

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

4

ROČNÍK 17 (XLIV)

PRAHA

DUBEN 1971

CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

Řídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Miloslav Adam, ing. Karel Bernhard, doc. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Jiří Fiala, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, ing. Ján Jech, ing. Karel Joza, ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Píša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Šteffl, ing. Alois Vávra, CSc., Josef Višínský, CSc.
Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1971

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

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

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

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

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

633.63:631.356.26/.27

Pro sklizeň cukrovky jsou v současné době používány v zásadě tři pracovní postupy. Je to jednak tzv. tradiční sklizeň, založená převážně na ruční práci, a sklizeň dvoufázová dvouřádkovými vyorávači a třířádkovými ořezávači chrástu. V poslední době je tato sklizňová linka kompletována již z třířádkových strojů.

Skladba jednotlivých pracovních operací a používaných mechanizačních prostředků spolu s nejdůležitějšími technicko-ekonomickými údaji pracovních postupů je patrna z porovnávací tabulky I.

Z uvedených údajů je zřejmé, že zavedením dvoufázové sklizně je z pracovního postupu téměř vyloučena ruční práce, která byla až dosud jedním z limitujících faktorů pro zvládnutí sklizňových prací. Současně jsou odstraněny pracovní operace nakládání chrástu a nakládání bulev, nepříznivě se projevující jak v pracnosti, tak především v organizačním zajištění a plynulosti sklizňových prací. Přesto, že bylo dosaženo proti tradiční sklizni tak pronikavého snížení pracnosti, mají uvedené linky z hlediska dalšího vývoje některé slabiny. Je to především malá výkonnost a v důsledku toho téměř dvojnásobná pracnost proti požadovanému limitu pracnosti po roce 1970 (s ohledem na očekávaný vývoj počtu pracovních sil je požadováno maximálně 20–25 h · ha⁻¹). Dále je to vázanost poměrně značného počtu traktorů pro zajištění dopravy chrástu a bulev.

Požadavek na počet traktorů je takový, že téměř žádný zemědělský podnik, pěstující cukrovku na 15–20 % ploch orné půdy, není schopen vlastními prostředky zvládnout dopravní práce. Tato skutečnost je dokumentována údaji sestavenými na obr. 1. Z porovnání pak vyplývá, že při použití sklizňové linky složené z ořezávače chrástu 3-OCZ a vyorávače bulev 2-VCZ lze při 15 % zastoupení cukrovky na osevních plochách zajistit uplatnění sklizně na 57 % její výměry a při 20 % zastoupení cukrovky dokonce pouze na 43 % její výměry. Lepších ukazatelů dosahuje linka sestavená z ořezávače chrástu 3-OCZ a vyorávače bulev 3-VCZ; u těchto strojů závody s 15 % cukrovky v osevním postupu svým traktorovým parkem téměř pokryjí požadovaný počet traktorů při sklizni celé výměry cukrovky. Při vyšších koncentracích osevních ploch cukrovky však ani tato linka sklizeň celé výměry nemůže zajistit (při 20 % cukrovky v osevním postupu je možné zajistit vlastními prostředky zemědělského podniku sklizeň pouze na 66 % výměry).

Je třeba poznamenat, že při změně podmínek použitých pro sestavení uvedených úvah, zvláště dopravních vzdáleností, které jsou vcelku minimální, se disproporce v potřebě traktorů ještě zvětší.

S ohledem na uvedené skutečnosti je proto třeba navrhnout takové řešení

I. Hlavní technicko-ekonomické údaje pracovních postupů při sklizni cukrovky

Ukazatel	Mechanizační prostředek (způsob provedení)	Energetický zdroj (k)	Výkonnost (ha.h ⁻¹)	Počet obsluhu- jících	Potřeba lidské práce na 1 ha u pracovního postupu					
					1		2		3	
					h	%	h	%	h	%
Vyorávání řepy	vyorávač VRN-3	30	0,40	1	2,50	1,0	—	—	—	—
Shazování na hromady	ručně	—	0,015	1	66,00	28,0	—	—	—	—
Kleštění s dočištěním	ručně	—	0,0094	1	107,00	46,0	—	—	—	—
Ořezávání chrástu	ořezávač 3-OCZ	40	0,40	2	—	—	5,00	13,0	5,00	15,0
Nakládání chrástu	nakladač NŘČN-120	30	0,125	2	16,00	7,0	—	—	—	—
Odvoz chrástu	přívěs 5 Mp	40	0,06—0,10	1	16,00	7,0	10,00	27,0	10,00	30,0
Dusání a rovnání	pásový traktor	80	0,80	1 + 4	6,25	2,5	6,25	17,0	6,25	18,0
Vyorávání bulv	vyorávač 2-VCZ	40	0,25	2	—	—	8,00	21,5	—	—
	vyorávač 3-VCZ	80	0,40	2	—	—	—	—	5,00	15,0
Nakládání bulv	nakladač NŘČN-120	30	0,25	3	12,00	5,0	—	—	—	—
Odvoz bulv na skládku	přívěs 5 Mp	50	0,13	1	8,00	3,5	8,00	21,5	7,50	22,0
Potřeba lidské práce celkem					233,75	100,0	37,25	100,0	33,75	100,0

Pracovní postupy: 1 — tradiční sklizeň

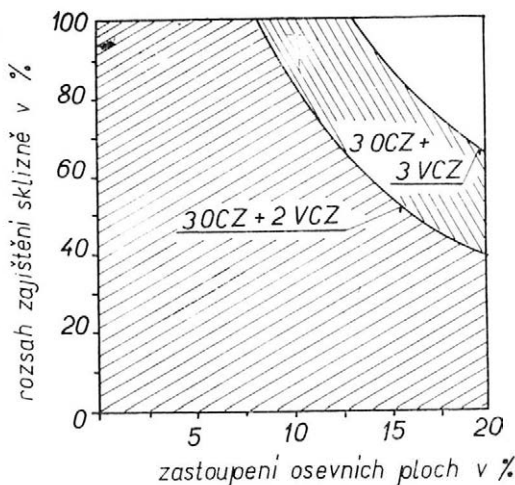
2 — sklizeň třířádkovým ořezávačem a dvouřádkovým vyorávačem

3 — sklizeň třířádkovými soupravami

1. Vliv různého zastoupení osevní plochy cukrovky na zajištění sklizně vlastními traktory zemědělského podniku

Výchozí předpoklady:

- sezónní výkonnost a počet traktorů:
 $3\text{-OCZ} + 2\text{-VCZ} = 30 \text{ ha}$, 7 traktorů
 $3\text{-OCZ} + 3\text{-VCZ} = 60 \text{ ha}$, 9 traktorů
- dopravní vzdálenost:
 odvoz chrástu do 2 km
 odvoz bulev do 4 km
- vybavenost traktorovým parkem:
 $30\text{--}35 \text{ ha o. p. na } 1 \text{ traktor}$
- podíl traktorového parku pro sklizeň cukrovky:
 70% z celkového stavu



sklizňových prací, které dosavadní slabiny odstraní, tzn. především dále sníží potřebu lidské práce i nároky na potřebný počet traktorů pro zajištění sklizně.

Tyto důvody byly tudíž hlavním podnětem k výzkumu nových pracovních postupů, které by snížení umožnily za předpokladu, že postupy budou rovněž dostatečně efektivní. V období let 1967—1969 byly proto ověřovány sklizňové linky s výkonností $1 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$, které by požadovaný limit pracnosti měly zajistit. Při tomto výzkumu byly kromě technologických podkladů zjišťovány především podklady exploatační, organizační a ekonomické, které ve svém souhrnu rozhodují o vhodnosti použití navrhovaných sklizňových linek.

NAVRHOVANÉ ŘEŠENÍ SKLIZŇOVÝCH PRACÍ A VYMEZENÍ HLAVNÍCH TECHNICKO-ORGANIZAČNÍCH PODMÍNEK

Dosavadní zkušenosti s uplatňováním dvoufázové sklizně prokázaly, že nastoupený směr je pro československé zemědělství vhodný, neboť umožňuje sklizeň kvalitního chrástu, který i nadále bude velmi důležitou složkou v krmné bilanci zemědělských podniků. Velkou předností rozdělené sklizně je značné konstrukční zjednodušení sklizeň, které umožňuje jejich nasazení i v poměrně obtížných sklizňových podmínkách. Tato skutečnost má další velkou přednost i při řešení velkokapacitních sklizeň, neboť zmenšuje obtíže při přechodu na větší pracovní záběry.

Dřívějšími výzkumnými pracemi byly stanoveny některé nejdůležitější technicko-organizační požadavky, za nichž by měla sklizeň probíhat:

- počet vhodných pracovních dní v agrotechnické lhůtě se pohybuje kolem 20—25,
- sezónní výkonnost sklizňové linky by se měla pohybovat v rozmezí 120 až 160 ha,
- potřeba hodin lidské práce na celý komplex sklizňových prací by neměla přesáhnout $20\text{--}25 \text{ h} \cdot \text{h}^{-1}$,
- měla by se dodržet zásada obsluhy sklizeče jedním pracovníkem,
- sklizňová linka by měla dále snížit potřebu traktorů tak, aby i zemědělské podniky s koncentrací ploch cukrovky kolem 20 % byly schopny zajistit sklizeň vlastními traktory,
- maximální vzdálenost pro dopravu bulev traktory zemědělského podniku by neměla přesáhnout 4 km.

DVOUFÁZOVÁ SKLIZEŇ

Jak již bylo řečeno, toto řešení se osvědčilo, a proto v něm pokračujeme i nadále. Sklizeň zůstává rozdělena do dvou samostatných pracovních operací, tj. do ořezávání chrástu a vyorávání bulv.

Ořezávání chrástu: je navržen šestiřádkový samohodný sklízeč s přímým nakládáním do vedle jedoucího přívěsu (návěsu). Požadovaná výkonnost sklizeče je $0,8-1,0 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$ při obsluze jedním pracovníkem.

Vyorávání bulv: jsou navrženy dvě koncepce šestiřádkového sklizeče — sklízeč v závěsném provedení a sklízeč samohodný. U obou je řešeno přímé nakládání do vedle jedoucího dopravního prostředku. Požadovaná výkonnost je $0,8-1,0 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$ při obsluze jedním pracovníkem.

Požadované hodinové výkonnosti respektují tak požadavek počtu pracovních dní během sklizňové sezóny a sezónního výkonu.

Základní podmínkou organizace práce pro navrženou dvoufázovou sklizeň z hlediska kvality práce je dodržení tzv. proudového způsobu sklizně. To znamená, že práce vyorávače bezprostředně navazuje na práci ořezávače. Tento způsob sklizně by měl být v zásadě použitelný ve všech řepářských oblastech ČSR.

TŘÍFÁZOVÁ SKLIZEŇ

Z rozboru technologických postupů současně vyplynulo, že existují ještě jiné pracovní postupy, jejichž parametry by mohly odpovídat stanoveným požadavkům. Jako vhodná se projevila především třífázová technologie sklizně, a to jak z hlediska výkonnosti, tak především v jednoduchosti strojů, a tím i vysoké spolehlivosti celé sklizňové linky. Pracovní postup je v tomto případě rozdělen na tři samostatné pracovní operace, tj. ořezávání chrástu, vyorávání a řádkování bulv s částečným dočištěním, sběr a nakládání bulv s dočišťováním.

Ořezávání chrástu (první fáze sklizně): může být zajišťováno stejným způsobem jako u dvoufázové sklizně.

Vyorávání bulv: šestiřádkovým řádkovacím vyorávačem, který bulvy vyorává, částečně dočišťuje a shromažďuje do středového řádku. Pro ověřovací zkoušky byl použit stroj francouzské výroby zn. „REBEROT“. Agregace stroje je zajišťována traktorem o výkonu 40 k (Z-4511).

Sběr bulv a nakládání: sběracím nakladačem, který bulvy s řádku sbírá, dočišťuje a přímo nakládá do vedle jedoucího dopravního prostředku. Pro ověřovací zkoušky byl použit stroj francouzské výroby zn. „HERIAU“. Agregace stroje je zajišťována traktorem o výkonu 40 k (Z-4511).

Základní podmínkou organizace práce při třífázové sklizni z hlediska kvality práce je dodržení proudového způsobu sklizně u první a druhé fáze sklizně, přičemž vhodnost jejího použití je především v lehkých a středních podmínkách. Další organizační podmínkou je zvolení vhodné časové prodlevy mezi druhou a třetí fází sklizně s ohledem na ztráty vypařováním.

NEJDŮLEŽITĚJŠÍ VÝSLEDKY Z PROVOZNÍHO OVĚŘENÍ VELKOKAPACITNÍCH SKLÍZEČŮ CUKROVKY

VÝKONNOSTNÍ ZKOUŠKY

Hlavním cílem provozního ověření bylo zjistit vhodnost celého pracovního postupu sklizně s použitím navrhovaných velkokapacitních sklízečů pro běžné provozní podmínky řepářských podniků. V dalším se pak jednalo o zjištění nej-

důležitějších exploatačních ukazatelů sklizňových linek a výchozích hodnot pro vyhodnocení efektivity různých variant sklizně. Vlastní ověření sklizečů proběhlo na třech různých pracovištích, která charakterizují podmínky nejvýznamnějších řepářských oblastí. Nejdůležitější výsledky z ověřování jsou sestaveny v tabulce II. Z rozboru zjištěných údajů a na základě poznatků z nasazení ověřovaných linek je patrné následující:

— U soupravy pro třífázovou sklizeň, sestavené z šestiřádkového vyorávače REBEROT a sběracího nakladače HERRIAU, se jako výkonnější stroj soupravy projevuje vyorávač. Rozdíl ve výkonnosti je asi 10–15 %. Z provozních důvodů se ukazuje, že z hlediska plynulosti práce celé soupravy je v tomto poměru linka vhodně výkonnostně sladěna. Třetí fáze sklizně, tzn. sběr bulev s řádků, vykonávaná za součinnosti sběracího nakladače a dopravních prostředků, není potom ovlivňována malou výkonností předchozí operace.

— Výsledky sledování prokazují, že oba stroje jsou bezpečně schopny za běžných provozních podmínek dosáhnout v produktivním čase výkonnosti v rozmezí 0,8–1,0 ha . h⁻¹.

— Sezónní výkonnost obou strojů při jejich nasazení kolem 25 pracovních dnů lze předpokládat v rozmezí 120–160 ha.

— Z výsledků měření je zřejmá vysoká technická spolehlivost obou strojů. Velkou roli zde zřejmě hraje jejich jednoduchá konstrukce. Tato skutečnost je z hlediska provozu zemědělského podniku velmi důležitá, neboť značně zjednodušuje organizační zajištění sklizně a zajišťuje plynulé využití celého souboru na sebe navazujících strojů.

— U soupravy pro dvoufázovou sklizeň se projevuje disproporce mezi výkonností šestiřádkového ořezávače chrástu a šestiřádkových vyorávačů. Ořezávač má nižší výkonnost cca o 15 %. Tato disproporce je zřejmá jak z výkonnosti za čas hlavní, tak i za čas operativní a produktivní. Rozdíl je způsoben především nižší pojezdovou rychlostí, která se u ořezávače pohybovala kolem 4,50 km . h⁻¹. U vyorávačů je podstatně vyšší a dosahovala až 6,00 km . h⁻¹.

— Z porovnání dosažených výkonností v obou letech ověřování je patrné, že vyorávače bulev jsou za průměrných organizačních podmínek schopny dosahovat výkonnosti 0,8–1,0 ha . h⁻¹. V příznivých podmínkách (sucho, dlouhé a pravidelné pozemky) pak až 1,30 ha . h⁻¹. Nižší hranice výkonnosti platí především pro obtížnější řepářské oblasti a pro období sklizně s normální srážkovou činností. Ořezávače chrástu dosáhly za dobrých sklizňových podmínek výkonnosti 0,8 až 0,9 ha . h⁻¹.

— Ze zjištěných pracovních rychlostí ve druhém roce ověřování je zřejmé, že vyorávače bulev vlivem příznivého období sklizně dosáhly v průměru o 50 % vyšší pracovní rychlosti než v minulých letech a potvrdily tak předpoklad, že jsou schopny pracovat při rychlosti 6 km . h⁻¹. V průběhu sledování bylo zjištěno, že v řadě případů byla tato rychlost ještě vyšší a dosahovala hodnot až 7 km . h⁻¹.

— Porovnání výkonností samochodného a závěsného sklizeče neprokázalo podstatné rozdíly.

— Z hlediska možných sezónních výkonností jsou šestiřádkové samochodné ořezávače chrástu schopny za příznivých podmínek dosáhnout 120 ha (při zkouškách v roce 1969 bylo dosaženo 120 ha). Vyorávače bulev mohou dosáhnout až 160 ha.

II. Porovnání nejdůležitějších hodnot z výkonnostních zkoušek velkokapacitních sklizečů

Ukazatel	Jednotky	Výsledky z ověření různých strojů								
		REBEROT		HERRIAU		ořezávač chrástu	závěsný sklizeč bulev		samochodný sklizeč bulev	
		1	2	1	2	2	1	2	1	2
Výkonnost v čase hlavním	ha . h ⁻¹	1,38	1,43	1,13	1,33	1,36	1,34	1,80	1,04	1,72
Výkonnost v čase operativním	ha . h ⁻¹	1,26	1,31	0,95	1,15	1,08	1,10	1,37	0,82	1,23
Výkonnost v čase produktivním	ha . h ⁻¹	0,87	1,09	0,70	0,96	0,85	0,84	1,00	0,64	1,03
Koeficient využití operativního času	—	0,91	0,91	0,83	0,86	0,80	0,83	0,76	0,79	0,72
Koeficient využití produktivního času	—	0,67	0,83	0,62	0,86	0,75	0,76	0,70	0,67	0,68
Koeficient technologické spolehlivosti	—	0,70	0,90	0,78	0,99	0,93	0,91	0,90	0,82	0,94
Koeficient technické pohotovosti	—	0,94	0,90	0,91	0,82	0,80	0,77	0,79	0,89	0,84
Potřeba lidské práce v produktivním čase	h . ha ⁻¹	1,15	0,91	1,45	1,04	1,17	2,38	2,00	1,55	0,97
Pracovní rychlost	km . h ⁻¹	4,62	4,78	3,84	4,43	4,51	4,47	6,00	3,46	5,72

Poznámka: 1 — ověřování v roce 1968 (sklizeň s obvyklou srážkovou činností)

2 — ověřování v roce 1969 (sklizeň za abnormálního sucha)

Jednou z nejdůležitějších otázek je vhodnost určité koncepce sklizně nebo přímo koncepčního řešení sklizeče. Pro objektivní porovnání bylo nutné zajistit za stejných podmínek nejdůležitější technicko-ekonomické ukazatele. Proto byly ověřované sklizeče nasazeny několikrát na různých pracovištích ve stejný den a na stejném pozemku. Zjištěné nejdůležitější výsledky jsou uvedeny v tabulce III.

Na základě měření I lze říci, že výsledky potvrzují závěry z celosezónního sledování, z nichž vyplývají některé přednosti třífázové sklizně. Tyto přednosti (malá energetická náročnost, jednoduchost a technická spolehlivost konstrukce, snadné otáčení na koncích pozemku apod.) ve svém souhrnu způsobily, že při poloviční energetické náročnosti výkonnost soupravy pro třífázovou sklizeň neklesá pod výkonnost sklizeče pro dvoufázovou sklizeň.

Z porovnání je dále zřejmé, že jednoduchost strojů pro třífázovou sklizeň snižuje zejména čas potřebný na otáčení, zvyšuje koeficient technické spolehlivosti a zjednodušuje celkovou organizaci práce. Koeficient technologické spolehlivosti byl u obou souprav zhruba na stejné úrovni.

Nejvyšší průměrné pracovní rychlosti bylo dosahováno vyorávačem REBE-ROT, a to především proto, že tento stroj pracuje samostatně a jeho jízda není ovlivňována dopravním prostředkem. Sběrací nakladač HERRIAU pak pracoval při nižší průměrné pracovní rychlosti než sklizeč pro dvoufázovou sklizeň.

Z měření II, věnovaného porovnání samohodné a závěsné verze šestiřádkového vyorávače bulav pro dvoufázovou technologii sklizně vyplývá, že nebyl zjištěn zásadní rozdíl ve výkonnosti obou strojů. Rovněž v průměrné pracovní rychlosti se stroje podstatně nelišily. Přesto však lze říci, že z hlediska provozně-exploatačního má samohodná verze některé výrazné přednosti. Je to zejména snadnější obsluha sklizeče, umožňující pracovat pouze s jedním pracovníkem, a lepší využití energetické jednotky, které se projevilo v tom, že samohodný sklizeč vybavený traktorem o výkonu 98 k dosahoval stejné výkonnosti jako závěsná souprava, u níž celkový instalovaný výkon dosáhl 150 k. Tyto lepší vlastnosti samohodného sklizeče se výrazně projeví v období s častými dešťovými přeháňkami a na pozemcích i s mírně členitým povrchem. Samohodný sklizeč prokázal schopnost průjezdu i za podmínek, kdy odvozní dopravní prostředky nebyly schopny dále pokračovat v jízdě, eventuálně byly nuceny na nerovných úsecích se zvýšenou vlhkostí na povrchu pozemku (po krátké dešťové přehánce) použít výpomoci dalšího traktoru.

Opačným způsobem se projevovала závěsná verze sklizeče, která byla sestavena z traktoru ZT-300 a šestiřádkového závěsného vyorávače. Přesto, že traktor byl vybaven dvojitou montáží pneumatik na hnacích kolech, docházelo k tomu, že při zvýšené půdní vlhkosti bylo nutno na nerovných úsecích připojovat další traktor, aby souprava mohla pokračovat v jízdě. Rozbor těchto případů za celou dobu sledování je uveden v tabulce IV. Je z něho zřejmé, že v polovině dny bylo třeba několikrát denně vyprošťovat sklízecí soupravu. Ačkoliv podíl času, kdy bylo nutné použít výpomoci dalšího traktoru, nepřesahuje 10 % z času jízdy sklizeče, je tato okolnost dosti závažná, neboť je často blokován další traktor a způsobovány poměrně velké organizační potřeby v plynulosti provozu celé sklizňové linky.

Výsledky porovnávacích zkoušek v roce 1969 (měření III) prokazují, že podmínky sklizně se v tomto roce výrazně lišily, neboť téměř celá sklizňová sezóna proběhla bez dešťových srážek.

Proti roku 1968 je vidět především výrazné zvýšení hodinové výkonnosti

III. Nejdůležitější výsledky porovnávacích měření z let 1968 a 1969

Ukazatel	Jednotky	1968					1969			
		porovnání I			porovnání II		porovnání III			
		závěsný sklízeč	REBE-ROT	HER-RIAU	závěsný sklízeč	samo- chodný sklízeč	závěsný sklízeč	samo- chodný sklízeč	REBE-ROT	HER-RIAU
Výkonnost v hlavním čase	ha . h ⁻¹	1,53	1,75	1,33	1,15	1,16	2,01	2,00	1,41	1,34
	t . h ⁻¹	60,70	—	55,00	29,50	30,80	89,39	75,08	—	55,99
Výkonnost v operativním čase	ha . h ⁻¹	1,32	1,65	1,23	0,98	0,90	1,57	1,55	1,31	1,14
	t . h ⁻¹	52,40	—	50,70	25,30	23,77	69,50	58,22	—	47,77
Výkonnost v produktivním čase	ha . h ⁻¹	0,85	1,23	0,93	0,81	0,77	1,34	1,17	1,06	1,14
	t . h ⁻¹	33,80	—	38,50	20,90	20,51	59,76	43,76	—	47,77
Koeficient využití operativního času	—	0,86	0,95	0,92	0,86	0,77	0,78	0,78	0,92	0,85
Koeficient využití produktivního času	—	0,73	0,72	0,70	0,70	0,68	0,78	0,64	0,89	0,85
Koeficient technologické spolehlivosti	—	0,83	0,75	0,78	0,92	0,86	1,00	0,79	0,96	1,00
Koeficient technické pohotovosti	—	0,70	0,97	0,94	0,86	0,96	0,83	0,87	0,82	1,00
Potřeba lidské práce v produktivním čase	h . ha ⁻¹	2,34	0,81	1,07	2,46	1,29	1,48	0,85	0,94	0,88
Pracovní rychlost	km . h ⁻¹	5,11	5,83	4,43	3,81	3,87	6,71	6,66	4,70	4,45
Energetický zdroj	k	150	40	40	150	98	150	110	40	40

IV. Rozbor použití pomocného traktoru u sklízecí soupravy sestavené z traktoru ZT-300 a závěsného šestirádkového sklízeče

Den sledování	Počet výskytů výpomoci	Celkový pracovní čas	Čas na připojení (včetně čekání)		Celkový čas jízdy	Čas jízdy s pomocným traktorem		Průměrný čas	
			min	%		min	%	na 1 připojení	na 1 jízdu s pomocným traktorem
—	—	min	min	%	min	min	%	min	min
1.	5	202,5	5,1	2,5	84,6	21,5	25,4	1,0	4,3
3.	2	521,9	2,8	0,5	217,1	7,2	3,3	1,4	3,6
5.	2	332,5	3,1	0,9	104,6	13,3	12,7	1,5	6,6
7.	5	489,8	5,1	1,0	253,9	26,5	10,4	1,0	5,3
11.	3	254,2	3,8	1,5	153,8	15,1	9,8	1,3	5,0
13.	2	319,5	4,5	1,4	134,8	9,2	6,8	2,2	4,6
14.	1	27,0	3,4	12,6	17,1	3,9	22,8	3,4	3,9
15.	6	241,9	3,0	1,2	111,8	45,8	41,0	0,5	7,6
2., 4., 6., 8., 9., 10., 12., 16.	0	2397,5	×	×	1218,6	×	×	×	×
Celkem	26	4786,8	30,8	0,64	2296,3	142,5	6,2	1,2	5,5

u sklízeců pro dvoufázovou sklizeň. U sklizně třífázové k tomuto zvýšení nedošlo, naopak při porovnání výkonností z obou let je v roce 1969 patrný pokles. Tento pokles u řádkovacího vyorávače má zřejmě příčinu v podmínkách sklizně, kdy velké sucho a pasivní vyorávací orgány (při agregaci stejným traktorem) neumožnily dodržet stejnou pracovní rychlost jako v předchozím roce. Sběrací nakladač pracoval téměř se stejnými parametry jako v roce 1968, tzn. změna pracovních podmínek se u něho nijak výrazně neprojevila.

U ověřovaných sklízeců pro dvoufázovou sklizeň, jak již bylo konstatováno, došlo vlivem suchého počasí k podstatnému zvýšení hodinových výkonností především proto, že byly vybaveny rotačními vyorávacími orgány. Lze tudíž říci, že z hlediska dosahovaných výkonností se tyto stroje lépe vyrovnávají se změnami podmínek sklizně a suché počasí přispělo ke zvýšení jejich výkonnosti.

Z hlediska ostatních exploatačních ukazatelů (K_{02} , K_{04} , K_{41} , K_{42}) se potvrdilo, že jednoduchost strojů pro třífázovou sklizeň snižuje zejména čas potřebný na otáčení, zvyšuje koeficient technické spolehlivosti a zjednodušuje organizaci práce a jistotu výkonnosti sklizňové linky.

Při hodnocení vhodnosti závěsné a samohodné verze sklízeče bulev je nutno konstatovat, že suché počasí v sezóně 1969 vyrovnalo rozdíly v podmínkách práce obou sklízeců z hlediska sledovaných exploatačních ukazatelů a tyto ukazatele se tudíž v zásadě příliš neliší. Práci sklízeců v obvyklých podmínkách sklizně lépe charakterizují výsledky ověření z roku 1968.

Rozhodujícím hlediskem pro posouzení vhodnosti nově navrhovaných sklizňových linek je vedle požadavků na kvalitu práce a použitelnost v různých podmínkách řepářských oblastí jejich přínos ve snížení přímých nákladů a jejich vhodnost z hlediska splnění perspektivních požadavků na potřebu lidské práce. Další z důležitých otázek je posouzení vhodnosti různého koncepčního řešení sklizňových linek.

Když jsme toto hodnocení zpracovávali, uplatňovali jsme kromě obvyklého postupu navíc zásadu, že není hodnocen pouze sklízecí stroj, ale sklizňová souprava jako celek. To znamená, že současně se strojem je hodnocen i sklízecem vázaný dopravní prostředek, u kterého se rovněž změna výkonnosti sklizňové soupravy promítá.

Vliv různého koncepčního řešení sklízeců na ekonomiku sklizně byl vyjádřen jednak různou výší pořizovacích cen strojů, počtem obsluhujících a různou výší nákladů na hodinu práce energetického prostředku použitého v agregaci se sklízecem. Odlišení v nákladech na práci energetického prostředku bylo použito v těchto případech:

a) Pro závěsnou verzi sklízeců jsme předpokládali nasazení cca 200 ha ve sklizňové sezóně, neboť traktor není sklízecem nijak blokován a při přerušení sklizně může být okamžitě použit k jiným pracím. Z této úvahy tudíž vyplývá, že se nesnižuje jeho roční využití a hodinová sazba se nezvyšuje.

b) U samohodné verze sklízeců, kde je energetický prostředek vestavěn, jsme počítali s nasazením v rozsahu 400 h. Důvodem je okolnost, že energetický zdroj je v tomto případě montován na sklízec pro celou podzimní sezónu. Jeho roční využití se tedy částečně snižuje, ale naopak se částečně zvyšuje jeho hodinová sazba.

c) U samohodné verze sklízeců jsme dále brali v úvahu případ, kdy energetické prostředky zůstávají trvale na sklízecích a nejsou v průběhu roku využívány k jiným pracím. V tomto případě se předpokládá nízké roční využití s vysokou hodinovou sazbou, v níž však nejsou plnou cenou účtovány náklady na opravy.

Podrobná kalkulace přímých nákladů jednotlivých strojů podle uvedených zásad včetně použitých výchozích hodnot je uvedena v tabulce V.

PŘÍMÉ NÁKLADY A POTŘEBY LIDSKÉ PRÁCE NA OŘEZÁVÁNÍ A VYORÁVÁNÍ BULEV PŘI POUŽITÍ RŮZNÝCH SKLIZŇOVÝCH LINEK

V tabulce VI jsou porovnány přímé náklady linek v současné době používaných i nově navržených. Z porovnání vyplývá, že přechod na výkonnější sklízec přináší velmi podstatné úspory jak ve vynaložených nákladech, tak ve spotřebě lidské práce. Potvrzuje se tedy i z tohoto hlediska oprávněnost požadavku na zařazení šestiřádkových sklízeců do technologického procesu sklizně. Těchto úspor je dosahováno i přesto, že se výrazně zvýšily pořizovací náklady strojů a náklady na práci výkonných traktorů použitých k agregaci sklízeců.

