

Funkční zkoušky

Měření bylo prováděno podle metodiky zkoušek č. 39/88 oborové zkušebny Výzkumného ústavu zemědělských strojů a podle inovované ČSN 47 0136. Byly zjišťovány následující údaje: pracovní rychlost vyorávání; otáčky excentru; hrubé poškození bulev; mírné poškození bulev; zdravé bul-



2. Etalonová vyorávací jednotka SC 3-602 (Multo-6) — The SC 3-602 (Multo-6) lifting unit at work



3. Funkční model vyorávací jednotky (rok 1987) — Functioning model of the lifting unit (year 1987)

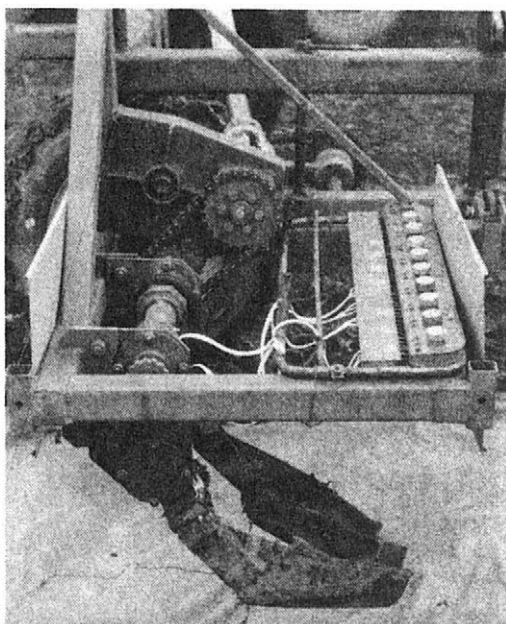
vy; ztráty nevyoráním; průchodnost bulev vyorávací jednotkou; výnos bulev na zkoušeném pozemku.

Každá zkouška se skládala ze tří dílčích opakovaných zkoušek za stejných podmínek a výsledek je dán jejich aritmetickým průměrem. Pro polně-laboratorní zkoušky byl náhodně vybraný porost zbaven chrástu ořezávačem cukrovky s aktivním hmatačem a pasivním nožem. Strojně neoříznuté bulvy byly ručně zbaveny chrástu a bulvy poškozené ořezávačem (vyvrácené, přetržené) byly z měření vyloučeny. Po vyorání byly bulvy očištěny od ulpělé zemi.

Tenzometrické měření a zjišťování energetické náročnosti

Tenzometrické měření i zjišťování potřebného příkonu vyorávací jednotky bylo provedeno specializovaným oddělením ústavu v sezóně roku 1987 a 1988. Obě měření byla provedena v prvním i druhém roce nejprve na náhradním pozemku — na uježděné souvrati bez bulev. Snahou bylo vytvořit poměrně těžké podmínky pro vnikání radlic do půdy, a tím i zjistit namáhání a příkon vyorávací jednotky, které se blíží horní hranici možných krajních podmínek při skutečné sklizni. Zjištěné údaje byly porovnány s údaji zjištěnými přímo v porostu na funkčním modelu šestiřádkového vyorávacího adaptéru osazeného zkoumanými vyorávacími jednotkami.

4. Vyorávací jednotka osazená tenzometry (rok 1988) — Lifting unit equipped with tensometers (year 1988)



Únavové zkoušky vyorávací jednotky

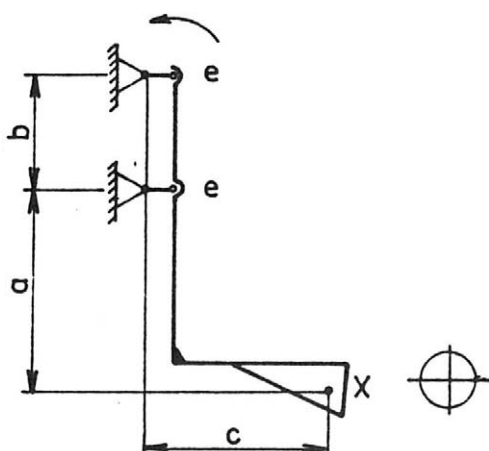
Začátkem roku 1990 proběhly laboratorní zrychlené zkoušky zaměřené na životnost vyorávací jednotky. Podkladem pro simulované namáhání bylo nasnímání spektra zatížení vyorávací jednotky zjištěné při tenzometrických měřeních na poli. Tyto zkoušky probíhaly v laboratoři ústavu bez vlivu povětrnostních a půdních podmínek.

Současný stav použití vibrací v zemědělství

Myšlenka použití vibrací pracovního orgánu vyorávací radlice k dosažení vyšší kvality práce při vyorávání vychází z praktických zkušeností s aplikacemi vibrací, např. ve stavebnictví, nebo při snižování tažného odporu strojů na

5. Kinematické schéma funkčního modelu vyorávací jednotky (rok 1987) — Kinematic scheme of functioning model of the lifting unit (year 1987)

$a = 310 \text{ mm}$, $b = 240 \text{ mm}$, $e = 12,5 \text{ mm}$,
 $c = 240 \text{ mm}$



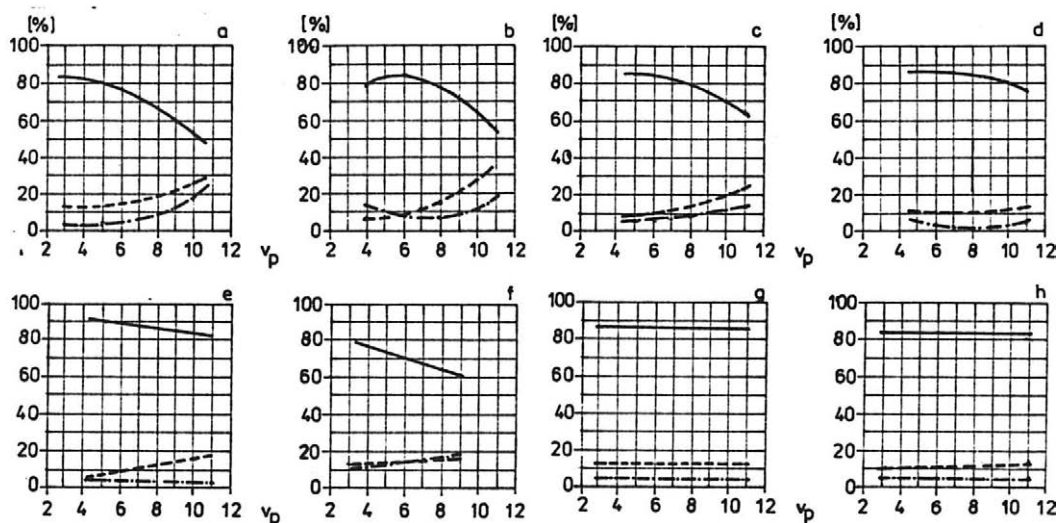
zpracování půdy, z empirických poznatků při strásání a rozrušování zemin, hornin apod.

Obecně počet aplikací použití této metody vzrůstá. V řadě technických oborů se vibrace studuje jako nežádoucí jev, který zvyšuje namáhání strojů, konstrukcí a má nepříznivý vliv na člověka. Vibrace mohou být, jsou-li účelně uplatněny, i jevem žádoucím, protože mají z hlediska fyzikálního některé jedinečné vlastnosti. Vibrační technika přináší využití silových účinků v čase. V tom je odlišnost a základní přínos vibračních metod, které umožňují vydávat energii účelněji a efektivněji. Proto mohou být vibrační stroje nejen ekonomičtější, ale umožňují uskutečňovat i takové operace, které nelze provést v požadovaném rozsahu stroji s trvale působícími silami.

Uplatněním vibračních metod lze obecně:

- zvýšit účinnost mnoha strojů, zejména strojů na zpracování půdy, jejichž spotřeba energie je obecně velká;
- zlepšit kvalitu řady procesů, např. u sklizně okopanin, setí, zapravování hnojiv, mlácení a separace, při ochraně rostlin, u některých operací v živočišné výrobě apod.;
- změnit celé konstrukce strojů (snížit jejich hmotnost);
- mechanizovat nové, až dosud neřešené technologické operace či procesy v zemědělské výrobě.

Poznaky z dostupné literatury lze shrnout takto: V současné době je již dobře známo, že vibrující nástroj, který prořezává a rozrušuje půdu, umožňuje redukovat tažnou sílu za cenu zvýšeného příkonu. Tento zvýšený příkon je přijatelný, není-li příliš vysoký. Aplikace vibrací má nevýhodu v tom, že mění jednoduchý stroj na dosti složité zařízení. Mění také v podstatě statické zatíže-



6. Závislost kvality práce na pojezdové rychlosti při různých otáčkách excentru (rok 1987) — Dependence of quality of work on traven) speed at different speeds of the exentric Etalon (Standard) a — h [min^{-1}]. 433; 633; 733; 833; 1000; 433; 1000; 1200
 — — — — — zdravé (intact); — — — — — mírně poškozené (slightly damaged);
 — . — . — . hrubě poškozené (coarsely damaged)

ní stroje na vysokofrekvenční únavové zatížení. Jestliže nejsou úspěšně vyřešeny problémy s izolací, toto únavové namáhání se rozšíří po stroji a způsobí poruchu i takových součástí, které se nacházejí daleko od pracovního místa. Nevýhody způsobené zavedením vibrací do stroje budou eliminovány pouze tehdy, když získané výhody budou moci být optimalizovány. To bude tehdy, když tažná síla bude významně redukována pouze při malém zvýšení příkonu, nebo při dosažení lepší kvality práce. To by vedlo k lehčím, tudíž i levnějším strojům, které by byly výkonnější nebo schopné pracovat v mnohem tvrdších materiálech než stroje s konvenčním příkonem a hmotností.

Vibraci lze dosáhnout v podstatě dvojím způsobem; buď kinematickým, nebo dynamickým buzením pracovního nástroje. Každý princip má své výhody a nevýhody. Pro použití vibrací v aplikaci na vyorávací jednotku bylo zvoleno kinematické buzení, které zaručuje teoreticky konstantní frekvenci kmitání vyorávací radlice. Nevýhodou dynamického buzení je, že pracovní nástroj — vyorávací radlice — musíme uvést do oblasti řízené rezonance, kdy účinky jsou největší, a tudíž hodně záleží nejen na vlastním provedení vyorávací jednotky, ale i na tlumicích účincích půdy, kterou vyorávací radlice zpracovává. Vzhledem k různorodému složení půd, jak z hlediska druhů, tak i okamžité vlhkosti, má dynamické buzení dosti omezené užití při vibračním zpracování půdy.

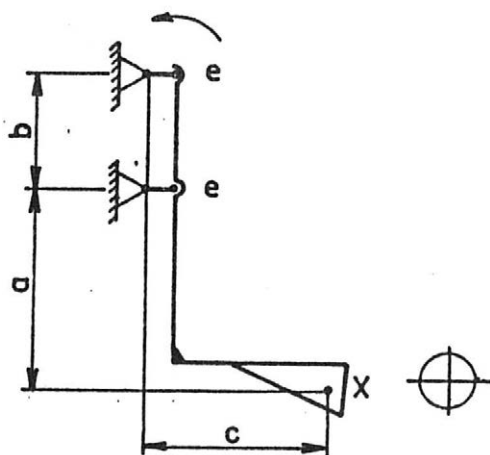
Kvalita práce vyorávacích jednotek

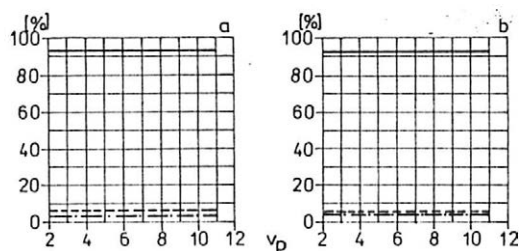
V první fázi výzkumu (v roce 1987) byla pro ověření teoretických předpokladů navržena a vyrobena vyorávací jednotka vycházející z některých dílů sériově vyráběné jednotky SC 3-602 (Multo-6) s tím, že kývavý kmitavý pohyb byl nahrazen krouživým kmitavým pohybem po kružnici. Princip pohybu vyplývá z kinematického schématu (obr. 5).

Na horní hřídel byl přiváděn krouticí moment se zvolenými otáčkami 633, 733, 833, 1000 a 1200 min^{-1} . Pojezdová rychlost vyorávání byla daná převody použitého traktoru v rozsahu cca 2,5 až 10,5 $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$. V tomto rozsahu rychlostí byla sledována kvalita práce vyorávací jednotky v závislosti na frekvenci kmitání. Zároveň byla zkoušena vyorávací jednotka ze stroje SC 3-602

7. Kímenatické schéma vyorávací jednotky (rok 1988) — Kinematic scheme of the lifting unit (year 1988)

$a = 310 \text{ mm}$, $b = 200 \text{ mm}$, $c = 440 \text{ mm}$,
 $e = 2,4 \text{ mm}$; $e_1 = 5 \text{ mm}$





8. Závislost kvality práce na pojezdové rychlosti při otáčkách excentru a) 1000 min⁻¹, b) 800 min⁻¹ — Dependence of the quality of work on travel speed at excentric speed of a) 1000 r.p.m., b) 800 r.p.m.

————— zdravé (intact); — — — — mírně poškozené (slightly damaged); -.-.-.- hrubě poškozené (coarsely damaged)

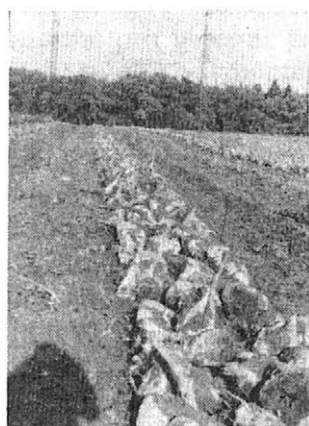
(Multo-6), kde byly konstantní otáčky 433 min⁻¹ v závislosti na pojezdové rychlosti a opět jsme zde sledovali kvalitu práce. Tato jednotka byla zvolena jako porovnávací etalon.

Výsledky kvality práce jsou zpracovány na obr. 6, přičemž na obr. 6a je uvedeno orientační zkrácené měření a na obr. 6f až 6h měření v plném rozsahu. Plný rozsah měření byl proveden pouze při otáčkách 1000 a 1200 min⁻¹, při nichž bylo dosaženo nejmenšího procenta poškození.

