

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

3

ROČNÍK 30 (LVII)
PRAHA
BŘEZEN 1984
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Vědecký časopis

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Vladimír Dufek, prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Jiří Kulík, ing. Zdeněk Pastorek, CSc., ing. Vladimír Píša, ing. Bohumil Studeník, CSc., doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Šteffl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1984

■

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

■

Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о решенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издаёт Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 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 Czechoslovak Academy of Agriculture — Institute of Scientific and Technical Information for Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Prague 2, Slezská 7.

SKLIZEŇ SLÁMY SBĚRACÍMI NÁVĚSY S PNEUMATICKÝM PLNĚNÍM (OBRŮMI KOPKOVACI)

J. Malerš

MALERŠ, J. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy): *Sklizeň slámy sběracími návěsy s pneumatickým plněním (obřímí kopkovači)*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (3) : 129-143.

Sledovali jsme sklizeň slámy sběracím návěsem s pneumatickým plněním (obřímí kopkovačem) HESSTON STAKHAND 30 a přepravníkem kopek HESSTON STAKMOVER 30. Zkoušky byly realizovány v roce 1981 na pozemcích JZD Čejč (okres Hodonín). Dosažené parametry kvality práce: ztráty slámy nesebráním — 2 až 5 %; přírůstek sklizně slámy v důsledku dodatečného sečení strniště — 2,2 až 15,4 %; změna průměrné délky částic slámy po průchodu rotorem sběrače z 324,5 mm na 58,2 až 113,1 mm; štípnutí částic slámy po průchodu rotorem sběrače z 4,5 % na 48,61 až 76,74 %; pružení slámy při stlačování, vyjádřené změnou objemu — 4,76 až 23,8 %; tvar kopky — délka 4,4 m, šířka 2,4 m, výška 2,4 až 2,7 m; objem kopky — 21,61 až 25,91 m³; objemová hmotnost slámy v kopce — 37,79 až 72,13 kg . m⁻³; celková hmotnost kopky — 900 až 1600 kg; soudržnost kopky, vyjádřená v procentech odpadlého materiálu při manipulaci — 2 až 60 %; znečištění slámy v kopce prachovými částicemi — mimořádně vysoké (ve srovnání s jinými pracovními postupy). Dosažené parametry výkonnosti: délka pracovního cyklu sběracího návěsu — 517,0 až 652,5 s; průchodnost sběracího návěsu — 1,92 až 1,97 kg . s⁻¹; hodinová výkonnost W₀₂ — 0,7 ha . h⁻¹; hodinová výkonnost W₀₇ — 0,6 ha . h⁻¹; pracovní cyklus přepravníku při přepravě vzdálenosti 500 m — 695 s; hodinová výkonnost přepravníku W₀₂ — 2,3 ha . h⁻¹; hodinová výkonnost přepravníku W₀₇ — 2 ha . h⁻¹. Parametry energetické náročnosti byly zjištěny pouze u sběracího návěsu; pracovní rychlost — 6,76 až 16,7 km . h⁻¹, tj. 1,88 až 4,66 m . s⁻¹. Tomu odpovídalo rozmezí průchodnosti 2,36 až 5,87 kg . s⁻¹ a hodinové výkonnosti 8,49 až 21,13 t . h⁻¹. V tomto rozmezí stoupal střední příkon lineárně od 41,0 do 92,5 kW a měrná spotřeba energie klesala z 4,83 na 4,37 kWh . t⁻¹. Nedostatky zjištěné u sběracího návěsu (znečištění slámy prachovými částicemi, nízká výkonnost a značná energetická náročnost) nedovolují zařadit tento stroj do čs. soustavy strojů.

sběrací návěs s pneumatickým plněním; přepravník kopek; kopka; kvalita práce; výkonnost; energetická náročnost

Při sklizni slámy ověřujeme naše i zahraniční linky. Je to v souladu s úkoly výzkumu, obsaženými v hlavních směrech hospodářského a sociálního rozvoje ČSSR na léta 1981 až 1985, v nichž se uvádí: „Úkolem čs. vědy je vytvářet nové poznatky a zprostředkovávat poznatky světové vědy pro potřeby budování rozvinuté socialistické společnosti“.

Zatímco u nás jsme podrobně rozpracovali linku na sklizeň volně ložené slámy (sběrací návěsy s mechanickým plněním a kopkovače na samojízdných nakladačích), v zahraničí byly rozpracovány linky na sklizeň lisované slámy do velkoobjemových balíků kruhového a pravoúhlého průřezu a linky na sklizeň volně ložené slámy (sběrací návěsy

1. Sběrací návěs s pneumatickým plněním a přepravník kopek — Pneumatically filled big stacker and the stack transporter



s pneumatickým plněním a přepravníky kopek] — (Augustovič, 1980; Maleř, 1980).

Sklizeň volně ložené slámy sběracími návěsy s pneumatickým plněním se rozšiřuje v USA. Na rozdíl od evropských sběracích návěsů nemají americké návěsy plnění mechanické, ale pneumatické. Některé konstrukce umožňují postupné stlačování sklizené slámy. Stlačováním se dosáhne vysoké objemové hmotnosti a soudržnosti. Po naplnění se sebraná sláma vysune ve tvaru kopky z návěsu směrem dozadu. Kopka je kompaktní a umožňuje přepravu na větší vzdálenost. Proto se někdy sběrací návěs s pneumatickým plněním nazývá „obří kopkovač“.

Vedle sběracích návěsů s pneumatickým plněním se vyrábějí i přepravníky kopek (traktorové či automobilové) — (obr. 1). U těchto přepravníků se mohou využívat adaptéry k dávkování stébelnatého materiálu kopky při zakládání do žlabů. Někteří výrobci nabízejí tyto prostředky v unifikované výkonové řadě.

Počet výrobců zabývajících se sběracími návěsy s pneumatickým plněním v USA neustále roste. Z hlediska roku 1981 nabízeli nejpracovanější systémy tři hlavní výrobci: HESSTON, JOHN DEERE, FARMHAND.

METODIKA

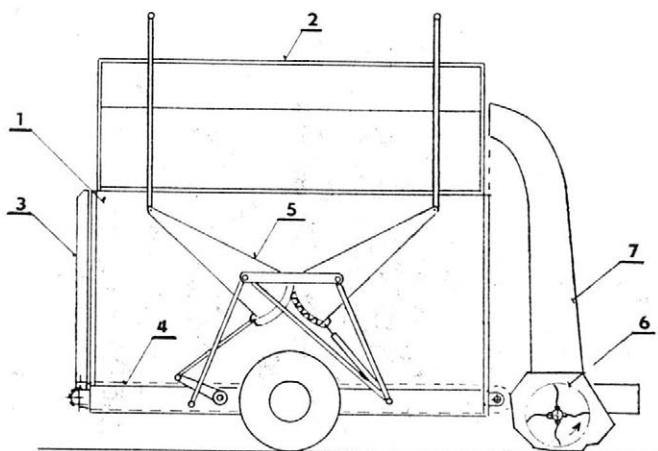
Práce vycházela z rozhodnutí FMTIR ověřit v našich podmínkách všechny nové rozhodující pracovní postupy sklizně slámy, vyvinuté v zahraničí.