Nejvýrazněji se snižují náklady při použití třífázové technologie sklizně. Hlavním důvodem těchto nízkých nákladů je především jednoduchá konstrukce strojů, projevující se i v nízkých pořizovacích nákladech. Pořizovací náklady v tomto případě jsou na úrovni třířádkového vyorávače bulv pro dvoufázovou

V. Přehled výchozích hodnot pro sestavení přímých nákladů různých sklizňových strojů

Ukazatel	Jednotky	Stroj									
		2-VCZ	3-VCZ	3-OCZ	6-OCS	6-VCZ	6-VCZ + pom. mot.	6-VCS	vyorávač REBE- ROT	sběrací nakladač HFR- RIAU	
Pořizovací cena	Kčs	29 400	51 000	30 000	60 000	100 000	120 000	120 000	19 000	32 000	
Životnost	rok	6	6	6	6	6	6	6	6	6	
Odpisy	%	17	17	17	17	17	17	17	17	17	
Opravy	%	17	17	20	20	17	17	17	17	17	
Roční odpis + zúročení	Kčs	5 880	10 230	6 000	12 000	20 000	24 000	24 000	3 800	6 400	
Roční náklady na opravy	Kčs	5 000	8 700	6 000	12 000	17 000	20 400	20 400	3 230	5 450	
Hodinová výkonnost	ha. h ⁻¹	0,25	0,4	0,4	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	
Sezónní výkonnost	ha. sez. ⁻¹	40	60	60	120	120	120	120	120	120	
Energetický zdroj	k	45	80	45	55	110	80	110	45	45	
Počet obsluhujících	lidé	2	2	2	1	1	2	1	1	1	
Sklízecí stroj	{ odpisy + opravy mzda obsluhy přímé náklady celkem	Kčs. ha ⁻¹	272	316	200 ²	200	308	370	370	59	98
		Kčs. ha ⁻¹	29	18	18	—	9	9	—	—	—
		Kčs. ha ⁻¹	301	334	218	200	317	379	370	59	98
Energ. zdroj	{ přímé náklady na práci traktoru mzda traktoristy přímé náklady celkem	Kčs. h ⁻¹	33,0	52,0	33,0	34,5	87,0	52,0	87,0	33,0	33,0
		Kčs. h ⁻¹	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3	8,3
		Kčs. ha ⁻¹	165,0	151,0	103,0	51,0	119,0	100,0 ³	119,0	52,0	52,0
Dopravní soupravy vázané sklizni 45 k + 5 Mp	{ odpisy + opravy mzda traktoristy přímé náklady celkem	Kčs. h ⁻¹	31,2	31,2	32,7	32,7	31,2	31,2	31,2	—	31,2
		Kčs. h ⁻¹	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	—	7,3
		Kčs. ha ⁻¹	154,0	96,0	100,0	50,0	48,0	48,0	48,0	—	48,0
Celkové přímé náklady agregátu	Kčs. ha ⁻¹	620,0	581,0	421,0	301,0	484,0	527,0	537,0	111,0	198,0	
Potřeba lidské práce	h. ha ⁻¹	12,0	7,5	7,5	2,5	2,7	3,75	2,5	1,25	2,5	

Poznámka: ¹ nezahrnuta cena energetického zdroje

² při sezónní výkonnosti 40 ha se částka zvýší na 300 Kčs

³ zvýšeno 25 Kčs ceny PH pomocného motoru

Sestavení sklizňové linky	Počet obsluhujících	Sezónní výkonnost v ha	Přímé náklady		Potřeba lidské práce	
			Kčs. ha ⁻¹	relativní srovnání v %	h. ha ⁻¹	relativní srovnání v %
3-OCZ + 2-VCZ	6	40	1141,0	100	19,50	100
3-OCZ + 3-VCZ	6	40	1002,0	88	15,00	77
6-OCS + 6-VCZ s pom. mot.	5	120	828,0	73	6,25	32
6-OCS + 6-VCS I	4	120	838,0	74	5,00	26
6-OCS + 6-VCS II	4	120	980,0	86	5,00	26
6-OCS + 6-VCS III	4	120	776,0	68	5,00	26
6-OCS + 6-VCS IV	4	120	918,0	80	5,00	26
6-OCS + vyorávač REBEROT + sběrací nakladač HERRIAU	5	120	610,0	54	6,25	32

Poznámka: I, II, III, IV viz vysvětlení alternativ v tabulce VII.

sklizeň. Další příznivou okolností je malá energetická náročnost těchto strojů, neboť k jejich agregaci postačují traktory o výkonu 30–45 k. Proto je i náklad na práci traktorů nižší než u soupravy pro dvoufázovou sklizeň. V této souvislosti je třeba připomenout, že z hlediska kvality práce je použitelnost třífázové technologie sklizně vhodná především v lehkých a středních podmínkách, což je podstatně užší proti dvoufázové sklizni, použitelné téměř ve všech řepářských oblastech ČSSR.

Jednou z nejdůležitějších otázek řešení bylo posouzení vhodnosti různé koncepce vyorávačů bulv pro dvoufázovou technologii sklizně. V zásadě byly řešeny dvě koncepce, a to sklízeč závěsný a sklízeč samohodný. Z výsledků ověřování těchto koncepcí v letech 1967–1969 vyplynulo, že rozdíl v jejich výkonnosti za běžných podmínek sklizně není nijak výrazný. Rovněž rozdíl v přímých nákladech není výrazný a závisí především na pořizovací ceně sklízeče, která by měla být úměrná k dosavadním třířádkovým sklízečům. Za tohoto předpokladu je samohodný sklízeč v nákladech příznivější než závěsný.

Je však třeba upozornit na jednu velmi důležitou okolnost — toto hodnocení platí za předpokladu, že traktory použité k agregaci sklízečů budou během roku využívány i k ostatním pracím. Splnění tohoto předpokladu je zajištěno u závěsné verze sklízeče, který je řešen jako samostatný stroj s možností běžného připojení k traktoru.

U samohodné verze mohou nastat dva případy vzhledem k tomu, že energetický prostředek je vestavěn do sklízeče. V prvním případě je traktor blokován sklízečem pro dobu sklizňové sezóny, tzn. šest až osm týdnů. Tím se snižuje roční využití traktoru a v důsledku toho se může částečně zvýšit náklad na hodinu práce traktoru proti jeho použití u závěsného sklízeče. Ve druhém případě může traktor zůstat trvale na sklizeři a mimo sezónu již není využíván k jiným pracím. Přímé náklady v tomto případě velmi podstatně vzrůstají. Vzrůst nákladů v závislosti na různé pořizovací ceně sklízeče, jeho výkonnosti a využití energetického zdroje je sestaveno v tabulce VII.

VII. Porovnání přímých nákladů linky pro dvoufázovou sklizeň cukrovky při různém využití energetického zdroje, pořizovací ceně a výkonnosti

Přímé náklady	Jednotky	Alternativa			
		I	II	III	IV
Ořezávače chrástu	Kčs. ha ⁻¹	200	200,0	200	200,0
Traktoru		51	92,5	51	92,5
Dopravní soupravy		50	50,0	50	50,0
Celkem na soupravu		301	342,5	301	342,5
Vyorávače bulev		370	370,0	308	308,0
Traktoru		119	219,5	119	219,5
Dopravní soupravy		48	48,0	48	48,0
Celkem na soupravu		537	637,5	475	575,5
Souhrnné náklady celé linky		838	980,0	776	918,0

Alternativy:

- I — uvažována pořizovací cena vyorávače bulev 120 000 Kčs, tzn. neúměrně vyšší k ceně třířádkového vyorávače, která je 51 000 Kčs; traktory jsou mimo sklizňovou sezónu využity k dalším pracím;
- II — uvažovány stejné podmínky ad I) s tím, že traktory na ořezávači a vyorávači zůstávají trvale namontovány a nejsou během roku k dalším pracím použity;
- III — uvažována pořizovací cena vyorávače bulev 100 000 Kčs, tzn. úměrná ceně třířádkového vyorávače bulev; traktory jsou mimo sezónu využity k dalším pracím;
- IV — uvažovány stejné podmínky ad III) s tím, že traktory zůstávají trvale na sklizečích.

Porovnání v tabulce VII upozorňuje především na následující skutečnosti:

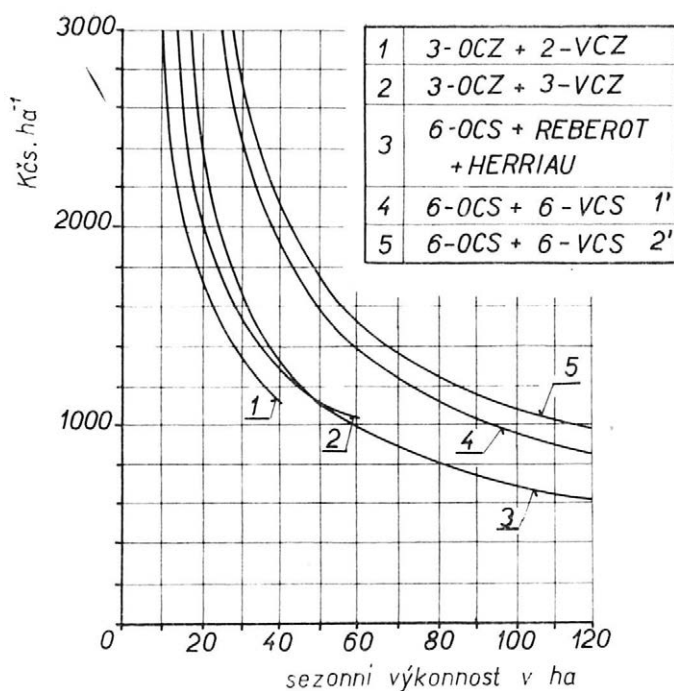
— Pro zajištění rentability použití sklizečů i v případě, že jejich energetické prostředky nebudou používány k jiným pracím, je třeba, aby pořizovací cena šestiřádkových sklizečů byla úměrná ceně sklizečů třířádkových.

— Nebude-li zemědělskou praxí akceptována možnost používat vestavěné traktory v průběhu roku i k dalším pracím, bylo by třeba hledat vhodnější řešení energetického zdroje pro zajištění samostatnosti strojů. Použití kompletních traktorů při trvalém spojení se sklizečem je s ohledem na jejich vysoké pořizovací náklady a z toho vyplývající vysoké odpisové a úrokové sazby příliš nákladné.

Hodnotíme-li jednotlivé sklizňové linky z hlediska úspor lidské práce, je zřejmé, že samostatná koncepce sklizečů tento požadavek zajišťuje nejlépe. Po-třeba obsluhujících je omezena pouze na jednoho pracovníka, což bylo dostatečně ověřeno i polně-laboratorními a výkonnostními zkouškami.

PŘÍMÉ NÁKLADY SKLIZŇOVÝCH LINEK V ZÁVISLOSTI NA RŮZNÉM SEZÓNÍM VYUŽITÍ

Výše přímých nákladů je kromě pořizovací ceny především ovlivněna hodi-novou a sezónní výkonností. Pro vyjádření možného průběhu přímých nákladů na obrázku 2 byla předpokládána výkonnost 0,8 ha · h⁻¹ a 120 ha · sez⁻¹. Těchto hodnot, jak bylo v průběhu ověřování zjištěno, lze v průměrných podmínkách dosáhnout. Ze znázorněného průběhu nákladů vyplývá:



2. Porovnání přímých nákladů různých linek
1' - energetické zdroje využívány také k jiným pracím
2' - energetické zdroje trvale na sklízecích

— Nejnižších nákladů je možno dosáhnout linkou na třířádkovou sklizeň. Výhodnost této linky proti třířádkovým sklízecům počíná již při sezónním výkonu 50 ha. Prakticky to znamená, že i když bude zajištěno využití této linky pouze z poloviny, je její použití stále rentabilnější než v současné době používaných třířádkových sklízeců.

— Rovněž linkou na dvouřádkovou sklizeň s použitím šestiřádkových sklízeců lze dosáhnout nižších nákladů, než jaké poskytují možnosti současných třířádkových souprav. Výhodnost této linky počíná zhruba od sezónního výkonu 90 ha. To znamená, že linka je výhodnější proti třířádkovým sklízecům již před dosažením své plánované sezónní výkonnosti.

— Šestiřádkové linky vykazují rovněž relativně lepší průběh nákladů při různém sezónním využití než linky dvouřádkové a třířádkové.

CELKOVÉ ZHODNOCENÍ PRACOVNÍCH POSTUPŮ PRO SKLÍZEŇ CUKROVKY

Kalkulace celkových přímých nákladů a potřeby lidské práce na sklizeň cukrovky včetně silážování chrástu a odvozu bulev na skládku je pro různé linky sestavena v tabulce VIII.

Uvedené hodnoty potvrzují předpoklad, že výkonné linky umožňují i podstatné snížení přímých nákladů. Další nákladové rezervy lze u navržených linek hledat především v dopravě bulev a chrástu. Z hlediska tohoto dalšího snížení nákladů je proto třeba přejít na zvyšování tonáže dopravních prostředků.

Velmi podstatná však je skutečnost, že zatímco třířádkové soupravy neumožňují splnit limitní ukazatele potřeby lidské práce stanovené hodnotou 25 h. ha⁻¹, šestiřádkové soupravy dosažení tohoto ukazatele umožnily. Lze tedy

VIII. Hlavní technicko-ekonomické údaje navržených pracovních postupů pro sklizeň cukrovky

Pracovní operace	Mechanizační prostředek	Energetický zdroj (k)	Výkonnost (ha.h ⁻¹)	Počet obsluhujících	Potřeba lidské práce na 1 ha u pracovního postupu					Přímé náklady v Kčs na 1 ha u pracovního postupu				
					1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Ořezávání chrástu	3-OCZ	40	0,4	2	5,00	—	—	—	—	321	—	—	—	—
	6-OCS	55	0,8	1	—	1,25	1,25	1,25	1,25	—	251	251	251	251
Odvoz chrástu	přívěs 5 Mp	40	0,1—0,12	1	10,00	8,75	8,75	8,75	8,75	400	350	350	350	350
Dusání a rovnání	pásový traktor	80	0,8	1+4	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	100	100	100	100	100
Vyorávání bulev	3-VCZ	80	0,4	2	5,00	—	—	—	—	485	—	—	—	—
	6-VCS	120	0,8	1	—	1,25	1,25	—	—	—	436	436	—	—
	6-ř. vyor. REBEROT	40	0,8	1	—	—	—	1,25	1,25	—	—	—	111	111
Sběr bulev a nakládání	sběr. nakl. HERRIAU	40	0,8	2	—	—	—	2,50	2,50	—	—	—	150	150
Odvoz bulev na skládku	přívěs 5 Mp	40	0,13—0,16	1	7,50	6,25	—	6,25	—	288	240	—	240	—
	přívěs 8 Mp	80	0,23	1	—	—	5,00	—	5,00	—	—	210	—	210
Potřeba lidské práce (Lh. ha ⁻¹)					33,75	23,75	22,50	26,25	25,00					
Přímé náklady (Kčs. ha ⁻¹)										1594	1377	1347	1202	1172

Poznámka: v kalkulaci jsou zahrnuty následující předpoklady:

- a) výnos bulev a chrástu 400 q. ha⁻¹
- b) dopravní vzdálenost pro odvoz bulev do 3 km
- c) dopravní vzdálenost pro odvoz chrástu do 1,5 km

konstatovat, že navržené pracovní postupy pro sklizeň cukrovky splňují perspektivní požadavky pro desetiletí 1970 až 1980.

Při přechodu na vyšší tonáže u dopravních prostředků a odstranění dosavadního zbytku ruční práce při silážování chrástu lze očekávat, že potřeba lidské práce klesne na hodnotu kolem 17 h . ha⁻¹. Z téhož důvodu je žádoucí, aby v dalším výzkumu byla věnována pozornost i této oblasti.

ZÁVĚR

Provozní ověření nové koncepce dvoufázové sklizně cukrovky velkokapacitními sklizeči prokázalo vhodnost a oprávněnost navrženého řešení. Požadované cíle, tzn. především snížení potřeby práce na hodnotu 25 h . ha⁻¹ při současném snížení nákladů, byly splněny. Z hlediska koncepčního řešení sklizečů se jako vhodnější projeví samohodné stroje. Pro lehké a střední podmínky se s ohledem na nízkou energetickou náročnost a jednoduchost konstrukce použitých strojů projevila rovněž jako vhodná třífázová sklizeň. V dalším výzkumném programu je třeba zaměřit pozornost na dořešení pracovních postupů při silážování chrástu a přechodu na vyšší tonáže dopravních prostředků (8 až 10 Mp), kde jsou ještě další rezervy pro snížení potřeby lidské práce.

Literatura

- ČECH J., VIŠINSKÝ J., 1967, Výzkum pracovních postupů a mechanizačních prostředků pro sklizeň bulv s vysokou výkonností. VÚZT Praha Řepy, Z-715.
MYŠÁK J., VIŠINSKÝ J., 1969, Výzkum mechanizačních prostředků pro sklizeň bulv s vysokou výkonností. VÚZT Praha Řepy, Z-754.
VIŠINSKÝ J., 1970, Výzkum ekonomických a organizačních podmínek při uplatnění komplexně mechanizovaných linek pro sklizeň, dopravu a přejímku bulv. VÚZT Praha Řepy, Z-817.

Došlo dne 22. 1. 1971

Эффективность крупнопроизводительных свеклоуборочных комбайнов

Путем внедрения двухфазной уборки сахарной свеклы из уборочных работ был почти исключен ручной труд, который вплоть до сих пор являлся одним из ограничивающих факторов своевременной уборки сахарной свеклы. Несмотря на то, что одновременно было достигнуто резкое понижения потребности в рабочей силе, эта уборка с точки зрения дальнейшего развития имеет некоторые недостатки. Это прежде всего почти двукратная потребность в ручном труде по сравнению с желаемым лимитом 20—25 час/га на 1975—1980 гг. и увязка сравнительно большого числа тракторов. По этим соображениям проводилось исследование рабочих приемов при помощи крупнопроизводственных свеклоуборочных комбайнов с производительностью 1 га/час, обслуживаемых только одним человеком. Производственные испытания доказали рациональность предлагаемого решения, которое позволяет достигнуть понижения потребности в ручном труде при уборке ботвы и корней даже на 22,5 час/га. Для двухфазной технологии с точки зрения концепции решения свеклоуборочных комбайнов лучше всего оправдали себя самоходные машины. Для легких и средних условий, с учетом малой энергетической требовательности простоты конструкции применяемых машин, также проявилась пригодная трехфазная уборка.

Efficiency of Large-Capacity Sugar-Beet Harvesters

The introduction of two-stage harvesting of sugar beet has almost completely eliminated manual work from the harvesting activities. Manual work has been one of the limiting factors for timely finishing of harvesting work. In spite of the fact that a marked reduction of man's work requirement has been achieved at the same

time, this harvesting procedure has some drawbacks from the point of view of further development. First we should mention the (almost) doubled requirement for man's work in comparison to the limit of 20–25 h . ha⁻¹ claimed for the period from 1975 to 1980, and the involvement of quite a high number of tractors in other activities in the time of sugar-beet harvesting. These were the reasons for the initiation of the research of the work procedures using large-capacity harvesters reaching the efficiency of 1 ha . h⁻¹ controlled by a single worker. The checking in practical operation demonstrated the suitability of the devised solution of the above-mentioned problems which makes it possible to reduce the requirement for man's work for the harvesting of leaves and roots down to the value of 22.5 h . ha⁻¹. Self-propelled machines appeared as more suitable for two-stage harvesting, from the point of view of the conceptual solution of the problems of harvesters. For favourable and intermediate conditions, with respect to the low energy requirement and simplicity of the construction of the machines employed, three-stage harvesting also appeared as suitable.

Effektivität der Großkapazitäts-Zuckerrübenerntemaschinen

Durch Einführung der Zweiphasenernte wurde von dem Verfahren der Zuckerrübenerte fast vollkommen die Handarbeit, die bis jetzt einer der limitierenden Faktoren für ihre rechtzeitige Bewältigung war, ausgeschaltet. Trotzdem, daß gleichzeitig eine sehr wesentliche Herabsetzung des Menschenarbeitsaufwands erreicht wurde, weist diese Ernte vom Gesichtspunkt der weiteren Entwicklung einige Mängel auf. Es ist vor allem ein fast doppelter Menschenarbeitsaufwand gegenüber dem für die Jahre 1975–1980 verlangten Limit von 20–25 h . ha⁻¹ und die Gebundenheit einer verhältnismäßig hohen Anzahl von Traktoren. Diese Gründe führten zu einer Forschung der Arbeitsverfahren mittels Großkapazitätserntemaschinen mit einer Leistung von 1 ha . h⁻¹, die nur von einem Arbeiter bedient wurden. Die betriebliche Überprüfung bewies die Zweckmäßigkeit der vorgeschlagenen Lösung, die es ermöglicht, den Menschenarbeitsaufwand für die Blatt- und Knollenernte bis auf den Wert 22,5 h . ha⁻¹ herabzusetzen. Für die Zweiphasentechnologie waren selbstfahrende Maschinen zweckmäßiger vom Gesichtspunkt der Konzeptionslösung der Erntemaschinen. Mit Rücksicht auf ihre niedrigen energetischen Ansprüche und einfache Konstruktion der benützten Maschinen zeigte sich auch die Dreiphasenernte als zweckmäßig für leichte und mittlere Bedingungen.

Adresa autora:

Josef Višínský, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

METODIKY

Jako každoročně, vychází i v roce 1971 v edici ÚVTI soubor 25 titulů **METODIK**, přinášející nejnovější vědeckovýzkumné poznatky vhodné k zavedení v široké zemědělské praxi. Zahrnuje celou problematiku — rostlinnou a živočišnou výrobu, zemědělskou techniku i ekonomiku, meliorace. Metodiky jsou určeny odborným pracovníkům zemědělských podniků, JZD a státních statků, okresních zemědělských sdružení, pedagogickým pracovníkům, členům zemědělských společností a všem zemědělským odborníkům usilujícím o šíření pokroku v zemědělství. Celý soubor stojí 100,— Kčs.

Kromě toho vyjdou další **VÝBĚROVÉ METODIKY** se specializovanou tematikou (včelařství, chmelařství, ovocnářství, rybářství apod.). Tyto tituly lze objednat individuálně a jejich cena se bude pohybovat mezi 4—7 Kčs podle rozsahu a výše nákladu.

V edici ÚVTI dále vyšly komplexní **METODIKY HNOJENÍ** při III. a IV. intenzitě, a to:

Podklady pro sestavování plánu hnojení ve výrobním typu kukuřičném

Podklady pro sestavování plánu hnojení ve výrobním typu řepařském

Podklady pro sestavování plánu hnojení ve výrobním typu bramborářském

Podklady pro sestavování plánu hnojení ve výrobním typu horských hospodářství

Hnojení speciálních plodin

Přesto, že na základě předběžných objednávek byly stanoveny vysoké náklady těchto metodik, byly okamžitě rozebrány a pro další zájemce budou dotiskovány. Lze je tedy ještě urychleně objednat. Cena každého výtisku (přes 100 stran) činí 15,— Kčs.

Všechny tituly lze objednat v Ústavu vědeckotechnických informací, Praha 2, Slezská 7.

POJEZDOVÉ ÚSTROJÍ UMOŽŇUJÍCÍ PLYNULE SMĚŠOVAT POJEZDOVÉ VLASTNOSTI V ROZMEZÍ OD KOLOVÉHO PO PÁSOVÝ PODVOZEK

631.37.012.3/.57

Rozvoj techniky v zemědělské výrobě vyžaduje u mobilních agregátů používaných k mechanizaci polních prací a dopravy stálé zdokonalování pojezdového ústrojí za účelem zlepšení jejich tahových, energetických, agrotechnických, bezpečnostních a ekonomických ukazatelů. Vzhledem k tomu, že proměnnost pracovních i organizačních podmínek je v zemědělství značná, je řešení takovéto problematiky příliš široké, a proto v této etapě jde o:

- zlepšení tahových vlastností mobilních agregátů (při udržení dosavadních vlastností na pevné podložce) hlavně na málo únosných půdách (písečných, kyprých, mokrých, rozbahněných, i na podložkách pokrytých buď trávou nebo jinou kulturou, popřípadě ledovou či sněhovou pokrývkou), aby tak mohly být včas a jakostně prováděny různé pracovní úkony, zejména ty, které jsou spojené se sklizní a se setovou přípravou nejen na rovinách, ale i na svazích a zamokřených pozemcích;
- snížení odporu valení jak při různých pracovních podmínkách, tak i při různém zatížení pojezdového ústrojí, což se příznivě projevuje v nižších energetických ztrátách potřebných pro pohyb agregátu i v nižším opotřebení při snížení součinitele valivého odporu;
- možnost přenést co největší hmotnost agregátu (jak z hlediska silového zatížení, tak samotného řešení příslušné konstrukce stroje, návěsu apod.) na hnací část pojezdového ústrojí, a tím využít těchto sil od tíže k zvýšení přitlačné síly hnacích kol k podložce, což vesměs pomáhá ke zlepšení tahových vlastností hnacích kol, k snížení prokluzu, a tím příslušných energetických ztrát, i k nižšímu opotřebení dezénu;
- rychlou přizpůsobivost pojezdového ústrojí změně pracovních podmínek, ve kterých se má příslušná zemědělská práce vykonat, tj. přejezdu z pevné cesty podložky na sypkou a rozbahněnou u různých druhů půd, popřípadě pro práce v zimě z pevné podložky na sněhovou či zledovatělou;
- zlepšení flotačních parametrů pojezdového ústrojí, a to hlavně pro jízdu „na povrchu“ při pohybu agregátu na pěstované kultuře (pícnině, podsevu a jarním ošetřování ozimu) a pro jízdu „pod povrchem“ pro některé dopravní práce;
- zlepšení soudržnosti pojezdového ústrojí s podložkou při působení sil kolmo na rovinu otáčející se pneumatiky pojezdového ústrojí;
- lepší plnění agrotechnických požadavků, což znamená zejména:
 - a) zmírnit stlačení půdy, zvláště při sklizňových pracích u pícnin a obilovin, kdy se agregát pohybuje po vlhké půdě, na které je pěstovaná kultura,
 - b) zmenšit kontaktní tlaky pod pojezdovým ústrojím při pohybu agregátu po pěstované kultuře (pícnině, ozimech), aby tak nedocházelo k poškození jejich zárodečných klíčků, popřípadě k rozdrčení stvolů a lodyh přejížděných pěstovaných plodin,

- c) zmenšit posuv půdy v horních vrstvách působení tečných sil (při přímé jízdě i při zatáčení), aby tak nedocházelo k přetrhání kořínků u přejížděných pěstovaných kultur, např. u travních porostů na svazích, jarním ošetřováním ozimů apod.,
- u řádkových kultur nepřekročit maximální šíři stopy a velikost kontaktních tlaků, které působily v pruhu stopy mezi řádky;
- zvýšit bezpečnost řidiče agregátu. K tomu je třeba hlavně zlepšit soudržnost pojezdového ústrojí s podložkou, a tím brzdící, hnací a fixační ukazatele příslušného stroje jak při jízdě po rovině, tak i při jízdě po svahu ve směru spádnice i vrstevnice. Dále je třeba snižovat těžiště, a tím i zvýšit stabilitu stroje — k tomu přispívá používání malorozměrových pneumatik i při stejné světlosti pod strojem;
- zlevnit výrobu — doporučuji používat malorozměrové pneumatiky o malých vnějších průměrech, které jsou levnější než velkorozměrové. Malé vnější průměry umožní dále zjednodušit převody od motoru k nápravě kola, a tím používat slabší a levnější hřídele; tím i zvýšit stabilitu stroje.

Postupné plnění tak širokého rozsahu požadavků vyžaduje také postupně zkoumat různá nová řešení pojezdového ústrojí.

V posledním desetiletí bylo pro tyto účely považováno za nejvhodnější pojezdové ústrojí s hnací pneumatikou velkých rozměrů, avšak požadavek na výrobu výkonnějších (a tím i hmotnějších) strojů ukázal, že zvětšování rozměrů velkoobjemových pneumatik má určitou optimální hranici. Velké rozměry přinášejí s sebou totiž řadu potíží jak z hlediska přenosu síly, tak z hlediska konstrukce a stability strojů, u nichž mají být použity.

Vlivem poznatků získaných s pneumatikami automobilů se přistoupilo ke konstrukci a výrobě tzv. zemních válcových pneumatik, označovaných v zahraničí typem „TERRA“. Tyto pneumatiky s ohledem na velký objem vzduchu a velkou kontaktní plochu při-použití nízkotlaké huštění. V důsledku vhodného tvaru jejich stykové plochy s podložkou a nízkého kontaktního tlaku v nich dosahují velmi dobrých pracovních parametrů, zejména z hlediska flotace. Proto jsou také nazývány pneumatikami flotačními, určenými pro práci v málo únosných půdách. Další jejich předností je malý kontaktní tlak pod pojezdovým ústrojím, takže nepoškozují přejížděnou kulturu. Lze proto očekávat, že se jejich použití v zemědělství rozšíří pro hnací a vodící kola traktorů i pro ostatní kola celého mobilního agregátu. Protože však cena těchto pneumatik je vysoká, budou používány hlavně ke speciálním účelům v podmínkách, kdy nebude vadit širší pojezdové ústrojí.

Zkoumali jsme možnost (ideu), do jaké míry by bylo účelné pro lepší plnění zadaných požadavků na pojezdové ústrojí používat místo velkorozměrových nebo zemních válcových („TERRA“) pneumatik jen pneumatik o malých průměrech, které mohou být široké, ale malých průřezů s vysokou únosností. Umisťují se na kola hnací nápravy i na kola tandemově výkyvně uložená před hnací nápravou. Tato doplňková kola přitlačujeme různou silou k podložce podle terénních podmínek, popřípadě podle velikosti zatížení pojezdového ústrojí od tíže. Je-li zatížení pojezdového ústrojí velké, rozložíme tuto sílu místo na dvě kola hnací na kola čtyři, tj. na výkyvná tandemová i na hnací, aby nebyla přetížena zejména na pevné vozovce. Obdobně postupujeme při malém silovém zatížení podvozku ve směru tíže tehdy, když potřebujeme zmenšit kontaktní tlak pod pojezdovým ústrojím i hnací sílu, kterou má vyvodit hnací pneumatika.