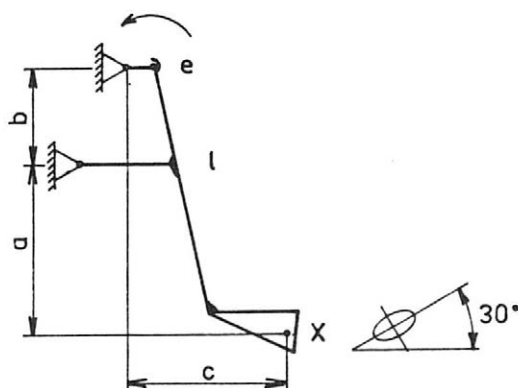
V následujícím roce 1988 byla jednotka přestavována tak, aby se snížilo namáhání a spotřeba energie. Kinematické schéma je uvedeno na obr. 7.

Krouživé kmitání vyorávací radlice po kružnici bylo nahrazeno krouživým kmitáním po elipse, která měla sklon hlavní osy k pozemku cca 30°. Toto se projevilo ve zvýšené kvalitě práce a v menším rozptylu měření. Z časových důvodů byly zkoušeny pouze otáčky excentru 800 a 1 000 min⁻¹ v rozsahu rychlosti 2—8 km.h⁻¹. Dosažené výsledky jsou uvedeny na obr. 8. Porovnávací jednotka (etalon) potvrdila stejnou závislost kvality práce na pojezdové rychlosti jako v roce 1987 (obr. 6f).

Vyvíjenými vyorávacími jednotkami byl obsazen i funkční model šestiřádkového vyorávacího adaptéru AVR-325 (obr. 9) a byly provedeny porovnávací zkoušky se sériově vyráběným sklízecem SC 3-602 (Multo-6) za stejných podmínek na jednom pozemku. Oba dva stroje byly vybaveny stejným násle-



9. Pohled na vyoraný řad bulev funkčním modelem vyorávacího adaptéru AVR-325 — View of a row of roots lifted by the functional model of the AVR-325 lifting adapter



10. Kinematické schéma upravené vyorávací jednotky (rok 1989) — Kinematic scheme of an adjusted lifting unit (year 1989)

a = 310 mm; b = 200 mm; c = 440 mm; e = 2,4 mm; l = 150 mm

dujícím čisticím zařízením — shrnovacími válci. Porovnání je uvedeno v tab. I.

I. Výsledky zkoušek kvality práce (v %) — porovnání SC 3-602 (Multo-6) s AVR-325 — Results of work quality testing (%) — comparison of SC 3-602 (Multo-6) with AVR-325

			1	2	3	Ø	1	2	2	Ø
Stroj			SC3-602				AVR-325			
Rychlost [km.h ⁻¹]			3,24				5,04			
Poškození bulev	zdravé	kg	85,2	87,4	78,2	83,60	84,6	88,6	81,6	84,93
		ks	85,4	86,8	74,4	82,20	87,7	91,4	87,9	88,70
	mírně poškozené	kg	9,4	7,5	11,0	9,30	14,1	10,3	13,6	12,87
		ks	7,6	5,6	8,5	7,13	11,3	6,7	8,4	8,80
	hrubě poškozené	kg	5,4	5,1	10,8	7,10	1,3	0,5	4,8	2,20
		ks	7,0	7,9	17,1	10,67	1,9	1,3	3,7	2,50
	deformované		0,0	0,0	0,0	0,00	0,0	0,0	0,0	0,00
Ztráty bulev	nevyoráním		1,5	1,9	2,1	1,83	0,1	0,1	1,0	0,40
	nesebráním		0,3	0,6	0,3	0,40	0,3	0,1	0,5	0,30
	ulpělá zem		11,5	14,0	12,5	12,70	14,2	14,0	12,0	13,43
Nečistoty	rostlinné příměsy		4,1	3,4	3,4	3,63	2,3	2,8	3,2	2,71
	kameny		0,8	0,0	0,0	0,27	1,0	0,0	0,0	0,39

Pracovní rychlost strojů byla dána jednak půdními podmínkami a dále byl brán zřetel na optimalizaci rychlosti vzhledem ke kvalitě práce. V šestiřádkovém provedení s následujícími čisticími válci (stejně u obou strojů) se zmenšil rozdíl mezi dosaženým procentem zdravých bulv mezi stroji vlivem pohybu po válci při čištění za různé průchodnosti. Výraznějšího rozdílu bylo dosaženo u hrubého poškození bulv, na kterém se výrazněji podílí vyorávací jednotky, asi čtyřnásobné procento hrubého poškození bulv vyorávací jednotkou SC 3-602 (Multo-6). Zvýšení mírného poškození bulv u funkčního modelu AVR-325 je dáno zvýšenou průchodností čisticími válci, která je přímo závislá na pojezdové rychlosti. Z toho vyplývá požadavek větší dimenze čisticích válců z hlediska průchodnosti. Oba výsledky byly dosaženy na porostu o hektarovém výnosu cca 50 t bulv na 1 ha.

Do sezóny roku 1989 bylo přistaveno pouze šestiřádkové provedení funkčního modelu vyorávacího adaptéru AVR-325, kde byly provedeny úpravy vyorávacích jednotek za účelem snížení výrobní náročnosti a přesnosti, jednodu-

chosti montáže a spolehlivosti. Spodní excentr byl nahrazen listovým perem (planžetou). Výsledný pohyb radlice byl prakticky zachován (krouživé kmitání po elipse). Kinematické schéma je uvedeno na obr. 10. Z hlediska kvality práce byly dosaženy prakticky shodné výsledky jako v předchozích měřeních.

Při všech provedených zkouškách se zvýšení frekvence vibrací projevilo příznivě nejen v jakosti práce při vyšší pojezdové rychlosti, ale i v snadnějším zahlubování vyorávacích radlic, stabilní hloubce vyorávání a menším množstvím ulpělé země na bulvách.

Pokud můžeme shrnout výsledky všech měření, dojdeme k závěru, že zvýšení frekvence vibrací má příznivý vliv na:

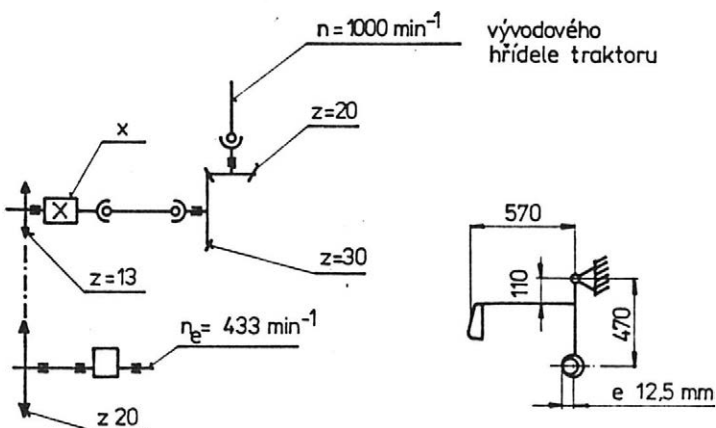
- kvalitu práce (snížení hrubého poškozování);
- zvýšení pojezdové rychlosti;
- snížení procenta ulpělé země na bulvách;
- minimalizace ztrát nevyoráním;
- snadnější vnikání vyorávacích těles do půdy a stabilitu hloubky vyorávání.

Pevnostní měření a energetická náročnost

Součástí výzkumu a vývoje vibrační vyorávací jednotky bylo hned od počátku energetické a pevnostní měření. Z teoretického rozboru je zřejmé, že se zvyšující frekvencí mitání poroste potřeba příkonu na pohon excentru vyorávací jednotky a zároveň se zvýší i namáhání držáku (slupice) vyorávací radlice. Proto byl při konstrukci funkčních vzorků použit materiál se zvýšenou mezí kluzu (min. 700 MPa.) I zde byly opět porovnávány mezi sebou dva typy vibračních vyorávacích jednotek — nově vyvíjená s etalonovou jednotkou ze stroje SC 3-602 (Multo-6).

V roce 1987 proběhlo měření po ukončení zkoušek kvality práce na uježděné souvrati bez bulev, což nemá vliv na porovnání vyorávacích jednotek, ale nelze brát výsledky za skutečné namáhání při sklizni.

Uvedené kinematické schéma převodů (obr. 11 a 12) vyorávací stolice je shodné pro všechna měření. U etalonové vyorávací jednotky SC 3-602 (Multo-6) se převody neměnily, u vyvíjené vyorávací jednotky byla změna frekvence kmitání dosažena pomocí výměnných řetězek.



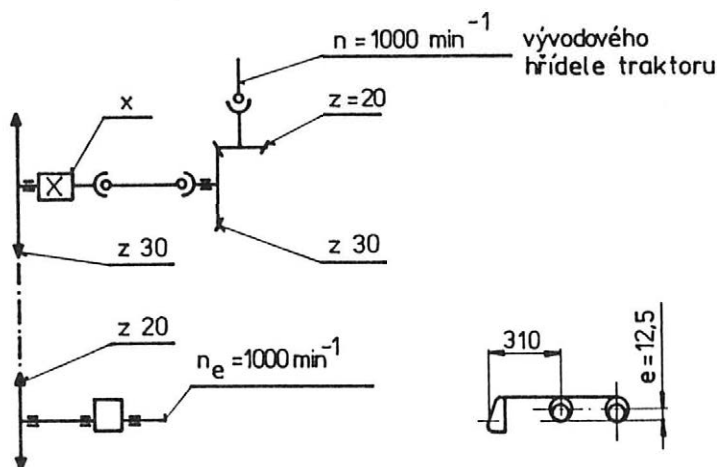
11. Schéma převodů vyorávací stolice s etalonovou vyorávací jednotkou — Diagram of the gears of the lifting bench with a standard lifting unit

II. Příkon jednotek při napodobeném vyorávání (rok 1987) — Pover input during simulated lifting (year 1987)

Podmínky měření		Zahlobení těles [mm]	Rychlost jízdy [km.h ⁻¹]	Hnací moment v místě x [Nm]	Otáčky v místě x [min ⁻¹]	Příkon [kW]
Etalon	běh naprázdno	—	—	170 3 —230	674	0,21
	vyorávání	40	5	110 10 — 50	673	0,70
		50		130 7,6 — 60	663	0,53
					7	150 13 — 80
Vyorávací jednotka	běh naprázdno	—	—	220 21 — 55	624	1,37
	vyorávání	50	5	535 48 —410	677	3,40
			7	540 48 —510	645	3,2

Z tab. II vyplývá, že příkon při běhu naprázdno je asi šestkrát nižší u etalonové vyorávací jednotky SC 3-602 (Multo-6) než u jednotky nově vyvíjené. Vyorávání novými vyorávacími jednotkami bylo energeticky náročnější z následujících důvodů:

- v důsledku rozdílného kinematického řešení je zrychlení radlice nově vyvíjené vyorávací jednotky dvojnásobné v porovnání s etalonovou vyorávací jednotkou při jmenovitých otáčkách, tzn., že zemina ve styku s vibračními radlicemi je urychlována dvojnásobnou silou;
- v důsledku odlišného pracovního pohybu radlice nově vyvíjené vyorávací jednotky v porovnání s radlicemi etalonové vyorávací jednotky, kde radlice konají pouze kmitavý pohyb, kdežto předchozí radlice krouživě kmitají a v důsledku tohoto pohybu vzniká výrazná svislá složka pracovního odporu;
- v důsledku vyšší (cca dvojnásobné) frekvence kmitání.



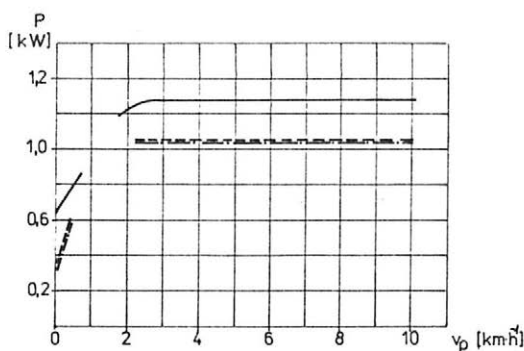
12. Schéma převodů vyorávací stolice s vyvíjenou vyorávací jednotkou — Diagram of the gears of the lifting bench with a lifting unit now being developed

Spektrum četnosti amplitud hnacího momentu při pohonu nově vyvíjené vyorávací jednotky má o 50 % širší rozsah v porovnání s etalonovou vyorávací jednotkou za stejných podmínek.

V následující sezóně 1988 byla jednotka upravena (obr. 7) s cílem, mimo dosažení vyšší kvality práce, snížit energetickou náročnost. Výsledky energetických měření jsou uvedeny v tab. III.

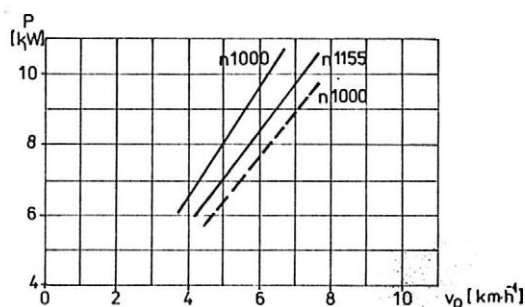
Z výsledků měření při běhu naprázdno vyplývá, že příkon nové vyorávací jednotky je téměř dvojnásobný v porovnání s etalonovou vyorávací jednotkou. Porovnáním s výsledky z roku 1987 došlo konstrukčními úpravami k výraznému snížení ztrát v mechanismu nové vyorávací jednotky — příkon byl šestkrát vyšší (tab. II).

Při napodobeném vyorávání vychází v rozmezí pojezdové rychlosti 3–8 km.h⁻¹ příkon nové vyorávací jednotky cca 1,05 kW. V uvedeném rozmezí pojezdové rychlosti byl příkon nezávislý na rychlosti pojezdu. U této jednotky rozptýl výsledků zcela překryl rozsah otáček 800 a 1000 min⁻¹ excentru. Z porovnání příkonů obou jednotek při vyorávání na náhradním pozemku vyplývá, že nová vyorávací jednotka vykazuje cca o 20 % menší energetickou náročnost než etalonová vyorávací jednotka SC 3-602 (Multo-6) — obr. 13.