Polně laboratorní zkoušky byly organizovány v JZD Čejč (okres Hodonín). Vlastníkem linky HESSTON (sběracího návěsu STAKHAND 30 a přepravníku kopek STAKMOVER 30) je Agropodnik, společný zemědělský podnik, závod 04, Šárdice na okrese Hodonín.

Polně laboratorní zkoušky byly zaměřeny na vyšetření kvality práce, výkonnosti a energetické náročnosti sběracího návěsu s pneumatickým plněním HESSTON STAKHAND 30.

Vedle polně laboratorních zkoušek byla linka sledována i v provozu, a to v JZD Čejč. Základem jsou výsledky dosažené při polně laboratorních zkouškách. Byly doplněny o výsledky z provozního sledování. Z hlediska výkonnosti se jednalo o linku střední výkonnosti s nevhodným sběracím ústrojím. V dalším výzkumu by bylo vhodné ověřit ještě linku s maximální výkonností a s vhodnějším sběracím ústrojím (např. HESSTON 60).

2. Sběrací návěs s pneumatickým plněním
HESSTON STAKHAND
30 — The HESSTON
STAKHAND 30 big
stacker with pneumatic
filling



1 - KORBA, 2 - NASTAVBA, 3 - VRATA, 4 - DOPRAVNÍK, 5 - ZVEDACÍ MECHANISMUS,
6 - ROTOR, 7 - KONCOVKA

VLASTNÍ PRÁCE

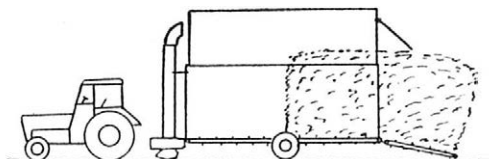
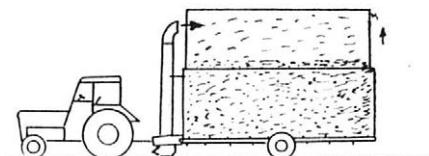
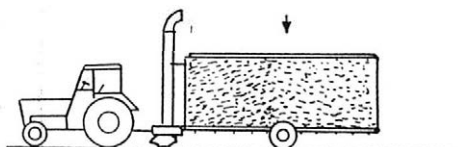
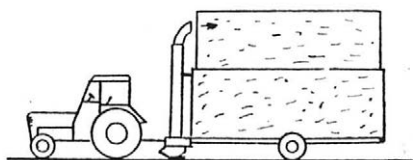
Vlastní práce je rozdělena na popis použitých strojů a na výsledky polně laboratorních zkoušek (kvalita práce, výkonnost, energetická náročnost).

POPIS POUŽITÝCH STROJŮ

Sběrací návěs s pneumatickým plněním STAKHAND 30

Sběrací návěs STAKHAND 30 (obr. 2) je přívěsný za traktor. Slouží ke sběru slámy (včetně kukuřičné) a sena.

Pracovní postup: traktor se sběracím návěsem jede v ose řádku. Sklizený materiál je sbírán cepovým rotorem, který prostřednictvím od-



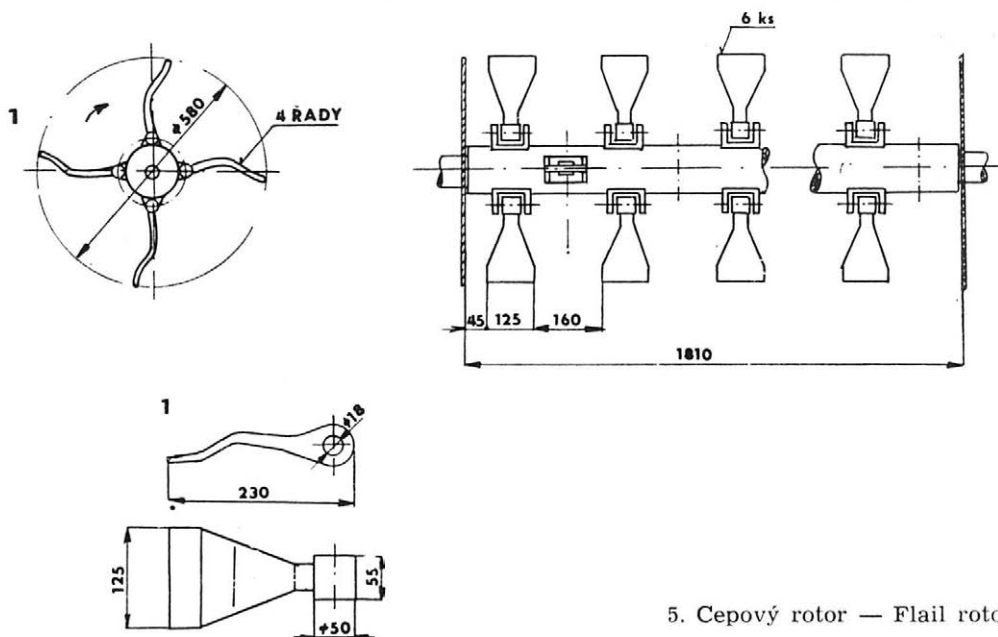
3. Pracovní postup při použití sběracího návěsu s pneumatickým plněním — The work process when the pneumatically filled big stacker is used



4. Vysouvání kopky ze sběracího návěsu —
A stack being pushed
from the stacker

hazové koncovky dopravuje slámu do korby. Korba je tvořena dvěma částmi: spodní nepohyblivou a horní pohyblivou (tzv. posuvnou nástavbou).

Při sběru je posuvná nástavba v horní úvratí (obr. 3). Po naplnění korby se traktor se sběracím návěsem zastaví a do pohybu se uvede posuvná nástavba, která sklizený materiál stlačuje. Proces stlačování probíhá až do okamžiku, kdy posuvná nástavba dosáhne spodní úvratí. Potom se nástavba opět zvedá až do horní úvratí a ve sběru pokračuje. Proces stlačování se v průběhu plnění návěsu několikrát opakuje (4 až 5×). Při zvedání nástavby se stlačený materiál rovněž zvedá. S počtem stlačovacích cyklů toto zvedání materiálu (pružení) narůstá. Když je korba plná, dochází k poslednímu stlačení sklizené hmoty, potom se otevřou zadní vrata korby a vysouvací ústrojí vysune kopku (obr. 4).