Jestliže potřebujeme dále snížit kontaktní tlak nebo zvětšit hnací síly vyvozené pojezdovým ústrojím v málo únosných půdách, spojujeme hnacím pásem tato doplňková výkyvná tandemová kola s koly hnacími, umístěnými za nimi. Tak získáme místo jednoho páru hnacích kol páry dva. Je to tím, že jejich spojení je prostřednictvím texgumoidového nebo obdobného pásu vybaveného různým typem spojovacích kovových přiček, který se pak vhodně projeví svou činností jak pod tandemovým a hnacím kolem, tak i v prostoru mezi nimi, zejména u plastických půd. Současně lze snížit kontaktní tlak zvětšením

styčné plochy. Její tvar volíme podle potřeby, vyplývající z terénních podmínek, druhu agregátu a potřeby zlepšit agrotechniku či flotaci. Pohon tandemových kol uvedenými pásy nám umožní ve srovnání s vícenápravovým podvozkem hnacích kol dosáhnout větší tahové síly nejen tím, že se využije částečně i plochy, která je mezi styčnými plochami s podložkou u tandemových kol, ale také tím, že pohon sníží škodlivý vliv kmitání přenášeného momentu v hnacích hřídelích a nesoudržnost podvozku s podložkou.

Nová idea podvozku se ve svých základních rysech právě zkoumá na úpravě univerzálního traktoru vybaveného nastavitelným polopásem a získané poznatky jsou uvedeny v tomto pojednání.

METODICKÝ POSTUP

Prvá část uvádí bližší rozbor hlavních vlivů jednotlivých parametrů kolového i pásového pojezdového ústrojí při pohybu na podložce, kterou tvoří různý druh i stav půdy. Tento rozbor je proveden ve vztahu k novému pojetí tandemového uspořádání výkyvných kol, u nichž je pohon i zvětšení styčné plochy s podložkou zajišťován různým typem texgumoidového nebo podobného pásu.

Abychom si mohli prakticky ověřit základní myšlenku tandemového uspořádání výkyvných kol otáčejících se volně nebo poháněných prostřednictvím pásu od hnacího kola, byla navržena a zhotovena úprava polopásového doplňku k univerzálnímu traktoru Z 4011. S takto upraveným traktorem byly založeny srovnávací pokusy, které informují o změně tahových vlastností ve srovnání s normálním traktorem, popřípadě s dřívější úpravou polopásu. Pro další vývoj této úpravy budou pak vypracovány alternativy aplikace tohoto typu pojezdového ústrojí pro traktory a zemědělské stroje.

DO JAKÉ MÍRY JSOU V SOULADU PŘEDPOKLÁDANÉ PARAMETRY NOVÉHO TYPU POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ S DOSAVADNÍMI POZNATKY VĚDY?

Podklady pro správnou volbu parametrů pojezdového ústrojí kolového nebo pásového, zejména z hlediska dosažení vysokých tahových účinků, zaboreni, flotace a odporu valení, byly zkoumány řadou význačných pracovníků (Bekker 1956, 1962, Reece 1964 atd.). Podstatně méně byla již zkoumána vhodnost těchto parametrů z hlediska agrotechniky.

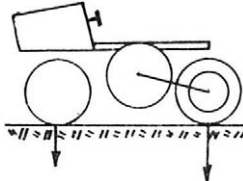
Navrhovaný typ (viz princip na obr. 1 a některé alternativy provedení na obr. 2) pojezdového ústrojí je určitou kombinací mezi ústrojím kolovým (pevným i na pneumatikách) a pásovým; vzájemnou kombinací má být dosaženo lepší plnění požadovaných ukazatelů od pojezdového ústrojí pro traktory a zemědělské stroje, pracující v různém terénu.

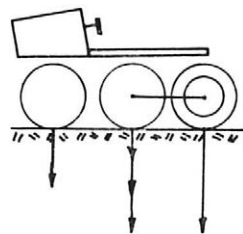
Proto budou v této etapě shrnuty dosavadní poznatky různých autorů o vlivu hlavních parametrů kolového i pásového podvozku na dosažení lepších pojezdových vlastností a bude posouzeno, zda jsou u tohoto podvozku parametry v souladu s těmi, které nové poznatky vědy doporučují při proměnných pracovních podmínkách.

JÍZDA PO PEVNÉ VOZOVCE

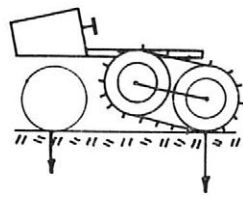
Při pohybu mobilního stroje nebo agregátu po pevné podložce se u pojezdového ústrojí hodnotí hlavně: odpor proti pohybu a soudržnost pojezdového ústrojí ve stykové ploše s podložkou (ve směru jízdy i kolmo na rovinu otáčení pneumatiky a tangenciální a boční deformace pneumatiky).

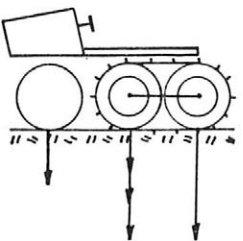
Pro jízdu na pevné vozovce (ale někdy i na jiné pevné podložce) se předpokládá, že bude používat navrženého pojzdového ústrojí ve čtyřech alternativách (obr. 1).

1. 

1. Princip navrženého ústrojí umožňujícího plynule směšovat pojzdové vlastnosti v rozmezí od kolového až po pásový podvozek
Vyznačuje se tandemovým uspořádáním výkyvných kol, které podle potřeby spojíme pro pohon nebo pro zvětšení styčné plochy různým druhem textgumoidového nebo drátěného pásu
2. 

1. alternativa pro jízdu na pevné podložce a malé silové zatížení — má vlastnosti jednoduchého kolového podvozku

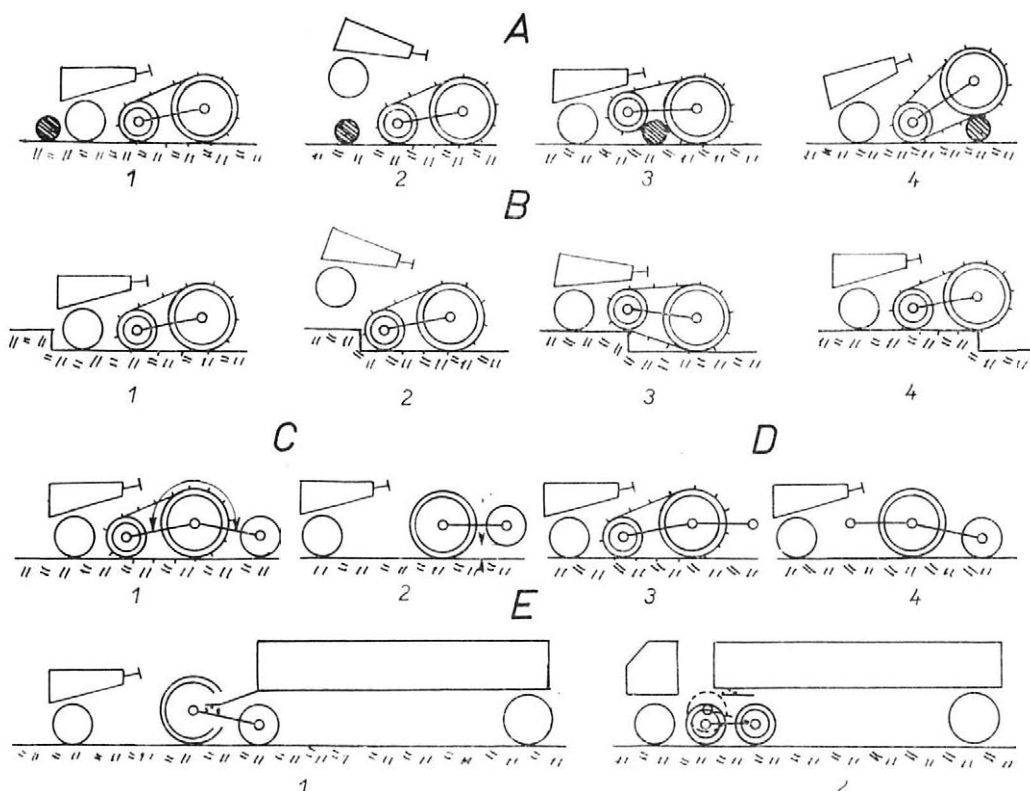
2. alternativa pro jízdu po pevné podložce, ale podvozek je zatížen velkou silou, a proto tandemová kola přitiskne různou silou k podložce a tak sníží zatížení zadní i přední nápravy — opět má vlastnosti kolového podvozku, ale složitější konstrukce
3. 

3. alternativa pro jízdu po pevné vozovce nebo při zatlačení podvozku na málo únosné podložce, a proto má zvednutá tandemová kola poháněná pásem k usnadnění manévrování — krajní poloha směšování s vlastnostmi kolového podvozku — nebo poloha pro překonání kusové překážky
4. 

4. alternativa pro jízdu na poddajné podložce s velkým silovým zatížením, kdy při proměnné přitlačné síle na tandemové kolo se mění postupně vlastnosti podvozku od kolového na pásový

Pro delší provoz:

- a) hnací náprava je zatížena nižší silou než je únosnost hnacích pneumatik;
- b) zatěžující síla na hnací nápravu je vyšší než únosnost hnacích pneumatik, spuštěná tandemová kola ač odpružená, jsou přitlačována k podložce různou stavitelnou silou a tak odlehčují zatížení hnacích pneumatik do jejich únosnosti, aby ve styčné ploše mohla být přenesena potřebná tečná síla nutná pro pojezd;
- c) na vozovce zledovatělé nebo pokryté sněhovou pokrývkou. Pro krátkodobý provoz:
 - podle alternativy třetí tehdy, když vyjedeme z pole na pevnou vozovku (nebo opačně) při dopravě nebo při přejíždění z pole na pole. Pak ponecháme pásové spojení pohonu mezi hnacím a tandemovým kolem, tandemové kolo zvedneme nad podložku a traktor, který má jen na hnacích pneumatikách pás s normálními články (bez speciálních ostruh), může jezdit i po pevné vozovce, neboť působí nepříznivě na vozovku jen asi jako sněhové řetězy používané u aut;
 - podle alternativy čtvrté jede jen velmi krátce po zasněžené vozovce.



2. Schéma praktického uplatnění nového principu podvozku u normálního univerzálního traktoru nebo u traktorů pro dopravu při agregaci s návěsý. A, B při jízdě přes překážku; C s tandemovým kolem výkyvným o 180° , kdy tandemové kolo umístěné za kolem hnacím, ale v určité výšce nad zemí, může být jako pojistka zamezující překlopení nazad; D výkyvné rameno tandemového kola je řešeno tak, aby toto kolo mohlo být buď za hnacím kolem nebo před ním; E použití tandemového výkyvného kola ke zvýšení nosnosti návěsů jak univerzálního traktoru při dopravě, tak speciálního dopravního traktoru

JÍZDA V TERÉNU

Předpokládáme, že při jízdě v terénu se bude používat všech čtyř alternativ navržené úpravy podvozku. Jejich volba je pak závislá na stavu podložky, tahové síle, popřípadě jen síle pro pojezd a na silovém zatížení podvozku.

Při jízdě po půdě je vzájemné ovlivňování podložky a pojezdového ústrojí podstatně širší, než jak je uvedeno při jízdě po pevné podložce. Současný stav mechaniky zemin dává zatím jen přibližná řešení pro zjednodušené problémy stability a plasticity bez dostatečného vlivu dynamiky procesu. Základní činitelé, mající vliv na pohyb pojezdového ústrojí v terénu, jsou především druhy půd a jejich vlastnosti.

Při určování parametrů pojezdového ústrojí je třeba v první řadě uvážit, pro jaké půdy je určeno, zejména z hlediska jejich pevnosti na stříh.

Proto je třeba předem určit, zda je pro půdy

kohezní — plastické,
frikční — třecí,
smíšené.

Půdy kohezní — plastické: kohezní síly vážou zrnka půdy a prakticky se nemění vlivem vnějších sil. Je to např. mokrá jílovitá půda nebo sněh. Maximální tlačná síla — maximální půdní strk (thrust) — je pro ně dána vztahem

$$F_{Hmax} = A \cdot c$$

kde: A — styčná plocha v délce l o šířce b

C — součinitel koheze

Půdy frikční — třecí: zrnka písku nejsou k sobě přitahována kohezními silami. Jestliže však jsou proti sobě tlačena, dochází mezi nimi k tření, a proto kladou odpor vzájemnému pohybu zrněk písku. U těchto půd je pak maximální tlačná síla určena vztahem

$$F_{Hmax} = F_G \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

kde: F_G — přitlačná síla ve styčné ploše

φ — třecí úhel zeminy — úhel vnitřního tření

Půdy vzniklé směsí typů: u nich je možno vyjádřit maximální tlačnou sílu podle Coulombovy rovnice vztahem

$$F_{Hmax} = A_c + F_G \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

Tlačná síla — půdní strk (thrust) F_H

Tímto názvem jsou označovány horizontální síly, které mohou být přeneseny podložkou ve styčné ploše s pojezdovým ústrojím a jsou ovlivněny hlavně pevností půdy na stříh, kontaktním tlakem pod pojezdovým ústrojím a velikostí a tvarem styčné plochy s podložkou, a to nejen samotného tělesa pojezdového ústrojí, ale i příslušných ostruh umístěných na tělese, jakož i posuvem vrstev (prokluzem). Proti této tlačné síle — půdnímu strku — působí tečná síla F_T od pojezdového ústrojí, která vzniká nejčastěji přenášením krouticího momentu od motoru na hnací kola.

Ne vždy umožní dosažitelná maximální hodnota tlačné síly využít dosažitelnou tečnou sílu na pojezdovém ústrojí, získanou od momentu hnacího motoru zařazením příslušného převodového stupně, a tím plně využít plný výkon motoru na volený převodový stupeň. Při použití traktoru se žádá, aby byly zajištěny tyto hranice:

jen k tahovým účelům $F_{Hmax} \geq F_{Tmax}$

při jízdě se svahu $F_{Hmax} \geq F_{Tmax} + R$ (pojezdový odpor)

Tlačná síla dosažitelná u kola s pneumatikou

Pro pojezdové ústrojí traktoru, na jehož ploše jsou umístěny ostruhy, které se při jízdě zabořují do půdy, je maximální tlačná síla určena podle Bekkera (1962) výrazem

$$F_{Hmax} = A \cdot c + F_G \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot F'_H$$

kde: F'_H — dodatečná síla vytvořená zásahem ostruh běhounu nebo pásu do podložky

Tlačná síla pro pás je vyjádřena pro jeden článek podle Reece (1964) tímto vztahem

$$F_{Hn} = b(e - e_o)c + F_{Gn} \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

kde: e — rozteč článku

e_o — tloušťka ostruhy

F_{Hn} — tlačná síla pro jeden článek

F_{Gn} — síla působící kolmo na styčnou plochu v jednom článku

Uvedený vztah má však pro navrhovanou úpravu pojezdového ústrojí jen částečný význam, a to hlavně v první části, pojednávající o účinku koheze. Z tohoto hlediska nebude možné vzít v úvahu všechny články v rozsahu celé styčné plochy pásu s podložkou. Pro minimální vzdálenost tandemového kola od hnacího se doporučuje používat 1/3 až 2/3 této hodnoty — podle stavu podložky.

Druhou část výrazu pro tlačnou sílu, která závisí na třecích parametrech půdy, bude možno brát v úvahu celou, takže celkový vztah pro uvedený typ podvozku při použití pásu mezi hnacím a tandemovým kolem lze vyjádřit vztahem

$$F_H = \frac{l'}{e} b(e - e_0)c \cdot \frac{1}{3} + \frac{2}{3} \cdot F_G \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

kde: l' — rozteč mezi tandemovým a hnacím kolem

F_G — tíhová síla připadající na tandemová i hnací kola

Vliv ostruh na dodatečné zvýšení tlačné síly

Podle Bekkera (1962) je přídavný účinek složen ze dvou částí. Celková hodnota tlačné síly pro pás s ostruhami je dána vztahem

$$\begin{aligned} F_H &= F_{Hm} + F_{Hmo} = blc + F_G \operatorname{tg} \varphi + F_{Hmo} = \\ &= bl \left(1 + 2 \frac{h}{b} \right) c + \left(1 + 0,64 \frac{h}{b} \operatorname{arccotg} \frac{h}{b} \right) F_G \operatorname{tg} \varphi \end{aligned}$$

kde: F_{Hmo} — přídavné zvýšení tlačné síly vlivem ostruh, které má dvě složky:

— kohezni — třecí $F_{Hc} = 2 hlc$

— třecí $F_H = 0,64 F_G \operatorname{tg} \frac{h}{b} \operatorname{arccotg} \frac{h}{b}$

Autor uvádí, že se takto zvýší tlačná síla u půd třecích (písků) o 18 %, u půd soudržných (jílů) o 40 %. Reece (1964) uvádí, že je to mnoho a navrhuje vztah pro určení zvýšení

$$F_{Hmo} = 4 hlc \sin^2 \left(45^\circ + \frac{\varphi}{2} \right) + 2 hlz_m \cdot \gamma' \cdot \operatorname{tg} \left(45 + \frac{\varphi}{2} \right) \cos (90 - \varphi)$$

Tím se však dosáhne větších hodnot než u dvou poháněných kol, neboť spojovací pás přenese zčásti tyto výhody i do prostoru mezi tandemová kola.

Této výhody nebude moci být plně využito u navržené úpravy podvozku, protože ostruhy u pásu nebudou mít jen stejný tvar, ale i stejně dobré držení v půdě jako má celokovový pás pro pásový podvozek běžného typu.

Pás se vzdálenými články

Navržená úprava podvozku umožňuje spojení tandemového kola s hnacím kolem i s pásy se vzdálenými články s ostruhami. Lze toho dosáhnout tím, že články s vyššími ostruhami střídáme s články bez ostruh, nebo použijeme pneumatik s různě velkou vzdáleností rozteče ozubu dezénu, popřípadě umístíme v pásu články ob jednu rozteč dezénu apod. Tím vzniká mezi články řetězu dostatek místa, takže se ostruhy vzájemně neovlivňují v přenášení napětí do podložky a může se vytvořit Rankinova oblast. Podle Bekkera lze prý tak zvýšit tlačnou sílu vůči konvenčnímu pásu až o 50 %.

Z uvedených závislostí vyplývá, že pokud potřebujeme zlepšit tahové ukazatele pojízdného ústrojí při málo únosných a kypřích půdách, dosáhneme toho spojením tandemového kola s hnacím kolem prostřednictvím pásu; ten můžeme vybavit jednak běžným typem příček (viz obr. 8), nebo každou třetí příčku ještě upravit ostruhou, která

pokryje boky profilovaného tvaru, a tím se přiblíží svým tvarem žebříčkovému tvaru podle Bekkera. Pokud by to bylo nedostačující, je možno použít jiný druh článku pro obdobný pás, který lze vyměnit za univerzální.

Flotace

Flotace charakterizuje schopnost pojezdového ústrojí přejíždět i po půdě s menší únosností než odpovídá jejímu zvládnutí. Z tohoto hlediska je pak interpretován požadavek na pojezdové ústrojí ve formě malého zaboření, které je ovlivněno ještě jinými činiteli než nízkým měrným tlakem.

V podstatě rozlišujeme pojem flotace za podmínek tzv. „jízdy na povrchu“ a „jízdy pod povrchem“.

Pro „jízdu na povrchu“ je vyjádřeno bezpečné silové či tlakové zatížení pojezdového ústrojí F_G podle Bekkera (1962); to umožní, aby se pojezdové ústrojí nezabořovalo.

Pro pneumatiky platí

$$q_s = 1,3cN_c + 0,6\gamma rN_\gamma$$

pro pásy

$$q_s = cN_c + 0,5\gamma bN_\gamma$$

Na extrémních půdách je dovolené silové zatížení: pro půdní kohezní

$$F_G = 0,5A b\gamma N_\gamma$$

pro půdy frikční

$$F_G = AcN_c$$

Z uvedeného je patrné, že dobrý přejezd terénu po suchém písku je závislý nejen na velikosti styčné plochy pojezdového ústrojí s podložkou (A), ale i na šířce přejezdu (b).

Při jízdě po podložce z plastického jílu pak postačí ke zjištění maximální flotace při „jízdě po povrchu“ dostatečně velká styková plocha bez ohledu na její tvar.

Pro jízdu „pod povrchem“ jsou podmínky ve stykové ploše horší než při „jízdě na povrchu“ (zvláště když horní vrstvy jsou značně rozbředlé), čímž dochází k zaboření pojezdového ústrojí. Aby bylo co nejnižší (a tím i nízká flotace), je třeba snížit ty parametry, které jej ovlivňují, podle vztahu

$$z = \left(\frac{q_s}{\frac{k_c}{b} + k_\varphi} \right)^{\frac{1}{n}}$$

kde: z — hloubka zaboření

q_s — střední kontaktní tlak

k_1 } součinitelé charakterizující půdu a určovaní podle průběhu zaboření různých razidel
 k_φ }
 n } — obdobně jako konstanty N_c N_γ

Vzhledem k tomu, že navrhovaná úprava pojezdového ústrojí počítá v největší míře s jízdou „po povrchu“, bude tomuto způsobu vyhovovat jak podélný tvar samotných příček u pásu, tak i styková plocha pásu s podložkou, i když její zatížení je značně nerovnoměrné.

Pojezdový odpor

je jedním z parametrů určujících ztráty energie při pohybu pojezdového ústrojí po podložce a vyjadřuje se buď silovým výrazem pro odpor proti pohybu příslušného zařízení, nebo koeficientem odporu vztaženého na jednotku zatěžující síly. Skládá se ze dvou složek, a to ze složky vnitřní (R_o) a ze složky terénní (R_t).

$$R = R_v + R_t$$

Terénní složka pojezdového odporu je způsobena :

- zhutňováním půdy,
- buldozerováním (hrnutím) půdy,
- unášením částeczek půdy, které se zachytí lepkavostí půdy na pojezdovém ústrojí.

Vnitřní složka pojezdového odporu je dána ztrátami mechanickými a hysterézními v pojezdovém ústrojí.

Terénní složka pojezdového odporu je udávána vztahem podle Bekkera (1962)

$$R_t = kb \frac{z_0^{n+1}}{n+1} = \frac{[b(p_i + p_c)]^{\frac{n+1}{n}}}{(k_c + bkq)^{1/n} (n+1)}$$

Vnitřní složka pojezdového odporu je udána vztahem

$$R_v = u \frac{F_G}{p_i^a}$$

kde: p_i — tlak huštění; $p_i + p_c = q$

p_c — tlak vyvozený pevností pláště

u, a — konstanty, které se stanoví experimentálně a závisí na konstrukci pláště

Podle Bernsteina je koeficient valivého odporu ovlivňován těmito parametry:

$$f = \xi \sqrt[2n+1]{\frac{F_G}{kbD^{n+1}}}$$

kde: $k = \frac{kc}{b} + kp$

ξ — součinitel $\xi = f(n)$. Jeho hodnoty jsou pracovními podmínkami pro stav půdy ovlivněny podle následujícího přehledu

Stav půdy	n	ξ
tekutá	0,0	1,00
měkce plastická — kyprá	0,5	0,88
tvrdě plastická	1,0	0,86

Z uvedených výsledků vyplývá, že největší vliv na pojezdový odpor má hloubka zaboření pojezdového ústrojí do podložky, a tím i parametry, které přispívají k zaboření.

Vzhledem k tomu, že navrhovaná úprava pojezdového ústrojí umožňuje jak veličností, tak i tvarem styčné plochy snížit hloubku zakořenění, lze očekávat, že tím bude u ní snížena i terénní složka pojezdového odporu ve srovnání s jednoduchou montáží pneumatik. Rovněž lze očekávat snížení pojezdového odporu na pevné podložce ve srovnání s kolovým podvozkem sestaveným z více poháněných náprav, u nichž na pevné nerovné podložce dochází k proměnným průběhům odvalování, což pojezdový odpor zvyšuje. Mimo to se u těchto srovnávaných podvozků očekává, že u navrhované úpravy bude dosahováno lepšího součinitele soudržnosti s podložkou v důsledku snížení vlivu kmitání přenášeného krouticího momentu v převodových hřídelích.

Těchto kladů má být dosaženo u navržené úpravy pojezdového ústrojí přesto, že vnější konstrukční parametry nejsou vždy rozvíjeny v souladu s uvedenými poznatky vědy o lepší průjezdnosti stroje terénem nebo o snížení pojezdového odporu.

Je to tím, že vhodnou kombinací konstrukčních prvků z kolového a pásového pojezdového ústrojí má navržené pojezdové ústrojí umožnit plnění dalších požadavků: zlevnění výrobních nákladů a zvýšení bezpečnosti jízdy stroje v terénu, hlavně zvýšení stability snížením těžiště. Snížování průměru kol, popřípadě i jejich zúžení, vyžaduje při stejné zatěžující síle zvýšení tlaku jejich huštění, což zvyšuje zaboření i valivý odpor, zejména na málo únosných půdách. Použitím tandemových kol a pásů, které zvětšují a upravují styčnou plochu, se mají uvedené nepříznivé vlivy eliminovat.

Dále lze u nové úpravy z hlediska energetiky jako nepříznivý ukaz očekávat zvýšení vnitřní složky pojezdového odporu v důsledku pohybu pásu po pojezdovém ústrojí — pneumatikách, přičemž budou vznikat různé třecí práce při styku příček pojezdového ústrojí s dezénem pneumatik.

Vliv uspořádání kol v podvozku na pojezdový odpor

Podle Bernsteina je tandemové uspořádání kol nejvhodnější z hlediska valivého odporu ve srovnání s dvojitou montáží kol nebo se širokým kolem, jehož širší se rovná součtu širší kol spojených do tandemu při dvojitou montáží. Podle jeho poznatků je odpor pro tandemové uspořádání

$$R_t = 0,93 R_{dv}$$

kde: R_t — odpor pojezdového ústrojí při tandemovém uspořádání
 R_{dv} — odpor pojezdového ústrojí při uspořádání s dvojitou montáží

Podle Mc Kibbena a Davidsona (1940) byl zjištěn podstatně větší rozdíl: pro tandemová kola o 23 % menší než pro dvojitou montáž při jízdě v písku.

Uvedené poznatky velmi podporují navrhovanou úpravu tandemového uspořádání doplňkových kol jak pro alternativu, při které tandemové kolo není spojeno s hnacím, tak i pro alternativu, kdy mezi oběma koly je spojení prostřednictvím pásu.

Vliv velikosti kol v tandemu

Podle Bernsteina (1960) je při stejné velikosti kol spojených do tandemu nepatrný vliv silového zatížení obou pneumatik na velikost valivého odporu. Vzhledem k tomu, že se uvažuje v budoucnu o širším používání navrhovaného typu podvozku s malými koly stejné velikosti, může být tento poznatek pro jednotlivé stroje vždy zajištěn.

Pokud se tohoto principu podvozku použije jako doplňkového zařízení k univerzálním traktorům tak, jak bylo předvedeno u zkušebního modelu, bude zajištěn i požadavek, aby menší přední tandemová kola byla vždy méně zatížena než větší zadní hnací.

Vliv pásu na pojezdový odpor

V podstatě se vychází ze stejného předpokladu jako u kolového podvozku. Podle Bekkera (1962) je určen vztahem mezi terénní složkou pojezdového odporu a utužováním půdy

$$f_{tt} = \frac{l}{(n + l)} \cdot \left(\frac{z_0}{l} \right)$$

kde: f_{tt} — součinitel pojezdového odporu z utužování půdy

Z tohoto vztahu vyplývá, že pojezdový odpor pásového podvozku je nejen závislý na hloubce zaboření pojezdového ústrojí, ale i na poměru hloubky k délce styčné plochy. Uvedené poznatky podporují účelnost použití pásu v málo únosných půdách ke spojení

tandemového a hnacího kola, aby se snížil pojezdový odpor. Podle Bernsteina (pro $n = 0,5$) lze určit jednoduchý vztah pro součinitele pojezdového odporu, který vznikl utužováním půdy

$$f_u = \frac{2}{3k^2} \cdot \frac{q_s^2}{l}$$

Z uvedeného vztahu je patrný velký vliv středního tlaku, jehož určení pod novým typem je však složitější.

Vliv ostruh na pojezdový odpor

Vlivem zatlačování a vytahávání ostruh z půdy se pojezdový odpor zvyšuje. Podle Charčenko a Tuljajeva (1952) se zvyšuje pojezdový odpor na oranici přibližně lineárně se zvětšením ostruh tak, že stoupne na oranici asi o 25 %, při použití ostruh o výši 0 až 50 mm. Pro stejný rozsah zvětšování výšky ostruh stoupl pojezdový odpor na strništi asi o 40 %.

Ve fázi, kdy použijeme ke spojení kol pásu, jehož příčky mají ostruhy, je nutno při navrhovaném uspořádání pojezdového ústrojí počítat s negativním vlivem ostruh na zvýšení pojezdového odporu.

Závěr z aplikace dosavadních poznatků s kolovým i pásovým pojezdovým ústrojím na navrhované tandemové uspořádání výkyvných kol poháněných pásem od hnacího kola

Z uvedeného rozboru dosavadních poznatků o vlivu jednotlivých parametrů kolového a pásového pojezdového ústrojí na jeho soudržnost s podložkou, boření, průjezdnost i energetiku vyplývají možnosti a směry, kterými by se měla pojezdová ústrojí dále rozvíjet, aby se zlepšily požadované provozní parametry pojezdového ústrojí traktoru a zemědělského stroje. Aplikujeme-li tyto poznatky na tandemové uspořádání výkyvných kol poháněných podle potřeby pásem s kovovými články, shledáváme, že u takto navržené koncepce podvozku jsou teoretické předpoklady, jak si podržet dobré vlastnosti, které mají pneumatiky na pevné vozovce a pro rychlejší jízdu, i jak zlepšit jejich pojezdové vlastnosti v málo únosných a kypřících půdách, nebo na zasněžené či zledovatělé vozovce pro malou i velkou tažnou sílu.

OVĚŘENÍ ZÁKLADNÍCH UKAZATELŮ PRO POUŽÍVÁNÍ VÝKYVNÝCH TANDEMŮVÝCH KOL POHÁNĚNÝCH PÁSEM OD HNACÍHO KOLA

Abychom si ověřili princip tandemového uspořádání výkyvných kol s pneumatikou, jejíž pohon je podle potřeby zajištěn od hnacích kol traktoru prostřednictvím textur-moidových pásů s kovovými příčkami různého tvaru, byl zhotoven pracovní model tohoto principu úpravy podvozku ve formě polopásového doplňku k univerzálnímu traktoru.