— — — — — etalon (standard) $n = 433 \text{ min}^{-1}$;
— — — — — vyorávací jednotka (lifting unit) $n = 800 \text{ min}^{-1}$; — . — . — vyorávací jednotka (lifting unit) $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

13. Příkon vyorávacích jednotek změřený na stolici — Power input to the lifting units measured on the bench



14. Průběh příkonu šesti vyorávacích jednotek s vymetači v závislosti na rychlosti jízdy
 — Power input patterns of six lifting units with throwers as depending on travel speed
 — bez čističky hlav bulev (without root top cleaner)
 — — s čističkou hlav bulev (with root top cleaner)

V tomto roce byly také zjišťovány příkony u funkčního modelu vyorávacího adaptéru AVR-325, který byl osazen stejnými vyorávacími jednotkami, jež byly zkoušeny a měřeny na stoličce. Při rychlosti $6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ byl příkon šesti vyorávacích jednotek s vymetači $7,1 \text{ kW}$ při otáčkách hřídele excentru vyorávacích jednotek 1000 min^{-1} a $7,6 \text{ kW}$ při otáčkách 1155 min^{-1} . Průměrný příkon jedné vyorávací jednotky včetně vymetače a poměrné části ztrát v převodech pak vychází $1,18\text{—}1,23 \text{ kW}$. Uvedený příkon se vztahuje na vyorávání na očištěném poli (s běžící čističkou hlav bulev ořezávacího adaptéru). Při zkouškách byl změřen i potřebný příkon vyorávacích jednotek s vymetači při vypnuté čističce hlav bulev. Příkon vzrostl o cca 20 % (obr. 14).

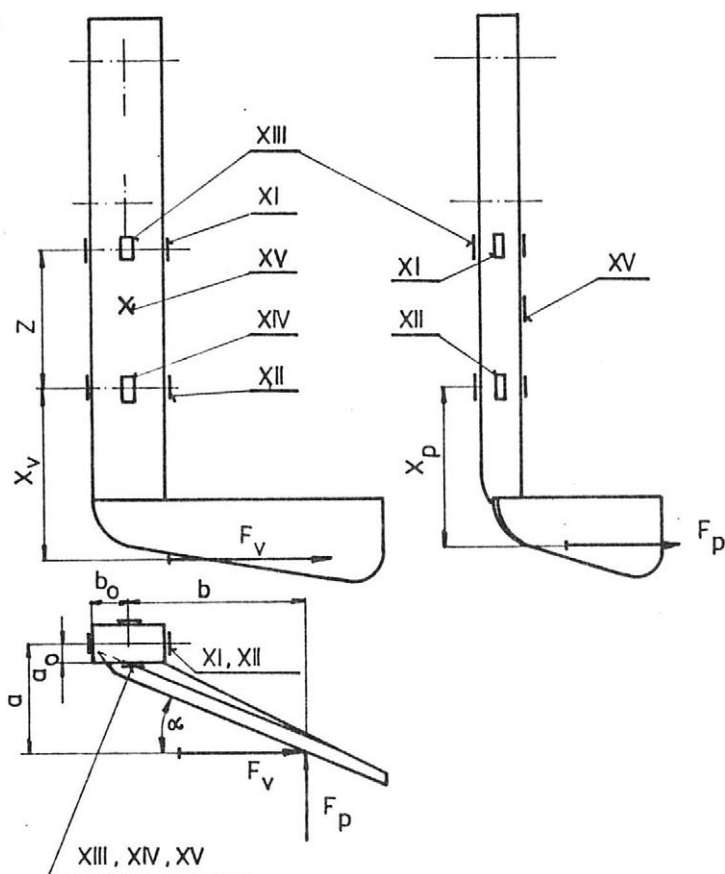
IV. Měrná práce vyorávacích těles — Specific work of lifting bodies

Frekvence výstředníkového hřídele [Hz]	Měrná práce m_v [kJ/kg]	
	s čističkou řádků	bez čističky řádků
6,9 +)	0,18	—
9,5 ×)	—	0,48
13,8	—	0,33
15,25	0,28	0,30
17,40	0,31	0,38

V tab. IV jsou uvedeny měrné práce vyorávacích jednotek v závislosti na frekvenci excentru. Z uvedených výsledků, pro rychlost $5,63 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, lze usuzovat na existenci lokálního minima měrné práce vyorávacích jednotek, a to pro frekvenci excentru pohonu vyorávacích jednotek cca 15 Hz. Energetická náročnost vyorávacích jednotek při zařazení čističky hlav bulev zdánlivě roste s frekvencí.

Výhodou vyšší frekvence je, že dochází k intenzivnímu rozrušování půdy, takže z bulev odpadne víc zeminy, což se příznivě projeví v energetice následujícího pracovního uzlu — čisticích a řádkovacích válců.

15. Měřicí místa etalonové vyorávací jednotky SC 3-602 (Multo-6) — schéma zatížení — Measuring spots of the standard lifting unit SC 3-602 (Multo-6) — diagram of load



$$XI \dots \dots \sigma_{XI} \cdot W_{01} = F_v(x_v + z)$$

$$XII \dots \dots \sigma_{XII} \cdot W_{01} = F_v \cdot x_v$$

$$XIII \dots \dots \sigma_{XIII} \cdot W_{02} = F_p(x_p + z)$$

$$XIV \dots \dots \sigma_{XIV} \cdot W_{02} = F_p \cdot x_p$$

$$XV \dots \dots \sigma_{XV} \cdot W_{k1} = F_v \cdot a + F_p \cdot b$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a - a_0}{b + b_0}$$

$$F_v = \frac{W_{01}}{z} (\sigma_{XI} - \sigma_{XII})$$

$$F_p = \frac{W_{02}}{z} (\sigma_{XIII} - \sigma_{XIV})$$

$$b = \frac{t_{kv} \cdot W_{k1} - F_1(a_0 + b_0 \operatorname{tg} \alpha)}{F_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha + F_2}$$

$$a = a_0 + (b + b_0) \operatorname{tg} \alpha$$

Kromě energetického měření bylo prováděno jak měření pevnosti slupic vyorávacích jednotek, tak i u porovnávacího etalonu vyorávání jednotky SC 3-602 (Multo-6) — obr. 15.

U slupic vyorávací jednotky SC 3-602 (Multo-6) byly zjištěny následující průřezové moduly (materiál 11523, obdélníkový profil 60×25 mm): $W_{01} = 15\,000 \text{ mm}^3$; $W_{02} = 6\,250 \text{ mm}^3$; $W_k = 10\,000 \text{ mm}^3$. Úhel sklonu břitu čepele vůči rovině byl cca 23°: Pro jmenovité otáčky excentru $n_e = 433 \text{ min}^{-1}$, tj. $\omega = 45,34 \text{ s}^{-1}$ a z rozměrů mechanismu (obr. 1) pak vyplývá maximální úhlové zrychlení kývavého pohybu $\varepsilon = 54,68 \text{ s}^{-1}$. Moment setrvačnosti vyorávacího

tělesa $I = 2,45 \text{ kg.m}^2$. Složky pracovního odporu vycházející z rozmezí hodnot $F_v = 1,9\text{--}6,25 \text{ kN}$ a příčná složka $F_p = 0,8\text{--}2,75 \text{ kN}$.

Tyto zjištěné složky jsou srovnatelné s měřeními předešlých let na obdobném zařízení (měření vibračních vyorávacích jednotek upraveného sklizeče řepy KS-6B — vyorávací jednotky typu Kleine — v roce 1984), kdy byla zjištěna maximální podélná síla 3,7 kN a příčná až 2,5 kN.

Slupice nové vyorávací jednotky z roku 1988 byly navrženy na základě tenzometrického měření etalonové vyorávací jednotky SC 3-602 (Multo-6)

V. Namáhání slupic etalonové vyorávací jednotky SC 3-602 (Multo-6) — Stress to which the frogs of the SC 3-602 (Multo-6) standard lifting unit are exposed

Podmínky měření		Y_s [km.h ⁻¹] n_e [min ⁻¹]	Ohybové namáhání max; min. σ_o [MPa] v místě				Krut τ [MPa] v místě XV
			XI	XII	XIII	XIV	
Etalon	běh naprázdno	— 140	3,5 —4,6	2,3 —2,3	1,2 —2,2	1,1 0	1,0 —1,8
		— 240	4,6 —4,6	2,3 —2,3	3,6 —3,4	1,1 —2,3	1,0 —1,8
		— 320	5,8 —6,9	2,3 —4,6	3,5 —5,7	2,3 —3,4	1,8 —2,7
		— 380	6,9 —6,9	4,6 —2,3	4,7 —4,5	2,3 —2,3	1,8 2,7
	vyorávání	3,3 420	85,8 5,1	57,8 2,3	88,9 0	46,0 0	45,0 4,1
		5,3 420	118,0 7,1	60,0 2,3	152,0 12,0	86,0 2,3	73,0 6,0
		7,6 410	64,6 16,2	29,6 4,2	96,8 20,0	49,0 7,0	38,0 7,0

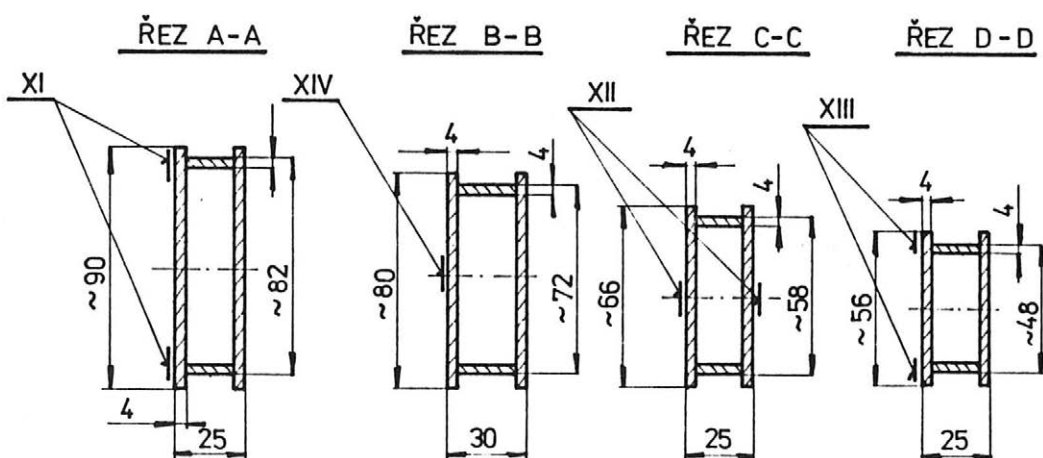
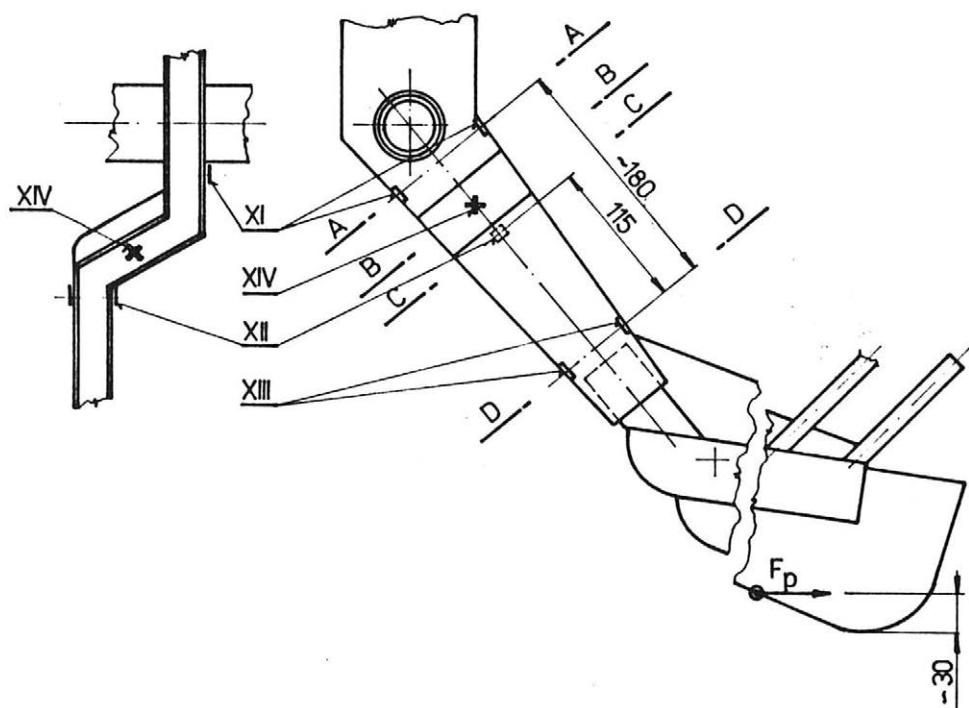
(tab. V) a prvního funkčního modelu nové vyorávací jednotky z roku 1987 (materiál E 760, $\sigma_k = 760 \text{ MPa}$, obdélníkový profil $58 \times 9 \text{ mm}$, tomu odpovídající průřezové moduly $W_{01} = 5046 \text{ mm}^3$, $W_{02} = 783 \text{ mm}^3$, $W_k = 1433 \text{ mm}^3$ — zde došlo k překročení meze kluzu s trvalou deformací 20 MPa až při pevnostním měření).

Slupice tvoří skříňový nosník přibližně stálé pevnosti (obr. 16). V rovině maximálního namáhání (řez A-A) jsou charakteristiky průřezů následující: $W_{01} = 15\,400 \text{ mm}^3$; $W_{02} = 6\,690 \text{ mm}^3$; $W_u = 13\,100 \text{ mm}^3$.