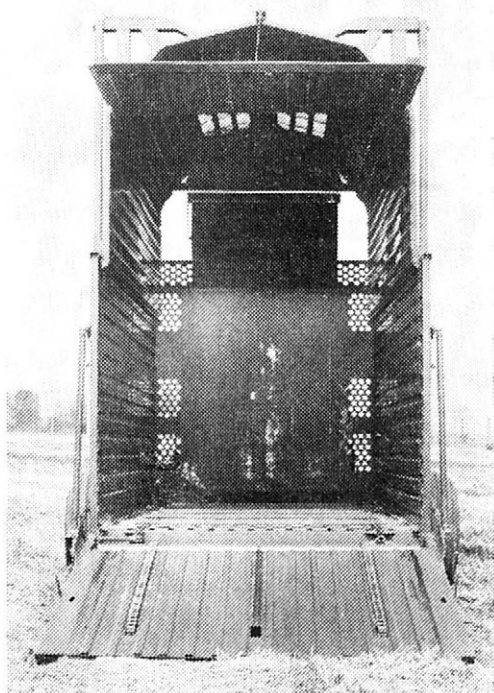
5. Cepový rotor — Flail rotor

Sběrací návěs má tato pracovní ústrojí: a) sběrací, b) stlačovací, c) vysouvací. Celkové rozměry: délka 7320 mm, šířka 3100 mm, výška při posuvné nástavbě v horní úvrati 4480 mm, hmotnost 4193 kg.

a) Sběrací ústrojí (obr. 5) je tvořeno cepovým rotorem s šířkou záběru 1810 mm a s průměrem 580 mm. Tvar cepových lopatek je patrný z obrázku. Lopatky jsou uspořádány ve čtyřech řadách po šesti kusech. Celkový počet lopatek na rotoru — 24, otáčky rotoru — 36,66 za sekundu. Korba sběracího návěsu (obr. 6) — vnitřní rozměry: délka 4250 mm, šířka 2400 mm, výška spodní nepohyblivé části 2100 mm, výška horní pohyblivé části [posuvná nástavba] 1800 mm. Ve střeše nástavby jsou síťové otvory k odvádění vzduchu. Korba je celokovová (prolisované plechy).

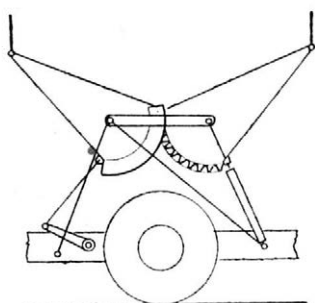
b) Stlačovací ústrojí — mechanismus zvedání a spouštění posuvné nástavby korby (obr. 7). Mechanismus je symetrický, tzn. na levé i pravé straně korby. Mechanismus je tvořen dvěma hydraulickými válci, soustavou táhel a pák, dvěma páry ozubených segmentů, vedením posuvné nástavby. Posuvem pístů se mění poloha segmentů. Na koncích ozubených segmentů jsou táhla, posouvající nástavbu ve vedení. Činnost obou segmentů v každém páru zajišťuje soustava táhel a pák.

c) Vysouvací ústrojí je tvořeno dopravníkem dna korby a dopravníkem sklopných vrat. Dopravník dna korby má nově řešené uchycení hrabic k řetězům. Toto uchycení zabraňuje mechanickému poškození v případě nesouososti hnacích a hnaných řetězových kol. Vrata korby jsou sklápěcí celokovová. Jsou řešena jako prodloužení dopravníku dna korby. Uzávěr vrat je ovládán z kabiny traktoru. Vrata se vracejí do vertikální polohy pomocí dvou pružin. Jakmile je kopka vysunuta z dopravníku, pružiny automaticky vracejí vrata do polohy „zavřeno“. Po-

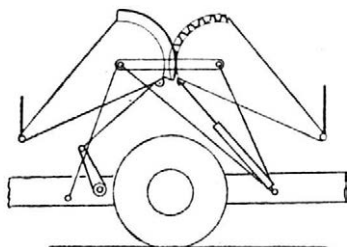


6. Korba sběracího návěsu — Stacker body

ZVEDÁNÍ



SPOUŠTĚNÍ



7. Mechanismus zvedání a spouštění posuvné nástavby korby — Mechanism of lifting and lowering the pressing roof of stacker body

suvná nástavba je opatřena výkyvným zadním čelem, které se při vysouvání kopky lehce nadzvedává. Jsou-li vrata ve vertikální poloze, je výkyvné zadní čelo posuvné nástavby zajištěno.

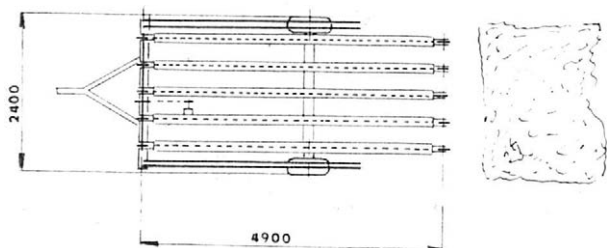
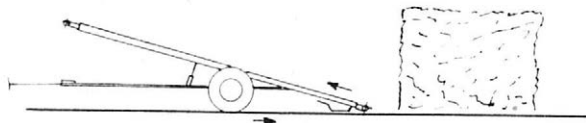
Pomocné orgány sběracího návěsu: pohon je od vývodového hřídele traktoru. Podvozek je tvořen rámem s jednou nápravou a dvěma koly. Pneumatiky jsou flotační 21.5L X 16.1 (10 ply). Sběrací návěs je napojen na hydrauliku traktoru.

Přepravník kopek STAKMOVER 30

Přepravník je přívěsný za traktor (obr. 8). Je konstruován pro převážení kopek vytvořených sběracím návěsem STAKHAND 30. Je to v podstatě podvozek s nízkou plošinou, kterou tvoří podélné nosníky s řetězovými dopravníky.

Pracovní postup: s přepravníkem se zacouvá ke kopce, sklopí se plošina a uvedou se do činnosti řetězy plošiny. Když řetězy kopku táhnou, pomalu se couvá. Kopka zůstává takřka na místě a přepravník pod ní zajíždí. Po naložení dochází k přepravě, při které je plošina ve vodorovné poloze. Vykládání je podobné.

Celkové rozměry: délka 6400 mm, šířka 2430 mm, hmotnost stroje 815 kg; rozměry plošiny — délka 4870 mm, šířka 2230 mm, počet podélných nosníků plošiny 5, užitečná hmotnost (tj. hmotnost nákladu)



8. Přepravník kopek HESSTON STAKMOVER 30 — HESSTON STAKMOVER 30

do 2,7 t. Požadavky na traktor: hydraulika s výkonem nad $0,75 \text{ l.s}^{-1}$, požadovaný příkon na vývodovém hřídeli 47 kW.

Přídavná zařízení: naviják na usnadnění přitahování kopky na přepravník; zařízení pro pohon hydrauliky při použití pomocného motoru; panely k zakrytí plošiny v prostoru mezi řetězy; pomocný pásový podvozek k snazšímu naložení kopky.