ZÁKLADNÍ SMĚRNICE PRO NAVRŽENÝ PRACOVNÍ MODEL POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ

Pracovní model pojezdového ústrojí s tandemovým uspořádáním výkyvných kol univerzálního traktoru byl sestaven z hlediska nejsnazší aplikace nového typu uspořádání pojezdového ústrojí a jeho širšího ověření v zemědělské praxi.

Jelikož se polopásových doplňků k univerzálním traktorům v zemědělském a lesním provozu s úspěchem používá, předpokládá se, že tato úprava ještě zvýhodní přednosti dosavadního polopásu, a to pro:

- jízdu na silnici s těžkými návěsy, při které tandemové kolo pomáhá odlehčit zatížení ostatních kol podvozku;
- přejíždění překážek (viz obr. 2)
- práci na poli, protože se zlepší tahové vlastnosti traktoru v málo úrodných půdách a travnatých porostech a sníží poškození porostů kultur při otáčení traktoru tím, že se pásy nadzvednou a traktor s polopásem se otáčí téměř tak snadno, jako kolový traktor bez polopásu;
- zvýší svahovou dostupnost traktoru jak z hlediska tahových vlastností, tak hlavně z hlediska bezpečnosti.

KONKRÉTNÍ ÚPRAVA POLOPÁSOVÉHO DOPLŇKU PRO TRAKTOR Z-4011

Konstrukční řešení pracovního modelu polopásového doplňku pro traktor Z-4011 bylo podle uvedených zásad pro nový typ podvozku navrženo a vyrobeno ve VÚZT v r. 1964.

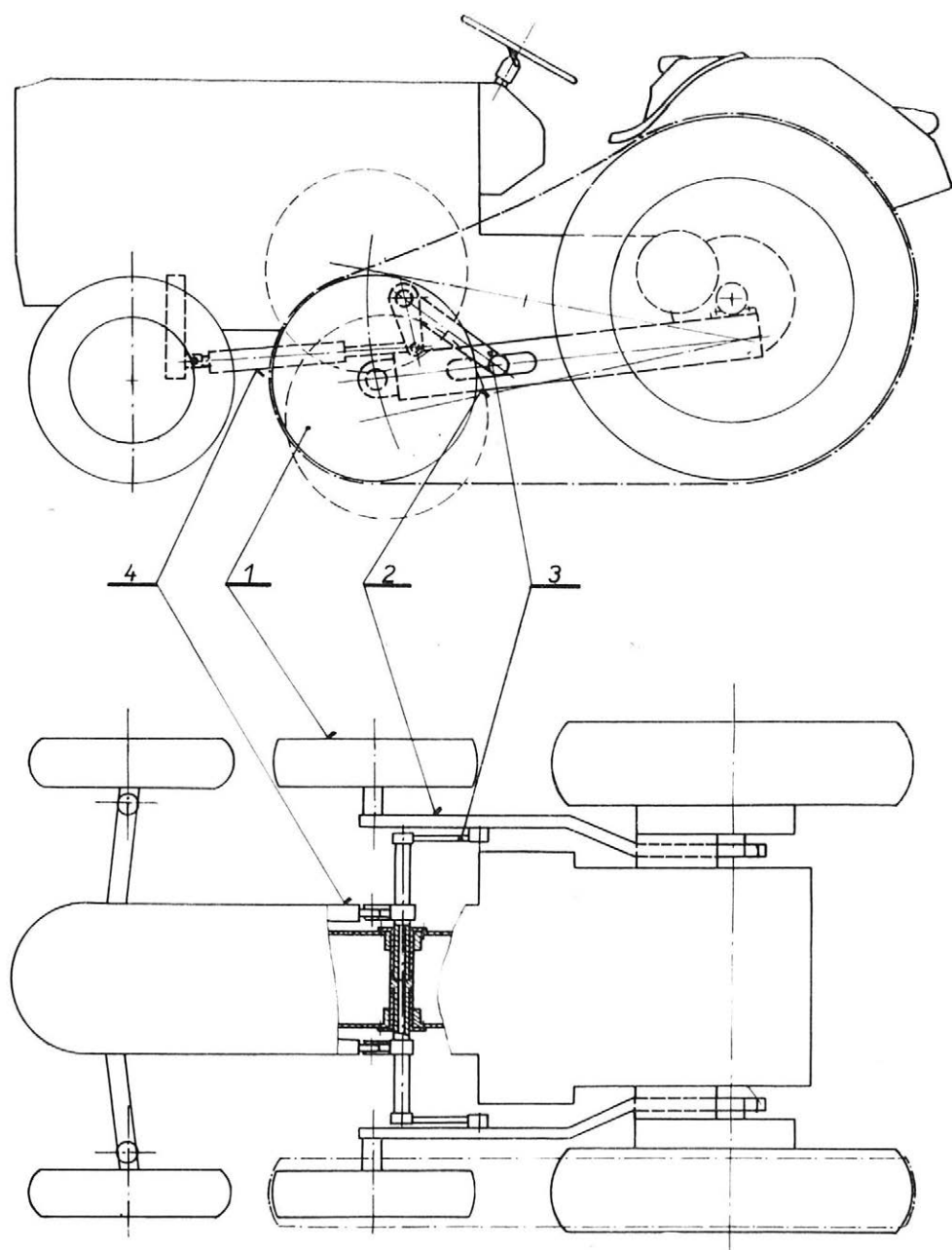
Polopásový doplněk se skládá ze dvou tandemových výkyvných kol (obr. 3—1), která jsou usazena na čepích výsuvných částí výkyvných nosných ramen (obr. 3—2). Ramena jsou otočně uchycena na redukční skříní zadní nápravy traktoru. V nosných ramenech jsou sesuvně uložena ložiska pro delší rameno úhlových pák (obr. 3—3), kratší ramena úhlových pák jsou spojena s pístnicemi ovládacích hydraulických válců (obr. 3—4). Ramena jsou otočně uložena v pouzdrech spojkové skříně traktoru a jejich středem prochází torzní tyč.

Popsané technické řešení umožňuje ovládání, tj. sklápění a zdvihání tandemových kol vnějším okruhem hydrauliky traktoru. Tím se při zdvižení tandemových kol dosahuje u traktoru obdobných jízdních vlastností, jako u kolového traktoru; sklopením tandemových kol a zvětšením přitisknutím k podložce přebírá traktor vlastnosti traktoru pásového. Velikost přitlačné síly tandemového kola k podložce je možno měnit pro každé kolo samostatným rozváděčem tlakového oleje, ovládaným z místa řidiče traktoru. K vyrovnání nastavené přitlačné síly tandemového kola k podložce při jízdě v nerovném terénu (jako je povrch pole) je každá strana podvozku i každé tandemové kolo samostatně odpérováno prostřednictvím torzního odpružení, jehož schéma je patrné z obr. 3.

Vlastní pás, kterým je zajišťován pohon tandemového kola od zadního hnacího kola traktoru a který zlepšuje soudržnost pojezdového ústrojí s podložkou, byl rovněž upraven vzhledem k tomu, že texgumoidové pásy nemají dlouhou životnost a jsou značně nákladné. Pás je sestaven z lisovaných ocelových článků (obr. 4—1) s vodicími patkami (obr. 4—2); jeho výrobcem je ZKL Brno. Články jsou podle tohoto návrhu vzájemně spojeny normálním zdvojeným lanem, což vyplývá z obr. 4, z kterého je patrný i způsob spojování konců v jeden nekonečný celek.

VLIV NAVRŽENÉHO USPOŘÁDÁNÍ POLOPÁSOVÉHO DOPLŇKU NA ZMĚNU TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORU

Tahové charakteristiky pro univerzální traktor Z-4011 byly již zjištěny pro různé pracovní podmínky i při použití dosavadních polopásových doplňků (Grečenko 1966). Aby bylo možno určit vliv navrženého výkyvného polopásu na změnu tahových vlastností v různých pracovních podmínkách v zemědělském provozu, byly založeny srovnávací tahové zkoušky, při nichž je zjištěn pojezdový odpor a charakteristiky změn velikosti



3. Praktická konstrukce pracovního modelu polopásového doplňku pro traktor Z-4011

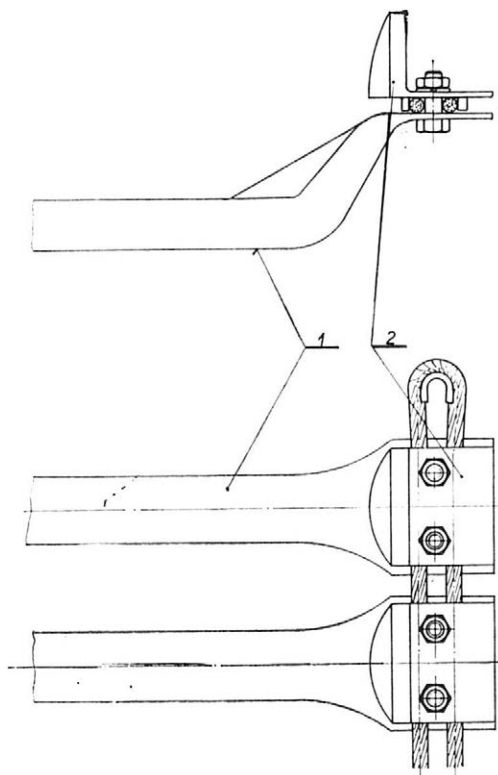
ujeté dráhy (prokluzu) na tahové síle traktoru. Srovnávací pokusy byly provedeny pro tyto alternativy:

traktor Z-4011 vybavený pneumatikami na hnacích kolech o velikosti 12,4/11—32,

traktor Z-4011 s navrženým pracovním modelem polopásu — polopásky jsou zdviženy,

traktor Z-4011 s navrženým pracovním modelem polopásu — polopásky jsou spuštěny a přitlačovány k podložce tak, aby přední náprava byla zatížena asi 20 % hmotnosti traktoru (což odpovídá požadavkům na bezpečnost práce traktoru) a z toho vyplývající zatížení předních kol,

traktor Z-3011 vybavený normálním polopásem, sériově vyráběný a dodávaný.



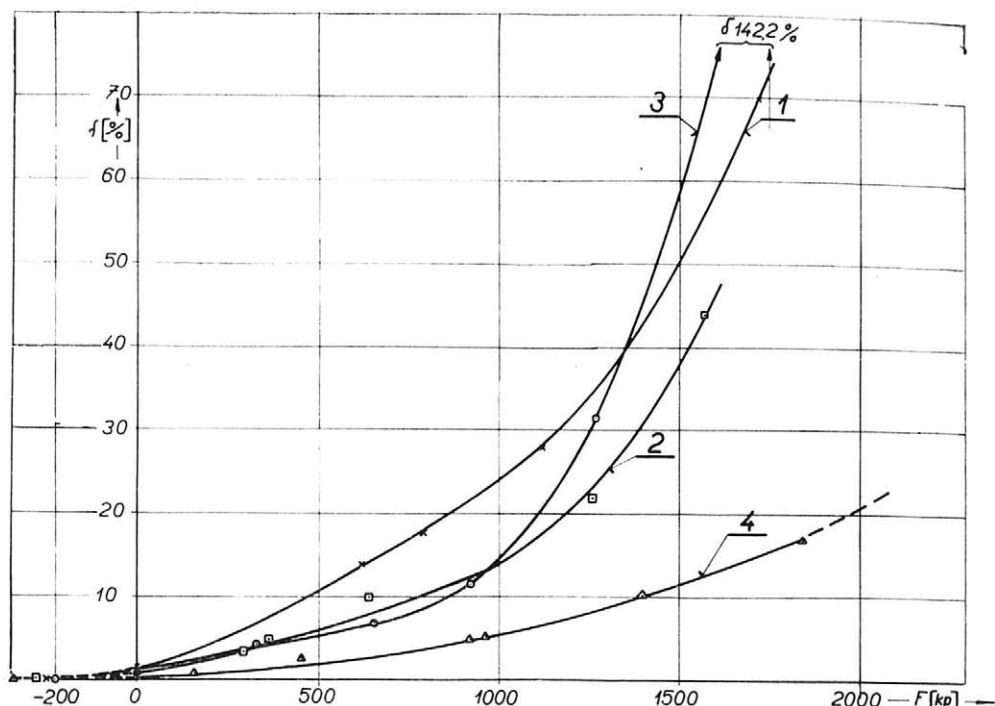
4. Praktická konstrukce lanového polopásu s články běžného typu, které jsou vyráběny pro normální polopásové doplňky k traktorům Zetor

Srovnávací pokusy byly založeny v JZD Běchary, okr. Jičín, na těžkých jílovitých půdách různě povrchově upravených a různě vlhkých. Pracovní podmínky lze charakterizovat těmito ukazateli:

— na poli po sklizené cukrovce o vlhkosti do hloubky

0—50 mm	22 %;	50—100 mm	20 %;
0—50 mm	29 %;	50—100 mm	26 %;
0—50 mm	34 %;	50—100 mm	27 %;

— na poli po hluboké orbě (napříč brázdy) v hrubé brázdě a o vlhkosti půdy 0—100 mm 18 %.



5. Porovnání tahových charakteristik traktoru s různým pojezdovým ústrojím (pole po sklizené cukrovce — těžká jílovitá půda — vlhkost 22 %)

1 — Z 4011 s pneu 12,4/11—32

2 — Z 3011 s normálním polopásem

3 — Z 4011 s vyklápěcím polopásem — pásy zdviženy

4 — Z 401 s vyklápěcím polopásem — pásy spuštěny



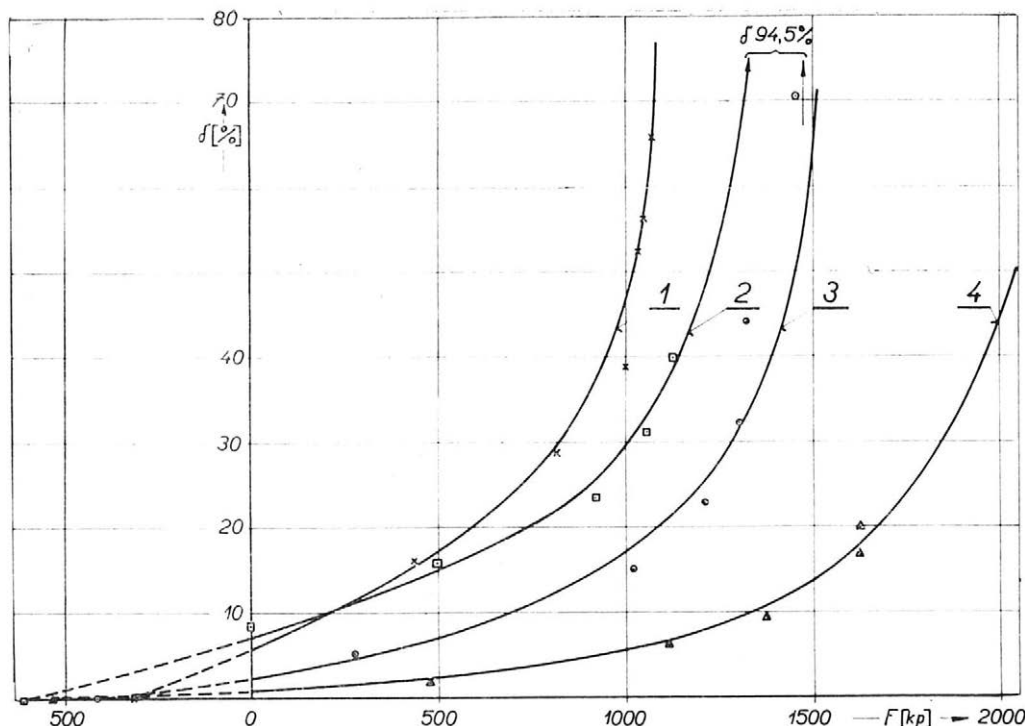
Výsledky tahových zkoušek

Zjištěné poznatky jsou zpracovány do charakteristik uvedených na obr. 5, 6, 7, 8. Z poznatků vyplývá:

Pojezdový odpor stoupá u všech typů podvozku se stoupající vlhkostí půdy. Na sušší a pevnější podložce, jakou bylo pole po sklizni cukrovky v určitém případě ve srovnání s oranicí, je pojezdový odpor nejnižší, mezi jednotlivými typy pojezdového ústrojí je vyrovnán. Vždy však je vyšší u té varianty, u které je polopás pevně přitlačován k podložce výkvným tandemovým kolem. Pojezdový odpor stoupne u spuštěného tandemového kola asi o 60 % ve srovnání s případem, kdy tandemové kolo je zdviženo, což je ovlivněno hlavně činností příček pásu. Takovýto nepříznivý vliv pásu na zvýšení pojezdového odporu je pak ve větší míře patrný u půd s větší vlhkostí, které se lépe k příčkám pásu a zvyšují pojezdový odpor.

Při jízdě traktoru po hrubé brázdě oranice je pojezdový odpor ovlivněn hlavně deformační prací nerovného povrchu pole. Proto byla jeho velikost u prověřovaných podvozků nepříznivě ovlivňována šířkou stopy. Ta byla pro tři variace uspořádání podvozku stejná, takže i pojezdový odpor byl přibližně stejný. Nejnižší byl pro podvozek s úzkou pneumatikou.

Uvedené poznatky potvrdily předpoklady, že pokud se nevyžaduje od podvozku vyvozování větších tahových sil nebo nízký měrný tlak ve stykové ploše pojezdového ústrojí s podložkou (zejména pod vlivem agrotechniky), je vhodné používat tandemového



6. Porovnání tahových charakteristik traktoru s různým pojezdovým ústrojím (pole po sklizni cukrovky — těžká jílovitá půda — vlhkost 29 %)

1 — Z 4011 s pneu 12,4/11—32

2 — Z 3011 s normálním polopásem

3 — Z 4011 s vyklápěcím polopásem — pásy zdviženy

4 — Z 401 s vyklápěcím polopásem — pásy spuštěny

uspořádání podvozku, ovšem bez upevněných pásů. Je to zejména pro tyto případy:

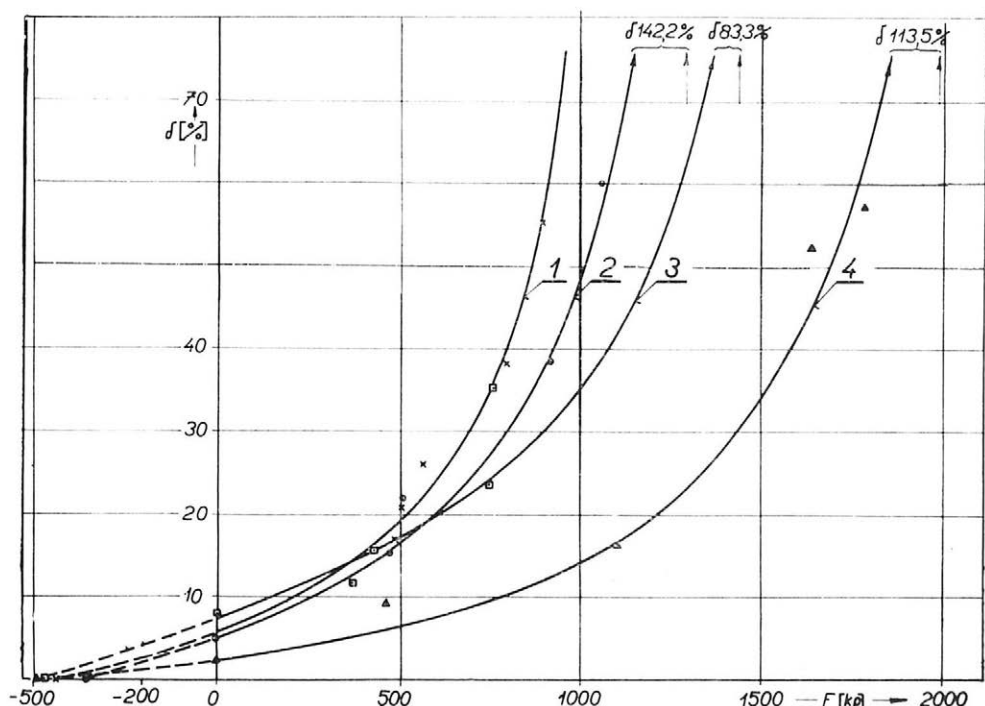
- stopa je úzká, tj. podvozek není vybaven k pohonu tandemového kola ať již zvednutého či spuštěného poháněcím pásem;
- jen občas potřebujeme dobré tahové vlastnosti traktoru; v pracovních úsecích výkyvné tandemové kolo zvedneme, takže traktor pracuje s nižším pojezdovým odporem.

Tahové vlastnosti traktoru se v největší míře zlepšily u podvozku, jehož výkyvné tandemové kolo poháněné pásem bylo přitlačováno k podložce. Toto zlepšení se projevilo ve všech porovnávaných pracovních podmínkách. Rozdíly mezi tahovými vlastnostmi traktoru se zdviženým a přitlačným poháněným tandemovým kolem nám nejlépe ukazují výhodnost nového uspořádání.

ZÁVĚR

Dosažené poznatky potvrzují možnost dalšího zlepšení pojezdového ústrojí traktoru i jiných mobilních agregátů. Doporučuje se proto následující postup:

- Nahradit dosavadní polopásové doplňky k univerzálním traktorům unifikované řady novým typem tandemového uspořádání polopásového doplňku, aby tak byly získány v zemědělském provozu zkušenosti technického i praktického rázu i s organizací prací s různými agregáty, které používají těchto doplňků v určitých pracovních

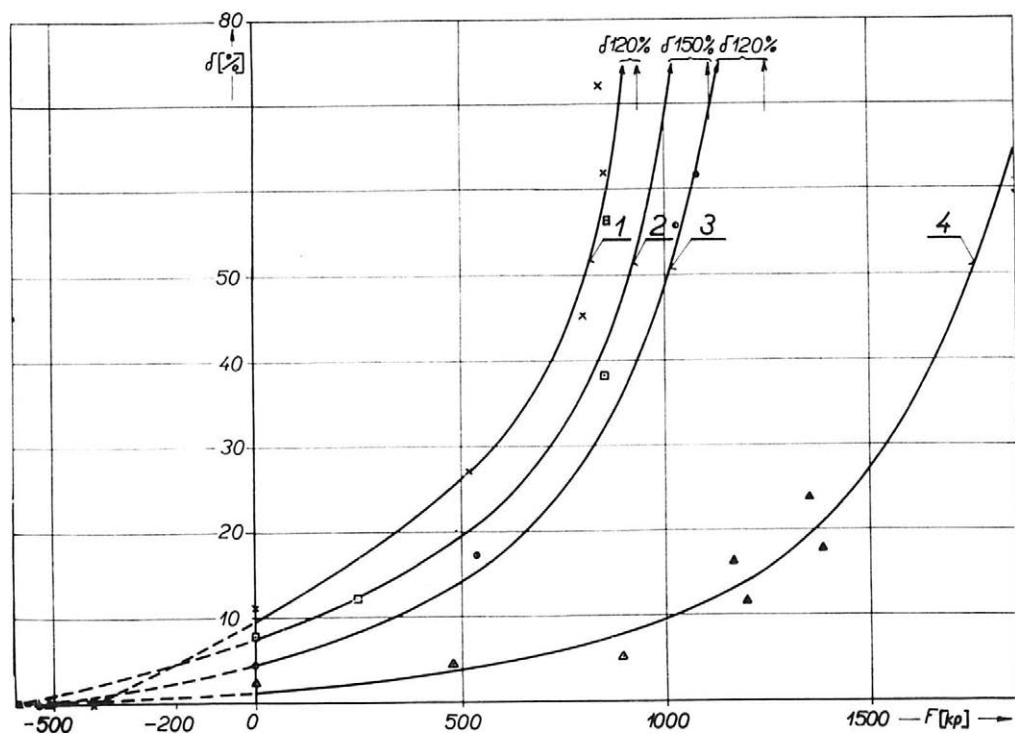


7. Porovnání tahových charakteristik traktoru s různým jezdeckým ústrojím (pole po sklizené cukrovce — těžká jílovitá půda — 34% vlhkost)

- 1 — Z 4011 s pneu 12,4/11—32
- 2 — Z 3011 s normálním polopásem
- 3 — Z 4011 s vyklápěcím polopásem — pásy zdviženy
- 4 — Z 401 s vyklápěcím polopásem — pásy spuštěny

podmínkách buď ke zmírnění zatížení hnacích kol traktoru, nebo k dosažení větší průjezdnosti v zamokřených či rozbahněných, popřípadě zasněžených až zledovatělých podložkách (obr. 2, 3).

- Pro traktory nebo zemědělské stroje, u nichž má být zajištěn bezpečný provoz po pevnou vozovku, až sypkou, rozbahnělou či sněhem pokrytou podložku (nebo k překonávání překážek, zejména v lese) použít navržené úpravy jezdeckého ústrojí s výkyvným uspořádáním tandemových kol poháněných podle potřeby pásy hnacích kol. Tyto podvozky se mají vybavovat pneumatikami různých nebo stejných velikostí (co do vnějšího průměru) Pneumatiky mohou být rozličně široké — úzké s vysokou únosností (zejména tehdy, kdy tento podvozek jezdí po plné podložce v terénu) nebo široké až válcové, na nichž se stroj pohybuje na málo únosných podložkách rozbahněných či sněhových (obr. 1, 2, 3).
- Pro přenášení pohonu mezi tandemovým a hnacím kolem používat různé typy pásů, zejména pro zlepšení tahových i flotačních ukazatelů. Rozdílnost pásů spočívá nejenom v celkových rozměrech, ale i ve tvarech a úpravě článků. Současně bude i využito navržené úpravy spojení článků pomocí lana (obr. 4).
- Vyvíjet na tomto principu podvozky s různým stupněm výkyvnosti tandemových kol, používající hnací i tandemová kola s pneumatikami minimálních vnějších průměrů (což umožní realizovat doporučenou ideu malých pneumatik) a k nim sadu rychle vyměnitelných pásů pro práci v různých pracovních podmínkách (obr. 1, 2).



8. Porovnání tahových charakteristik traktoru s různým pojízdným ústrojím (jízda napříč hrubé brázdy pole s půdou těžkou — jílovitou — vlhkost 18 %)
- 1 — Z 4011 s pneu 12,4/11—32
 - 2 — Z 3011 s normálním polopásem
 - 3 — Z 4011 s vyklápěcím polopásem — pásy zdviženy
 - 4 — Z 401 s vyklápěcím polopásem — pásy spuštěny

Literatura

- BEKKER M. G., 1956, Theory of land locomotion (The mechanics of vehicle mobility). Univ. of Michigan Press, Ann Arbor.
- BEKKER M. G., 1962, Mechanics of off-the-road locomotion. Inst. Mech. Engrs. James Clayton Lecture, London.
- GREČENKO A., 1966, Využití poznatků mechaniky zemin ke studiu stlačování půdy traktorovými koly. Zem. technika 9 : 551-575.
- GREČENKO A., 1967, Terramechanika. Studijní informace, zvláštní řada ÚVTI 9.
- CHARČENKO P. E., TULJAJEV V. N., 1952, O vlijanii konstruktivnych parametrov guseničnogo dvizitelja na tagovyje kačestva traktora. ATP 3.
- MC KIBBEN E. G., DAVIDSON J. B., 1940, Effect of wheel arrangement of rolling resistance. AE 3.
- REECE A. R., 1964, The effect of grousers on off-the-road vehicle performance. JAER 4.

Došlo dne 22. 11. 1970

Механизмы передвижения, позволяющие оптимально использовать ходовые свойства в пределах от колесного до гусеничного шасси

Для достижения лучших рабочих показателей в очень изменчивых сельскохозяйственных рабочих условиях, по сравнению с достигнутыми колесными (и с многоосными приводами) и гусеничными шасси, была предложена конструкция шасси, пригодная главным образом для мощных тракторов и машин.

Ее сущность заключается в тендедном расположении качающихся колес, оснащенных линами; пары колес в случае необходимости приводятся в движение текстумоидными или проволочными лентами с металлическими перекладинами. Качающиеся тендезные колеса укреплены на пружинах для обеспечения хорошего копирования местности; регулировка их положения (так же, как и степень прижимания) для каждой стороны самостоятельная и регулируется с места водителя гидравлическим приспособлением. Такое приспособление позволяет плавно менять свойства шасси трактора или машины, а именно от свойств, характерных для колесного шасси по свойствам, соответствующие гусеничному шасси. Одновременно оно позволяет преодолевать отдельные препятствия, например, ступени, пни и др.

В соответствии с этими принципами была разработана и изготовлена рабочая модель полугусеничного дополнения к универсальному трактору обычного типа. Испытания подтвердили улучшение и можно предполагать, что это решение будет способствовать дальнейшему усовершенствованию и экономии работы трактора и других машин.

Travelling Gear Enabling Smooth Combining of the Travelling Characteristics in the Range from Wheel to Caterpillar Undercarriage

In order to achieve better operation parameters under the widely ranging agricultural work conditions than with the to-date wheel (even with multi-axle drive) and caterpillar undercarriages, a new design of the undercarriage was developed particularly for high-performance tractors and machines. The principle of the new undercarriage lies in the tandem arrangement of tumbler wheels equipped with tyres; the pairs of wheels are driven by each other, if required, by means of textumoid or wire belts with metallic crossbars. The tumbler tandem wheels are supported by springs to provide for good accommodation to the terrain; their position adjustment (as well as the value of the pressing force) is independent for each side, and controlled by means of a hydraulic equipment from the driver's cabin. The hydraulic equipment makes it possible to smoothly change the properties of the undercarriage of tractor or machine, from the properties characteristic of wheel undercarriage up to those of caterpillar undercarriage. At the same time, driving over solid objects standing in the tractor's way, or over stairs, logs, etc., is enabled. The above-mentioned principles were used for the designing and construction of a work model of a semi-caterpillar accessory to the ordinary type of tractor. The checkings demonstrated some improvement, and it can be expected that this solution of the mentioned problems will contribute to further increase in the quality and economics of the work of tractors and other machines.

Fahrwerk, das ermöglicht die Fahrteigenschaften in einer Begrenzung vom Radgestell bis zum Bandgestell allmählich zu mischen

Um bessere Arbeitskennziffern in den breit veränderlichen landwirtschaftlichen Arbeitsbedingungen als mit den bisherigen Radgestellen (auch mit Mehrachsenantrieb) und auch Bandgestellen zu erreichen, wurde eine neue Regelung des Fahrgestells, das hauptsächlich für leistungsfähige Traktoren und Maschinen geeignet ist, vorgeschlagen.