V tab. VI jsou uvedeny extrémní hodnoty namáhání v měřicích místech slupice. Uvedená napětí jsou hluboko pod mezí kluzu materiálu E 700 TS

VI. Namáhání slupic nové vyorávací jednotky (rok 1988) — Stress to which the frogs of the new lifting unit are exposed (year 1988)

Podmínky měření	Otáčky výstřed. n_e [min ⁻¹]	Rychlost jízdy v [km.h ⁻¹]	Ohybové namáhání max.; min [MPa] v místě			Krut XIV [MPa]max. min
			XI	XII	XIII	
Běh naprázdno	800	—	10,5 — 8	14,0 — 12	4 — 4	19 — 15
Vyorávání		3,58	73 0	130 — 15	19 —10,5	113 0
		3,54	82 — 7	141 — 18	24,5 —16,5	126 10,5
		4,64	93 0	124 — 7	—38,5 — 8	144 — 2
		4,66	62 — 6	115 — 11	21 — 9	95 9
		5,81	62 — 2	109 — 32	25,5 — 6	92 — 4,5
		5,84	74 —13	141 0	25,5 — 9,5	117 20
		7,71	62 0	105 — 12	20 — 1	94,5 2
Běh naprázdno	1 000	—	10,5 —11,5	15 — 16,5	6 — 6	20 19
Vyorávání		3,49	68 — 1	132 — 22	24,5 — 8	103 0
		3,48	64,5 — 2	113 — 9,5	27 — 7	99 — 3,5
		4,7	68 — 5	96 — 27	35 — 3,5	116 8,5
		5,78	68 — 2,5	96 — 7	35 — 3,5	116 — 2
		5,87	62 — 4,5	118 — 15	28 — 4,5	94,5 — 6
		7,77	63,5 — 7	131 — 10,5	22 — 4,5	95 — 8,5
		7,82	67 — 2,5	119 — 49	30,5 — 3,5	108 — 6
		4,7	55 — 4,5	111 — 8	21 — 6	85 — 4,5



16. měřicí místa nové vyorávací jednotky — Measuring spots on the new lifting unit

($\sigma_k = 700$ MPa), z kterého je slupice vyrobena. Vzhledem k charakteru namáhání je největší výsledná hodnota ohybového namáhání (v hraně profilu) dána součtem působících ohybových namáhání od podélné i příčné síly. Výsledné ohybové napětí stanovené ze současných napětí v místech XI a XII (obr. 16) a rozměrů slupice v hraně profilu řezu A-A je rovné:

$$\sigma_{ov} = 1,1 \sigma_{XI} + 1,17 \sigma_{XII}$$

Pro extrémní namáhání v místě XI ($\sigma_{XI} = 92,5$ MPa, $\sigma_{XII} = 75$ MPa) a pro maximální ohybové namáhání v místě XII ($\sigma_{XII} = 142$ MPa,

$\sigma_{XI} = 48 \text{ MPa}$) vychází výsledná hodnota napětí téměř shodná, a to $\sigma_{ov} = 190 \text{ MPa}$ a $\dot{\sigma}_{ov} = 219 \text{ MPa}$, což je asi $1/3$ meze kluzu v materiálu E 700 TS. Namáhání krutem bylo měřeno v nejvíce namáhaném místě slupice (místo XIV). Největší naměřená hodnota byla cca 144 MPa, což je opět přibližně 20 % meze kluzu.

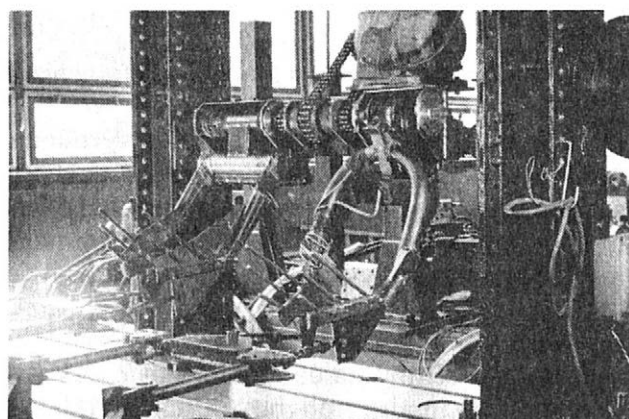
Tyto údaje je třeba brát jako statickou pevnost, ideálního skříňového profilu, přičemž se nebere v úvahu vliv únavového namáhání, kde se výrazně projevuje vliv vrubů (např. od svarů . . .).

Únavové zkoušky

Začátkem roku 1990 proběhly únavové zrychlené zkoušky v laboratorních podmínkách. Zkoušky byly zaměřeny na životnost vybraných částí vyorávací jednotky — slupice vyorávacích radlic a planžet. Spektrum zatížení bylo nasnímáno v předchozích zkouškách při pevnostním a energetickém měření na náhradním pozemku (uježděná souvrať).

U vyorávací jednotky byly nahrazeny vyorávací radlice speciálními drážky (přibližně o hmotnosti vyorávacích radlic), které byly přes regulační táhla pevně ukotveny na rámu zkušebního zařízení. Směr uchycení regulačních táhel plně respektoval poměr podélných a příčných sil působících při vyorávání. Vyorávací jednotka byly osazena kontrolními tenzometry umístěnými v kritických místech (na planžetě a v místě vetknutí slupice do těla jednotky). Jednotka byla poháněna elektromotorem při otáčkách exentru 1000 min^{-1} (obr.17.).

Během zkoušky se projeví následující závady: Velice brzy praskl svar v místě přivařeného drážku radlice ke slupici (15,2 % životnosti). Hlavním důvodem bylo nekvalitní provedení svaru (neprovařeno). Asi po uběhnutí 40 % životnosti se začala zvětšovat vůle upevnění hřídele táhlice. Tato závada neměla podstatný vliv na další průběh zkoušek. Vůle se do ukončení zkoušky výrazně nezvětšila. Po dosažení 113,5 % životnosti se ulomila levá slupice v místě přivaření slupice k tělu vyorávací jednotky. Po ukončení zkoušky byla zjištěna prasklina v planžetě v místě sevření u pouzdra hřídele táhlice (210 % životnosti). Uvedené závady byly v průběhu zkoušky odstraněny přivařením



17. Zkušební stolice únavových zkoušek (popisovaná vyorávací jednotka vlevo) — Testing bench for the fatigue test (left: the described lifting unit)

a vyztužením (u první a třetí závady) tak, aby zkouška mohla pokračovat. Opravy byly zohledněny při vyhodnocování zkoušky.

Závady lze odstranit vhodnou konstrukční úpravou. U první — nahradit svaření výkovkem — odstranění vlivu nekvalitního provedení svaru, a tím eliminace vrubu vzniklého při svařování. U třetí — změnou průřezové charakteristiky profilu lupice. Na slupici z materiálu E 700 TS ($\sigma = 700$ MPa) bylo zjištěno podélné napětí $\sigma_{01} = 53,9$ MPa a příčné $\sigma_{02} = 64,3$ MPa. Z velikosti napětí vyplývá, že je třeba změnit průřezovou charakteristiku především v příčném směru a její velikost pro životnost 200 % lze získat známým výpočtem (bylo zohledněno při výrobě prototypu vyorávací jednotky).

Z této zkoušky vyplývá, že při výrobě jednotky je nutné věnovat velkou pozornost provedení a jakosti všech svarů, které v největší míře ovlivňují součinitel vrubu, a tím i únavovou životnost vyorávací jednotky. Dále lze konstatovat, že přestože z pevnostního měření by bylo možné navrhnout slupice o menší průřezové charakteristice, nelze ten samý závěr udělat z únavové zkoušky. Naopak při dimenzování slupic je nutné vycházet především z únavových zkoušek, což je dáno hlavně poměrně vysokou frekvencí vibrací při práci.

Závěr

Uvedená práce shrnuje výsledky výzkumu a vývoje vibračních vyorávacích těles od roku 1987. Lze konstatovat, že vytčené cíle byly splněny. Podařilo se najít takovou trajektorii pohybu o frekvenci kmitání radlic vyorávací jednotky, která umožňuje, při vysoké kvalitě práce, dosáhnout zvýšení pojízdové rychlosti vyorávače až na cca $9 \text{ km} \cdot \text{m}^{-1}$. Dále došlo k snížení příkonu vyorávacích jednotek oproti „klasickému“ etalonu vyorávací jednotky SC 3-602 (Multo-6). Další energetická úspora je ve snížení tažného odporu. Nezanedbatelné je i snížení hmotnosti vyorávací jednotky cca na dvě třetiny hmotnosti etalonu.

Z dosažených výsledků vyplývá obecný směr, kterým by se měly pracovní vyorávací orgány jak vyorávačů bulev, tak i obdobných plodin obírat.

Došlo dne 13. 6. 1990

ZÁVIŠKA, Z. (Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Development of the vibration lifting units of sugar beet root harvesters*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):605-624.

The paper is a summary of the results of research on the vibration lifting units of the beet root harvesters. The research was conducted during 1987 to 1990. The quality tests and the determination of power demand were performed in field. The fatigue tests were conducted in the laboratory after previous recording of the stress spectra in field. The objective of the experimentation was to increase the operational travel speed during the lifting of the roots, thus increasing the performance of the whole harvester, without impairing the quality of work of the machine in comparison with other lifting units used in Czechoslovakia; in other words, the objective was to achieve a working speed of the vibrating units comparable with in the speed of work of the rotary disks.

sugar beet lifters; adapters; vibration lifting units; quality of lifting; power demand; fatigue resistance

ZÁVIŠKA, Z. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Entwicklung der Vibrationsrodeneinheiten von Rübenerntemaschinen*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):605-624.

Die vorliegende Arbeit fasst die Ergebnisse der Forschung der Vibrationsrodeneinheiten von Rübenerntemaschinen zusammen, die in den Jahren 1987—1990 durchgeführt wurden. Die qualitativen Prüfungen und die Feststellung energetischer Ansprüchigkeit wurden direkt auf dem Feld durchgeführt, die Ermüdungsprüfungen verliefen im Labor nach der vorherigen Aufzeichnung der Belastungsspektren beim Betrieb auf dem Feld. Das Ziel der Untersuchung war — bei der Erhaltung der Arbeitsqualität der in der ČSFR benutzten vergleichbaren Vibrationskörper — die Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit beim Roden und dadurch auch die Erhöhung der Leistungsfähigkeit der ganzen Rodemaschine, d.h. die Rübenrodengeschwindigkeit von Vibrationskörpern, die mit der Geschwindigkeit des Rodens der Rotations scheiben vergleichbar sind, zu erreichen.

Rübenroder; Adaptere; Vibrationsrodeeinheiten; Rodungsqualität; Energieaufwand; Ermüdungsresistenz;

Adresa autora:

Ing. Zdislav Záviška, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4-Chodov

FAKTOGRAFICKÝ SYSTÉM S DECENTRALIZOVANÝMI INFORMAČNÍMI TECHNOLOGIEMI PRO ZEMĚDĚLSKOU TECHNIKU

V. Sulek, I. Kolář, E. Nová

SULEK, V. — KOLÁŘ, I — NOVÁ, E. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Faktografický systém s decentralizovanými informačními technologiemi pro zemědělskou techniku*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):625-632.

Faktografický informační systém, vyvinutý ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů pro obor zemědělského strojírenství a používaný v řadě dalších oborů, má tyto základní vlastnosti: 1. struktura numerických datovýchází umožňuje matematické a statistické zpracování dat na osobních počítačích a tvorbu širokého spektra výstupů, zaměřených na srovnávání a hodnocení výrobků; 2. modulový software, otevřený dalšímu rozvoji, používá dialogového režimu pro široký sortiment osobních počítačů transformací datovýchází; 3. využití osobních počítačů umožňuje decentralizaci uživatelského zpracování výstupů. Těmito vlastnostmi je systém vhodný zejména pro hodnocení technického rozvoje a obchodní politiky ve výrobních oborech. Je rovněž vhodný pro hodnocení všech parametrizovatelných objektů, v zemědělství např. osiv, hnojiv, chemických ochranných prostředků apod.

matematické a statistické zpracování dat; osobní počítače; dialogový režim

Intenzifikace národního hospodářství a přechod na tržní mechanismus budou klást stále větší nároky na vědeckotechnický rozvoj, který se již neobejde v jednotlivých oborech a v podnicích bez kvalifikované konfrontace jejich produkce se světovou úrovní výrobků. Tuto úlohu může splnit pouze jednoduchý, uživatelsky přístupný faktografický informační systém, který však umožňuje vyhodnocování dat matematickými metodami a využívá moderní techniky osobních počítačů pro operativní tvorbu výstupů přímo na uživatelských pracovištích. Takový systém je v Československu v provozu v oboru zemědělského strojírenství a využívá se již v řadě dalších oborů.

Struktura faktografické datové báze

Vzhledem k základnímu účelu systému, kterým je srovnávání výrobků (v tomto případě strojů), je datová báze systému strukturována do dílčích datovýchází, tzv. faktografických skupin, z nichž každá zahrnuje výrobky, které lze a má smysl vzájemně porovnávat. Pro každou faktografickou skupinu existuje seznam údajů a parametrů, které charakterizují konstrukční a technicko-ekonomické vlastnosti výrobku. Jednotlivé dílčí datové báze mají sice stejnou formální strukturu, jsou však obsahově nezávislé, takže jejich zpracování vyžaduje, i při složitých funkcích,

relativně malou vnitřní kapacitu počítače. To plně vyhovuje jednomu z hlavních požadavků na systém, a to požadavku na využití širokého sortimentu osobních počítačů na uživatelských pracovištích.

Protože faktografický informační systém je určen ke srovnávání a hodnocení parametrizovatelných objektů (např. výrobků), má jeho základní, dále nedělitelná informační jednotka, tuto strukturu:

$$O_i/P_j/H_{ij}$$

kde: O_i — název objektu, tedy např. název výrobce a značka konkrétního (existujícího) stroje nebo předpokládaného výrobku (záměru, projektu apod.)

P_j — název, charakterizující parametr, jehož součástí je označení rozměru nebo název kódu

H_{ij} — kvantitativní hodnota nebo kód označující vlastnost, vztažené k určitému výrobku O_i a k určitému parametru P_j

Aby bylo možné zpracovávat datové báze matematickými metodami, mají pouze název objektu O_i a název parametru P_j verbální podobu, kdežto hodnota H_{ij} musí mít podobu reálného čísla. Hodnoty kvantitativních parametrů jsou vždy reálným číslem (hmotnost, výkon atd.). Parametry, které nelze kvantifikovat (určité vlastnosti, jako např. konstrukční provedení výrobku, výrobní materiál apod.) se označují číselným kódem.

Základní faktografické informační jednotky se zpracovávají zvlášť pro každou dílčí datovou bázi (faktografickou skupinu), jejíž strukturu si lze představit ve tvaru matice, obsahující hodnoty parametru různých výrobků a H_{ij} prvky matice, v níž O_i jsou řádky matice, obsahující hodnoty různých parametrů jednoho výrobku, P_j sloupce matice, obsahující hodnoty parametru různých výrobků a H_{ij} prvky matice, obsahující hodnotu určitého parametru pro určitý výrobek.