VÝSLEDKY POLNĚ LABORATORNÍCH ZKOUŠEK KVALITY PRÁCE

Ztráty slámy nesebráním

Ztráty slámy nesebráním byly zjišťovány tak, že byla vysbírána sláma ve třech místech zkušební dráhy při jednotlivých rychlostních stupních. Rozměry vysbírané plochy: 2 m $\times$ šířka záběru sklízecí mlátičky.

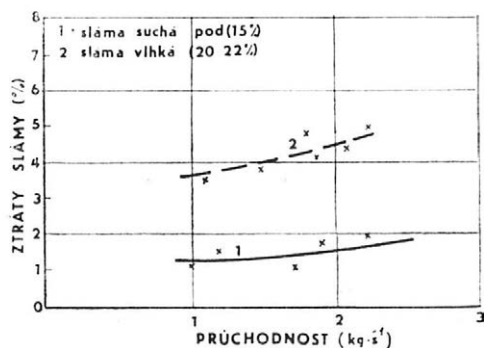
Výsledky měření ztrát slámy jsou uvedeny v grafu na obr. 9. Je-li sláma suchá, nepřekračují ztráty 2 %, což je velmi přijatelné. Při vlhké slámě dosahují ztráty 5 %.

Změna strniště

Sláma má pro většinu zemědělských podniků značnou hodnotu. Proto je třeba usilovat o to, aby její sklizeň byla co nejvyšší. Přírodní ztrátou slámy je strniště. V současné době používané žací stoly sklízecích mlátiček umožňují sekat s výškou strniště 100 až 150 mm. Při průměrné výšce stébla ke klasu 1000 mm činí tyto přirozené ztráty 10 až 15 %.

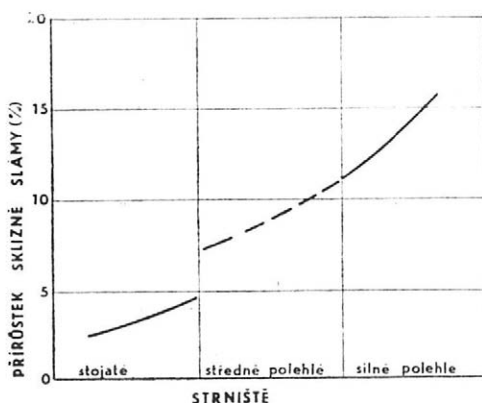
U většiny sklizňových prostředků slouží ke sběru slámy sběrací bubny, které nemohou měnit výšku strniště. Naproti tomu u ověřovaného návěsu STAKHAND 30 je sláma sbírána rotorem, jehož lopátkové orgány mohou současně se sběrem z řádku výšku strniště upravovat. Tato schopnost sběracího orgánu je výhodná u polehlého obilí.

Byla porovnávána výška strniště pod sbíraným řádkem s výškou strniště vedle sbíraného řádku. Rotor sběracího návěsu upravuje strniště pouze v záběru sběracího ústrojí, tj. v šířce 1810 mm. Při záběru sklízecí mlátičky E-512 4100 mm je přírůstek sklizně slámy možný pouze ze



9. Ztráty slámy a změna strniště —
Straw losses and change in stubble

PŘÍRŮSTEK SKLIZNĚ SLÁMY - ZMĚNOU STRNIŠTĚ



I. Délka částic slámy v kopce — Length of straw particles in stack

Rychlost soupravy (m.s ⁻¹)	Délka částic průměr (mm)	Četnost délek částic slámy (%)							
		0-20 mm	20-50 mm	50-100 mm	100-150 mm	150-200 mm	200-250 mm	250-300 mm	nad 300 mm
1,71	58,2	23,71	30,10	29,73	12,29	3,69	0,25	0,23	
3,26	83,8	10,90	25,84	28,16	19,19	14,56	1,35		
5,36	113,1	14,26	20,17	23,74	15,04	8,35	8,61	9,83	5,22

44 % plochy. Po sečení sklízecí mlátičkou je strniště ukončeno rovným hladkým řezem. Účinkem rotoru sběracího návěsu jsou konce stébel strniště štípnuté v délce 10 až 30 mm, proto se dá předpokládat, že po zaorání bude jeho rozklad v půdě rychlejší.

Změna délek a tvaru průřezu částic po průchodu rotorem

Řádek slámy je sbírán cepovým rotorem, který současně slámu odhazuje do korby. Přitom dochází k mechanické úpravě slámy, tj. ke změně délek i tvaru průřezu částic. Pro porovnání byly odebrány jednak vzorky z řádku slámy před sběrem, jednak vzorky z kopek po vysunutí z návěsu. Výsledky rozborů jsou uvedeny v tab. I a II. Průměrné hmotnostní procento štípnutých částic bylo 4,15 %, průměrná délka částic slámy 324,5 mm.

Z tab. I a II je patrné, že po průchodu rotorem se délky i tvar průřezu částic značně mění. Intenzita mechanické úpravy je mj. závislá i na rychlosti soupravy (resp. průchodnosti).

Průměrná délka částic slámy na řádku před sběrem byla 324,5 mm, v kopce po průchodu rotorem klesla na 58,2 až 113,1 mm. Hmotnostní procento štípnutých částic slámy na řádku před sběrem bylo 4,15 %, po průchodu rotorem se u částic v kopce zvýšilo na 48,61 až 76,74 %.

Pružení slámy při stlačování

Pružení slámy se posuzovalo podle výšky prázdného prostoru mezi materiálem a střechou v horní úvratí. Je-li posuvná nástavba ve spodní úvratí, je objem korby 21,42 m³. Tento objem byl považován za 100 %.

II. Tvar průřezu částic slámy v kopce — Cross-section shape of straw particles in stack

Rychlost soupravy (m.s ⁻¹)	Štípnuté částice průměr (%)	Štípnuté částice (%) u různých délek		
		0-50 mm	50-150 mm	150 mm a více
1,71	76,74	89,09	47,83	25,30
3,26	59,30	96,15	50,00	8,85
5,36	48,61	77,14	40,98	9,29

III. Pružení při stlačování slámy — Elasticity when straw is compressed

Pořadí stlačování	Stlačení slámy pohyblivou střechou (mm)		Pružení slámy po uvolnění pohyblivé střechy (mm)		Změna objemu vlivem pružení (mm)	
	a	b	a	b	a	b
První	1700	1800	100	—	4,76	—
Druhé	1600	1800	200	—	9,52	—
Třetí	1500	1700	300	100	14,28	4,76
Čtvrté	1400	1600	400	200	19,04	9,52
Páté	1300	1500	500	300	23,80	14,28

a — suchá sláma (do 15 %)

b — vlhká sláma (20–22 %)

Výsledky zjišťování pružení slámy jsou uvedeny v tab. III. jako průměry z pěti měření.