Sein Wesen beruht in der Tandemregelung der Schwenkräder, die mit Luftreifen ausgestattet sind; das Räderpaar wird nach Bedarf zueinander mittels textumoiden oder Drahtbändern mit Metallsprossen getrieben. Die Tandemschwenkräder sind abgefedert untergebracht, um eine gute Terrainkopierung zu sichern; ihre Lageeinstellung (jedoch auch die Größe der Anpresskraft) ist für jede Seite selbständig und vom Ort des Chauffeurs mittels hydraulischer Vorrichtung gesteuert. Eine solche Vorrichtung ermöglicht eine allmähliche Veränderung der Gestelleigenschaften des Traktors oder der Maschine, und zwar von den für das Radgestell charakteristischen Eigenschaften auf jene Eigenschaften, die dem Bandgestell entsprechen. Gleichzeitig ermöglicht sie die Fahrt über Stückhindernisse, eventuell über Stufen, Stämme u. ä.

Laut dieser Grundsätze wurde ein Arbeitsmodell der Halbbandergänzung zum universalen Traktor eines laufenden Types ausgearbeitet und angefertigt. Die Prüfungen bestätigten eine Verbesserung und es kann vorausgesetzt werden, daß diese Lösung zu einer weiteren Präzisierung und Rationalisierung der Arbeit mit dem Traktor und anderer Maschinen beitragen wird.

Mécanisme de déplacement permettant d'alterner les propriétés de déplacement dans les limites que permettent les châssis à roue et à bande

Pour obtenir dans les conditions très variables de travaux agricoles, des indices de travail meilleurs que ceux qu'assurent actuellement les châssis à roue (même à plusieurs essieux commandés) et les châssis à bande, on a proposé un arrangement nouveau du châssis qui convient notamment pour les tracteurs et machines à grand rendement.

Son système consiste dans l'arrangement en tandem des roues basculantes équipées de pneumatiques; le couple de roues est commandé par des bandes texturées ou de fil, équipées de barres métalliques. Les roues basculantes en tandem sont montées sans suspension pneumatique pour bien épouser l'aspérité du terrain. Leur réglage de positionnement (mais aussi l'importance de l'effort de pression) sont pour chaque côté indépendants et commandés par le dispositif hydraulique à partir du siège du conducteur. Un tel dispositif permet de changer en continu les propriétés du châssis du tracteur ou de la machine, et cela en partant des propriétés caractéristiques pour le châssis à roues aux propriétés répondant au châssis à bande. Simultanément, il permet de traverser les obstacles, par exemple les marches, les tiges et ainsi de suite.

C'est selon les principes en question qu'on a élaboré et réalisé le modèle d'une demi-bande supplémentaire ajoutée au tracteur universel du type courant. Les essais ont confirmé l'amélioration, de sorte qu'on peut supposer que cette solution peut contribuer à la perfection ultérieure et à l'amélioration économique du travail et des autres machines.

Adresa autora:

Ing. Antonín A n d e r t, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

631.22.01 631.3.004.5/6 631.3.001.1

Při projektování mechanizovaného výrobního procesu v zemědělství a zvláště pak v živočišné výrobě se setkáváme s procesy časově omezenými, a to buď úplně, tj. začátkem i koncem, nebo částečně (buď začátkem nebo koncem).

V případě nedodržení časové omezenosti dochází většinou k narušení denního stereotypu, na který jsou zvířata zvyklá (tj. k snížení užitečnosti) a nebo může dojít přímo i k škodlivému působení na organismus zvířete. Jako příklad lze uvést dobu dojení a krmení, dále ventilaci, zásobování vodou, ošetřování mléka apod.

Jelikož ztráty způsobené eventuální nespolehlivostí (u zařízení zajišťujících dané funkce) mohou dosahovat dosti značných hodnot, je nutné zabývat se poněkud více zajišťováním spolehlivosti strojních zařízení než dosud, a to především možnostmi uplatnění základů teorie spolehlivosti v projektantské praxi.

DEFINICE POJMU SPOLEHLIVOST

Spolehlivost (ČSN 34 5111) je vlastnost soustavy nebo výrobku, zajišťující plnění předepsaných funkcí. Zahrnuje bezporuchovost, udržovatelnost a životnost soustavy nebo prvku. Číselně se udává pravděpodobnostními charakteristikami a parametry. Předepsanou funkcí se rozumí definovaná závislost sledovaného znaku na provozních podmínkách včetně definice časového intervalu.

Vzhledem k tomu, že o základech teorie spolehlivosti bylo již mnoho napsáno (Calabro 1965, Fleischman 1969, Legát 1970, Myslivec 1966, Šor 1962), nebude se tato studie zabývat odvozováním příslušných matematických vztahů. Budou uvedeny pouze závěry pro pravděpodobnost bezporuchového provozu, udržovatelnost a životnost; vychází se přitom obecně z nějaké funkce hustoty rozdělení pravděpodobnosti výskytu poruch $f(T)$ (Šor 1962) a funkce hustoty rozdělení pravděpodobnosti doby obnovy $F(t)$.

1) Pravděpodobnost bezporuchového provozu (R_T) — udává pravděpodobnost toho, že během předepsané pracovní doby (T) nenastane porucha.

$$R_T = \int_T^{\infty} f(T) dT$$

2) Udržovatelnost (M_t) — je pravděpodobnost, že výrobek (stroj nebo zařízení) bude opět uveden do provozuschopného stavu v čase menším nebo rovném (t), provádí-li se údržbová činnost podle předepsaného postupu.

$$M_t = \int_0^t F(t) dt$$

3) Životnost — je vlastnost soustavy nebo prvku zachovávat dlouhodobě provozuschopnost (s nezbytnými přestávkami pro technickou údržbu a opravy) do mezního stavu (Novotný 1970).

ZPŮSOBY ZAJIŠŤOVÁNÍ SPOLEHLIVOSTI

Možnosti zajištění spolehlivosti jsou v zásadě tři:

1. Vhodné konstrukční řešení — je to jedna z hlavních cest, jak preventivně zvýšit spolehlivost strojního zařízení.
2. Správný provoz daného zařízení — tj. dodržování předepsaných údržbových činností, zkracování průběžných dob oprav, dodržování pokynů výrobce pro obsluhu atd.
3. Vhodné projektové řešení — do tohoto oboru činnosti patří především:
 - a) projektování vhodných mechanizačních systémů a jejich plošného (prostorového) uspořádání z hlediska spolehlivosti (tab. I),
 - b) v případě, že v daném mechanizačním systému je jeden nebo více strojů (zařízení) nezaručujících dostatečnou spolehlivost, přichází v úvahu řešení náhradního provozu. Náhradní provoz musí být ekvivalentní provozu hlavnímu. Jedna z cest, jak tento náhradní provoz řešit, je zálohování.

Zálohovat za každou cenu však není rovněž únosné z ekonomického hlediska. Proto je lépe hovořit o tzv. efektivním zálohování anebo o tzv. optimální hodnotě spolehlivosti. V zásadě se jedná o hodnocení, zda náklady spojené se zajišťováním spolehlivosti jsou nižší než eventuální ztráty, které by vznikly původní nespolehlivostí zařízení. To znamená, že ekonomický efekt (Legát 1970)

$$E = U - N > 0$$

kde: U — úspory odpovídající ztrátám z nespolehlivosti
 N — náklady na zajištění spolehlivosti

Pochopitelně, že do bodu ad b) nespadá pouze zálohování, ale i jiná opatření (např. konstrukční), která by měl již v projektu projektant navrhnout.

METODY ŘEŠENÍ PROBLÉMU SPOLEHLIVOSTI V PRAXI Z HLEDISKA PROJEKTANTA

Z bodu 3) předešlé části studie vyplývá, že projektanti (především technické části projektu) v Zemědělských projektových ústavech by měli být schopni řešit následující úkoly:

- A) Projektanta nezajímá detailní (konstrukční) řešení jednotlivých strojů (zařízení) apod., ale stroje jako celky a on si na ně klade své požadavky. Právě jedním z požadavků, který není v současné době vůbec uplatňován, je požadavek na spolehlivost. To znamená, že projektant musí mít o daných problémech dosti velké znalosti, a to hlavně znalosti použitelné v projektantské praxi. Dále musí být dostatečně informován o funkci strojů a zařízení stejných nebo podobných (strojům, které bude navrhovat do projektu) v provozu již pracujících. Na základě toho by měli projektanti stanovit, jakou spolehlivost musí daný projektovaný stroj mít, tj. stanovit pravděpodobnost

bezporuchového provozu na určitý časový interval a udržovatelnost vzhledem k předepsané době obnovy (t).

Jako zcela samostatný problém, který ani nespadá do oboru spolehlivosti, je nutno uvést tzv. kvalitativní analýzu poruch. Jedná se vlastně o předpoklad (vycházíme přitom z praktických zkušeností), jaké poruchy mohou na daném stroji (zařízení) vzniknout, jaké budou mít asi následky a zda se jedná o poruchy převážně rázu okamžitého či postupného. Postupná porucha je zde míněna taková, která sice může vzniknout během práce stroje (zařízení), ovšem nezpůsobí jeho okamžité vyřazení z činnosti — stroj (zařízení) je pak možno v době po skončení časově omezeného procesu uvést do normálního stavu.

- B) Může nastat případ, že spolehlivost je možné zajistit jedině při podstatném zvýšení investičních, event. i provozních nákladů. Pak je nutné, aby projektanti vyprojektovali takový mechanizační systém, který i při snížené spolehlivosti dostatečně zajistí správnou funkci. Většinou to však znamená zásah nejen do skladby mechanizačních prostředků, ale i do technologie a stavby.
- C) Projektanti by měli být schopni zhodnotit, zda opatření navržená k zajištění spolehlivosti jsou opodstatněná z ekonomického hlediska.

K řešení problematiky obsažené v bodech A, B a C lze navrhnout celkem dvě metody:

1. Metoda subjektivního posouzení — metoda založená vyloženě na odborných a praktických znalostech projektanta o jednotlivých strojích, takže je schopen podle vlastního úsudku zhodnotit, zda daný stroj (zařízení) bude v navrhovaném mechanizačním systému z hlediska spolehlivosti vyhovovat zcela, částečně anebo nebude vyhovovat. V případě, že by stroj (zařízení) vyhovoval částečně, musí být navržena opatření k úplnému zajištění spolehlivosti.

Pochopitelně, že projektant musí mít dostatečné množství informací o stroji stejném nebo podobném v provozu již pracujícím, tj. o intenzitě poruch, udržovatelnosti, životnosti a musí být schopen poruchy kvalitativně analyzovat.

2. Metoda klasifikační — je vlastně kombinací metody subjektivního posouzení s poznatky z teorie spolehlivosti. Projektanti klasifikují jednotlivé stroje (zařízení) podle předem stanovených hledisek, výsledky zaznamenávají do tabulky (tab. I), ze které vyplýne přímo — po srovnání výsledků — hodnocení vhodnosti použití daného stroje (zařízení) z hlediska spolehlivosti.

Metoda klasifikační je navržena k použití zejména z následujících důvodů:

- a) Klasifikace dodávaných strojů (zařízení) pouze podle pravděpodobnosti bezporuchového provozu a udržovatelnosti je zatím problém a není ani účelem této studie nějakým způsobem analyticky či experimentálně se jím zabývat.

Prozatím lze uvést řešení případu, kdy funkce $f(T)$ a $F(t)$ mají charakter exponenciálního rozdělení hustoty pravděpodobnosti výskytu, kdy intenzita poruch (λ) i parametr proudu obnov (μ) jsou konstanty, a tedy odpadá vliv doby provozu. Jelikož exponenciální rozdělení popisuje jevy náhodné, není pro náš případ rozdělením typickým.

Sledujeme-li však stroj (zařízení) jako celek v době od skončení doby záběhu až do doby, kdy se začínají ve větší míře projevovat poruchy v důsledku opotřebení, lze toto rozdělení použít, i když výsledky nebudou zcela přesné, neboť ani zde intenzita poruch (λ) nemá zcela konstantní průběh. Uvedený předpoklad rovněž neplatí univerzálně pro všechny stroje (zařízení).

Po dosažení $f(T)$ a $F(t)$ do vztahů pro R_T a M_t vychází pro exponenciální rozdělení:

$$R_T = \exp(-\lambda T)$$

a

$$M_t = 1 - \exp(-\mu t)$$

$$\lambda = \frac{1}{T_{stř}}$$

$$\mu = \frac{1}{t_{stř}}$$

kde: λ — intenzita poruch
 T — doba, pro kterou je pravděpodobnost bezporuchového provozu počítána
 $T_{stř}$ — střední doba mezi dvěma poruchami
 μ — parametr proudu obnov
 t — přípustná doba obnovy
 $t_{stř}$ — střední doba potřebná k obnově

U udržovatelnosti lze dále v tomto případě zavést předpoklad, že kritická mez hodnoty udržovatelnosti bude při $t = t_{stř}$, tj. $M_{tkrit} = 0,63$. Čili pro splnění hlediska udržovatelnosti musí platit

$$M_{tkrit} \leq M_{tskut}$$

b) Jelikož výsledky z bodu a) nemusí dávat dostatečný obraz o skutečnosti, je nutné ještě udělat tzv. kvalitativní analýzu poruch a po celkovém srovnání výsledků je možno dostat skutečný obraz o stroji (zařízení), tj. rozhodnout o vhodnosti stroje (zařízení) k použití, či navrhnout opatření k zajištění spolehlivosti.

Pro klasifikaci uvedených hledisek a k vzájemnému srovnání výsledků je navržena tabulka I. Po jejím pečlivém vyplnění lze pak dané stroje (zařízení) hodnotit, navrhopat opatření atd. tak, aby byly splněny požadavky z hlediska spolehlivosti.

SESTAVENÍ TABULKY I

A) Pro hodnocení spolehlivosti je navržena — pro každý stroj (zařízení) — první část (A), ze které by mělo automaticky vyjít, zda z hlediska spolehlivosti je stroj (zařízení) vhodný úplně, tj. bez jakýchkoli úprav konstrukčních či jiných, nebo je vhodný za splnění jistých předpokladů, či zda je nevhodný. Závěry vyplývající z této části tabulky se pak použijí k celkovému hodnocení, návrhům, úpravám, stanovení požadavků apod.

Poznámka: Předpokladem k hodnocení podle bodu A) je, že výrobce bude udávat u nových strojů (zařízení) jejich charakteristiky spolehlivosti.

B) Další hodnocení by bylo podle výsledků kvalitativní analýzy poruch, které — po srovnání s udržovatelností — by dokreslilo celkový obraz o stroji (zařízení). V našem případě by se především jednalo o hodnocení, zda pravděpodobné poruchy, které mohou u daného stroje (zařízení) nastat, jsou převážně rázu okamžitého (O) či postupného (P), nebo jsou kombinací (OP). Např. u nekonečného krmného pásu lze předvídat, že v místě, kde je pás spojen sponou, nastane jeho postupné přetržení, tzn. že v době, kdy není pás v provozu, lze preventivně zabránit poruše, která třeba nesplňuje podmínku $t_{stř} < t$.

Hodnocení podle B) je opět zpracováno do tabulky I v odd. B a parciální výsledky jsou použity k celkovému hodnocení.

C) Dalším kritériem k hodnocení většinou již navržených opatření je ekonomický efekt (E) (viz tab. I odd. C a Legát 1970).

D) Nakonec (tab. I odd. D) je nutno srovnat všechna tři hodnocení a výsledkem bude:

- vyhovuje plně,
- vyhovuje za splnění jistých podmínek (jakých),
- nevyhovuje (proč).

I. Klasifikace hledisek pro hodnocení spolehlivosti

[illegible]

V poznámce by pak bylo vhodné každé „vyhovuje“ nebo „nevyhovuje“ zdůvodnit, eventuálně shrnout návrhy na vhodná provozní, konstrukční, projekční aj. opatření.

Poznámka: Pro ilustraci jsou v tab. I doplněny údaje pro vývěvu RV — 1000, za použití předpokládané střední doby mezi poruchami 500 hod., střední doby obnovy 48 hod., doby dojení 2 hod. a přípustné doby obnovy 0,3 hod. Jelikož je uvažován exponenciální zákon hustoty rozdělení pravděpodobnosti výskytu poruch a rovněž parametr proudu obnov je uvažován konstantní, nejsou uvedené výsledky přesné.

ZÁVĚR

Tato studie je prvním pokusem aplikovat dosti složitou teorii spolehlivosti do projektantské praxe. Je možné, že se dalším studiem a vývojem vyvinou i další metody klasifikace daných hledisek. V každém případě je nutné, aby se již nyní projektanti (především technických částí projektu) zabývali preventivním zajišťováním spolehlivosti a aby tak vyprojektované mechanizační systémy přinesly očekávané výsledky.

Je pochopitelné, že i průmyslové závody by měly reagovat na požadavky projektantů a dodávat dostatečné a seriózní informace o svých strojích (zařízeních) z hlediska spolehlivosti.

Literatura

- CALABRO S. R., 1965, Základy teorie spolehlivosti a jejich využití v praxi. SNTL Praha.
FLEISCHMAN Z., 1969, Příspěvek k problematice zajišťování provozní spolehlivosti zemědělských strojů. Zemědělská technika 3 : 151-160.
HAVLÍČEK J., 1967, Zabezpečování provozu strojů. SPN Praha.
KADLEC V., 1969, Vybrané statě z biologických základů živočišné výroby. SPN Praha.
LEGÁT V., 1970, Příspěvek k určování optimální spolehlivosti některých zařízení v zemědělství. Zemědělská technika 4 : 191-199.
MYSLIVEC V., 1966, Statistická teorie spolehlivosti a její použití v zemědělské technice. Zemědělská technika 9 : 537-550.
ŠOR J. B., 1962, Metody analýzy a kontrola kvality i nadělnosti. Sovětskoje pravo, Moskva.
NOVOTNÝ F., 1970, Životnost zemědělské techniky a její charakteristiky. Zemědělská technika 12 : 759-769.
—, ČSN 34 5111 Názvosloví spolehlivosti v elektronice.

Došlo dne 4. 11. 1970

Legenda k tabulce I:

- A — hodnocení spolehlivosti
B — kvalitativní analýza poruch a hodnocení použitelnosti stroje (zařízení) z hlediska spolehlivosti
C — ekonomické hodnocení opatření přijatých v části A ; B
D — celkové konečné hodnocení vhodnosti použití stroje (zařízení)
E — N (Legát 1970) je-li E + — vyhovuje, je-li — — nevyhovuje
O — poruchy převážně rázu okamžitého
P — poruchy převážně rázu postupného
OP — výskyt poruch O i P
O — druh stroje (zařízení), skupiny, podskupiny, součásti
1a — pravděpodobnost bezporuchového provozu dosahovaná strojem (zařízením) stejným nebo podobným v provozu již pracujícím
1b — stroj nebo zařízení v provozu již pracující vyhovuje (V) nebo nevyhovuje (N)
2 — pravděpodobnost bezporuchového provozu zaručovaná výrobcem u nového stroje (zařízení)

- 3a — udržitelnost dosahovaná v provozu u stroje (zařízení) stejného nebo podobného
- 3b — stroj nebo zařízení v provozu již pracující vyhovuje (V) nebo nevyhovuje (N)
- 4 — udržitelnost zaručovaná výrobcem u nového stroje (zařízení)
- 5 — životnost stroje (zařízení); nebo je-li zařazovaný stroj starší — kolik let ještě zbývá do konce životnosti
- 6 — předpokládané poruchy jsou převážně rázu okamžitého (O)
- 7 — předpokládané poruchy jsou převážně rázu postupného (P)
- 8 — předpokládané poruchy jsou kombinací (OP)
- 9 — hodnocení vhodnosti použití stroje (zařízení) z hlediska spolehlivosti
- 9a — vyhovuje plně (V)
- 9b — vyhovuje za splnění jistých podmínek — jakých (VN)
- 9c — nevyhovuje — proč (N)
- 10 — v případě, že stroj (zařízení) vyhovuje za splnění jistých podmínek, je nutno navrhnout jistá opatření — jaká?
- 11 — ekonomický efekt (E) navržených opatření; + vyhovuje, — nevyhovuje
- 12 — celkové konečné hodnocení vhodnosti použití stroje (zařízení)
- 12a — vyhovuje plně (V)
- 12b — vyhovuje za splnění jistých podmínek — jakých (VN)
- 12c — nevyhovuje — proč (N)
- 13 — poznámka
- V — vyhovuje (možno použít)
- VN — vyhovuje za splnění jistých podmínek
- N — nevyhovuje
- (*) — v případě, že u některého ze strojů (zařízení) je již z části prošlá životnost, je nutno s tím počítat

Возможности использования основы теории надежности при проектировании механизированных процессов в животноводстве

Надежность машинного оборудования представляет собой проблематику, решение которой, в частности в сельскохозяйственном производстве, где большинство рабочих процессов ограничено во времени, находит свое место. Само собой разумеется, что с экономической точки зрения полезно надежность машинного оборудования обеспечивать профилактически, т. е. с одной стороны, непосредственно у новых машин и оборудования, с другой стороны, правильной конструкцией в проектных учреждениях. Данная статья направлена на то, каким образом поступать уже в проекте при профилактическом обеспечении надежности.

The Possibilities of the Use of the Principles of Reliability Theory in the Planning of Mechanized Processes in Animal Production

The reliability of the machine equipment is a problem the solution of which is now treated with due attention, especially in agriculture where most of the work processes are limited in time. It is an explicit fact that from the economic point of view it is useful to secure the reliability of new machines in advance, i. e. directly in the new machines and equipments and in correct projecting work done by the projecting institutes. The paper is focused on the desired procedures of the preventive securing of reliability at the projecting stage.

Nutzungsmöglichkeiten der Grundsätze der Verlässlichkeitstheorie bei der Projektierung mechanisierter Prozesse in der tierischen Produktion

Die Verlässlichkeit der Maschineneinrichtung ist eine Problematik, deren Lösung, vor allem in der landwirtschaftlichen Produktion, wo die meisten Arbeitsprozesse zeitlich beschränkt sind, ihren Platz findet. Natürlich ist es vom ökonomischen Gesichtspunkt zweckmäßig, die Verlässlichkeit der Maschineneinrichtungen bereits präventiv zu ermitteln. Das heißt ertens direkt bei neuen Maschinen und Einrichtungen und zweitens durch eine richtige Projektierungstätigkeit in Projektierungsinstituten. Der Beitrag ist darauf gerichtet, wie man bereits bei der präventiven Verlässlichkeitsermittlung im Projekt vorgehen sollte.

Possibilité d'utilisation des fondements de la théorie de fiabilité pour la préparation des processus mécanisés dans la production végétale

La fiabilité des machines constitue un problème, dont la solution, notamment dans la production agricole, où la plupart des processus de travail est limitée par le temps, est d'une importance capitale. Il n'y a pas de doute que, sur le plan économique, il vaut mieux assurer la fiabilité des machines préventivement. Cela signifie d'une part qu'il faut le faire chez les machines et dispositifs nouveaux et d'autre part qu'il faut prendre en considération ce fait lors de la préparation des projets de machines dans les Instituts de projets et d'études. La contribution est orientée sur la façon de procéder pour assurer préventivement la fiabilité au moment de l'élaboration des projets.

Adresa autora:

Ing. Miroslav K a v k a, Vysoká škola zemědělská, mechanizační fakulta, Praha - Suchbát

637.125

Při činnosti dojicího stroje je do jeho prostorů nasáváno určité množství vzduchu, které se nazývá spotřeba vzduchu dojicího stroje. Aby byl v prostoru dojicího stroje udržen stálý provozní podtlak, musí z něho vývěva totéž množství odsávat. Pro vzájemnou srovnatelnost se přiváděné i odváděné množství vzduchu (při provozním podtlaku v prostoru dojicího stroje) vztahuje na normální technický stav při $T_n = 20^\circ\text{C}$ a při $P_n = 735,5$ torr a nebo se vyjadřuje objemem při atmosférickém tlaku. Přiváděné i odváděné množství je také možno vyjádřit pomocí hmotnostního průtoku (též hmotnostní rychlosti) množstvím hmoty za jednotku času.

BILANCE SPOTŘEBY VZDUCHU DOJICÍHO STROJE

Pro správné stanovení výkonnosti vývěvy, a tím pro dosažení optimální kompletace dojicího stroje, je třeba vycházet z tzv. bilance spotřeby vzduchu. Celkové přisávané množství vzduchu Q_c se skládá z několika složek

$$Q_c = Q_p \cdot m + Q_d + Q_z + Q_m \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}; \text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$$

- kde: Q_p — množství vzduchu nasávané jedním dojicím přístrojem
 m — počet zapojených dojicích přístrojů
 Q_d — množství vzduchu nasávané do prostoru dojicího stroje za účelem dopravy mléka
 Q_z — množství vzduchu nasávané do prostoru dojicího stroje netěsnostmi (spoje, kohouty atp.)
 Q_m — množství vzduchu, které je nasáváno do prostoru dojicího stroje při manipulaci s dojicími přístroji

Celková spotřeba vzduchu Q_c se mění nejen vlivem změny počtu zapojených dojicích přístrojů, ale také proto, že při manipulaci s dojicími přístroji (nasazování strukových násadců, snímání atp.) vzniká sice krátkodobá, ale poměrně značná spotřeba vzduchu. Výkonnost vývěvy musí být tedy větší než největší možné nasávané množství Q_{cmax} , jinak dochází v prostoru dojicího stroje k poklesu podtlaku. Rozdíl mezi výkonností vývěvy a okamžitou spotřebou vzduchu je do prostoru dojicího stroje nasáván přes regulační (přesněji omezovací) ventil. Množství vzduchu nasávané omezovacím ventilem označme Q_{ov} . Podrobnější rozbor jednotlivých složek spotřeby vzduchu uvádí např. Kadlec 1965 a Souček 1965.

Pro odvození vztahu vyjadřujícího závislost tlaku v dojicím stroji P na přiváděném (Q_{pr}) a odváděném (Q_{od}) množství vzduchu, na objemu vnitřních prostorů dojicího stroje V_d a na čase t , lze za předpokladu konstantní teploty diferenciál tlakové změny vyjádřit takto

$$dP = \frac{RT}{V_d} dG \quad (1)$$

Nepatrnou změnu hmoty vzduchu dG můžeme vyjádřit v závislosti na čase pomocí hmotnostního průtoku (hmotnostní rychlosti)

$$dG = (Q_{pr} - Q_{od})dt \quad (2)$$

kde: Q_{pr} — množství vzduchu, které do dojicího stroje vniká
 Q_{od} — množství vzduchu odváděné vývěvou

Dosazením (2) do (1) obdržíme

$$\frac{dP}{dt} = \frac{RT}{V_d} (Q_{pr} - Q_{od}) \quad (3)$$

Je-li $Q_{pr} > Q_{od}$, je $dP > 0$, jedná se o vzrůst tlaku (pokles podtlaku). Je-li naopak $Q_{pr} < Q_{od}$, potom $dP < 0$, jedná se o pokles tlaku (podtlak v dojicím stroji vzrůstá). Jestliže platí, že $Q_{pr} = Q_{od}$, pak $dP = 0$, tlak v prostoru dojicího stroje se nemění, jedná se o ustálený stav.

Přiváděné i odváděné množství vzduchu závisí na tlaku v dojicím stroji, neboli

$$Q_{pr} = f_1(P) \quad \text{a} \quad Q_{od} = f_2(P)$$

Aby bylo možno provést integraci diferenciální rovnice (3), je třeba nejprve vhodným způsobem tyto funkční závislosti vyjádřit.

Množství vzduchu nasávané do dojicího stroje můžeme pomocí rychlosti průtoku vyjádřit takto

$$Q_{pr} = \frac{Fw}{v} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4)$$

kde: F — plocha otvoru, kterým vzduch vniká $[\text{m}^2]$
 w — rychlost průtoku vzduchu $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
 v — měrný objem vzduchu v dojicím stroji $[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$

Označíme-li dále tlak uvnitř dojicího stroje P a tlak vně dojicího stroje P_o , pak rychlost proudění vzduchu můžeme vyjádřit pomocí rovnice Saint-Venantovy

$$w = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} P_o v_o \left(1 - \frac{P}{P_o}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5)$$

Tlak vzduchu vnikajícího do dojicího stroje klesá z hodnoty P_o na P , přičemž se jedná téměř o děj adiabatický, a proto měrný objem vzduchu v prostoru dojicího stroje můžeme vyjádřit

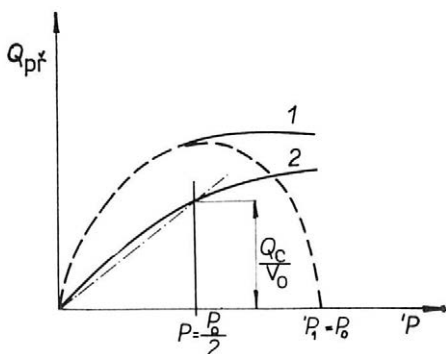
$$v = v_0 \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (6)$$

Dosažením vztahů (5) a (6) do (4) obdržíme pro přísávané množství výraz

$$Q_{pr} = F \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_0}{v_0} \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (7)$$

Jestliže F je konstantní, potom přísávané množství je závislé na tlaku P uvnitř dojíacího stroje. Protože tlakové poměry v dojícím stroji vyjadřujeme i podtlakem, je na obr. 1 znázorněna závislost přísávaného množství na podtlaku $'P$. Přerušovaná čára vyznačuje průběh závislosti (7), podle níž přísávané množství nabývá nulové hodnoty pro $P = 0$ a $P = P_0$, což vyjádřeno pomocí podtlaku dává, že $Q_{pr} = 0$ pro $'P = P_0$ resp. $'P = 0$.

Ve skutečnosti se průtokové množství po dosažení maxima nemění a probíhá tak, jak je naznačeno na obr. 1 plnou čarou 1. Tento průběh ovšem platí pro zaokrouhlenou dýzu, při výtoku vzduchu otvorem ve stěně jsou poměry poněkud složitější. Podle měření na dojícím stroji je průběh nasávaného množství znázorněn na obr. 1 křivkou 2. Skutečné průtokové množství je tedy menší než teoretické. V literatuře (např. Kalčík 1960) je uváděno, že průtočné množství při expanzi do vakua je v případě výtoku otvorem asi 85 % množství proteklého zužujícím se nátrubkem. Zmenšení průtočného množství při výtoku vzduchu otvorem ve stěně se vyjadřuje tzv. součinitelem kontrakce (zúžení) vzdušného proudu, tj. poměrem plochy proudu za otvorem F' a plochy otvoru F



1. Závislost přísávaného množství na hodnotě podtlaku $'P$

$$\mu = \frac{F'}{F}$$

Skutečně proteklé množství vzduchu jest potom

$$Q_{spr} = \mu Q_{pr}$$

Obtíž při tomto stanovení přísávaného množství spočívá v určení hodnoty jak plochy F , tak součinitele kontrakce μ . Při provozu dojíacího stroje vniká do jeho prostorů vzduch velkým počtem otvorů, přičemž průtokové poměry se u jednotlivých otvorů značně liší.