Uživatelské funkce faktografického systému

Jednotlivé parametry obsažené v dílčí datové bázi (faktografické skupině) mohou mít různou funkci v závislosti na charakteru a formulaci dotazu, a to:

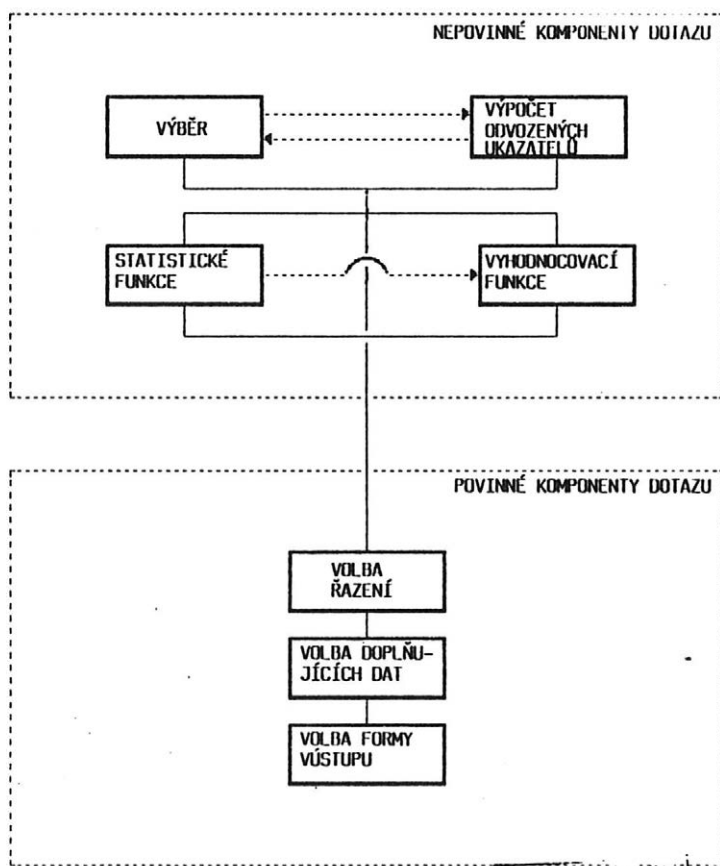
- funkci třídící (výběrovou),
- funkci řadicí,
- funkci výpočetní,
- funkci doplňující.

Tyto základní funkce se využívají při formulování uživatelského dotazu, jehož struktura je znázorněna na obr. 1.

Blokové schéma ukazuje, jak je třeba při dotazu postupovat, aby se využily všechny možnosti, které systém nabízí, tzn. jaké části dotazu, tzv. komponenty může nebo musí uživatel formulovat, aby obdržel výstupy, které nejvíce vyhovují jeho potřebám.

Hlavním povinným komponentem dotazu je požadavek na řazení strojů na výstupu podle určitého parametru, protože jediné srovnané údaje mají potřebnou vypovídací schopnost. Dalším povinným komponentem dotazu je stanovení parametrů, které kromě řazených parametrů chce mít uživatel na výstupu. Je ovšem možné požadovat výpis všech parametrů, to však bývá zřídka-kdy třeba, a výstup se tím stává nepřehledným. Nezbytnou částí dotazu je požadavek na formu výstupu.

Aby se výstupy srovnávacího faktografického systému mohly co nejvíce přiblížit potřebám uživatelů, poskytuje systém řadu funkcí, které uživatel může, ale nemusí využít. Mezi nepovinné komponenty dotazu patří především požadavek na výběr srovnávaných strojů z celé datové báze, např. podle rozmezí hodnot určitého parametru, podle určitých konstrukčních vlastností apod., což umožňuje zúžit srovnávací přehled na ty stroje, které uživatele bezprostředně zajímají. U vybraných strojů může uživatel požadovat výpočet



ukazatelových (měrných) hodnot z původních údajů v datové bázi, např. ukazatele kilogramové ceny (poměr ceny k hmotnosti), materiálové náročnosti (např. poměr hmotnosti k výkonu) apod. Opačně může uživatel požadovat výpočet ukazatelových hodnot z celé datové báze a podle určitého rozmezí těchto hodnot provést výběr strojů. Vybrané údaje lze následně podrobit speciálním postupům statistickým a vyhodnocovacím.

Statistickými funkcemi lze zpracovat vstupní údaje i odvozené ukazatele. Z charakteristik statistického souboru, používaných matematickou statistikou, připadají v základním provozu systému v úvahu především charakteristiky úrovně (polohy), tedy čísla charakterizující tzv. průměrnou hodnotu sledovaného kvantitativního znaku (aritmetický průměr, směrodatná odchylka, medián, modus apod.) a dále četnosti, a to absolutní a relativní. Další statistické funkce slouží speciálním účelům, např. korelace pro zjišťování vzájemné závislosti parametrů, regresní analýza pro zpracování časových řad apod.

Mezi nejdůležitější funkce faktografického systému patří vyhodnocovací funkce, které mohou zpracovávat výsledky předchozích funkcí (včetně statistických). V současné době se nejvíce používá funkce vícekritériálního hodnocení a funkce výběru analogů.

Vícekritériálním hodnocením se rozumí automatické hodnocení výrobku současně podle několika druhů údajů (parametrů nebo ukazatelů), přičemž uživatel má při formulování dotazu možnost volit tyto hodnotící údaje a v při-

padě potřeby přiřazovat jednotlivým druhům údajů váhy podle požadované priority při hodnocení. Výsledkem je procentuální nebo koeficientem vyjádřené hodnocení výrobků, určených předchozím výběrem, a to vzhledem k optimálnímu (nejlepšímu) výrobku, průměrnému výrobku, konkrétnímu výrobku, případně určitému záměru.

Výběr analogů představuje funkci, která k určenému výrobku nebo záměru, zadanému rozmezím zvolených parametrů, zjistí z celé dílčí datové báze (faktografické skupiny) analogické výrobky, které charakterizuje míra podobnosti jako souhrn absolutních hodnot odchylek od odpovídajících parametrů vzoru udaná v procentech.

Obě uvedené funkce, mající charakter expertních funkcí, se používají v praxi například k hodnocení konkurenční schopnosti výrobků na světových trzích, ke stanovení a kontrole cílových parametrů nového výrobku ve srovnání se světovou úrovní, při zahajování a v průběhu řešení úkolu technického rozvoje apod. Rozvoj faktografického systému směřuje na tvorbu dalších metod expertního zhodnocování informací v procesu jejich komunikace s využitím metod kombinační a vícerozměrové analýzy dat.

Uživatel faktografického systému může volit podle svých potřeb a požadavků mezi těmito formami výstupů:

- tištěný výstup na úzkoformátovou nebo širokoformátovou tiskárnu ve tvaru matice (srovnávací tabulky), v níž sloupce představují druhy parametrů a řádky parametry jednotlivých výrobků;

- výstup na magnetický nosič (distribuční disketu) pro další zpracování na dislokované výpočetní technice;

- výstup na displeji, používaný zejména při interaktivním dialogovém režimu;

- grafický výstup (na displeji nebo tištěný), který má vysokou vypovídací schopnost a využívá např. čárových spojnicových diagramů a dalších grafických forem ve dvourozměrném nebo trojrozměrném provedení.

Datové báze faktografického systému

Faktografický systém pro zemědělskou techniku, který je v provozu pod označením OAFIS VÚZS ve středisku vědeckotechnických informací ve státním podniku Výzkumný ústav zemědělských strojů v Praze-Chodově, má v současné době datové báze, zahrnující asi 170 faktografických skupin srovnatelných výrobků. Přehled vybraných faktografických skupin s údaji o počtu sledovaných typů strojů a počtu sledovaných parametrů je uveden v tab. I.

Zdrojem informací pro faktografický systém jsou všechny dosažitelné prameny, obsahující parametrické, konstrukční, provozní a cenové údaje o strojích. Mezi tyto prameny patří především testy všech zahraničních a tuzemských zkušeben, firemní literatura (z níž se přejímají především technické údaje, které nelze nadsazovat z obchodních důvodů) a odborná periodika, poskytující mimo jiné cenové informace, které jsou důležité ve výstupech systému pro uživatele, zabývající se ekonomickými otázkami, nákupem a prodejem strojů apod. Jedním ze zdrojů informací jsou rovněž dílčí datové báze, získávané na disketách zejména výměnou se zahraničními partnery, s nimiž udržuje provozovatel systému kontakty na této úrovni.

I. Přehled vybraných datovýchází automatizovaného faktografického informačního systému
Agrozet — A survey of the data bases of the automated factual information system Agrozet

Název faktografické skupiny	Počet strojů	Počet parametrů
Zemědělské kolové traktory	519	123
Úzkorozchodné traktory do vinic a sadů	140	81
Zemědělské vysokozdvížené vozíky	35	56
Zemědělské kompaktní nakladače	31	53
Zemědělské přívěsy a návěsy	155	30
Těžké zemědělské vozy	93	28
Jednostranné a otočné pluh	468	40
Rotační kypřiče s vodorovnou osou otáčení	180	32
Rotační brány se svislou osou otáčení	171	32
Aktivní vibrační brány	17	32
Hloubkové kypřiče	100	29
Rozmetadla umělých hnojiv	147	37
Rozmetadla hnoje	89	29
Cisterny na tekutý hnůj	208	49
Čerpadla na tekutý hnůj	138	29
Jednozrnkové sečí stroje	196	37
Obilní sečí stroje	101	41
Sázeče brambor	54	38
Žací mlátičky	75	80
Sklízecí řezačky	104	37
Žací stroje	197	47
Motorové žací stroje	176	34
Žací mačkače a lamače	48	22
Svinovací lisy	67	35
Odřezávače siláže pro čelní nakladače	23	21
Sběrací vozy	145	50
Krouživé čechrače píce	88	22
Ořezávače chrástu	26	39
Vyorávače cukrovky	48	37
Sběrací nakladače cukrovky	35	29
Kombinované sklízecí cukrovky	16	41
Traktorové sklízecí brambor	53	54
Třidičky brambor	52	22
Motoroboty	105	47
Jednonápravové motorové žací stroje	25	59
Malotraktory	676	86
Vybírače siláže z plochých sil	90	33
Stájové ventilátory	70	43
Motorové pily	203	25

Výpočetní technika a programové zajištění

Jak vyplývá ze struktury datové báze a z uživatelských funkcí faktografického systému, a dále z požadavku na decentralizované zpracování výstupů na uživatelských pracovištích, systém umožňuje a vyžaduje nasazení moderní techniky osobních počítačů. Protože při decentralizaci informační technologie je nutné počítat se širokým sortimentem kancelářských a osobních počítačů, bylo třeba programovat faktografický systém pro všechny nejběžnější operační systémy. V tab. II je uvedena využitelná výpočetní technika s hlavními parametry.

II. Využitelná výpočetní technika s hlavními parametry (šipky mezi operačními systémy znamenají převoditelnost datovýchází) — Available computers with the main parameters (arrows between operational system show compatibility of bases)

Mikroprocesor	Operační systém	Min. kapacita RAM	Vnější paměť (diskety)	Např. — počítač
8-bit	CP/M	64kB	8", 5¼"	TNS, A1715 atd.
16-bit	MS-DOS	512kB + 20MBHD	5¼", 3½"	všechny PCkompatibilní sIBM, R1834, TNSXT/AT atd.

Pro každý z uvedených operačních systémů existuje programový soubor (pro CP/M v jazyku Pascal 4 pro MS DOS v jazyku Pascal 5.5) s vlastním uživatelsky přístupným manuálem. Oba programové soubory mají společné základní vlastnosti, umožňující přechody mezi různými hardwarovými prostředky. Mezi tyto společné vlastnosti patří zejména:

- modulová struktura, dovolující stavebnicově kombinovat různé funkce při dosažení širokého sortimentu uživatelských výstupů;
- jednoduchá struktura dialogového menu, usnadňující uživatelům přechod z jednoho počítače na jiný;
- stejná struktura uložení datovýchází, umožňující jejich transformace mezi různými operačními systémy (v tab. II naznačeny šipkami).

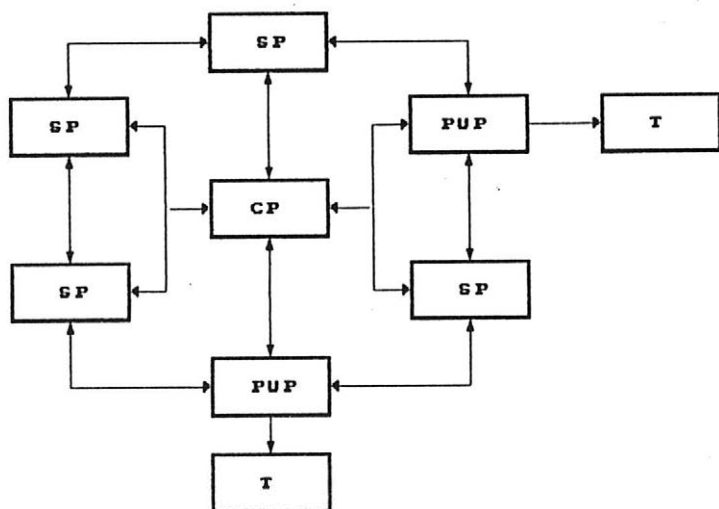
Vlastní modulovou strukturu programových souborů lze velmi zjednodušeně znázornit popisem dialogových menu. Nejvyšší úroveň menu má tyto nadřazené moduly (v závorkách uvedeny funkce na nižších úrovních menu):

- ukládání a aktualizace datovýchází (ukládání, doplňování, opravy);
- kvalitativní zpracování datovýchází (výběry, řazení, matematické funkce, uživatelská statistika, vyhodnocovací funkce, grafické funkce, uživatelské tiskové sestavy);
- práce se soubory (udržování fondu: slučování a rozdělování souborů, transformace datovýchází, kopírování, vytváření distribučních souborů, provozní statistika a služební tiskové sestavy).

Modulová struktura programových souborů umožňuje v neomezené míře jejich další rozvoj implantací dalších provozních a uživatelských funkcí, včetně expertních funkcí, prognostických funkcí apod.

Zpracování faktografických informací v soustavě decentralizovaných osobních počítačů

Struktura faktografického systému a hardwarové a softwarové podmínky umožňují, a účel systému vyžaduje, vytvářet ve výrobních a hospodářských jednotkách, podnicích, úřadech apod. soustavu centrální správy dat s decentralizovanými výpočetními jednotkami na uživatelských pracovištích.