Tvar kopky

Tvar kopky je ovlivněn tvarem korby. Rozměry korby: délka 4250 mm, šířka 2400 mm, celková výška 2100 mm (nepohyblivá část) + 1100 mm (pohyblivá část s rovnými stěnami) + 700 mm (pohyblivá část se šikmými stěnami) = 3900 mm. Tvar kopky byl zjišťován u deseti kopek suché slámy (vlhkost pod 15 %) a u deseti kopek vlhké slámy (vlhkost 20–22 %) ihned po vysunutí kopky, za jednu hodinu po vysunutí a za 24 hodiny po vysunutí. Průměrné hodnoty jsou uvedeny v tab. IV.

Hmotnost kopky

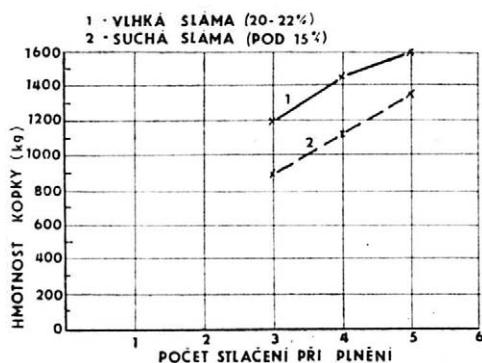
Hmotnost kopky byla zjišťována vážením kopky na přepravníku na mostní váze. Hmotnost kopky je ovlivněna počtem stlačení i vlhkostí sklizené slámy. Výsledky měření jsou uvedeny v grafu na obr. 10.

IV. Tvar kopky ze slámy — Shape of straw stack

Čas měření	Rozměr kopky (mm)						Objem kopky (m ³)	
	délka		šířka		výška			
	a	b	a	b	a	b	a	b
V okamžiku vysunutí	4400	4400	2400	2400	2600	2400	23,76	21,61
Za jednu hodinu po vysunutí	4400	4400	2400	2400	2700	2450	25,91	22,18
Za 24 hodin po vysunutí	4400	4400	2400	2400	2700	2450	25,91	22,18

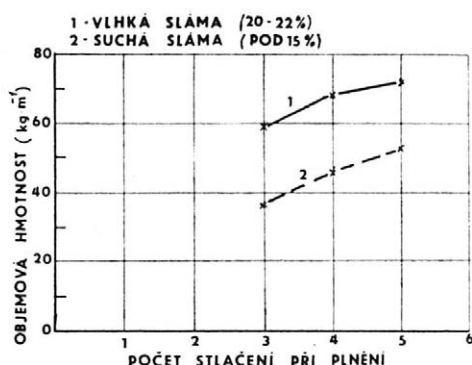
a — suchá sláma (do 15 %)

b — vlhká sláma (20–22 %)



10. Hmotnost slámy v kopce — Weight of straw in the stack

OBJEMOVÁ HMOTNOST SLÁMY V KOPCE



Soudržnost kopky při vykládání z přepravníku

Ve všech sledovaných případech se při vykládání soudržnost kopky porušila. Odpadávala část vzadu nahoře, někdy se však rozpadla kopka celá. K tomuto jevu nedocházelo jenom při přepravě slámy, ale i při přepravě vojtěšky. Soudržnost kopek při vykládání z přepravníku je uvedena v tab. V.

Znečišťování kopky prachovými částicemi

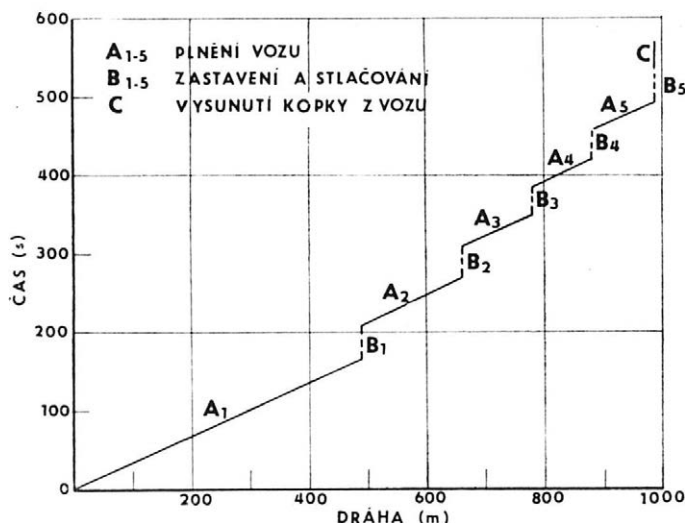
Při rozboru vzorků odebraných z kopky byl zjištěn poměrně velký výskyt prachových minerálních částic (dvě třetiny hmotnosti frakce 0—20 mm), což je negativní ukazatel kvality práce. Na celkové hmotnosti se prachové částice podílely od 7,1 do 15,6 %. Prachové částice se dostávají do slámy v důsledku ventilačního účinku sběracího rotoru. Množství prachových minerálních částí znevýhodňuje tuto slámu při jejím posuzování jako velkoobjemového krmiva. Sláma sklizená tímto pracovním postupem je tedy vhodná především k podestýlce.

V. Soudržnost kopky při vykládání z přepravníku — Stack cohesion when straw is unloaded from the transporter

Délka přepravy v polních podmínkách (km)		Soudržnost materiálu odpadlého z kopky, vyjádřená v %	
a	b	a	b
0,2	0,2	5	2
0,4	0,4	10	5
0,6	0,6	20	10
0,8	0,8	40	20
1,0	1,0	60	30

a — suchá sláma (do 15 ‰)
b — vlhká sláma (20–22 ‰)

11. Pracovní cyklus sběracího návěsu — Working cycle of the big stacker



VÝSLEDKY POLNĚ LABORATORNÍCH ZKOUŠEK VÝKONNOSTI

Pracovní cyklus sběracího návěsu s pneumatickým plněním

Pracovní cyklus byl zjišťován pomocí měřicího vozu VÚZT Praha-Řepy. Měřicí vůz jel vedle sběracího návěsu a zaznamenával délku dráhy jednotlivých úseků pracovního cyklu, dosažené časy a pracovní rychlost. Výsledky měření jsou uvedeny v grafu na obr. 11.

Průchodnost sběracího návěsu s pneumatickým plněním

Měřicí vůz VÚZT Praha-Řepy zjišťoval také průchodnost (délku pracovního cyklu, délku řádku). Vážením úseku řádku byl zjištěn výnos slámy $0,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$.

Výsledky měření při suché slámě (vlhkost nižší než 15 %): počet měření 10, průměrný pracovní cyklus 517 s, průměrná délka sebraného řádku 832 m, průměrná hmotnost kopky 1023,4 kg, průměrná průchodnost $1,97 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

Výsledky měření při vlhké slámě (vlhkost 20–22 %): počet měření 10, průměrný pracovní cyklus 562,5 s, průměrná délka sebraného řádku 880 m, průměrná hmotnost kopky 1082,4 kg, průměrná průchodnost $1,92 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

Výkonnost sběracího návěsu s pneumatickým plněním v operativním čase

Výkonnost v operativním čase W_{02} , vypočítaná ze změřené průchodnosti se zanedbáním ztrátových časů na souvratích, tj. při délce pozemku nad 500 m, činila při sběru suché slámy $0,7 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$ ($2,12 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$), při sběru vlhké slámy $0,691 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$ ($2,07 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$).