Závislost přísávaného množství na velikosti tlaku resp. podtlaku je tedy třeba vyjádřit jiným vhodným způsobem tak, aby odchylky byly minimální. Vzhledem k tomu, že v prostoru dojíacího stroje je minimální provozní tlak roven $\frac{P_0}{2}$, můžeme pro změnu tlaku psát

$$\frac{P}{2} < P \leq P_0$$

respektive v hodnotách podtlaku

$$0 \leq 'P < \frac{P_o}{2}$$

je možné uvažovat pouze tento rozsah, což vyjádření značně zjednoduší. Jestliže spotřebu vzduchu dojíacího stroje při provozním podtlaku označíme Q_c [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$] a předpokládáme-li, že závislost mezi průtočným množstvím a velikostí podtlaku je lineární, pak můžeme Q_{pr} v závislosti na hodnotě podtlaku vyjádřit takto (viz obr. 1)

$$Q_{pr} = \frac{2Q_c}{v_o P_o} 'P \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (8)$$

a nebo v závislosti na tlaku

$$Q_{pr} = \frac{2Q_c}{v_o} \left(1 - \frac{P}{P_o}\right) \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (9)$$

Předpoklad, že rychlost tlakové změny je možno považovat za přímo úměrnou rozdílu tlaků, uvádí např. Korolev 1962. Jiní autoři, např. Souček 1968, používají exaktnější odvození.

Množství vzduchu odsávané vývěvou za jednotku času můžeme vyjádřit takto

$$Q_{od} = \frac{Q_t \eta_d}{v} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (10)$$

kde: Q_t — teoretická výkonnost vývěvy [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
 v — měrný objem vzduchu v prostoru dojíacího stroje [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
 η — dopravní účinnost vývěvy [—]

Teoretická výkonnost vývěvy Q_t závisí na konstrukčních parametrech vývěvy (průměr statoru, průměr rotoru, frekvence otáčení atd.). Podrobné stanovení Q_t uvádí např. Chlumský 1966 nebo Vorlíček 1970.

Vyjádříme-li v předcházející rovnici měrný objem pomocí tlaku v dojíacím stroji, obdržíme pro odsávané množství

$$Q_{od} = \frac{Q_t \eta_d}{v_o P_o} P \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (11)$$

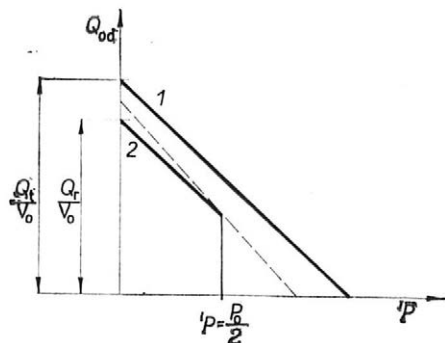
a nebo v závislosti na podtlaku

$$Q_{od} = \frac{Q_t \eta_d}{v_o} \left(1 - \frac{'P}{P_o}\right) \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (12)$$

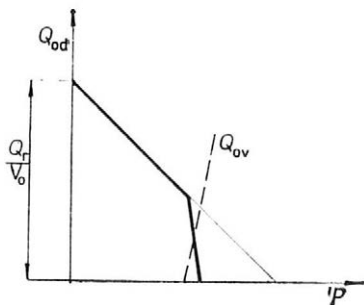
Za předpokladu, že dopravní účinnost je nezávislá na velikosti podtlaku a je rovna jedné, je vztah (12) rovnici přímky (viz obr. 2, přímka 1). Dopravní účinnost je však za zcela stejných podmínek závislá na tlaku na vstupní straně. Skutečně odváděné množství je na obr. 2 znázorněno čárkovaně. V uvedeném rozmezí změn podtlaku je změna dopravní účinnosti poměrně malá a můžeme ji proto považovat za konstantní. Jestliže zvolíme za základ účinnost při provozním podtlaku ($'P = \frac{P_o}{2}$) a označíme ji η_{dp} , pak můžeme vyjádřit odváděné množství takto

$$Q_{od} = \frac{Q_r}{v_o} \left(1 - \frac{'P}{P_o}\right) \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (13)$$

kde: Q_r — redukovaná výkonnost vývěvy $Q_r = Q_t \eta_{dp}$



2. Závislost odváděného množství na velikosti podtlaku



3. Charakteristika vývěvy s omezovacím ventilem

Závislost 13 je znázorněna na obr. 2 přímkou 2.

Skutečnost, že dojíací stroj je opatřen omezovacím ventilem, se potom v charakteristice vývěvy projeví tak, jak je znázorněno na obr. 3. Množství vzduchu nasávané přes omezovací ventil je označeno Q_{ov} a na obr. 3 je znázorněno čárkovaně.

Množství odváděné vývěvou můžeme tedy v závislosti na tlaku v dojíacím stroji vyjádřit zjednodušeně takto

$$Q_{od} = \frac{Q_r}{v_0 P_0} P \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (14)$$

Dosazením vztahů (9) a (14) do rovnice (3) obdržíme po úpravě

$$\frac{dP}{dt} + \frac{2Q_c + Q_r}{V_d} P = \frac{2Q_c}{V_d} P_0 \quad (15)$$

Obecný integrál diferenciální rovnice (15) je potom

$$P = P_0 \frac{2Q_c}{2Q_c + Q_r} + C \exp \left(- \frac{2Q_c + Q_r}{V_d} t \right) \quad (16)$$

V tomto obecném integrálu (16) poměr

$$\frac{V_d}{2Q_c + Q_r} = \tau \quad [\text{s}] \quad (17)$$

má rozměr času a můžeme jej nazvat časovou konstantou dojíacího stroje. Tato časová konstanta charakterizuje rychlost tlakové změny v prostoru dojíacího stroje. Pro rozběh dojíacího stroje platí např.

$$\tau_r = \frac{V_d}{2Q_c + Q_r}$$

neboť při rozběhu dojíacího stroje vniká do jeho prostorů vzduch pouze vlivem netěsnosti (Q_z).

Ustálený stav ($dP = 0$) nastane pro $t \rightarrow \infty$ a výsledná hodnota tlaku je dána

$$P_\infty = P_0 \frac{2Q_c}{2Q_c + Q_r} \quad (18)$$

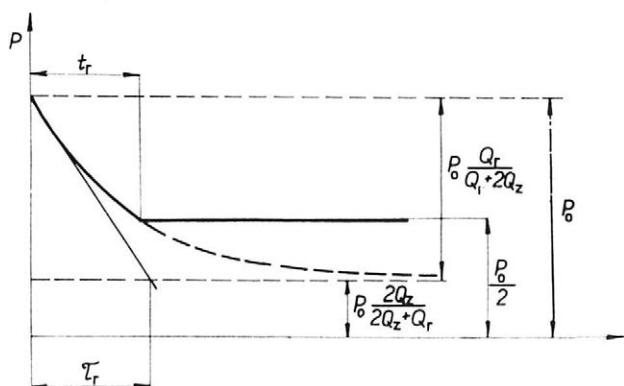
Integrační konstanta C závisí na počátečních podmínkách. Obecně můžeme integrační konstantu C určit z podmínky, že pro $t = 0$, $P = P_1$. Potom pomocí vztahů (17) a (18) můžeme rovnici (16) vyjádřit takto

$$P = P_{\infty} + (P_1 - P_{\infty}) \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right)$$

Průběh tlaku při rozběhu dojíčího stroje vystihuje uvedená rovnice s integrační konstantou stanovenou z podmínky, že pro $t = 0$, $P = P_o$.

$$P = P_o \frac{2Q_z}{2Q_z + Q_r} + P_o \frac{Q_r}{2Q_z + Q_r} \exp\left(-\frac{t}{\tau_r}\right) \quad (19)$$

Druhý sčítanec pravé strany rovnice (19) se v závislosti na čase rychle zmenšuje a pro čas $t = 4\tau_r$ činí pouze 1,8 % původní hodnoty. Průběh tlaku v prostoru dojíčího stroje po spuštění vývěvy je znázorněn na obr. 4. Omezovací ventil udržuje tlak na hodnotě $\frac{P_o}{2}$, takže ustáleného stavu není dosaženo. Doba potřebná k dosažení provozního tlaku je označena na obr. 4 jako doba rozběhu t_r .



4. Průběh tlaku při rozběhu dojíčího stroje

Jestliže při provozu dojíčího stroje dojde k náhlému zvýšení spotřeby vzduchu (zvýšenou spotřebu označme Q_{zc}), potom jestliže platí

$$2Q_{zc} > Q_r$$

dochází ke zvýšení tlaku v prostoru dojíčího stroje. Průběh tlaku v závislosti na čase vystihuje rovnice

$$P = P_o \frac{2Q_{zc}}{2Q_{zc} + Q_r} - \frac{P_o}{2} \frac{2Q_{zc} - Q_r}{2Q_{zc} + Q_r} \exp\left(-\frac{t}{\tau_z}\right) \quad (17)$$

Časová konstanta je v tomto případě menší než při rozběhu dojíčího stroje

$$\tau_z = \frac{V_d}{2Q_{zc} + Q_r}$$

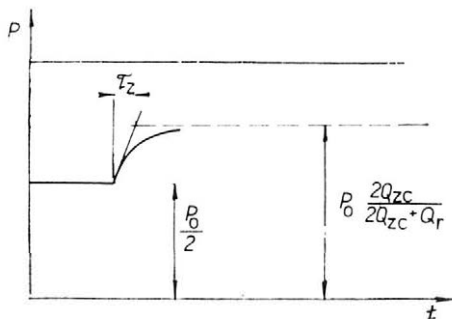
a prakticky je ustáleného stavu dosaženo po uplynutí doby $t = 4\tau_z$. Průběh tlakové změny je znázorněn na obr. 5.

Rovnice (16) vystihuje (s určitou nepřesností) i poměry při doběhu dojícího stroje, kdy vývěva již nepracuje a do dojícího stroje je nasáván vzduch pouze netěsnostmi ($Q_c = Q_z$). Pro tento případ platí

$$P = P_o - \frac{P_o}{2} \exp\left(-\frac{t}{\tau_d}\right) \quad (18)$$

Časová konstanta v tomto případě nabývá hodnoty

$$\tau_d = \frac{V_d}{Q_z}$$



5. Průběh tlaku při náhle zvýšené spotřebě vzduchu

Rovnice (16) platí dále i v tom případě, jestliže vývěva odsává vzduch ze vzduchotěsně uzavřeného prostoru, tedy jestliže platí, že $Q_c = 0$. Průběh tlakové změny je popsán rovnicí

$$P = C \exp\left(-\frac{t}{\tau_v}\right)$$

Časová konstanta nabývá v tomto případě hodnoty

$$\tau_v = \frac{V}{Q_r}$$

Zvolíme-li počáteční podmínky tak, že pro čas $t = 0$ $P = P_1$, obdržíme

$$P_2 = P_1 \exp\left(-\frac{t}{\tau_v}\right) \quad (20)$$

Z této rovnice je možno explicitně vyjádřit čas potřebný k dosažení tlaku P_2 z původní hodnoty P_1

$$t = \tau_v \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (21)$$

což je vztah, který uvádí např. Chlumský 1966.

STANOVENÍ VÝKONNOSTI VÝVĚVY A ZTRÁT PROSÁVÁNÍM

Důležitým ukazatelem technického stavu dojícího stroje jako celku je tzv. doba rozběhu, tj. doba potřebná k dosažení provozního podtlaku $\frac{P_o}{2}$. Za předpokladu, že jsou všechny kohouty a závěry uzavřeny, je doba rozběhu t_r (viz obr. 4) závislá pouze na výkonnosti vývěvy Q_r , na ztrátách vznikajících prosáváním Q_z a na velikosti objemu vnitřního prostoru dojícího stroje V_d .

Dobu rozběhu dojícího stroje t_r můžeme určit z rovnice (19) dosazením $P = \frac{P_o}{2}$.

Potom pro t_r platí

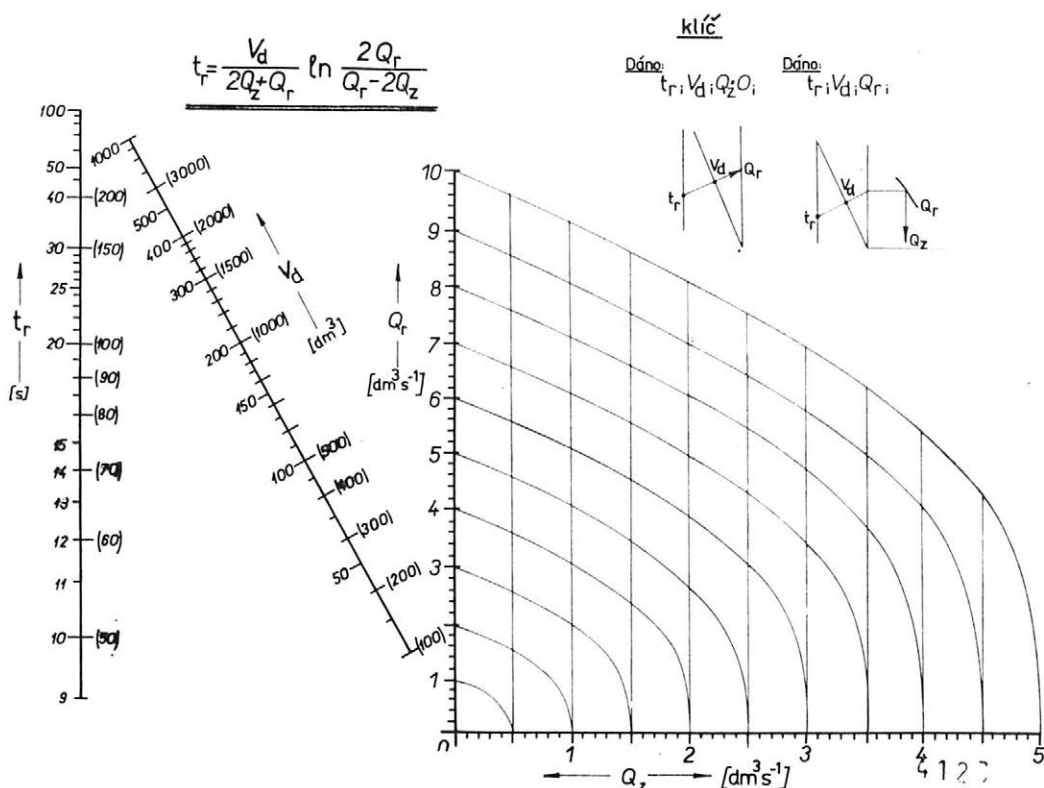
$$t_r = \frac{V_d}{2Q_z + Q_r} \ln \frac{2Q_r}{Q_r - 2Q_z} \quad (22)$$

Doba rozběhu dojícího stroje je tedy při konstantním objemu jeho vnitřních prostorů závislá na výkonnosti vývěvy a na ztrátách vznikajících prosáváním. Při provozu dojícího stroje dochází vlivem stárnutí jednotlivých spojovacích dílů a částí (kohouty, uzávěry atp.) k tomu, že ztráty prosáváním se zvětšují. Toto zvýšení ztrát je někdy velmi značné, takže neopatrná manipulace se strukovými násadci může mít za následek pokles podtlaku (průběh je znázorněn na obr. 5 a popsán rovnicí (17)), což nepříznivě ovlivňuje činnost ostatních dojících přístrojů a nebo může popřípadě způsobit jejich spadnutí s vemene dojnice. U nového dojícího stroje by měla být výrobcem (eventuálně dodavatelem) udávána doba potřebná k dosažení provozního podtlaku (krátce doba rozběhu). Překročení této udané doby rozběhu signalizuje buď zvýšení ztrát prosáváním (Q_z), nebo snížení výkonnosti vývěvy způsobené jejím opotřebením.

Ztráty prosáváním je potom podle vztahu (22) možno určit tak, že po připojení vývěvy o známé výkonnosti (Q_r) k dojícímu stroji o známém objemu vnitřního prostoru (V_d) se odměří doba potřebná k dosažení provozního podtlaku (t_r). Řešení transcendentní rovnice (22) podle Q_z může být provedeno graficky na nomogramu na obr. 6. Ze známých hodnot Q_r , V_d a z naměřené doby rozběhu t_r se přímo určí ztráty prosáváním.

Odvozené vztahy je také možno použít k určení výkonnosti vývěvy Q_r připojením sacího hrdla vývěvy k těsnému prostoru o známém objemu a změřením času potřebného k dosažení určité hodnoty podtlaku (resp. tlaku). Výkonnost vývěvy je potom možno vyjádřit ze vztahu (21)

$$Q_r = \frac{V}{t} \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (23)$$



6. Nomogram pro stanovení výkonnosti vývěvy a k určení ztrát vznikajících prosáváním

Jestliže dosažený tlak P_2 je roven provoznímu tlaku v dojícím stroji $\left(P = \frac{P_0}{2}\right)$, potom pro výkonnost vývěvy platí

$$Q_r = \frac{V_d}{t} \ln 2 \quad (24)$$

Stejný výsledek obdržíme, jestliže do rovnice (22) dosadíme $Q_z = 0$. I rovnici (24) je možno řešit graficky na přiloženém nomogramu pro $Q_z = 0$.

ZÁVĚR

Článek rozebírá tlakové poměry v prostoru dojícího stroje; je v něm odvozen vztah vyjadřující závislost tlaku v dojícím stroji P na objemu vnitřního prostoru dojícího stroje V_d , na výkonnosti vývěvy Q_r a na spotřebě vzduchu dojícího stroje Q_c .

Důležitým ukazatelem technického stavu dojícího stroje jako celku je doba rozběhu, tj. doba potřebná k dosažení provozního podtlaku. Tato doba by měla být výrobcem (dodavatelem) udávána s určitou horní mezí, jejíž překročení signalizuje špatný technický stav dojícího stroje (zvýšení ztrát prosáváním nebo snížení výkonnosti vývěvy) vyžadující odbornou revizi a kontrolu.

Pomocí odvozených vztahů je možno technický stav dojícího stroje kontrolovat, tj. určit výkonnost vývěvy i množství vzduchu, které vniká do dojícího stroje vlivem netěsností spojů, kohoutů a uzávěrů.

Literatura

- CHLUMSKÝ V., 1966, Rotační kompresory a vývěvy. SNTL.
 KADLEC V., 1965, Stanovení výkonnosti vývěv a kompletace některých součástí dojícího stroje. Zem. technika 11 : 685-708.
 KALČÍK J., 1960, Technická termodynamika. SNTL.
 KOROLEV V. F., 1962, Dojilnyje mašiny. Moskva.
 SOUČEK Z., 1965, Výzkum dopravy mléka. Výzkumná zpráva VÚZS.
 SOUČEK Z., 1968, Řešení pulsátoru dojícího stroje na analogovém počítači. Zem. technika 9-10 : 491-516.
 TĚTĚRUKOV S. T., 1960, Kompresornye mašiny. Gostogizdat.
 VORLÍČEK J., 1970, Výkonnost rotačních křídlových vývěv. Zem. technika 1-2 : 21-33.

Došlo dne 30. 12. 1970

Режим давления в доильной машине

В статье дан анализ режима давления внутри доильной машины и выводится отношение, выражающее зависимость давления в доильной машине P от емкости доильной машины V_d , от производительности вакуум-насоса Q_r и от потребления воздуха доильной машиной Q_c . При помощи выведенного отношения можно непосредственно во время эксплуатации контролировать техническое состояние доильной машины, т. е. определить производительность вакуум-насоса и количество воздуха, которое проникает в доильную машину в результате неплотных соединений, кранов и затворов.

Pressure Conditions in the Milking Machine

The paper presents an analysis of the pressure conditions prevailing inside the milking machine. The relation expressing the dependence of pressure in the milking machine P on the volume of the machine V_d , on the efficiency of exhaustive pump Q_r and on the consumption of air by the milking machine Q_c is inferred. The mentioned relation can be used for direct operational application to the control of the technical condition of the machine, i. e. for the determination of the efficiency of the exhaustive pump and the volume of air penetrating into the apparatus as a result of badly fitting connections, taps and closures.

Druckverhältnisse in der Melkanlage

Der Artikel führt eine Analyse der Druckverhältnisse im Raum der Melkanlage an auf deren Grund kann die Abhängigkeit des Druckes P von dem Umfang der Melkanlage V_d , von der Leistung der Saugluftpumpe Q_r und dem Luftverbrauch der Melkanlage Q_c ausdrückende Verhältnis abgeleitet worden. Mittels des abgeleiteten Verhältnisses kann direkt im Betrieb der technische Zustand der Melkanlage kontrolliert werden, d. h. es kann die Leistung der Saugluftpumpe sowie die, infolge der ungenügenden Dichtheit der Verbindungen, Hähne und Verschlüsse in die Melkanlage eindringende Luftmenge bestimmt werden.

Conditions de pression dans la machine à traire

Dans l'article on effectue l'analyse des conditions de pression dans l'espace de la machine à traire, tout en déduisant le rapport exprimant la relation entre la pression dans la machine à traire P , le volume de la machine à traire V_d , le rendement de la pompe à vide Q_r et la consommation de l'air de la machine à traire Q_c . C'est à l'aide du rapport déduit que l'on peut contrôler en direct pendant le service l'état technique de la machine à traire, c'est-à-dire déterminer le rendement de la pompe à vide, aussi bien que le volume d'air qui pénètre dans la machine à traire par suite de l'inétanchéité des joints, des robinets et des fermetures.

Adresa autora:

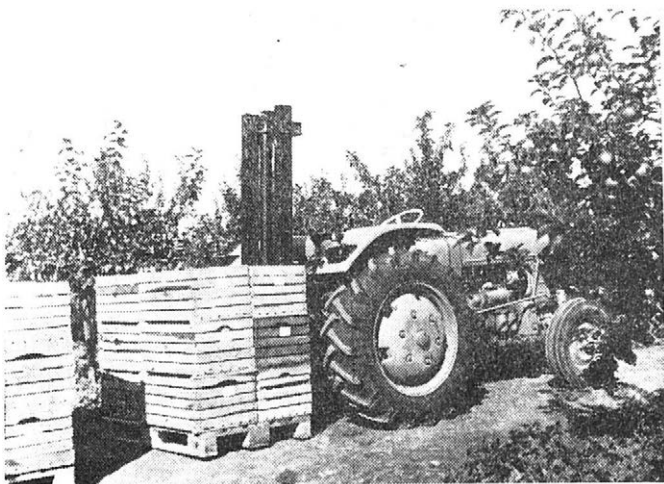
Ing. Jindřich Vorlíček, CSc., Vysoká škola zemědělská, mechanizační fakulta, Praha - Suchbát

634.1:631.543 634.1:631.565

Odstranění ruční práce při manipulaci s jádrovým ovocem se stává u specializovaných ovocnářských podniků nezbytností. Paletizace ovoce po načesání je základní podmínkou pro využití mechanizačních prostředků. Paletizační jednotkou je buď prostá paleta, na níž jsou uloženy klece, nebo speciální ohradová paleta.

Prvou částí mechanizované manipulace je vyvážení palet s ovocem z meziřadí výsadby na manipulační plochu. Na manipulační ploše je ovoce shromažďováno a nakládáno k další přepravě do třídírny nebo do skladu. Tento základní postup může být pozměněn podle místních podmínek. Rozhodující jsou dopravní vzdálenosti, způsob posklizňové úpravy a manipulované množství.

Pro vyvážení palet z meziřadí výsadby je možno použít traktoru vybaveného vidlicovým zvedacím zařízením. Může to být buď vysokozdvizný vidlicový nakladač (obr. 1)



1. Vyvážení paletizovaného ovoce traktorem s vidlicovým nakladačem

nebo jednoduché vidlice nesené na tříbodovém závěsu traktoru. Vysokozdvizný nakladač je vhodné používat tam, kde bude požadováno nakládání na přívěs a kde je možno dopravovat současně více palet. Nesené vidlice zcela vyhovují pro vyvážení palet po jedné tehdy, je-li nakládání na přívěs zajištěno jiným zařízením nebo jsou-li použity samonakládací návěsy.

Počet současně přepravovaných palet při vyvážení je omezen použitým traktorem a terénními podmínkami. Kromě toho je také ovlivněn typem výsadby. V kmenných vý-

sadbách s většími spony, kde je možno se uvnitř výsadby otáčet, popřípadě objíždět palety s ovocem, lze přepravovat současně dvě až tři palety, neboť dostatek místa umožňuje použití zadního i čelního zvedacího zařízení. V tomto případě se prodlužuje ekonomicky únosná dopravní vzdálenost, takže v příznivých podmínkách může být ovoce dopraveno až do třídírny bez překládání.

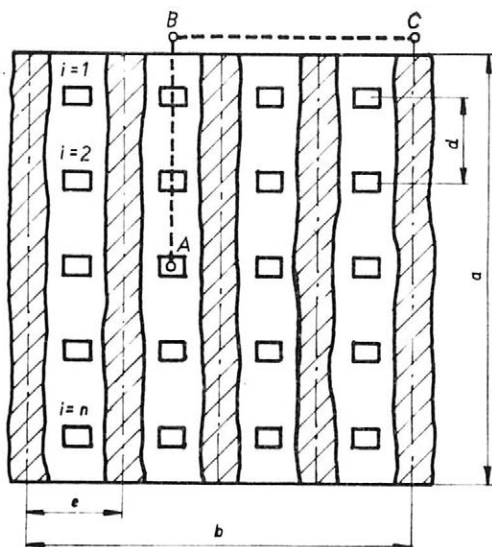
Pásové výsadby s malými spony jsou z hlediska vyvážení ovoce méně výhodné než výsadby kmenné. Jelikož nejsou pásové výsadby průjezdné napříč řad a šířka pracovní uličky je o málo větší než šířka traktoru, lze použít pouze jednoho, nejlépe zadního zvedacího zařízení. Ve většině případů je tím, s ohledem na řiditelnost traktoru, omezen počet přepravovaných palet na jednu. Malým vytížením traktoru je značně omezena dopravní vzdálenost a je dána nutnost zřizovat manipulační plochy pro překládání.

Z uvedených skutečností vyplývá potřeba určit vhodné uspořádání pásové výsadby, které by umožňovalo co nejhospodárnější vyvezení ovoce. Základem řešení této úlohy je rozbor pohybu traktoru při vyvážení a z něho odvozený vzorec pro výpočet spotřeby času s vyjádřením rozhodujících faktorů. Podle minima spotřeby času je určen optimální tvar výsadby. Velikost výsadby, pro niž má být zřízena manipulační plocha, je určena tak, aby součet nákladů na vyvezení ovoce a ztrát na produkci nevyužitím manipulační plochy a cesty k pěstování byl minimální.

Číselné údaje v příspěvku použité byly získány z časových snímků, pořízených ve výsadbách ČSSS Ratibořice a z materiálu ekonomického oddělení VÚO Holovousy.

SPOTŘEBA ČASU NA VYVEZENÍ OVOCE

Pro sledování vyvážení palet z pásové výsadby byla stanovena základní plošná jednotka výsadby — dílec. Dílec výsadby je pro tuto potřebu definován jako obdélníková plocha výsadby, z níž má být ovoce vyvezeno na manipulační plochu podle schématu na obr. 2. V meziřadí jsou rozmístěny palety s načesaným ovocem. Dráha pohybu traktoru



2. Schéma vyvážení ovoce z dílce pásové výsadby

- a — délka strany dílce ve směru řad
- b — délka strany dílce kolmo na směr řad
- C — střed manipulační plochy

uvnitř dílce je vymezena jen do jednoho směru, neboť v pásové výsadbě nelze projíždět napříč řad. Traktor pro paletu do meziřadí couvá.

Bude počítáno, že palety jsou vyváženy po jedné. Má-li být například vyvezena paleta označená písmenem A , musí být přemístěna po dráze $AB + BC$. Písmenem C je

označen střed manipulační plochy. Obě části dráhy mají obecně pro každé dvě palety rozdílnou velikost. Pro stanovení spotřeby času je především třeba určit součet všech drah pro vyvezení palet na manipulační plochu.

Při ideálním rozložení palet v meziřadí tvoří jejich vzdálenosti od bodu B aritmetickou řadu. Součet drah, které je nutno ujet v jedné řadě, je dán dvojnásobkem součtu členů této řady:

$$s'_I = 2 \sum_{i=1}^n s_i = 2 \sum_{i=1}^n \left[\frac{d}{2} + (i-1)d \right] = n^2 d \quad [\text{m}] \quad (1)$$

kde: s'_I — součet drah, které je nutno ujet v jednom meziřadí pro vyvezení všech palet [m]

s_i — vzdálenost i -té palety od bodu B [m]

n — počet palet v meziřadí

d — vzdálenost mezi paletami [m]

Počet palet v jednom meziřadí lze vyjádřit:

$$n = \frac{a \cdot e}{10^4} \frac{Q}{g} \quad (2)$$

kde: g — obsah palety [q]

Q — výnos ovoce [q · ha⁻¹]

e — vzdálenost řad [m]

a — délka meziřadí [m]

Vzdálenost mezi paletami je určena vztahem:

$$d = \frac{a}{n} = \frac{10^4 g}{e \cdot Q} \quad [\text{m}] \quad (3)$$

Jelikož v každém meziřadí je nutno ujet vzdálenost s'_I , bude třeba pro vyvezení palet z celého dílce ujet v meziřadích vzdálenost:

$$s_I = s'_I \cdot m = \frac{F \cdot a \cdot Q}{g} \quad [\text{m}] \quad (4)$$

kde: F — plocha dílce [ha]

m — počet meziřadí [1]

Obdobným způsobem, jakým byla odvozena rovnice (4), je možno stanovit vztah pro součet drah, které je nutno ujet po cestě podél dílce.

$$s_{II} = \frac{F \cdot b \cdot Q}{g} \quad [\text{m}] \quad (5)$$

Vztahy (4) a (5) umožňují vyjádřit hlavní čas T_1 na vyvezení ovoce z dílce na manipulační plochu.

$$T_1 = \frac{F \cdot Q}{g} \left(\frac{a}{v_I} + \frac{b}{v_{II}} \right) 10^{-3} \quad [\text{h}] \quad (6)$$

kde: v_I — průměrná rychlost v meziřadí [km · h⁻¹]

v_{II} — průměrná rychlost po cestě [km · h⁻¹]

Pomocný čas spotřebovaný na vyvezení ovoce z dílce na manipulační plochu se skládá z času na nabití palety v meziřadí a času na složení na manipulační ploše.