(CP = centrální počítač; SP = satelitní počítač; PUP = podřízený uzlový počítač v LAN; T = terminál v LAN — CP = central computer; SP = satellite computer; PUP = subordinated node computer in LAN; T = terminal in LAN)

Vytváření počítačových sítí s přímým přenosem dat on-line mezi dislokovánými strukturálními jednotkami v podmínkách podniku bude reálné až tehdy, až budou k dispozici široce založené, spolehlivé a ekonomicky fungující veřejné komunikační sítě. Protože tuto podmínku nelze v dohledné době předpokládat, ale protože lze naopak předpokládat plošné rozšíření profesionálních osobních počítačů se stále rostoucími kapacitami, je pro podmínky podniků účelné budovat počítačové soustavy s nepřímým přenosem dat v režimu off-line a s místními sítěmi LAN, a to tím spíše, že po vytvoření provozně fungující veřejné komunikační sítě lze jednotlivé články jednoduše spojovat režimem on-line.

Soustavy počítačů s nepřímým přenosem dat jsou nejčastěji koncipovány v kruhové konfiguraci, která vyhovuje komunikačním podmínkám režimu off-line. Kruhová konfigurace (obr. 2) umožňuje komunikaci informací jak na vertikální, tak i na horizontální úrovni. Jádrem systému je centrální počítač, který je zpravidla vyšší výpočetní jednotkou než satelitní a podřízené počítače umístěné na obvodu schématu.

Schéma kruhové konfigurace soustavy počítačů je podobné schématu vazeb mezi jednotlivými uživatelskými pracovišti v podniku. Také směřování informací a typ hierarchie uvnitř soustavy nejlépe odpovídají potřebám zpřístupnění a budování databáze informačního zajištění technického rozvoje, obchodní politiky atd.

Všechna uživatelská pracoviště na obvodu konfigurace mají k dispozici potřebné programové zajištění a dostávají požadované segmenty datových bází z centrálního počítače na distribučních disketách pro vlastní zpracování. Konfigurace umožňuje také zpětné vazby, které je však nutné organizačně zajistit, aby nedocházelo k duplicitám a k narušení celistvosti centrální datové báze.

Došlo dne 13. 6. 1990

SULEK, V. — KOLÁŘ, I. — NOVÁ, S (Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *A factographic system with decentralized information technologies for farm machines*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):625-632.

The system was developed at the Research Institute of Farm Machinery for use in the field of mechanical engineering in agriculture but actually used in many other fields. It has the following basic characteristics: 1. the structure of the numerical data bases enables mathematical and statistical data processing on personal computer and a wide spectrum of outputs, aimed at comparing and evaluating the products; 2. modul-type software, open to further development, uses the dialog mode for a wide spectrum of personal computers through the transformation of the data bases; 3. the use of personal computers allows to decentralize the users' processing of the outputs. Owing to all this, the system is suitable mainly for evaluation of technical development and business policy in the different product fields. It is also suitable for evaluation of all objects for which the required parameters can be drawn — in agriculture this applies for example to seeds, fertilizers, chemical and the like.

mathematical and statistical data processing; personal computers; dialog mode

SULEK, V. — KOLÁŘ, I. — NOVÁ, E. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Faktographisches System mit dezentralisierten Informationstechnologien für die Landtechnik*. Zeměd. Techn., 36, 1990 (10):625-632.

Das faktographische Informationssystem, das im Forschungsinstitut für die Landtechnik für das Fach des landwirtschaftlichen Maschinenbaus entwickelt wurde und in einer Reihe von weiteren Fächern benutzt wird, hat folgende Grundeigenschaften: 1. die Struktur der numerischen Datenbasen ermöglicht die mathematische und statistische Datenverarbeitung auf den Personal-Computern und die Bildung von breitem Spektrum der Outputs, die auf die Vergleichung und Bewertung von Erzeugnissen gerichtet werden; 2. die weiteren der Entwicklung geöffnete Modulsoftware benutzt das Dialogregime für ein breites Sortiment von Personal-Computer mit Hilfe von Transformation der Datenbasen; 3. die Nutzung der Personal-Computer ermöglicht die Dezentralisation der Benutzerverarbeitung der Outputs. Mit Hilfe von diesen Eigenschaften ist das System besonders für die Bewertung der technischen Entwicklungen der Handels politik in einzelnen Produktions-fächern geeignet. Es ist eben falls für die Bewertung von allen parametrisierbaren Objekten in der Landwirtschaft, z. B. von Saatkorn, Düngemitteln, chemischen Schutzmitteln u.ä., geeignet.

mathematischeundstatistischeDatenverarbeitung;Personal-Computer;Dialogregime;

Adresa autorů:

Vladimír Sulek, Ivan Kolář, PhDr. Eva Nová, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4-Chodov

VÝVOJOVÉ TRENDY ZEMĚDĚLSKÉ TECHNIKY PRO DEVADESÁTÁ LÉTA

TRAKTORY

Koncepce traktorů

Stejně jako dříve ovládá trh pro nízké náklady standardní traktor blokové konstrukce. Tuhé podvozky se dostaly vlivem zvýšení maximální rychlosti na $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ na hranici svých možností. Odpružení podvozku nedosáhlo dosud žádného významu, především pro vysoké výrobní náklady. Následujícím krokem bude pravděpodobně rozšíření měkce odpružených a tlumených kabin.

Ze systémových traktorů se osvědčují především traktory MB-trac firmy Mercedes-Benz a dále nářadové traktory firmy Fendt, u nichž se oceňují zejména výkonné typy s dobrým rozhledem z kabiny, s pohonem všech kol a ve variantách s vysokými koly. Za zajímavou inovaci lze považovat traktor Eutrotac, představený poprvé firmou Schlueter v únoru 1989.

Komponenty traktorů

Přes 60 % nových traktorových pneumatik se dodává v radiálním provedení s lepším záběrem a s lepšími vlastnostmi pro ochranu půdy. Extrémně široké speciální pneumatiky se nyní vyrábějí v prakticky použitelném provedení také z umělé hmoty (firma LIM). Z ekonomického hlediska je však významnější stále trvající trend k používání širokých univerzálních pneumatik, které rovněž šetří půdu.

Traktory s pohonem všech kol dosáhly u nově dodávaných strojů už asi 80% podíl. Maximální vnitřní úhel vychýlení rejdů 50° zůstává problém brzdícího účinku přední nápravy při jízdě do zatáček. Řada výrobců proto zavádí automatické vypořádání pohonu obou náprav, závislé na úhlu vychýlení rejdů.

Jmenovité otáčky diesellových motorů se udržují i nadále v rozmezí $2\,000 - 2\,500 \text{ min}^{-1}$ v zájmu malého hluku a nízké spotřeby. Převýšení kroučícího momentu se ještě zvýšilo, především u velkých motorů (např. u vyšších tříd motorů John Deere a Fendt na 30 až 38 %). U vstřikovacích čerpadel se objevují první řešení elektronické regulace otáček. Státem podporované výzkumné programy se snaží o praktickou aplikaci využití nezpracovaného řepkového oleje jako paliva pro speciální diesellové motory.

Pojezdové převody směřují k většímu sortimentu stavebnicových konstrukcí, a to až ke čtyřem základním variantám u jednoho typu traktoru (např. Fiat). Ztráty výkonu u pojezdových převodů byly dále sníženy především centrálním mazáním (při snížení hladiny oleje), přičemž i převody řazené pod zatížením dosáhly mezitím dobré účinnosti. Dále pokračuje využití elektroniky u řízení a regulace hnacích ústrojí.

U vývoje stanoviště řidiče jsou tendence velmi různé podle výkonů traktoru. Malé traktory jsou s ohledem na nízké náklady vybavovány jen jednoduchými kabinami, i když už nelze akceptovat pevně usazené kabiny na podvozku bez jakékoliv izolace, např. izolace hluku.

Rozhodujícím trendem pro vývoj ovládání traktoru je ovšem využití elektroniky. Perspektivní impulsy k další aplikaci elektroniky jsou dnes již obecně zavedené systémy pro informaci řidiče a často již částečně automatizované kontroly pohonu obou náprav, uzávěru diferenciálu, vývodového hřídele, převodů řazených pod zatížením a zadního zvedacího ústrojí. Nákladnější systémy směřují k zavedení centrálního počítače, který kontroluje pomocí vhodných rozhraní a senzorů celý pracovní proces, sleduje vnitřní mechaniku traktorů a strojů, zbavuje řidiče v maximální míře práce a v konečné fázi poskytuje důležité údaje k řízení provozu v širších souvislostech. Dva zvlášť důležité senzory — radar a čep k měření síly — jsou již po desetiletém výzkumu technicky vyřešeny. Chybí nicméně ještě další senzory, např. senzor pro měření kroučícího momentu.

Traktorová hydraulika a přípojovací ústrojí se musí dále vyvíjet už jen s ohledem na velký sortiment pracovních strojů. Hlavním prostorem pro připojování strojů zůstává zadní část traktoru. Čelní přípojovací a zvedací ústrojí slouží především pro sklizeň píce a pro zpracování půdy a pracují proto ještě většinou bez regulace.

Konstrukce a možnosti využití pluhu se přizpůsobují aktuálním požadavkům. U všech pluhů je zřetelný trend k lehkým konstrukcím. Dosud dominantní stavebnicový systém ke změně pracovního záběru je v dalekosáhlé míře nahrazován stavitelným proměnným pracovním záběrem. Pro obsluhu všech důležitých možností nastavování pluhu (pokud možno ze sedadla řidiče traktoru) byla vyvinuta speciální mechanická nebo hydraulická ústrojí (např. Gassner, Kuhn).

Pro předosevní přípravu půdy konvenčními technologiemi se rozšiřuje paleta osvědčených, přívěsných kombinovaných agregátů vzrůstajícím počtem nářadí, u nichž lze různé pracovní nástroje i umísťovat za sebou a částečně i vyměňovat. Tím se má dosáhnout velmi speciálních procesů zpracování půdy, např. požadovaného urovňování a zpětného zpevnění půdního horizontu pro setí.

Velmi rozšířený sortiment lze zaznamenat u strojů poháněných vývodovým hřídelem. Tyto stroje jsou určeny především pro předosevní přípravu obtížně zpracovatelných půd v jedné pracovní operaci, což má umožnit kombinaci se secím strojem. Další vývoj lze zaznamenat zejména u pracovních nástrojů a následných válců, a to vývoj směřující ke spolehlivější funkci na vlhkých půdách. Ve stále větší míře se budou využívat kovové nebo pneumatické pěchy pro čelní připojení k traktoru.

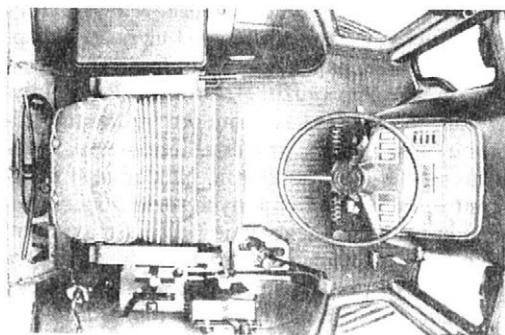
Je pravděpodobné využití kombinace kypřičů, u nichž se kladé zvláštní důraz na krátkou konstrukci, se stroji poháněnými vývodovým hřídelem a dále pak s možností připojení secího stroje. U půdních fréz a rotačních bran zasahují kypřicí nástroje zčásti také mezi rotační nástroje, čímž se má zabránit ucpávání na radlici. Rotační brány, používané často jako následné stroje, se v širší míře vybavují zapichovacími hřeby, někdy vyměnitelnými, nebo speciálními hřeby mulčovacími. Tyto kombinace jsou vhodné nejen pro zpracování strniště, ale ve spojení se secími stroji mimo jiné také k bezorebnímu setí s nižšími náklady.

Rozdělením jednotlivých strojů na čelní a zadní připojení k traktoru se má dosáhnout lepšího rozdělení hmotnosti agregátu a u traktorů s pohonem obou náprav dodatečného zatížení předních hnacích kol, což zvyšuje hnací sílu traktoru.

Od techniky setí obilovin se stále žádá jako dříve optimální rozdělování osiva (setím do úzkých řádků, do pásů nebo naširoko), přesné dodržení hloubky setí a malá náchylnost k ucpávání, i tehdy, jsou-li v půdě zbytky rostlin. Navíc přistupuje požadavek na kontrolu a regulaci výsevu, pokud možno s přenosem dat na palubní počítač traktoru. Aby se dosáhlo co možná rovnoměrného opětovného zpevnění výsevního horizontu před výsevními radličkami, vybavují někteří výrobci secí stroje pneumatikovými pěchy, pracujícími po celé šířce pracovního záběru.

Jednozrnkové secí stroje na cukrovku, kukuřici a slunečnici mají zaručovat odkládání jednotlivých semen i do půdy s rostlinnými zbytky, mají dosahovat velkých plošných výkonů a mají umožňovat univerzální využití i u nově pěstovaných plodin s jednozrnkovým výsevem, jako je např. řepka, luštěniny apod. U strojů s pracovním záběrem větším než 3 m lze přesahující postranní díly mechanicky nebo hydraulicky sklápět a u nejnovějších konstrukcí také hydraulicky zasunovat (např. Becker, Kleine, Troester).

Stále více získává na významu tzv. mulčovací setí, tedy odkládání osiva do mulčovací rostlinné vrstvy, což má snižovat erozi půdy a stabilizovat její strukturu. Pro tento účel je již dnes k dispozici rozsáhlá nabídka přídatných ústrojí ke standardním jednozrnkovým secím strojům.



1. Kabina traktoru firmy FORD-NEW HOLLAND — regulační hydraulika pro optimální výkon traktoru s dálkovým ovládáním



2. Čelní pneumatický pěch firmy WOLFF

HNOJENÍ MINERÁLNÍMI HNOJIVY

Pro aplikaci minerálních hnojiv nabízí zemědělské strojírenství jednak odstředivá rozmetadla, jednak rozmetadla s plošným rámem.

Odstředivá rozmetadla hnojiv se vyrábějí převážně v dvoukotoučovém provedení. Některé současné stroje umožňují pracovní záběr až 24 m a více. Výhodná jsou rozmetadla s plochým rozmetacím vějířem a s dostatečným pásem překrytí.

Rozmetací ústrojí jsou v současné době velice často vyměnitelná, aby se rozmetadla mohla přizpůsobovat různým pracovním záběrům a různým vlastnostem minerálních hnojiv.