Výkonnost návěsu s pneumatickým plněním ve směnovém čase

Výkonnost ve směnovém čase představovala průměr za desetihodinovou směnu a činila při sběru suché slámy $0,6 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$ ($1,8 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$), při sběru vlhké slámy $0,6 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$ ($1,8 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$).

Pracovní cyklus přepravníku kopek

Přepravník má tento pracovní cyklus: naložení kopky, přeprava a vyložení kopky, jízda naprázdno ke kopce.

Pracovní cyklus: počet měření 10; průměrný čas naložení kopky 170 s, průměrný čas přepravy 265 s, průměrný čas vyložení kopky 170 s, průměrný čas jízdy naprázdno 150 s, průměrný pracovní cyklus 755 s.

Výkonnost přepravníku kopek v operativním čase

Při výpočtu hodinové výkonnosti se počítalo s průměrnou hmotností kopky 1350 kg a výnosem slámy $3 \text{ t} \cdot \text{ha}^{-1}$. Průměrná hodinová výkonnost přepravníku kopek v operativním čase (z 10 měření) činila $2,3 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$ ($6,9 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$).

Výkonnost přepravníku ve směnovém čase

Výkonnost ve směnovém čase představovala průměr za desetihodinovou směnu a činila $2 \text{ ha} \cdot \text{h}^{-1}$ ($6 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$).

Porovnání výkonnosti sběracího návěsu s pneumatickým plněním a sběracího návěsu s mechanickým plněním

K porovnání byl použit sběrací návěs s mechanickým plněním naší výroby NTVS-4.1. Sběrací návěsy sklízely na stejném honu (za stejných provozních podmínek) suchou slámu. Sběrací návěs NTVS-4.1 byl tažen traktorem Zetor 5511, sběrací návěs STAKHAND 30 traktorem Zetor 16045. Při porovnávací zkoušce se zjišťoval celkový čas naplnění sběracího vozu a délka sebraného řádku. Opakovaným vážením desetimetrových úseků řádků slámy se zjišťovala hmotnost řádku. Zkoušky byly organizovány na nepolehlém strništi, výška sběracího ústrojí u sběracího návěsu byla volena tak, aby rotor jenom minimálně upravoval strniště.

Výsledky zjištěné u sběracího návěsu s pneumatickým plněním (STAKHAND 30): počet měření 10, průměrný čas naplnění návěsu 517,8 s, průměrná dráha potřebná k naplnění návěsu 847,5 m, průměrné množství sklizené slámy 1041,8 kg, průměrná průchodnost $2,01 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

Výsledky zjištěné u sběracího návěsu s mechanickým plněním (NTVS-4): počet měření 10, průměrný čas naplnění návěsu 623,5 s, průměrná dráha potřebná k naplnění návěsu 1147,7 m, průměrné množství sklizené slámy 1411,6 kg, průměrná průchodnost $2,26 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

VÝSLEDKY POLNĚ LABORATORNÍCH ZKOUŠEK ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI

Příkon sběracího návěsu s pneumatickým plněním

Příkon byl měřen na pšeničné slámě (odrůda 'Sava'). Pozemek byl rovný, se sklonem do 1 %. Měřily se krouticí momenty (snímačem krouticích momentů), valivé odpory (tenzometrickým tahoměrem), otáčky motoru, ujetá dráha (pomocí pásého kola) a čas, za který návěs dráhu projel.

Na základě těchto veličin byly vypočítány jednak příkony na vývodovém hřídeli, jednak příkon na překonání valivého odporu agregátu.

Měření se uskutečnilo v rozmezí pojezdové rychlosti od 1,88 do 4,66 m.s⁻¹, tj. při průchodnosti 2,36 až 5,87 kg.s⁻¹, které odpovídá hodinová výkonnost 8,49 až 21,13 t.h⁻¹. V tomto rozmezí stoupal střední příkon lineárně od 41 kW do 92,5 kW a měrná spotřeba energie klesala z 4,83 na 4,37 kWh.t⁻¹.

DISKUSE

Při zkouškách sběracího návěsu s pneumatickým plněním (HESSTON STAKHAND 30) byly zjištěny tyto nejzávažnější nedostatky:

a) množství prachových minerálních částic obsažených ve sklízené slámě je neúnosně vysoké a v podstatě znemožňuje využití takto sklízené slámy ke krmení. Tento nedostatek je způsoben sběracím rotorem, jehož ventilační účinek velmi negativně ovlivňuje kvalitu sklízené slámy;

b) nevyhnutelná potřeba zastavit agregát při stlačování sklízeného materiálu v korbě vede ke snížení výkonnosti návěsu (ve srovnání se sběracími návěsy s mechanickým plněním);

c) sběrací rotor je energeticky náročný pracovní orgán, měrná spotřeba energie na jednu sklizenou tunu je neúměrně vysoká ve srovnání s jinými sklizňovými linkami.

Na druhé straně je třeba uvést řadu zajímavých konstrukčních prvků, které mohou nalézt uplatnění i u jiných pracovních postupů:

a) posuvná nastavba korby umožňuje rychlou změnu objemu korby dopravního prostředku, což může být výhodné při plnění požadavků na dopravní prostředek po silnici a na poli (při technologické dopravě na poli je nastavba nahoře — při přepravě po silnici dole).

b) mechanismus zvedání a spouštění posuvné nastavby korby je spolehlivý a výrobně poměrně nenáročný;

c) řešení vrat korby je využitelné i u sběracích návěsů s mechanickým plněním;

d) dopravník dna korby má originálně řešené uchycení hrabice k řetězům; toto řešení je využitelné jak u sběracích návěsů, rozmetadel, tak u dávkovacích a míchacích stolů;

e) přepravník kopek je vhodný k přepravě objemových hmot pro jednoduchost nakládání a vykládání.

NEVYŘEŠENÉ OTÁZKY, KTERÉ BUDE NUTNÉ OVĚŘIT

a) Zlepší se kvalita sklízené slámy, bude-li cepový rotor nahrazen sběracím bubnem? (Tuto otázku bude nutné ověřit, nejlépe u sklizňové linky HESSTON 60, u níž je u sběracího návěsu STAKHAND 60 nahrazen cepový rotor sběracím bubnem.)

b) Do jaké míry se zvýší výkonnost sběracího návěsu, použije-li se dvojnásobného objemu korby ve srovnání s ověřovaným strojem?

c) Sníží se energetická náročnost, bude-li cepový rotor nahrazen sběracím bubnem a o kolik?

ZÁVĚR

Uvedené nedostatky vylučují návrh na zařazení linky HESSTON 30 do soustavy strojů. Neznamená to však, že se nebude pokračovat v ověřování tohoto pracovního postupu. Za další vhodnou etapu považujeme ověření sklizňové linky HESSTON 60, u níž jsou teoretické předpoklady, že se nedostatky zjištěné u linky HESSTON 30 nebudou opakovat v takovém rozsahu.