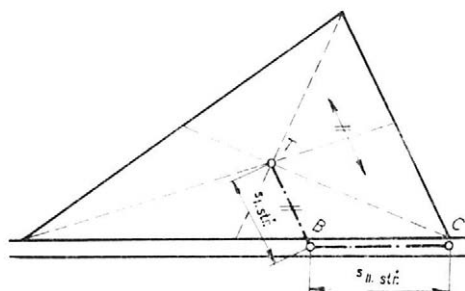
$$T_2 = \frac{F \cdot Q}{g} \left(\frac{t_n + t_s}{60} \right) \quad [\text{h}] \quad (7)$$

kde: t_n — čas na nabrání palety [min]
 t_s — čas na složení palety [min]

Operativní čas na vyvezení ovoce z dílce potom bude

$$T_{02} = \frac{F \cdot Q}{g} \left[\left(\frac{a}{v_I} + \frac{b}{v_{II}} \right) \cdot 10^{-3} + \left(\frac{t_n + t_s}{60} \right) \right] \quad [\text{h}] \quad (8)$$

Vztah (8) je použitelný pouze pro dílec obdélníkového tvaru. Pro obecný tvar dílce platí, že součet drah nutných pro vyvezení ovoce je dán dvojnásobkem vzdálenosti těžiště plochy dílce od manipulační plochy ve směru pohybu, násobeném počtem palet (obr. 3). Předpokladem je rovnoměrná plodnost a jí odpovídající rozmístění palet.



3. Schéma určení středních délek drah pro dílec nepravoúhlého tvaru
 T — těžiště plochy
 $s_I \text{ stř}$ — střední délka dráhy v meziřadí
 $s_{II} \text{ stř}$ — střední délka dráhy po cestě
 C — střed manipulační plochy

Pro obecný tvar dílce lze psát:

$$T_{02} = \frac{F \cdot Q}{g} \left[2 \cdot 10^{-3} \left(\frac{s_I \text{ stř}}{v_I} + \frac{s_{II} \text{ stř}}{v_{II}} \right) + \left(\frac{t_n + t_s}{60} \right) \right] \quad [\text{h}] \quad (9)$$

VÝKONNOST PŘI VYVÁŽENÍ

Výkonnost traktoru s vidlicovým zařízením se v průběhu práce mění s rostoucí, popří. klesající vzdáleností palet od manipulační plochy. Je tedy možno vyjádřit pouze průměrnou výkonnost pro dílec výsadby.

Průměrná výkonnost v operativním čase bude:

$$W_{02} = \frac{g}{Q} \left[2 \cdot 10^{-3} \left(\frac{s_I \text{ stř}}{v_I} + \frac{s_{II} \text{ stř}}{v_{II}} \right) + \left(\frac{t_n + t_s}{60} \right) \right]^{-1} \quad [\text{ha/h}^{-1}] \quad (10)$$

Při měření spotřeby času pro vyvážení ovoce v ohradových paletách traktorem Z-3011 s vidlicovým nakladačem bylo zjištěno, že pojezdová rychlost v meziřadí v_I se pohybuje v rozmezí 5–6 km · h⁻¹ a pojezdová rychlost po cestě v_{II} v rozmezí 9–11 km · h⁻¹. Vyhodnocením časového snímku byl zjištěn průměrný čas na nabrání palety $t_n = 0,15$ min a na složení při stohování po dvou paletách na sobě $t_s = 0,38$ min. Uvedené údaje byly zjištěny pro výsadbu na rovině se zatravněným meziřadím a cestami s průměrnou nerovností povrchu.

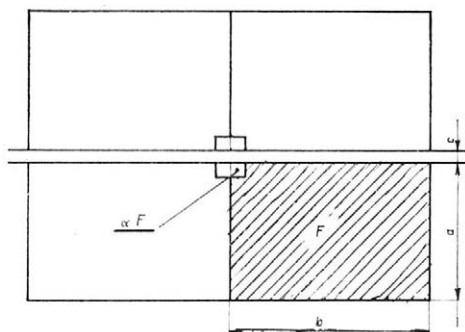
Za výše uvedených podmínek lze pro praktickou potřebu vypočítat výkonnost při vyvážení:

$$W_{02} = \frac{1000 g}{Q(0,4s_{I \text{ stř}} + 0,2s_{II \text{ stř}} + 8,83)} \quad [\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (11)$$

kde: g — obsah palety [q]
 Q — výnos [q · h⁻¹]
 $s_{II \text{ stř}}$ — střední délka dráhy po cestě [m]
 $s_{I \text{ stř}}$ — střední délka dráhy v meziřadí [m]

OPTIMÁLNÍ TVAR DÍLCE

Nejúčelnější je uspořádání pásové výsadby jaderovin podle obr. 4. Výsadba se skládá ze čtyř stejných dílců. Uprostřed je manipulační plocha a středem výsadby je vedena cesta. Z rovnice (8) je zřejmé, že čas potřebný k vyvezení ovoce z dílce výsadby bude



4. Schéma uspořádání výsadby

při jinak stejných podmínkách záviset na poměru délky dílce b k jeho šířce a . Pro posouzení vlivu poměru stran dílce na spotřebu času bude zavedeno:

$$\lambda = \frac{b}{a} \quad (12)$$

Vliv poměru stran dílce na spotřebu času je vázán na velikost pojezdových rychlostí v_I a v_{II} . Jelikož poměr těchto rychlostí, daný použitým traktorem a kvalitou povrchu cest i meziřadí, je pro určité podmínky konstantní, bude vhodné zavést:

$$\kappa = \frac{v_{II}}{v_I} \quad (13)$$

Úpravou rovnice (8) potom dostaneme:

$$T_{02} = \frac{Q \cdot F}{g} \left[\frac{0,1 \sqrt{F}(\kappa + \lambda)}{v_I \kappa \sqrt{\lambda}} + \frac{t_n + t_s}{60} \right] \quad [\text{h}] \quad (14)$$

Pro větší přehlednost zavedeme konstanty k_1 a k_2 ovlivňující spotřebu času lineárně:

$$k_1 = \frac{0,1Q}{g v_I} \quad (15), \quad k_2 = \frac{Q}{g} \left(\frac{t_n + t_s}{60} \right) \quad (16)$$

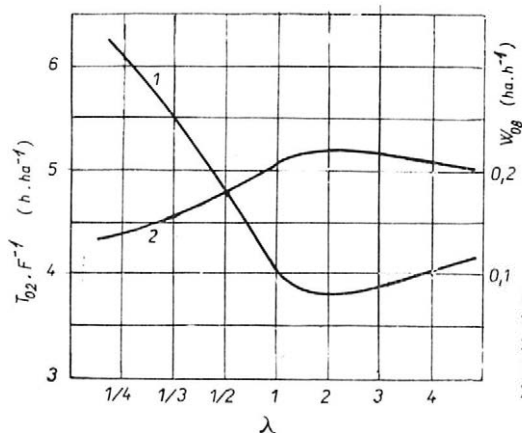
Potom lze vyjádřit závislost spotřeby času na poměru stran dílce, velikosti plochy dílce a poměru pojezdových rychlostí takto:

$$T_{02} = k_1 F^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\kappa + \lambda}{\kappa \sqrt{\lambda}} \right) + k_2 F \quad [\text{h}] \quad (17)$$

Funkce má parciální derivaci

$$\frac{\partial T_{02}}{\partial \lambda} = \frac{\partial T_1}{\partial \lambda} = \frac{1}{2} k_1 F^{\frac{3}{2}} \left(\kappa^{-1} \lambda^{-\frac{1}{2}} - \lambda^{-\frac{3}{2}} \right) \quad (18)$$

Dalším řešením dostaneme, že funkce (17) má minimum pro $\lambda = \kappa$. Tedy spotřeba času na vyvezení ovoce z dílce bude v závislosti na tvaru dílce nejmenší tehdy, jestliže poměr stran dílce λ bude roven poměru pojezdových rychlostí κ . Jelikož poměr pojezdových rychlostí, určený především nutností couvat pro paletu do meziřadí, se pohybuje okolo hodnoty 2, měl by být i poměr stran dílce volen $\lambda \doteq 2$.



5. Závislost spotřeby operativního času na vyvezení ovoce z jednoho hektaru a výkonnosti na poměru stran dílce
1 — $T_{02} \cdot F^{-1} = f(\lambda)$
2 — $W_{08} = f(\lambda)$

Grafické znázornění výsledku je na obr. 5. Změna spotřeby operativního času vztaženého na jednotku plochy dílce ($T_{02} \cdot F^{-1}$) a změna výkonnosti v celkovém pracovním čase (W_{08}), v závislosti na poměru stran dílce, byly vypočítány pro následující podmínky:

$$Q = 150 \text{ q} \cdot \text{ha}^{-1}, g = 2,5 \text{ q}, v_1 = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}, \kappa = 2, t_n + t_s = 0,53 \text{ min}, \tau = 0,85$$

VELIKOST DÍLCE

Z rovnice (17) vyplývá, že spotřeba času na vyvezení ovoce z 1 ha plochy dílce roste s druhou odmocninou velikosti dílce. Tedy spotřeba času, a tím i náklady na vyvážení zvětšováním plochy dílce, plynule vzrůstají.

Pro určení optimální velikosti dílce je třeba vzít v úvahu, že zmenšováním velikosti dílce roste podíl k pěstování nevyužitě plochy, a tím dochází ke snížení produkce. Snížení produkce v závislosti na velikosti dílce lze vyjádřit při uspořádání výsadby podle obr. 4 jako součin dosahovaného čistého důchodu z jednotky plochy a plochy k pěstování nevyužitě:

$$Z = 10^{-4} D_{\varepsilon} \left(\alpha F + \frac{bc}{2} \right) = 10^{-4} D_{\varepsilon} (\alpha F + 50c \sqrt{\lambda F}) \quad [\text{Kčs}] \quad (19)$$

kde: D_{ε} — čistý důchod [Kčs . ha⁻¹]

α — velikost manipulační plochy připadající na jednotku plochy dílce [m² . ha⁻¹]

c — šířka cesty [m]

λ — poměr stran dílce

F — plocha dílce [ha]

Přímé náklady na vyvezení ovoce je možno vyjádřit

$$N_p = T_{02} \cdot N_{p^h} \cdot \tau^{-1} \quad [\text{Kčs}] \quad (20)$$

kde: N_{p^h} — přímé náklady na hodinu provozu traktoru s vidlicovým zařízením [Kčs . h⁻¹]

τ — součinitel využití času

Podle Schurichta (1968) je možno brát $\tau = 0,85$. S použitím rovnice (17) potom bude

$$N_p = 1,18 N_{p^h} \left[k_1 F^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\kappa + \lambda}{\kappa \sqrt{\lambda}} \right) + k_2 F \right] \quad [\text{Kčs}] \quad (21)$$

Závislost měrných přímých nákladů zvětšených o měrné snížení produkce na velikosti dílce:

$$\frac{N_p + Z}{F} = 1,18 N_{p^h} \left(k_1 \sqrt{F} \frac{(\kappa + \lambda)}{\kappa \sqrt{\lambda}} + k_2 \right) + 10^{-4} D_{\varepsilon} \left(\alpha + 50c \sqrt{\frac{\lambda}{F}} \right) \quad [\text{Kčs} \cdot \text{ha}^{-1}] \quad (22)$$

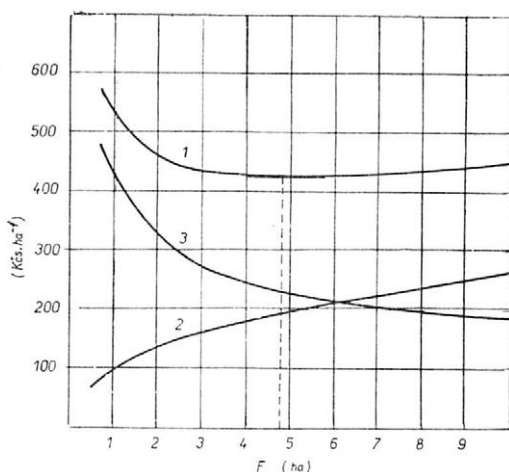
Parciální derivace funkce (22) podle plochy dílce bude:

$$\frac{\partial \left(\frac{N_p + Z}{F} \right)}{\partial F} = \left(\frac{N_{p^h} k_1 (\kappa + \lambda)}{2\kappa \sqrt{\lambda} \tau} F^{-\frac{1}{2}} \right) - \left(\frac{50 D_{\varepsilon} c \sqrt{\lambda}}{2 \cdot 10^4} F^{-\frac{3}{2}} \right) \quad (23)$$

Optimální velikost dílce, při níž je součet měrných nákladů na vyvážení a měrné snížení produkce nejmenší, udává vztah (24).

$$F_{opt} = 0,05 \frac{D_{\varepsilon} g c v_I \kappa \lambda \tau}{N_{p^h} Q (\kappa + \lambda)} \quad [\text{ha}] \quad (24)$$

Závislost měrných nákladů na vyvezení ovoce a měrného snížení produkce na velikosti dílce je na obr. 6. Křivky byly vypočítány pro tyto podmínky: $Q = 150 \text{ q} \cdot \text{ha}^{-1}$, $g = 2,5 \text{ q}$, $D_{\varepsilon} = 13\,000 \text{ Kčs} \cdot \text{ha}^{-1}$, $N_{p^h} = 38,40 \text{ Kčs} \cdot \text{h}^{-1}$, $v_I = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $\lambda = \kappa = 2$, $c = 4 \text{ m}$, $\tau = 0,85$. Optimální velikost dílce je v tomto případě 4,8 ha. Jak je vidět na obr. 6, součet měrných nákladů na vyvezení ovoce a měrného snížení produkce se v jistém okolí minima mění zanedbatelně. Za optimální lze z hlediska vyvážení ovoce považovat velikost dílce 3—7 ha pro průměrné podmínky.



6. Závislost výše nákladů na velikosti plochy dílce

$$1 - \frac{N_p + Z}{F} = f(F)$$

$$2 - \frac{N_p}{F} = f(F)$$

$$3 - \frac{Z}{F} = f(F)$$

ZÁVĚR

Príspevek se zabývá vyvážení paletizovaného jádrového ovoce z meziřadí pásové výsadby traktorem vybaveným vidlicovým zařízením. Je proveden rozbor této operace a odvozeny vztahy pro výpočet spotřeby času a výkonnosti.

Dále je navrženo uspořádání výsadby s optimálními podmínkami pro vyvážení ovoce. Základní jednotka se skládá ze čtyř dílců, které mají společnou manipulační plochu uprostřed.

Dílce mají obdélníkový tvar. Poměr strany dílce ve směru řad ke straně kolmé na směr řad by měl být asi 2 : 1. Při tomto poměru je výkonnost traktoru při vyvážení nejvyšší.

Velikost dílce by měla být pro průměrné podmínky v rozmezí 3–7 ha. Při této velikosti dílce je součet nákladů na vyvezení ovoce a ztrát snížením produkce nevyužitím plochy cest k pěstování nejnižší.

Literatura

SCHURICHT R., 1968, Arbeitsfunktionen als Hilfsmittel der technologischen Arbeit in Betrieb dargestellt am Beispiel der Untersuchung des Großkistentransportes. Obstbau 8, 2.

VIŠINSKÝ J. a kol., 1968, Využití zemědělských strojů. SZN Praha.

Došlo dne 7. 10. 1970

Оптимальная схема ленточной посадки семячковых для механизированной работы с фруктами во время уборки

В статье описан вывоз семячковых фруктов на поддонах из междурядной ленточной посадки трактором, оснащенным вилчатым устройством. В статье анализируется эта работа и выведены отношения для вычисления потребления времени и производительности.

Далее предлагается схема посадки с оптимальными условиями для вывоза фруктов. Основная единица состоит из четырех делянок, с общей рабочей площадью по середине.

Делянки имеют форму прямоугольника. Отношение сторон делянок по направлению рядков к перпендикулярной стороне в направлении рядков должно составлять 2 : 1. При таком отношении производительность трактора при вывозе самая высокая.

Размер делянки должен быть в средних условиях между 3 и 7 га. При этом размере делянки наименьшая сумма затрат на вывоз фруктов и потерь за счет снижения продукции заключается в том, что не используется площадь дорог для посадки.

Optimum Lay-Out of Strip Planting of Pomaceous Fruit Trees for Mechanized Fruit Handling in the Course of Harvesting

The paper deals with the carrying of palletized pomaceous fruits from paths between rows of strip plantations; for this purpose tractor furnished with a fork equipment is used. This operation is analysed and relations for the calculation of the consumption of time and efficiency are inferred.

Furthermore, there is suggested the lay-out of the plantation with optimum conditions for the transportation of the fruits. The basic set consists of four parts having a common handling site in the middle.

The parts are of rectangular shape. The ratio of the side of the part in the direction of the rows to the side perpendicular to the direction of rows should be about 2:1. With this ratio the efficiency of the tractor in the transportation of fruit reaches maximum value.

The size of the plot should range from 3 to 7 hectares for average conditions. With this size of the plot maximum reduction is achieved in the sum of the costs of the transportation of fruit and in the losses (decreased production) resulting from the existence of paths in places which could otherwise be used for cultivation.

Optimale Anordnung der Bandpflanzung von Kernobst für die mechanisierte Manipulation mit dem Obst bei der Ernte

Der Beitrag beschäftigt sich mit der Ausfahrt des palettisierten Kernobstes aus dem Raum zwischen den Reihen mittels des mit Gabelvorrichtung versehenen Schleppers. Es wird eine Analyse dieser Operation durchgeführt und die Beziehungen für die Berechnung von Zeitaufwand und Leistungsfähigkeit abgeleitet.

Weiter wird die Pflanzungsanordnung mit optimalen Bedingungen für die Obstauffahrt vorgeschlagen. Die Grundeinheit besteht aus vier Parzellen, deren gemeinsame Manipulationsfläche in der Mitte steht.

Die Parzellen haben eine rechteckige Form. Das Verhältnis der in der Reihenrichtung liegenden Parzellenseite zu der auf die Reihenrichtung senkrechten Parzellenseite sollte etwa 2:1 sein. In diesem Verhältnis ist die Leistungsfähigkeit des Schleppers bei der Ausfahrt am höchsten.

Die Parzellengröße sollte in den durchschnittlichen Bedingungen zwischen 3 bis 7 ha liegen. Bei dieser Parzellengröße ist der Gesamtbetrag der Obstauffahrtkosten und der Verluste infolge der Produktionsverminderung am niedrigsten; diese Verminderung entsteht dadurch, daß die Wegefläche nicht zum Anbau verwendet wird.

Adresa autora:

Ing. Petr Pozler, Výzkumný ústav ovocnářský, Holovousy

I. Prekopp

STROJOVÉ DOJENIE OVIEC
V ZAHRANIČÍ A U NÁS

637.125 636.32/.38.088.5

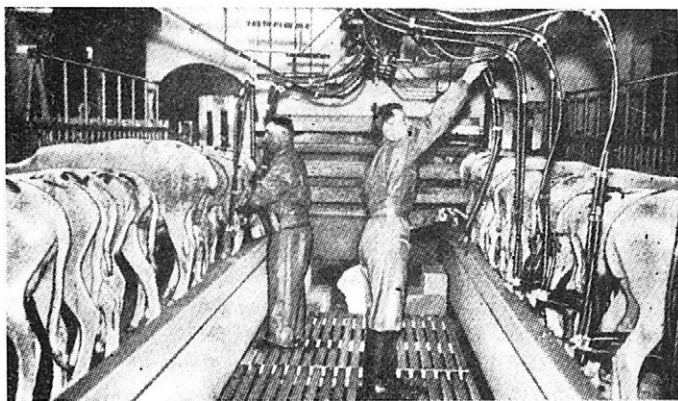
Strojové dojenie oviec má svoj pôvod vo Francii, v roquefortskej oblasti, v rokoch 1929 až 1933, kedy vtedajší riaditeľ Spoločnosti výrobcov roquefortských syrov (Société anonyme des caves et producteurs réunis de Roquefort) Robert Fleuri pozval do tejto oblasti skupinu špecialistov spoločnosti Alfa-Laval, ktorá skonštruovala prvý dojací stroj pre ovce (Bosc 1966).

Tieto prvé dojacie stroje boli inštalované v roku 1930 na farme Mas v roquefortskej oblasti a v roku 1931 na farme Man du Roquefort. Bol to modifikovaný stroj, podobný dojaciemu stroju pre kravy, s upravenými ceckovými nástrčkami (menšími a podstatne ľahšími ako pre kravy) a s pulzátorom so 180 pulzami za minútu (Horák 1964). Taký vysoký počet pulzov je pre dojenie oviec nevyhnutný a zodpovedá priebehu cicania jahňata (Kolář 1966). Pretože tak veľkú rýchlosť pulzácie nebolo možné zistiť žiadnym pneumatickým pulzátorom, bol pre tento prípad vyvinutý a použitý pulzátor elektromagnetický. Do roku 1939 boli inštalované celkom tri dojacie súpravy pre ovce. V nasledujúcich rokoch, najmä po druhej svetovej vojne, nastalo postupné rozširovanie strojového dojenia oviec a v roku 1950 už bolo v kraji Aveyron (v roquefortskej oblasti) inštalované 60 zariadení pre strojové dojenie oviec, v roku 1956 už 200 zariadení a v roku 1964 to bolo už cca 300 zariadení pre strojové dojenie oviec. Ovce sa dojili vo zvláštnej miestnosti, prípadne v ohradenom priestore v rohu ovčiarne. Pri dojení sa fixovali do drevených stojísk, ktoré vždy po dvojiciach tvorili jeden celok. Podlaha stojiska bola 25 až 30 cm nad podlahou dojárne a stojisko bolo 50 cm široké. Medzi stojiskami hore bola umiestnená kanva, v ktorej sa zhromažďovalo mlieko nadojené v týchto dvoch spojených stojiskách (Kolář 1966).

Od jednotlivých dojacích strojov sa postupne prešlo k dojacím automatom a ku konštrukcii dojárni pre ovce. Výsledkom vývoja v roquefortskej oblasti je radová dojáreň systému CASSE (Horák 1964, Kolář 1966).

Dojáreň systému CASSE (obr. 1) má stojiská pre 48 oviec a je rozdelená na dve polovice, každá pre 24 oviec; vyrába sa aj zariadenie o polovičnej veľkosti pre 24 oviec — dvakrát po 12 oviec. V strede dojárne je pracovná chodba, podlaha ktorej je 70 až 80 cm zapustená nižšie ako stojiská pre ovce umiestené po oboch stranách chodby. V dojárni sa uplatňuje systém skupinovej fixácie a uvoľňovania dojených oviec, čím sa celá práca spojená s dojením podstatne

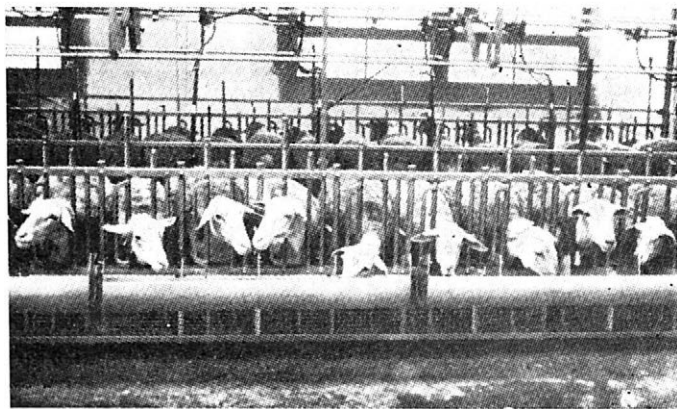
1. Dojenie oviec v dojár-
ni systéme CASSE doja-
cím automatom Alfa-La-
val



uľahčuje a urýchľuje. Ovce sa počas dojenia fixujú (obr. 2) pomocou pohyblivých zábran kovovej konštrukcie, pričom ovce vsunú do zábran svoje hlavy pri žraní jadrového krmiva, ktoré sa nasype do válova (umiestneného pred zábrana-
mi) pred príchodom oviec do dojárne. Zábrany sú namontované na podvozkoch, ktoré sa môžu pohybovať po koľajničkách dopredu a dozadu v rozsahu 80 cm.

Dojí sa dojacím automatom s 12 dojacími súpravami. Postup vlastného do-
jenia v dojárni systéme CASSE je nasledovný:

Jeden z pracovníkov (manipulant) nasype jadrové krmivo do žlabu, otvorí zábranu a vpustí na jednu stranu pracovnej chodby v dojárni 24 oviec. Keď sa ovce rozostavia po celej dĺžke kŕmneho žlabu, fixuje ich pri žľabe zábranou; potom posunie žlab so zábranou k manipulačnej chodbe dojárne tak, aby ovce stáli zadnými nohami až pri vyvýšenom múriku na okraji chodby. Ďalší ovčiar nasadzuje každej druhej — nepárnej ovci dojacie súpravy a po dvoch minútach od nasadenia prvej ovci začne masáž vemena počnúc prvou ovcou, pričom súčasne niektorým ovciam opraví nástrčky. Potom ovce strojovo dodája a súpravy preniesie na vedľa stojace, t.j. párne ovce a prvú sériu párných oviec ručne do-
dája. Ručne dodája tretí ovčiar, ktorému vypomáha prvý ovčiar (manipulant), pripravujúci ovce na dojenie. Druhý ovčiar urobí masáž u série párných oviec, strojovo ich dodojí a súpravy preniesie na ovce stojace na druhej strane chodby, ktoré tam už medzitým prvý ovčiar pripravil na dojenie. Po ručnom dodojení na jednej strane chodby sa ovce vypustia otvorením fixačného zariadenia a posu-
nutím žlabu so zábranou do druhej krajnej polohy tak, že sa vytvorí chodba na



2. Fixácia oviec pri do-
jení v dojárni systéme
CASSE

odchádzanie oviec a potom opäť na príchod ďalších oviec na túto stranu. Takýto postup prác sa opakuje až do skončenia dojenja (firemná literatúra).

Počas dojenja od vemená prúdi mlieko priehladnou mliečnou hadičkou do priehladného mliečného potrubia, ktoré je upevnené nad pracovnou chodbou medzi obidvoma radami oviec. Potrubím preteká nadojené mlieko buď do kanví, ktoré sú pripojené k podtlakovému potrubiu a sú spojené hadicou s mliečnym potrubím, alebo vyteká cez prerušovač podtlaku do otvorenej nádrže. Zariadenie možno podľa potreby doplniť podtlakovým chladičom, v ktorom sa mlieko ochladí studenou alebo ľadovou vodou na teplotu o 2°C až 4°C vyššiu ako je teplota vody. Jeden pulzátor obsluhuje dve dojacie súpravy. Pulzátory sú elektromagnetické, ovládané jedným generátorom pulzov, v dôsledku čoho všetkých 12 dojacích súprav pracuje rovnakou rýchlosťou pulzácie — 180 pulzov za minútu (K o l á ř 1966).

Pomocou tohoto zariadenia môže jeden pracovník podojiť 80 oviec za hodinu. Traja pracovníci podoja 240 oviec za hodinu pri maximálnom množstve nadojeného mlieka — 360 litrov za hodinu.

Pre inštaláciu celého zariadenia sú potrebné tri miestnosti:

a) strojovňa — kde je umiestená výveva s elektromotorom, prípadne s iným pohonom a vzdušník,

b) vlastná dojáreň,

c) mliečnica, v ktorej sa inštaluje zberná nádoba s prerušovačom podtlaku a na ňu naväzujúca batéria kanví. V mliečnici sa inštaluje aj batéria troch cirkulačných zariadení na umývanie a dezinfekciu dojacích súprav ako aj špeciálne zariadenie na umývanie a dezinfekciu mliekovodného potrubia.

Dojáreň môže byť postavená ako samostatná stavba, alebo môže byť pristavená k ovčiarni, prípadne k inej stavbe.

Po Francii je strokové dojenie oviec najviac rozšírené v Izraeli. Prvé dojacie zariadenia Alfa-Laval priviezli do Izraelu v roku 1950, potom sa začalo s overovacími pokusmi pri rôznej organizácii práce až do roku 1956, kedy postavili prvú karuselovú — rotačnú dojáreň v Ramat Hašefet pre 128 oviec, pričom dojili 2 dojiči, každý s 8 dojacími súpravami. Druhá rotačná — karuselová dojáreň bola postavená v Ein Charode pre 250 oviec a mala dvojité kruhy. Neskoršie sa stavali menšie karuselové dojárne pre 80 až 96 oviec s 8 dojacími súpravami, vhodné pre stáda o počte 450 bahníc. V hospodárstvach, kde majú 600 a viac oviec, sa stavajú 2 menšie karusely, jeden vedľa druhého. V roku 1962 bolo v Izraeli v prevádzke 49 karuselových — rotačných dojární pre 80, 90 alebo 96 oviec. V súčasnosti sa za najdokonalejší typ dojárne považuje karuselová dojáreň s 80 dojacími stojiskami (pre 80 oviec) a s 10 dojacími súpravami. Dojacie stojiská sú v karuseli rozdelené na 4 oddelenia; v nich sa ovce vymieňajú v skupinách po 20. V prvom oddelení sa ovce vypúšťajú do stojísk, v druhom oddelení sa doja strojom, v treťom oddelení sa ručne dodávajú a vo štvrtom oddelení sa vypúšťajú z dojacích stojísk. V dojárni pracujú dvaja dojiči; jeden dojí strojom a druhý ručne dodáva. Vlastné dojenie sa uskutočňuje tak, že sa najprv naplní krmivom válov vo vnútornom priestore karusela, pustia sa ovce a uskutočnia sa ich fixácia. Potom sa každej nepárnej ovci nasadia ceckové nástrčky a ovce sa doja. Počas dojenja sa robí masáž vemená, po vydojení sa ceckové nástrčky snímú a nasadia párnym ovciam. Po ukončení strojového dojenja druhý dojič v sede na pojazdnej sedačke dodojuje ovce. Skúsenosti ukázali, že zapracovaný dojič môže obsluhovať súčasne 10 dojacích súprav bez toho, aby ceckové nástrčky boli na vemené nasadené dlhšie ako 90 až 120 sekúnd. V tejto dojárni sa podojí 150 oviec za hodinu (H o r á k 1964, K o l á ř 1966).