V rostoucí míře se uplatňují požadavky na odstupňování aplikovaného množství v jemných stupních a na aplikaci minimálních množství. Dvoukotoučová rozmetadla hnojiv lze v současné době na jedné straně vypojet, což má význam na nepravidelně tvarovaných pozemcích. Je také možnost nastavovat aplikované množství hnojiva během jízdy ze stanoviště traktoristy (tzv. zapojení plus/minus). Nabízí se i automatická regulace rozmetávaného množství hnojiva v závislosti na pojzdové rychlosti elektronicky řízenými dávkovacími orgány.

ÚPRAVA A ROZMETÁNÍ TEKUTÉHO HNOJE

Ze všech technologií úpravy tekutého hnoje, které se v současné době nabízejí, je nejdůležitější homogenizace promícháváním. Tekutý hnůj musí být před aplikací na poli promísen, aby se rozrušily usazeniny a horní vrstvy a aby bylo zajištěno, že při rozmetávání zůstane stejná koncentrace živin od první do poslední cisterny. K promíchávání se používá hydraulických, mechanických nebo pneumatických míchacích systémů.

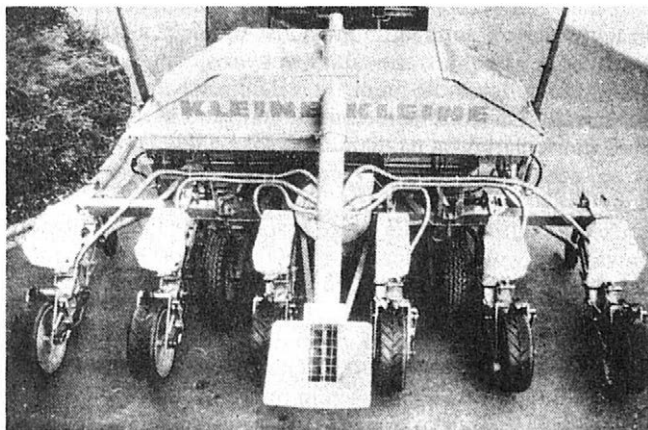
V současné době probíhají diskuse o dalších způsobech úpravy tekutého hnoje, jako je separace, kompostování, provzdušňování, výroba bioplynu, sušení, inverzní osmóza, ozonizace, chemické srážení živin, filtrace a mnoho jiných. Všem těmto technologiím je společné to, že je většina zemědělských podniků nemůže dosud využít. Cílem dnes není zbavit se nějakým způsobem tekutého hnoje, ale využít cílevědomě jeho živiny na zemědělských plochách při respektování požadavků na ochranu životního prostředí.

Využití tekutého hnoje podle jednotlivých druhů hnojených kultur vyžaduje kromě dobré homogenizace a dostatečného skladovacího prostoru také techniku rozdělování na poli, která pracuje s podobnou přesností jako rozmetadla minerálních hnojiv. Takové technické prostředky se již v současné době nabízejí. Splnění požadavků na přesnost rozdělování lze splnit technickými prostředky, pracujícími zcela rozdílným způsobem. Zlepšené odrazové systémy, kyvné trysky nejrozličnějších konstrukcí a plošné rozdělovací rámy s tryskami nebo vlečnými hadicemi umožňují dnes dostatečně přesnou aplikaci v podélném i v příčném směru.

OCHRANA ROSTLIN

Postřikovače

Technické vybavení postřikovačů je závislé v první řadě na velikosti stroje. Nové stroje s pracovním záběrem mezi 10 a 12 m jsou jen v malém rozsahu vybavovány elektronicky podporovaným dávkováním, regulačním ústrojím, dálkovým ovládáním nebo výkyvným zavěšením postřikovacího rámu, zatímco u strojů s pracovním záběrem od 18 m patří tato zařízení téměř vždy k vybavení stroje.



3. Jednozrnkové výsevné ústrojí na kukuřici stroje MAXICORNS firmy KLEINER

Pro menší zanášení kapének postřikovací kapaliny větrem se dále více využívá univerzálních nebo víceúčelových trysek, které i při nízkém tlaku (od 0,1 MPa) umožňují dobré příčné rozdělování kapaliny. Jako další novinka k omezenému zanášení může sloužit otevírání trysek postřemem a přivádění přidavného proudu vzduchu.

Po delší době se opět projevila potřeba plnění strojů koncentrovanými prostředky na ochranu rostlin. Způsob, který je dosud ve zkouškách, umožňuje kontinuálně přidávat dávky několika ochranných prostředků z originálních balení jejich výrobce. Kromě přímého plnění (nezůstávají žádné zbytky) se tím dosahuje toho, že uživatel nepřichází do styku s jedovatými látkami a že se splňuje jeden z požadavků zemědělské praxe na současnou aplikaci různých prostředků na ochranu rostlin (mísení v nádrži stroje).

Rosiče

U rosičů pro ovocnářství a vinařství se používá v rostoucí míře ventilátorů, jejichž proud vzduchu je více horizontální a u nichž se konstrukčními opatřeními (např. nástavcem) zabráňuje pronikání rosičoho vějíře směrem nahoru. Čím je však výška kultur větší, tím méně lze této výhody využít, protože meze jsou kladeny konstrukční výškou strojů a jejich průjezdností kulturami.

Přesné seřizování rosičů předpokládá, aby bylo reprodukovatelné nastavení trysek (průměr, úhel nastavení, úhel rozstřikování) a proud vzduchu (směr a rychlost proudění vzduchu). Jen málo výrobků však dosud využívá těchto možností seřizování, i když je zemědělská praxe požaduje.

Podstatně klesá u nových rosičů zatížení půdy a zanášení postřikovací kapaliny větrem. Keramické trysky rosičů byly konstrukčně zlepšeny a dosáhly v současné době tolerance průchodnosti 10 %.

Elektronika

Regulační ústrojí používaná u techniky pro ochranu rostlin se rozlišují podle toho, zda jsou určena pouze pro tyto stroje (individuální řešení), nebo zda mají univerzálnější využití (vícefunkční palubní počítače), takže je lze využívat podobným způsobem pro rozmetání hnojiv, setí, aplikace tekutého hnoje, pro žací mláčky apod. Obě dvě řešení jsou v současné době na trhu k dispozici.

Sklizeň pícnin

Talířové a bubnové rotační žací stroje se v rovnocenné míře vyrábějí pro čelní a zadní připojení v různých pracovních záběrech. Současným čelním a zadním připojením lze dosáhnout podobných výkonů jako u velkých přívěsných strojů. Tyto agregáty se začínají uplatňovat zejména v lučních oblastech, kde jich lze využívat v silážních technologických linkách, organizovaných profesionálními podniky pro více sdružených farem. O mačkačích a lamačích se dnes již nediskutuje tolik jako dříve. Zájem se obrací k intenzivní úpravě píce v podobě kobercovité vrstvy, v níž se schnutí na poli výrazně urychluje.

Ve větší míře než dosud se dnes v praxi uplatňují výkonné řádkovače, i když se ještě očekává zlepšení kvality jejich práce u krátkostébelnaté hmoty (mladá, krátká tráva pro siláž).

U sběracích vozů s řezacím ústrojím na krátkou řezanku se dále prosazuje obsluha elektrohydraulickými systémy, čímž se podstatně zvýšil komfort obsluhy. Rovněž se zvýšila výkonnost a zlepšil tichý chod rotačních vťahovacích ústrojí. Zčásti byly nově přestavovány i vťahovací bubny, používané u první generace sběracích vozů. Dosud není u sběracích vozů pro krátkou řezanku vyřešeno ostření nožů.

Pro práci na velkých plochách si zachoval svoji dominantní pozici sběrací vůz s krátkou řezankou. Náзор na silážování velkých krychlových balíků stohováním se nyní sjednotil.

Novinkou je naproti tomu rozmach silážování zavadlé hmoty ve válcových balících, zavínutých do pružné fólie. Stroje pro zavínavání balíků do fólie se technicky podstatně zlepšily. Takže se podařilo zvýšit jejich výkonnost, zejména automatickým navíjením. Vysoké náklady na lisování vyvolávají nicméně otázku, může-li se tato technologie uplatnit v široké míře. V každém případě však umožňuje vysoce kvalitní silážování.

Podíl samojízdných sklízecích řezaček při sklizni zavadlé siláže zůstává nezměněn. Příčinou jsou požadavky na vysokou kvalitu krmiva nebo velké vzdálenosti z pole na statek. Komfort obsluhy sklízecích řezaček se dále zvyšuje jednoduchým ostřením nožů a možnostmi seřizování protiostrů z kabiny řidiče (např. Ford New Holland).

Protože sklizeň šrotu z palic s listeny nebo z celých rostlin ustupuje v posledních letech do pozadí, nevyvíjí se již pro tuto technologii žádné nové stroje. Velký význam naproti tomu má vývoj kontinuálně pracujících listů, které jsou výkonným mechanizačním prostředkem, zejména pro uklád slámy. Z mnoha typů strojů, které jsou dnes na trhu a z různých rozměrů balíků si může



4. Kotoučový žací stroj firmy STOLL, typ M 185 TS v transportní poloze s hydraulickým zvedáním

každý zemědělský podnik vybrat stroje vhodné pro jeho podmínky. Lze konstatovat, že i nadále ztrácejí svůj význam konvenční vysokotlaké lisy s vrhači balíků.

SKLIZEŇ OBILÍ

Jak se ukazuje, je k dispozici zlepšená technika pro sklizeň olejnin, luštěnin a setého olejného lnu. Dominující význam sklizeň obilí a kukuřice vede ke zlepšení žacího ústrojí a ústrojí pro sklizeň kukuřičných klasů, přičemž je nutné zvládnout obtížnější podmínky řezu (zelená sláma, větší podíl zelené hmoty snížením aplikace herbicidů, sečení olejného lnu). Protože především u velkých žacích mlátiček je dnes oddělování slámy s čištěním ve velké míře nezávislé na sklonu, bude získávat stále větší význam lepší vedení žacího ústrojí na svahu.

U adaptérů na sklizeň kukuřičných klasů je snaha zmenšit podíl slámy, který musí žací mlátičky zpracovávat zejména při vysoké pojezdové rychlosti. Pochopitelný je požadavek na snížení příkonu řezacích ústrojí na slámu, a to při zlepšení účinku řezání.

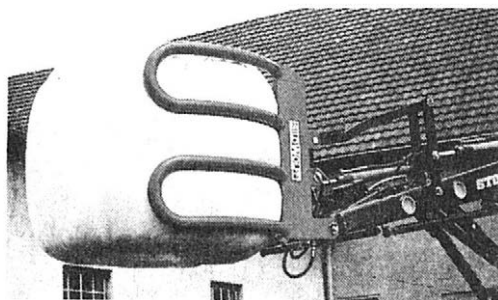
Meze výkonnosti v oblasti separace kladou i nadále vytřásadla a různé pomůcky k vytřásání, a proto i zde je snaha posunout tuto hranici směrem nahoru (např. Claas bočními vytřásacími díly). Zásobníky zrna jsou stále větší, což má vliv na zvyšování nosnosti podvozku, na výkon motoru, na nápravy a na pneumatiky. Konečným výsledkem je, že uživatelé požadují u těchto strojů i vyšší výkonnost. Výkon motoru sice nestoupá výrazně, ale přece asi o 2 % ročně. Výsledkem snah o šetření půdy jsou větší pneumatiky, široké pneumatiky nebo dvojité montáž kol. Firma Claas s americkou firmou Caterpillar dále vyvíjí a zkouší ve stadiu prototypů a nulté série na žacích mlátičkách a transportních vozidlech profilové pryžové hnací pásy.

Elektronika, a to především kontrolní (dohlízeč) elektronika, patří již delší dobu k sériovému vybavení žacích mlátiček (počet otáček, kontrola vytřásadel, hlásič naplnění zásobníku, sledování ztrát). Automatizace je možná v některých dílčích oblastech (výška řezu, výška přiháněče, řízení v řádkových kulturách). Pro další automatizaci chybějí především vhodné senzory, např. k měření hustoty porostu, k okamžitému zjišťování výnosů a průchodnosti, a tím k relativnímu určení ztrát, dále ke zjišťování čistoty produktu atd.

Palubní počítače umožňují ukládat v paměti a vyvolávat provozní údaje nutné pro sledování ekonomiky provozu strojů. Komfort kombajnéra — který je více než jen řidič — stojí méně než to, co se ušetří hospodárným využitím stroje. Proto také budou pokračovat snahy o zvyšování účinnosti stroje optimalizací pracovních podmínek na stanovišti řidiče.

PĚSTOVÁNÍ BRAMBOR

Pro sázení brambor se používají téměř výhradně automatické sazeče s velkým výkonem a s vysokou spolehlivostí sázení větších hlíz. Šetrné podávání hlíz sázecím ústrojím a šetrné přivádění hlíz vedou k menšímu poškození a k méně častému odlamování klíčků. Pro strojní sázení předklíčených brambor jsou k dispozici přídavná zařízení a speciální stroje, u nichž se při podávání hlíz minimalizuje jejich otáčení. Zásobníky jsou stále větší a v širší míře se dává přednost sklápěcím zásobníkům. Aby se zmenšila šířka stroje při přepravě na veřejných cestách, umísťují se pojzdová kola nikoliv na vnější stranu stroje, ale ve stopách traktoru. Pro pěstování brambor v záhonech, které se prosazuje jako alternativa k pěstování v řádcích 90 cm, existují speciální sazeče, které sázejí při rozchodu traktoru 180 cm tři řádky se vzdáleností 45 cm, přičemž vzdálenost následujícího záhonu je 90 cm.



U pěstování brambor směřuje vývoj podle půdních a klimatických podmínek k vytváření objemných hrůbků nebo záhonů, přičemž musí být sladěny požadavky na optimální udržování vody v půdě a optimální pórovitost půdy, na plochou polohu hlíz a na minimum klíčících hlíz. K tomuto účelu slouží na lehkých půdách tuhé a na kamenitých půdách odpružené hrobkovače, zejména ve spojení s hydraulickým horním ramenem tříbodového závěsu. Na půdách se sklonem ke tvoření hrud se osvědčily přídavné kypřicí radličky a řádkové frézy, které lze vybavovat stavitelnými plechy na formování hrůbků. Tvarovače hrůbků ve spojení s hrobkovači a s kypřicími radličkami nacházejí v současné době uplatnění i na lehkých půdách.