Literatura

AUGUSTOVIČ, Š.: Zber kukuričnej slamy lisovačom slámy typu STAKHAND 30 A. [Výzkumná zpráva S-247.] Rovinka, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky 1980. 36 s.

MALER, J.: Sklizeň slámy lisy na obří balíky kruhového i pravoúhlého průřezu. [Výzkumná zpráva Z-1699.] Praha, Výzkumný ústav zemědělské techniky 1980. 73 s. Firemní dokumentace HESSTON (USA).

Došlo dne 5. 10. 1983

МАЛЕРЖ, Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Уборка соломы полуприцепами-подборщиками с пневматической погрузкой (крупногабаритными копнителями). Земѣд. Techn., 30, 1984 (3): 129-143.

Нами изучалась уборка соломы полуприцепом-подборщиком с пневматической погрузкой (крупногабаритным копнителем) HESSTON STAKHAND 30 и контейнером копен HESSTON STAKMOVER 30. Испытания проводились в 1981 г. на полях ЕСХК Чейч (район Годонин). Были достигнуты следующие параметры качества работы: потеря соломы от не подбора — 2–5 %; прирост количества соломы в результате дополнительного укоса жнивья — 2,2–15,4 %; изменение средней длины частиц соломы после пропуска через ротор подборщика с 324,5 мм до 58,2–113,1 мм; расщепление частиц соломы после пропуска через ротор подборщика с 4,5 % до 48,61–76,74 %; пружинение соломы при сжатии, выраженное изменением объема — 4,76–23,8 %; форма копны — длина 4,4 м, ширина 2,4 м, высота 2,4–2,7 м; объем копны — 21,61–25,91 м³; масса соломы в копне по объему 37,79–72,13 кг/м³; общая масса копны — 900–1600 кг; связность копны, выраженная в процентах отпавшего материала при манипуляции 2 — 60 %; загрязнение соломы в копне пылью — особо высокое (по сравнению с другими рабочими приемами). Достигнутые параметры производительности: длительность рабочего цикла полуприцепа-подборщика 517–562,5 с; пропускная способность полуприцепа-подборщика 1,92–1,97 кг/с; часовая производительность W02—0,7 га/ч; часовая производительность W07—0,6 га/ч; рабочий цикл контейнера при транспортном расстоянии 500 м — 695 с; часовая производительность контейнера W02—2,3 га/ч; час. производительность контейнера W07—2 га/ч. Параметры энергоёмкости определялись только у полуприцепа-подборщика; рабочая скорость 6,76–16,7 км/ч, т.е. 1,88–4,66 м/с. Этому отвечал диапазон пропускной способности 2,36–5,87 кг/с и часовая производительность 8,49–21,13 т/ч. В этом диапазоне росла средняя потребляемая мощность линейно от 41 до 92,5 кВт и снижалось удельное потребление энергии с 4,83 до 4,37 кВт.ч/т. Недостатки, установленные у полуприцепа-подборщика (загрязнение соломы пылью, низкая производительность и значительная энергоёмкость), не позволяют включить эту машину в чехословацкий машинный парк.

полуприцеп-подборщик с пневматической погрузкой; контейнер копен; копна; качество работы; производительность; энергоёмкость

MALER, J. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Řepy): *The Use of Pneumatically Filled Loading Wagons (Big Stackers) for Straw Harvesting.* Zemѣd. Techn., 30, 1984 (3): 129-143.

Tests were performed on the Čejč co-operative farm in the Hodonín district in 1981 to study the harvesting of straw using the HESSTON STAKHAND 30 loading

wagon with pneumatic filling (big stacker) and the HESSTON STAKMOVER 30 stack transporter. The following parameters of work quality were obtained: losses from failure to pick the straw — 2 to 5 %, additional straw yield from stubble cutting — 2.2 to 15.4 %, average length of straw leaving the rotor reduced from 324.5 mm to a length ranging from 58.2 to 113.1 mm, proportion of split straw particles leaving the rotor increased from 4.5 % to the values ranging from 48.61 to 76.74 %, straw elasticity under pressure expressed as a change in volume — 4.76 to 23.8 %, stack shape — length 4.4 m, width 2.4 m, height 2.4 to 2.7 m, stack volume — 21.61 to 25.91 m³, volume weight of straw in stack 37.79 to 72.13 kg per m³, total weight of stack — 900 to 1600 kg, stack cohesion expressed as percentage of material dropped during handling — 2 to 60 %, dust particle content of straw in stack — extraordinarily high (compared with other technological systems). The obtained performance parameters: working cycle time of the stacker — 517 to 562.5 s, stacker throughput — 1.92 to 1.97 kg per second, per-hour performance W_{02} — 0.7 ha, per-hour performance W_{07} — 0.6 ha, working cycle length of the stack transporter at a transport distance of 500 m — 695 s, per-hour performance W_{02} of transporter — 2.3 ha, per-hour performance W_{07} of transporter — 2 ha. The parameters of energy demand were determined only in the stacker; its working speed is 6.76 to 16.7 km per hour, i. e. 1.88 to 4.66 m per second. This corresponded with a throughput range from 2.36 to 5.87 kg per second and per-hour performance from 8.49 to 21.13 tons. Within this range, mean power input grew linearly from 41 to 92.5 kW and specific power demand decreased from 4.83 to 4.37 kWh per ton. The drawbacks found in the stacker (contamination of straw with dust particles, low performance and high power demand) do not allow for including this machine in the Czechoslovak system of machines.

big stacker with pneumatic filling; stack transporter; stack; work quality; performance; power demand

Adresa autora:

Doc. ing. Josef Maleř, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha - Řepy

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

GARLAND, G. A.

C 23.512/1981/109

Maintenance of milking and milk handling equipment.

Toronto (Ontario), Min. of Agric. and Food 1981. 3 s. Factsheet no 81-10. (Dojící zařízení — údržba)

EHRET, W. — SCHOLTYSEK, S. — SEMMLER, K.-O. D 62.309/262

Die automatisierte Eiersammlung in der Legehennenhaltung. Systeme, Erfahrungen, Untersuchungen.

Münster-Hiltrup, KTBL 1981. 47 s., 25 obr., 8 tab. KTBL-Schrift 262. (Slepice — nosnice — vejce — sběr — automatizace)

GORBULIN, A. I.

D 73.623

Mechanizacija rabot na otkormočnych fermach krupnogo rogatogo skota s primenenijem sveklovičnogo žoma. Obzornaja informacija.

Moskva, VNIITEISCH 1982. 47 s., 5 obr., 3 tab. (Zemědělské závody s chovem skotu — mechanizace — cukrovarské řízky — krmení — studijní zpráva — SSSR)

D 50.847/2687

Foderblandare Mafa typ C 2. Anmälare och tillverkare: Maskinfirma Gusten Andersson AB, Angelholm.