Do ČSSR sa koncom roku 1962 doviezol prvý dojací stroj na dojenie oviec firmy Alfa-Laval a v roku 1963 sa ním skúšobne dojili ovce na účelovom hospodárstve Výskumného ústavu ovčiarskeho v Trenčianskej Teplej. Cieľom týchto skúšok bolo overiť možnosť strojového dojenia našich plemien oviec. Pretože dojací stroj bol dodaný bez fixačného zariadenia pre ovce pri dojení, súčasne sa riešila fixácia oviec pri dojení pre naše podmienky takým spôsobom, aby sa čo najviac približovala tradičnému spôsobu ručného dojenia oviec v strunge. V rámci toho bol skonštruovaný najprv drevený dvojbox, neskôr drevený trojbox, prerobený pozdejšie na kovový trojbox. Dojič, ktorý sedel za boxami, vpúšťal do nich ovce, nasadzoval im dojacie súpravy, stroje a potom aj ručne ovce dodával a zdvihnutím dvierok v prednej časti boxu ovce po dojení vypúšťal (M a s á r 1968).

Na základe skúšok v roku 1963 sa konštatovalo, že naše plemená oviec je možné dojiť stroje, avšak dojací stroj firmy Alfa-Laval nevyhovuje plne pre všetky plemená. Preto sa začalo s vývojom československého dojacieho zariadenia pre ovce. Uskutočnil sa prieskum vemien našich plemien oviec, aby sa mohli navrhnúť rozmery — veľkosť a tvar ceckových nástrčiek; už počas roku 1963 sa skúšali prvé súčiastky dojacieho zariadenia (pulzátor D-1, polyamidové ceckové nástrčky a rozdeľovač z plexiskla) zhotovené Agrostrojom Pelhřimov v rámci vývoja československého dojacieho zariadenia pre ovce (M a s á r 1968, M i k u š 1964).

Prvý prototyp československého dojacieho stroja pre ovce skonštruoval Výzkumný ústav zemědělské techniky Praha — Řepy v roku 1964; bol odskúšaný na účelovom hospodárstve Strednej poľnohospodárskej technickej školy v Rožnově pod Radhoštěm. Dojacie stojiská — trojboxy — boli konštruované podľa skúseností z roku 1963 z ocelových rúrok; v prednej časti boli uzatvorené plechovými dvierkami, ktoré sa pri vypúšťaní oviec zo stojiska vysunovali hore pomocou ocelového lanka. Pri skúškach boli preverené jednotlivé súčiastky dojacieho stroja, najmä pulzátor a generátor pulzov, pričom sa zistila výhodnosť použitia elektromagnetického pulzátor a generátorom pulzov (K o l á ř 1966).

Na základe skúseností z rokov 1963 a 1964 vyrobil Agrostroj Pelhřimov v roku 1965 dva prototypy československého dojacieho zariadenia pre ovce a to typ DZO-8 pre menšie stáda (skúšal sa v roku 1965 na hospodárstve Poľnohospodárskej majstrovskej školy z Záblatí pri dojení oviec plemena merino) a typ DZO-16 pre väčšie stáda (skúšal sa v roku 1965 na salaši JRD Liptovská Porúbka pri dojení oviec plemena valaška). Tieto prototypy sa stali základom dnešného sortimentu československých dojacích zariadení na dojenie oviec, ktorý v súčasnosti zahŕňa 5 typov zariadení (M a s á r 1968).

Dojacie zariadenie DZO (výrobca Agrostroj, n. p. Pelhřimov) sa vyrába v dvoch typoch:

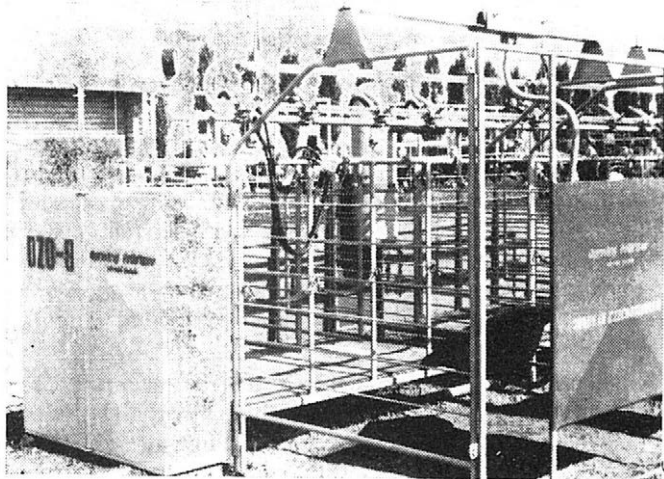
DZO-8 (obr. 3) — má dva štvorboxy pre súčasné dojenie 8 oviec pomocou dvoch dojičov. Je vhodné pre stáda s maximálnym počtom 300 kusov oviec - dojníc. Výkon zariadenia je 160 až 220 podojených oviec za hodinu.

DZO-16 (obr. 4) — má štyri štvorboxy pre súčasné dojenie 16 oviec pomocou štyroch dojičov. Je vhodné pre stáda s počtom dojných oviec viac ako 300 kusov. Je to vlastne dvakrát znásobené zariadenie typu DZO-8. Výkon zariadenia je 320 až 440 podojených oviec za hodinu.

Uvedenými typmi zariadení možno dojiť všetky plemená našich oviec. Výkon v počte podojených oviec na jedného dojiča za 1 hodinu je podmienený hlavne usilovnosťou dojiča a pohybuje sa v priemere od 80 do 120 oviec.

Zariadenie možno používať pre dojenie oviec ako v samostatnej ovčiarni, tak aj pri košarovaní počas salašnej sezóny na pasienkoch, kde sa inštaluje na

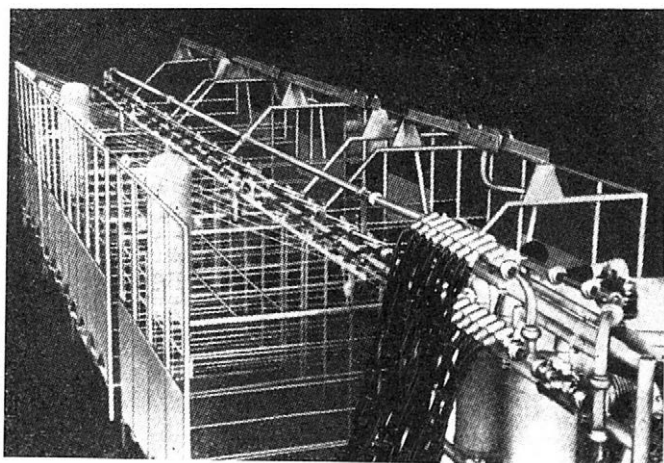
3. Čs. dojacie zariadenie
pre ovce typ DZO-8



vopred pripravený priestor pod ľahký prístrešok (plachta, fólia z plastickej hmoty apod). Vyžaduje spevnenú plochu pre stroj a pre priestor pred strojom. Ovce sa k dojeniu prihánajú z košiara, alebo počas zlého počasia sú v prístrešku (M a s á r 1968).

Celé zariadenie je prevažne z ľahko rozoberateľných dielcov, pričom základnou jednotkou sú dojacie boxy. Sú zvárané z rúrok a každý z nich je riešený ako štvorbox. V zadnej časti štvorboxu je manipulačný priestor pre dojiča, ktorý pri práci sedí na pojazdnej sedačke, uchytenej na konštrukcii štvorboxu v jeho hornej časti. Podojenú ovcu potom vypúšťa otvorom v prednej časti boxu, keď predtým pomocou šnúry zdvihne padacie dverka. Vedľa boxov je inštalovaný panel, na ktorom sú umiestené vzdušníky, zariadenie na cirkulačné čistenie a dezinfekciu dojacích súprav a mliekovodného potrubia a prerušovač podtlaku. V určitej vzdialenosti od boxov a panelu je umiestená výveva spolu s pohonom, aby ovce i dojiči neboli rušení hlukom. Pre pohon zariadenia — vývevy sa môže použiť elektrická energia z verejnej siete alebo z vlastného zdroja, čím môže byť benzínový motor, diesellový motor alebo elektrocentrála. K zariadeniu typu DZO-8 sa na požiadanie dodáva pojazdný elektrický agregát „Slávia“

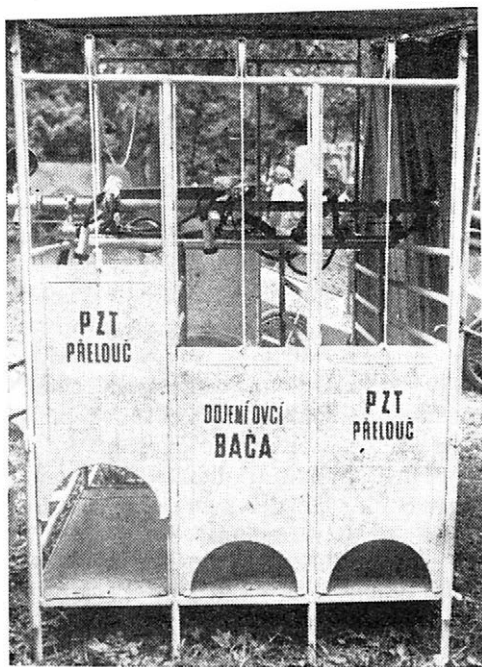
4. Čs. dojacie zariadenie
pre ovce typ DZO-16



s naftovým motorom 1 S 100 o výkone 6,5 kVA a k typu DZO-16 pojazdný elektrický agregát „Slávia“ s motorom 1 ST 120 o výkone 11 kVA.

Vzhľadom na potreby praxe začal Agrostroj, n. p. Pelhřimov v roku 1967 vyrábať prevozné kanvové dojacie zariadenie DZOK v dvoch typoch: DZOK-8 má dva štvorboxy a DZOK-16 má štyri štvorboxy. Toto zariadenie je odvodené od zariadenia DZO, má s ním úplne zhodné všetky technické údaje, len nadojené mlieko sa vedie do kanví dojacieho zariadenia a nie do mliekovodného potrubia a zbernej nádrže, ako je to u typov DZO. Hodí sa aj do extrémnejších terénnych podmienok a možno ho prevážať na vlastnom podvozku, prípadne ho možno aj častejšie premiestňovať spolu s premiestňovaním košiara počas salašnej sezóny. Nevyžaduje vybudované spevnené plochy, ako je to u zariadenia DZO (Masár 1969).

Ďalším typom československého dojacieho zariadenia pre ovce je zariadenie typu BAČA (obr. 5), výrobca ktorého je Agra, n. p., Přelouč (bývalý Ústřední podnik zemědělské techniky — odštěpný závod Přelouč). Výrobcom vlastnej dojacej súpravy zariadenia je však Agrostroj, n. p., Pelhřimov. Toto dojacie zariadenie je určené pre dojenie oviec všade tam, kde sa ovce počas laktáčného obdobia pohybujú — premiestňujú z jedného miesta na druhé. Jeho základom sú taktiež dojacie boxy, riešené však v tomto prípade ako trojboxy (Švarcbeek 1969).



5. Dojacie zariadenie pre ovce typ BAČA

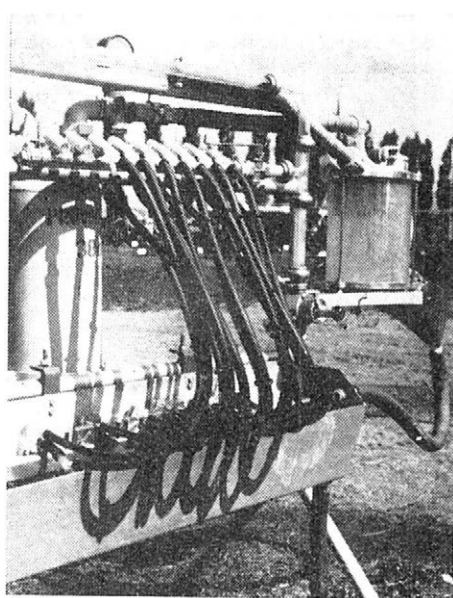
o potrebnej kapacite podľa veľkosti stáda dojených oviec. Vzájomné spojenie jednotlivých trojboxov je jednoduché a spočíva len na vzájomnom prepojení rozvodného podtlakového potrubia (gumovou hadicou), ku ktorému sa pripojujú jednotlivé dojacie súpravy s kanvami. A tak je možná a najčastejšie sa používa zostava dvoch alebo troch trojboxov, pričom jeden dojič v jednom trojboxe podojí 60 až 70 oviec za hodinu. Pri celkovej dobe vlastného dojenia dve hodiny možno takto podojiť v dvoch trojboxoch stádo o počte 240 až 280 oviec a v troch trojboxoch stádo o počte 360 až 420 oviec (Švarcbeek 1969, Kolář, Souhřada 1966).

Vlastný dojací trojbox je ľahkej rúrkovej konštrukcie, krytý strechou

a z bočnej (náveternej strany) plachtou. Kcstra trojboxu vytvára tri dojacie stojiská. Na čelných stranách trojboxu sú prichytené sklápacie nosítka a na zadnej strane je pripevnená horizontálne výkyvná sedačka pre dojiča. Predná stena má zdvíhacie dvierka, ovládané lankom z priestoru dojiča. V hornej časti priestoru dojacieho stojiska je elektrická lampička so zásuvkou, do ktorej sa pripojí kábel od batérie. Podlaha vlastného stojiska v trojboxe je pokrytá podlahovou gumou. Nad stojiskom v trojboxe je rozvedené podtlakové a pulzačné potrubie. K podtlakovému potrubiu sú prostredníctvom kohútov pripojené vzduchové hadice dojacích kanví a k ich vývodom sa pripájajú vlastné dojacie súpravy, pozostávajúce z dvojice ceckových nástrčiek, rozdeľovača, vzduchových a mliečnych hadičiek. Dojacie kanvy stoja po stranách trojboxu a môžu byť alebo každá jednotlivo pripojená na vákuový kohút podtlakového potrubia, alebo je na podtlakové potrubie pripojená len prvá kanva a ostatné sú medzi sebou vzájomne prepojené a mliečne hadice zo všetkých troch dojacích súprav sa privádzajú k poslednej z takto prepojených kanví. Na podtlakovom potrubí jedného trojboxu je namontovaný ústredný pulzátor, od ktorého vedie napojenie na pulzačné potrubie jednotlivých trojboxov gumovou hadicou. Potrebný podtlak vytvára rotačná výveva Elfa Elsterwerda typu VZ 40/130 poháňaná benzínovým spaľovacím motorom o výkone 7 HP. Všetky súčiastky motora sú na ocelevej podeste, ktorá je pevne uložená na dvojkolesovom vozíku typu Liberta. Pri chode zariadenia sa vozík stabilizuje vysunutím stabilizačných nôh umiestnených v rohoch kostry vozíka. Súčasťou tohoto dojacieho zariadenia je aj stojan pre dezinfekciu, na ktorom sú zhora nadol priečky pre zavesenie nádoby na dezinfekčný roztok, ceckových nástrčiek s hadicami, vek kanví a kanví — všetkých častí zariadenia, ktoré treba umývať a dezinfikovať (Š v a r c b e k 1969).

Celé dojacie zariadenie možno premiestňovať bez dopravných prostriedkov, čo je zvlášť výhodné pre pohyb a premiestňovanie stáda pri košarovaní v období salašnej sezóny na pasienkoch a tiež pre obdobie daždivého počasia, kedy sa terén okolo dojárne rozbahňuje. Prehľad technických údajov čs. dojacích zariadení pre ovce je uvedený v priloženej tabuľke I.

U dojacích zariadení typov DZO a DZOK čistenie a dezinfekcia sú riešené cirkulačne osobitným zariadením (obr. 6). U dojacieho zariadenia typu BAČA je čistenie a dezinfekcia riešená starším spádovým spôsobom. Ako čistiace prostriedky sa používajú 0,5 až 1 % roztok Alkonu Z alebo 0,3 až 0,5 % roztok čistiaceho prostriedku Jar o teplote 50 až 60 °C. Na dezinfekciu sa používa roztok chloramínu. Spotreba vody je u všetkých československých dojacích zariadení rovnaká a to 40 až 80 litrov pri jednom pôdoji na čistenie a dezinfekciu stroja a ostatných so spracovaním mlieka súvisiacich zariadení (M a s á r 1968). U dojacích zariadení s kanvami je spotreba



6. Dezinfekčný prístroj čs. dojacieho zariadenia DZO

I. Technické údaje čs. dojacích zariadení pre ovce

Technické údaje	Typ				
	DZO-8	DZO-16	DZOK-8	DZOK-16	BAČA
Počet boxov	2 štvorboxy	4 štvorboxy	2 štvorboxy	4 štvorboxy	1 trojbox
Počet dojacích stojísk	8	16	8	16	3
Počet ústredných pulzátorov	1	2	1	2	1
Počet pulzov ústredného pulzátora	$170 \pm 10/\text{min.}$	$170 \pm 10/\text{min.}$	$170 \pm 10/\text{min.}$	$170 \pm 10/\text{min.}$	$170 \pm 10/\text{min.}$
Počet výjev	1	2	1	2	1
Výkon el. motora výjevy v kW	3	3	3	3	2,3
Počet dojacích jednotiek	4	8	4	8	1
Výkon dojacieho zariadenia v ks oviec za hodinu	160—220	320—440	160—220	320—440	60—70
Počet dojičov	2	4	2	4	1
Prevádzkový podtlak v torroch	350—380	350—380	350—380	350—380	.
Dĺžka zariadenia v m	4,6	8,3	4,6	8,3	1,95
Šírka zariadenia v m	2,1	2,1	2,1	2,1	1,23
Výška zariadenia v m	1,8	1,8	1,8	1,8	1,93
Počet pulzov pulzátora dezinfekcie	15—20/min.	15—20/min.	15—20/min.	15—20/min.	15—20/min.
Dezinfekčný roztok	1 % Alkon Z	1 % Alkon Z	1 % Alkon Z	1 % Alkon Z	1 % Alkon Z

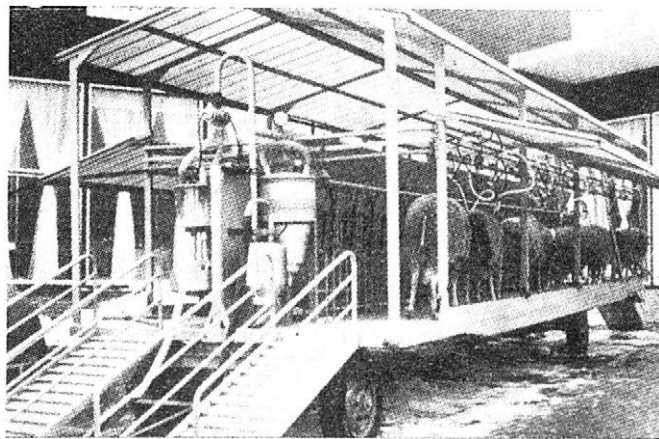
vody nižšia ako u zariadení s mliečnym potrubím, čo je jeden z orientačných ukazovateľov pri voľbe toho ktorého typu zariadenia zvlášť v podmienkach, kde je nedostatok zdravotne nezávadnej vody (J a n í k 1967).

Základným rozdielom dojacích zariadení československej konštrukcie od najrozšírenejších dojacích zariadení pre ovce vo svete firmy Alfa-Laval je spôsob fixácie oviec pri dojení a veľkosť — tvar a váha ceckových nástrčiek. Zatiaľ čo u dojacieho automatu firmy Alfa-Laval pre dojenie oviec v dojárni typu CASSE sa používa spôsob skupinovej fixácie oviec u krmného žlabu, u čs. dojacích zariadení sa používa spôsob individuálnej fixácie v boxových stojiskách s padacími dverami v prednej časti. Vzhľadom na to, že ovce u nás chovaných plemien majú celkove menšie rozmery ceckov, sú ceckové nástrčky československých dojacích zariadení menšie a ľahšie ako ceckové nástrčky dojacieho zariadenia firmy Alfa-Laval (M i k u š 1966).

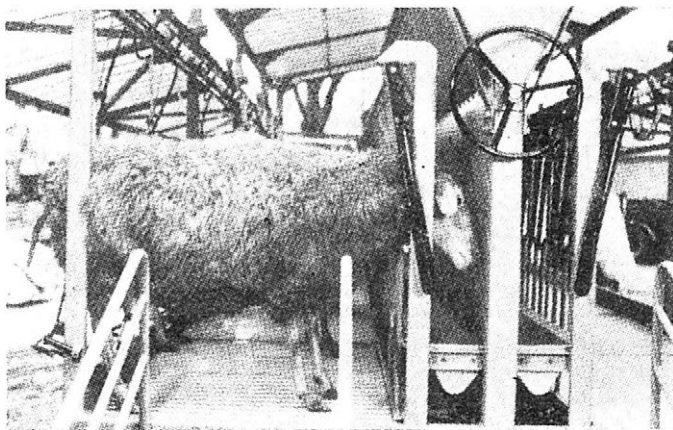
V období rokov 1966 až 1968 sa v ČSSR vyrobilo sériovo 194 dojacích zariadení na dojenie oviec, z ktorých 48 bolo exportovaných do zahraničia (H o r á k 1969). Dojacie zariadenia typu DZO-16 sa s úspechom skúšali v Maďarsku (G á á l 1968), v ZSSR (P o p o v, S t e c e n k o 1969) a v Bulharsku (D i m o v 1967). Na Medzinárodnej výstave poľnohospodárskych strojov v Moskve v roku 1966 bolo zariadenie DZO vyznamenané zlatou medailou.

Okrem uvedených československých zariadení na dojenie oviec sú u nás na Slovensku dve dojárne typu CASSE s dojacím automatom Alfa-Laval, a to na hospodárstve Výskumného ústavu ovčiarskeho v Trenčianskej Teplej (v prevádzke od roku 1965) a na JRD v Krupine (v prevádzke od roku 1966). V roku 1966 a 1967 sa na Slovensko doviezli tiež štyri prevozné dojacie automaty na dojenie oviec firmy VEB Elfa Elsterwerda z NDR.

Prevozné dojacie zariadenie na dojenie oviec firmy VEB Elfa Elsterwerda typ M-695-48 (obr. 7) predstavuje prvý typ mobilnej dojárne pre ovce; jeho vývoj sa uskutočnil v rokoch 1964 až 1965 v spolupráci s bulharskými odborníkmi. Dojáreň je uložená na dvojnápravovom podvozku s pneumatikami a nábehovou brzdou na prednej náprave. Stojiská pre ovce sú zvýšené o cca 70 cm od zeme, čo je vhodná výška pre obsluhujúci personál a nahradzuje tak zapustenú manipulačnú uličku v stabilných dojárňach. V strede pozdĺž celej dojárne je umiestnený zásobník na jadrové krmivo s dávkovacou závitovkou; jej otočením sa dostáva krmivo do žlabov, ktoré sú po oboch stranách pod zásobníkom. Nad žlabom po každej strane je fixačné zariadenie — zábrany, do ktorých ovce vsunú svoje hlavy pri žraní jadrového krmiva a protim sa fixujú



7. Prevozná dojáreň na dojenie oviec typ M-695-48 vyrábaná v NDR



(obr. 8). Na oboch stranách dojárne možno umiestiť 2×24 oviec, ktoré stoja hlavami proti sebe, t.j. spolu 48 oviec. Zastrešenie dojárne je ochrannou strechou z plastickej hmoty. Dojí sa na každej strane dojárne s 8 dojacími súpravami typu Impulza, s elektromagnetickými pulzátorami, pričom jeden pulzátor je pre dve dojacie súpravy. Rýchlosť pulzácie je 180 pulzov za minútu. Potrebný podtlak vytvára agregát Gigant W typ 902-30 s dieselovým motorom. Pod strešnou konštrukciou, po obidvoch stranách vedie podtlakové a mliekovodné potrubie a potrubie na čistenie a dezinfekciu. Nadojené mlieko možno chladiť na podtlakovom vodnom chladiči, odkiaľ tečie do mliečnych kanví, alebo do prevozného podtlakového tanku. Čistenie a dezinfekcia sa robí cirkulačným preplachovacím spôsobom.

Rovnako aj toto dojacie zariadenie sa skúšalo v zahraničí, ako napr. v ZSSR, pri porovnávaní s našim zariadením typu DZO-16. Lepšie výsledky sa dosiahli u nášho zariadenia, najmä pokiaľ ide o potrebu času na podojenie skupiny 150 oviec (Popov, Stecenko 1969).

V našich podmienkach sa toto zariadenie tiež neosvedčilo, pričom ako jeho zásadné nedostatky sa uvádzajú: nedoriešenosť fixácie, poruchovosť pulzácie, veľké rozmery a pomerne značná váha (Masár 1968).

Literatúra

- BOSC J., 1966, Annales de la nutrition et de l'alimentation 20, 6:193-230.
 DIMOV Š., 1967, Mechaniz. Elektrifik. selsk. stop., 3:9-11.
 GAÁL M., 1968, Allattenyésztés 17, 4:325-337.
 HORÁK F., 1964, Sborník VŠZ Brno A, 1:121-133.
 HORÁK F., 1969, Živočišná výroba 14, 12:835-842.
 JANÍK J., 1967, Ovčiarске zvesti, 4:20-25.
 KOLÁŘ K., 1966, Zemědělská technika 12, 2:73-96.
 KOLÁŘ K., SOUHRADA J., 1966, Zemědělská technika 12, 8:497-518.
 MASÁR M., 1968, Náš chov 28, 2:75-77.
 MASÁR M., 1969, Náš chov 29, 5:196-197.
 MIKUŠ M., 1964, Náš chov 24, 3:113-115.
 MIKUŠ M., 1966, Náš chov 26, 5:212-213.
 POPOV G. I., STECENKO G. I., 1969, Ovcevodstvo 15, 5:33-34.
 ŠVARCBEK J., 1969, Náš chov 29, 4:121-122.
 —, 1969, Dojacie zariadenie pre ovce DZO-8, DZO-16 — návod pro obsluhu. Agro-stroj, n. p. Pelhřimov.
 —, 1968, Technická dokumentace k dojicímu stroji pre ovce BAČA. Agra, n. p. Prelouč.
 —, Firemná literatúra o úprave pre dojenie oviec typu M 695-48. VEB Elfa Elsterwerda.

Došlo dne 28. 7. 1970

Adresa autora:

Ing. Ivan Prekopp, CSc., Výskumné pracovisko mliekárenského priemyslu, Žilina

Višinský J.: Efektivnost velkokapacitních sklizečů při sklizni cukrovky	203
Andert A.: Pojezdové ústrojí umožňující plynule směřovat pojezdové vlastnosti v rozmezí od kolového po pásový podvozek	221
Kavka M.: Možnosti využití základů teorie spolehlivosti při projektování mechanizovaných procesů v živočišné výrobě	241
Vorlíček J.: Tlakové poměry v dojicím stroji	249
Pozler P.: Optimální uspořádání pásové výsadby jaderovin pro mechanizovanou manipulaci s ovocem při sklizni	259
Studie	
Prekopp I.: Strojové dojení oviec v zahraničí a u nás	269

СОДЕРЖАНИЕ

Вишинский И.: Эффективность крупнопроизводительных свеклоуборочных комбайнов (218). — Андерт А.: Механизмы передвижения, позволяющие оптимально использовать ходовые свойства в пределах от колесного до гусеничного шасси (238). — Кавка М.: Возможности использования основы теории надежности при проектировании механизированных процессов в животноводстве (247). — Ворличек И.: Режим давления в доильной машине (257). — Позлер П.: Оптимальная схема ленточной посадки семячковых для механизированной работы с фруктами во время уборки (266).

CONTENT

Višinský J.: Efficiency of Large-Capacity Sugar-Beet Harvesters (218). — Andert A.: Travelling Gear Enabling Smooth Combining of the Travelling Characteristics in the Range from Wheel to Coterpillar Undercarriage (239). — Kavka M.: The Possibilities of the Use of the Principles of Reliability Theory in the Planning of Mechanized Processes in Animal Production (247). — Vorlíček J.: Pressure Conditions in the Milking Machine (257). — Pozler P.: Optimum Lay-Out of Strip Planting of Pomaceous Fruit Trees for Mechanized Fruit Handling in the Course of Harvesting (267).

INHALT

Višinský J.: Effektivität der Großkapazitäts-Zuckerrübenerntemaschinen (219). — Andert A.: Fahrwerk, das ermöglicht die Fahrteigenschaften in einer Begrenzung vom Radgestell bis zum Bandgestell allmählich zu mischen (239). — Kavka M.: Nutzungsmöglichkeiten der Grundsätze der Verlässlichkeitstheorie bei der Projektierung mechanisierter Prozesse in der tierischen Produktion (247). — Vorlíček J.: Pressure Conditions in the Milking Machine (257). — Pozler P.: Optimale Anordnung der Bandpflanzung von Kernobst für die mechanisierte Manipulation mit dem Obst bei der Ernte (267).

TABLE DES MATIÈRES

Višinský J.: Efficience des récolteuses de la betterave sucrière à grande capacité (res. An/218, Al/219). — Andert A.: Mécanisme de déplacement permettant d'alterner les propriétés de déplacement dans les limites que permettent les châssis à roue et à bande (240). — Kavka M.: Possibilité d'utilisation des fondements de la théorie de fiabilité pour la préparation des processus mécanisés dans la production végétale (248). — Vorlíček J.: Conditions de pression dans la machine à traire (258). — Pozler P.: Contribution à la mécanisation des travaux pendant la récolte des fruits (res. An, Al/267).

Sázecí stroj UPK-6

je konstrukcí příbuzný se sázecím strojem TR-4. Proto je mnoho částí obou typů společných. Typ UPK-6 je šestiřádkový stroj se vzdáleností řádků 30 cm. Je určen k mechanizovanému sázení zeleniny (zelí, papriky, rajčat, celeru apod.). Sázení rychlost činí 0,8–1,2 km/h., sázecí hloubka 4–15 cm, sázecí výkon 8000 až 12 000 kusů/h.

Sázecí stroj se připojuje k traktoru třídy 1,4 t typu Bělorus. Vykonává mnoho obtížných pracovních úkonů při pěstování zeleniny.

Vývozce:

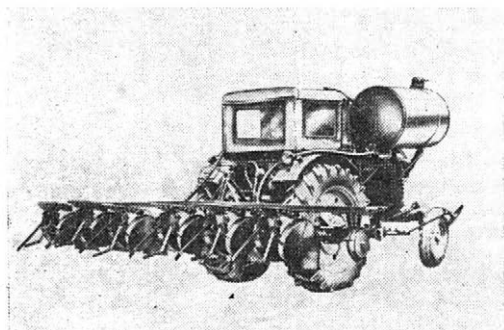
Státní obchodní podnik

Agromachinaimpex

Sofia – Aksakova 5

telefon: 88-53-25

dálnopis: 022-563



Agromachinaimpex

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