Při přípravě sklizně rostou požadavky na cílevědomé ničení natě kombinací rozbíječů natě s dosud stále ještě rozšířeným chemickým ničením, aby se dosáhlo správné zralosti, pevnosti slupky a dobré skladovatelnosti sklizeného produktu. Protože se bude používání chemických prostředků stále více omezovat, očekávají se alternativní řešení, která mají umožnit dlouhou skladovatelnost brambor (tři až devět měsíců).

Ve sklizni brambor i nadále dominují jednořádkové zásobníky u vyorávače s bočním vyoráváním hrůbků, aby bylo možné vybavit traktor i sklizeč širokými pneumatikami. K řadě technických zlepšení patří použití řetězců s velkými roztečemi k odstraňování natě a dále elektrické stavěcí motory, umožňující rychlé přizpůsobení měnicím se podmínkám sklizně a snižující výšku pádu hlíz. Dále se zlepšuje dělená sklizeň, směřující ke zlepšení kvality produktu a ke zvýšení sklizňového výkonu. Objevují se speciální řádkovače různých výkonových tříd ve dvou- i více řádkovém provedení. Pro sběr řádků existují přídavná zařízení k jedno- a dvouřádkovému zásobníkovému vyorávačům a objevují se první stroje specializované na sběr řádkovaných brambor s prosévacími, rozdrůžovacími a transportními plóchami. Tím, jak se snižuje podíl kamenů v půdě vyoráváním a sbíráním kamenů a jinými odkameňovacími postupy, stoupá také zájem o víceřádkové zásobníkové vyorávače, přičemž se stále více požaduje dobrá možnost třídění, minimálně vytřídění nenahnilých matečných hlíz.

U skladování brambor pokračuje tendence ke skladování větších partií stolních brambor, zejména ale pak brambor k průmyslovému využití, a to v dlouhých boxech nebo v plochých skladovacích prostorách. Často se představují malé boxy starých bramboráren na dlouhé boxy, které lze plnit samočinně kývajícím vrstvičkami na ploché ukládání.

V technice skladování a vyskladňování stojí v popředí snaha o snižování počtu míst, kde brambory přepadávají, a dále minimalizace výšky pádu brambor, a to při zachování objemného a uzavřeného proudu brambor.

Provozdušňování brambor směřuje k dalšímu zlepšení skladovatelnosti, zejména zabraňování otlačky hlíz měřením vlhkosti a automatickou regulací. Pro řízení provozdušňovacího procesu byly navinuty mikroprocesory, řídící provozdušňování i u jednotlivých partií brambor.

SKLIZEŇ CUKROVKY

Pro jednofázovou sklizeň cukrovky se nabízejí téměř výhradně stroje, které v jednom řádku ořezávají chrást i vyorávají bulvy, přičemž se dbá na dostatečné rozmělnění chrástu, protože jednoduché odkládání chrástu ke straně neuspokojuje.

Rozdíl u sklizeň cukrovky jsou v první řadě v kapacitě zásobníků. U velkých strojů je s ohledem na ochranu půdy nutné používat dostatečně dimenzovaných pneumatik. Důležitá jsou i přídavná zařízení k intenzivnějšímu oddělování zeminy. Účinek těchto zařízení má být stavitelný, aby se při příznivých podmínkách příliš nepoškozovaly bulvy.

Zájem o dvou- a třířádkové sklizeče je velký zejména tam, kde se cukrovka bez meziskladování na poli dopravuje rovnou do cukrovaru.

Čtyř- až šestiřádkové stroje jsou vhodné pro sklizeň na velkých plochách, např. v SRN pro

podniky, které pracují na zakázku pro více zemědělských podniků. Stroje pracující jako posunované (tlačené) mají tu výhodu, že mohou sklízet řepu, aniž by předtím stroj musel pojíždět na dosud nevyorané ploše.

Pro nasazení na velkých plochách a v nadpodnikovém měřítku se kromě traktorových pří-
věsných nebo posunovaných dvouřádkových sklizečů požadují v rostoucí míře samojízdné zásob-
níkové ořezávací vyorávače nebo nakládací ořezávací vyorávače. Tyto stroje mají nutně velkou
vlastní i celkovou hmotnost a jejich vývoj a nasazení byly umožněny teprve použitím velkých
pneumatik s vysokou nosností, s velkou adhezí plochou a s nízkým huštěním. Přes velké inves-
tiční náklady je ekonomický provoz těchto strojů možný, pokud jsou stroje určeny pro práci na
dostatečně velkých plochách a pokud je zajištěna dobrá organizace práce.

Zlepšení, ale také nová technická řešení se očekávají u nakládání bůlev z hromad na okraji
pole a u čištění při překládání bůlev na transportní vozidla. Podíl meziskladované řepy se bude
zvětšovat, jednak následkem velkých výkonů víceřádkových sklizňových technologií, jednak pro-
to, že při spojování zpracovatelských kapacit lze jen zřídka očekávat rozšiřování skladovacích
možností v cukrovařech.

CHOV SKOTU

Pokračuje trend ke skladování krmiva ve formě siláže v plochých silech, s čímž souvisí růst
nabídky a zlepšování techniky vybírání siláže z plochých sil a rozdělování krmiva. Protože rozvol-
ňování krmiva z bloků siláže, ale i sena, z válcových balíků, je poměrně těžkou ruční prací, obje-
vují se technická řešení, která umožňují rozvolňování siláže a současně její předkládání ke krme-
ní. Ve větších podnicích a při zpracování většího množství siláže se používá i nadále frézovacích
mísících vozů.

Pro krmení se používá i na menších mléčných farmách, které přecházejí na chov ve volných
stájích, výdejevých boxů a identifikací zvířat. V této oblasti se omezuje potřeba vývoje na drob-
nější inovace, např. na zlepšování dávkovacích zařízení. Dále se ovšem rozšiřuje počítačem řízené
výdejové krmení (tekutá a jadrná krmiva pro krmení prasat, krmná řepa pro krmení dojníc — Al-
fa Laval apod.).

V dojení technice jsou v popředí pozornosti tři cíle provozně ekonomických zlepšení: usnad-
nění práce dojením v dojárnách, získání a odvádění mléka přizpůsobené fyziologii zvířat a zlepšo-
vání kvality mléka. Trend k menším volným stájím způsobený mj. potřebou usnadnění práce, vedl
k potřebě malých dojřen.

Robotizace dojení, pojímaná v širším smyslu, může pronikat podle současného stavu pozná-
ní do podniků, u nichž velikost stáda umožňuje využívat rybinových dojřen o rozměru 2×8 nebo
2×10 stání, pokud budou plnit poměrně vysoké požadavky. Tandemové dojírny se osvědčují ne-
jen u menších stád, ale i u velkých podniků, kde může být výhodou zejména zvýšení výkonu doje-
ní vybavením tandemových dojřen automatizací. Velké mléčné farmy se o odlehčení práce dojičů
starají zaváděním identifikace dojníc při dojení. Vedle identifikace přímo na místě dojení se zavá-
dí ve větší míře také identifikace na vstupu do dojírny (např. Gascoigne-Melotte, Alfa-Laval).

Jednou z dílčích oblastí dojícní techniky, na níž se kladou velké naděje, je oblast měření
množství mléka. Zde se bude především rozšiřovat používání malých, ale přesto přesných přístro-
jů (např. Alfa-Laval, Gascoigne-Melotte).

Velkým pokrokem v odvádění mléka s ohledem na fyziologii zvířat je strojní předstimulace.
První stroje s tímto vybavením splnily očekávání vědeckých pracovníků, že předstimulace zlepší
vlastní stimulaci a významně usnadní práci dojičů.

Pokud se týká zařízení stáji, roste v některých oblastech západní Evropy opět zájem o steli-
vové ustájení, což oživilo nabídku zařízení k rozdělování steliva a k odkluzu hnoje.

Větší část vývoje u zařízení pro stáje se zaměřuje na zařízení, přizpůsobená potřebám zvířat.
Jedná se o části stáji jako jsou oddělování leháren od stání, obložení podlah leháren a velkých
ploch stáji apod.

CHOV PRASAT

Pro chov březích a odstavených prasnic je již prakticky využitelné přivolávací výdejové kr-
mení, přičemž další vývoj těchto technologií krmení směřuje k vytvoření uceleného systému, zahr-
nujícího i krmení kojících prasnic. Společně se zkoušejí modifikovaná výdejová místa, kde lze
zvířata krmit místo po sobě také současně vedle sebe. Podobné systémy se vyvíjejí i pro chov pra-
sat na výkrm. V celku směřuje vývoj k inteligentnějším krmicím systémům, které vycházejí v cho-
vu i ve výkrmu z individuálního krmení, orientovaného na růst zvířat. Změňování potřebného
místa pro zvířata s cílem zmenšit investiční náklady ztrácí ekonomický význam.

Zařízení pro krmení suchým krmivem zůstanou vedle zařízení pro krmení tekutým krmivem i nadále aktuální a převzala dalším vývojem překonané techniky řadu prvků od tekutého krmení. Současné automaty pro suchá krmiva jsou ve stále větší míře nahrazovány automaty na krmiva kašovitá. Při současném stavu jsou tyto automaty z technického hlediska vhodné i pro krmení moučkovitým krmivem.

V oblasti prasečí se hledají systémy, které by mohly snížit ztráty na selatech, zejména v prvních dnech po porodu. V diskusí je řada technických řešení. Drahé speciální boxy jsou ekonomicky ospravedlnitelné jen tehdy, mohou-li být využívány velmi intenzivně, což vede v podniku k zavádění nákladných organizačních systémů.

Velká pozornost se věnuje lehárnám pro odchov selat. Řada vývojových řešení se zaměřuje na optimalizaci klimatických podmínek v prostoru lehárny. Stále více se dostává do popředí také vytápění podlahy v lehárnách v objektu pro odchov selat. Standardním řešením odkluzu hnoje v bezstelivových stájích pro prasata se stalo shromažďování hnoje v nádržích. Řada technicky vyzrálých stavebních variant umožňuje diferencovanou volbu pro různé druhy stájí. Přednost se zřetelně dává plochým kanálům a vanám.

U větrání se prosazují nové systémy, jako je stropní větrání nebo větrání dveřmi. Větrání stavitelnými otvory ve dveřích vyžaduje určité stavební předpoklady a nelze je tedy vždy s úspěchem použít i u již existujících stájí.

V regulaci větrání a vytápění vytlačují ve stále větší míře řidiči počítače dosavadní automatická regulační zařízení. Jako měřicích veličin se většinou používá teploty vnitřního a vnějšího vzduchu; měření vlhkosti dosud ztroskotává na vysokých nákladech a na nedostatku vhodných senzorů vlhkosti.

REGULAČNÍ TECHNIKA A ELEKTRONIKA

U traktorů bylo dosud omezeno využití elektroniky na vyšší výkonové třídy, v současné době však proniká elektronika i do středních výkonových tříd. Ve stále větší míře je analogová indikace rozšiřována nebo zcela nahrazována indikací digitální. Monitory mohou dnes ukazovat také momentální prokluz, takže řidič může volit pojezdovou rychlost tak, aby zůstávala v oblasti optimálního přenosu síly. Účinnost těchto pomocných ústrojí se zlepšuje až po automatickou regulaci pojezdové rychlosti (např. Steyr). Měření sil působících na třibodovém závěsu traktoru umožňuje zjišťování hmotnosti strojů. Očekává se dále, že traktory budou v rostoucí míře vybavovány zástrčnými spojeními, což umožní zpracovávat elektronikou traktoru i hodnoty, naměřené elektronickými zařízeními pracovních strojů.

V oboru zpracování půdy dochází k prvním pokusům měřit elektronikou síly na pluhu nebo hloubku zpracování. Optimalizace těchto procesů je úkolem budoucího vývoje.

U rozdělovacích procesů se prosazuje elektronika ve stále větší míře k řízení, regulaci a kontrole aplikovaného množství při hnojení umělými hnojivy, setí, ochraně rostlin apod. Systémy se vyvíjejí tak, aby byly použitelné pro všechny tyto oblasti a aby mohly sloužit také jako kontrolní zařízení a monitory na traktoru a na sklizňových strojích. Rozvíjí se tvorba decentralizovaných systémů s počítači specifickými pro jednotlivé stroje a se společným obslužným terminálem k přenosu dat. Rovněž se vyvíjí propojování této techniky s provozním počítačem buď paměťovými moduly, nebo čipovými kartami. Roste nabídka malých meteorologických stanic, které slouží jako pomůcka pro cílevědomou aplikaci provozních prostředků a současně se zvyšuje spolehlivost programů, vyvíjených pro tento účel.

Elektronika u sklizňových strojů se prosazuje především na žacích mlátičkách, sklízecích řezačkách, lisech a na sběracích vozech. Trend směřuje ke zjednodušení obsluhy využíváním elektronického dálkového ovládání. Elektronickým systémům se přenechávají některé komplexní operace, jako je např. vážení balíků. Pro žací mlátičky se rýsují systémy, umožňující sledování kontroly, sběru dat, seřizování stroje a technického servisu na jednom monitoru, který může identifikovat i poruchy stroje.

V živočišné výrobě se zatím úspěšně využívá elektroniky k řízení krmení dojníc, telat, koní a prasat na chov nebo na výkrm. Očekává se, že brzy budou k dispozici prakticky použitelné identifikační systémy s implantovanými respondéry, které rozšíří možnosti elektroniky zejména pro odchov a výkrm. Do dosavadních krmicích a manežmentových systémů se věnuje kontrola zdravotního stavu zvířat, zejména včasné rozpoznávání nemocí a říje. Pokračuje rovněž vývoj aplikace osvědčených systémů též v menších nebo v jiných stájových konstrukcích než bylo dosud běžné. Některé firmy a ústavy pracují intenzivně na automatickém dojení, nicméně dojící roboty se dosud objevují jen jako prototypy.

Rukopis odevzdán k tisku 4. 7. 1990 – Podepsáno k tisku 1. 3. 1991

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA ● Vydává Československá akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství ● Vychází měsíčně ● Redaktorka ing. Eva Grafnetrová ● Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 25 75 41 ● Vytiskly Jihočeské tiskárny, provoz 11, Český Krumlov ● © Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha 1990

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru 2, 656 07 Brno; PNS-ÚED Praha, závod 03, Gottwaldova tř. 206, 709 90 Ostrava 9. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice a dovoz tisku Praha, administrace vývozu tisku, Kovpakova 26, 160 00 Praha 6.