Uppsala, Statens maskinprovningar 1981. 4 s., 2 obr. Meddelande 2687. (Mísiče krmiv — vertikální — MAFA C 2 — zkoušení — Švédsko — zpráva)

C 15.353/1982/31

Rinderfutterband. Hersteller: Fa. Schauer, A-4731 Prambachkirchen, O. O.

Wieselburg a. d. E., Bundesversuchsanstalt f. landw. Maschinen 1982. 6 s., 2 obr. Prüfbericht 1982 31 (Krmicí pásy — zkoušení — Rakousko — zpráva)

VÝVOJOVÉ DETERMINAČNÍ FUNKCE PARAMETRŮ DOJICÍ TECHNIKY

B. Groda

GRODA, B. (Vysoká škola zemědělská, Brno): *Vývojové determinační funkce parametrů dojicí techniky*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (3) : 145-160.

V příspěvku jsou uvedeny vývojové charakteristiky parametrů hlavních funkčních skupin dojicího zařízení. Vývojové charakteristiky jsou analyzovány na základě zootechnických požadavků, tzn. podle toho, jak dojicí zařízení tyto požadavky plní v průběhu doby provozu do 10 000 hodin. Jsou hodnoceny možnosti určení vzniku mezního stavu spolupráce či funkce. Ze závěru vyplývá, že je nutné doplnit vývojové charakteristiky mechanických parametrů, uvedené v tomto příspěvku, o vývojové charakteristiky biologických parametrů soustavy dojnice — dojicí zařízení.

determinační funkce; vývojové charakteristiky; dojicí zařízení; mezní stav; parametry

U určujících funkcí parametrů dojicího zařízení se budou podle doby provozu projevovat změny, protože i hodnocené parametry se s dobou provozu mění. Pro posuzování a prognostiku stavu dojicího zařízení mezi dvěma servisními prohlídkami budou proto důležité vývojové determinační funkce parametrů dojicího zařízení. Práce servisní služby vycházející z těchto předpokladů značí kvalitativní pokrok, protože se vytvářejí podmínky pro to, aby v době mezi servisními prohlídkami byly změny parametrů dojicího zařízení v přípustných mezích, stanovených zpravidla zootechnickými požadavky.

VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ VÝVOJOVÝCH DETERMINAČNÍCH FUNKCÍ

Vývojové determinační funkce jsou představovány reprezentativní závislostí, určenou z determinačních funkcí okamžitého stavu pro každé periodické měření (Groda, 1979). Z hodnot parametrů $\{a_i, b_i, c_i, k_i\}$ těchto korelačních závislostí jsou určeny parametry rovnic vývojových determinačních funkcí. Metoda, cíl práce a popis základního technického vybavení byly zveřejněny dříve (Kolektiv, 1981; Groda a Mareš, 1979; Groda, 1981, 1982, 1983).

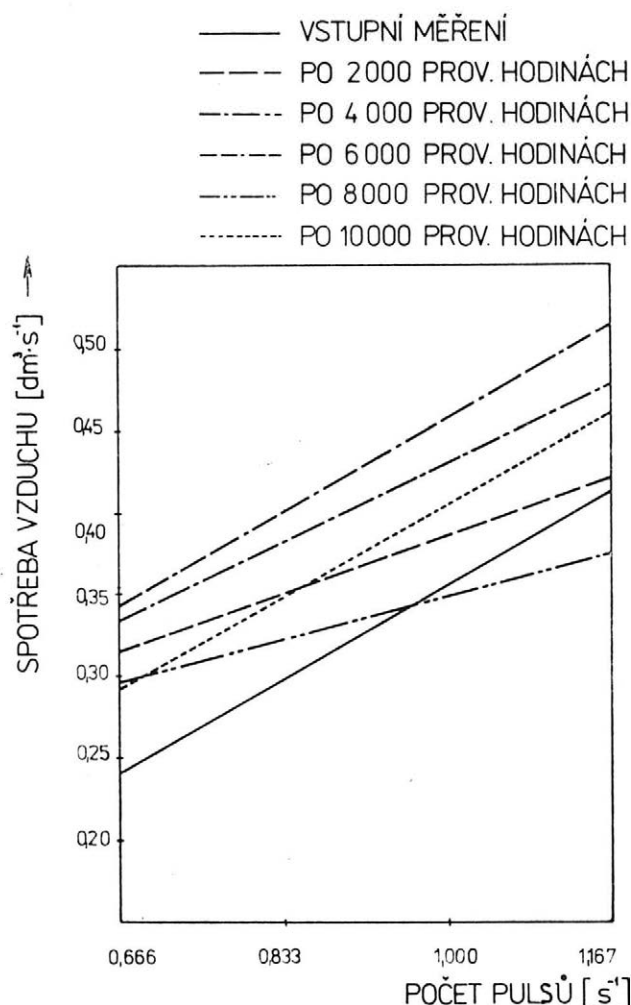
VÝVOJOVÉ DETERMINAČNÍ ZÁVISLOSTI SPOTŘEBY VZDUCHU DOJICÍCH PŘÍSTROJŮ S PULSÁTORY PMJ NA POČTU PULSŮ

Porovnávací determinační vývojovou závislost spotřeby vzduchu dojicích přístrojů řízených pulsátory PMJ na počtu pulsů $\{n_p\}$ lze pro jednotlivé doby provozu $\{T\}$ vyjádřit tvarem:

$$q'_{vz} = a' + k' \cdot n_p \quad (1)$$

Numerické hodnoty parametrů $\{a', k'\}$ z rovnice (1) pro jednotlivé doby provozu $\{T\}$ uvádí tab. I. Graficky je závislost $q'_{vz} = f(n_p)$ pro různé doby provozu $\{T\}$ znázorněna na obr. 1. Závislost $q'_{vz} = f(T)$ pro různý počet pulsů je vynesena na obr. 2. Z hodnot parametrů $\{a', k'\}$ plyne, že proti teoretické závislosti obsahují skutečné determinační závislosti $q'_{vz} = f(n_p)$ složku spotřeby vzduchu nezávislou na počtu pulsů $\{n_p\}$. Tato složka spotřeby vzduchu je vyjádřena hodnotou parametru $\{a'\}$ — (tab. I, sl. 12). Velikost tohoto parametru se v době provozu $\{T\}$ mění, ale jednoznačný směr (zvyšování, snižování) této změny neexistuje. Složka spotřeby vzduchu, která není závislá na počtu pulsů, tedy jednoznačně představuje netěsnost soustavy dojitího přístroje. Proto je nutné věnovat pozornost montáži dojitího přístroje, která spotřebu vzduchu $\{q'_{vz}\}$ především ovlivní.

V době provozu delší než 6000 hodin bylo již možné vizuálně pozorovat únavu materiálu pryžových prvků (hadic) dojitího přístroje, zejmé-

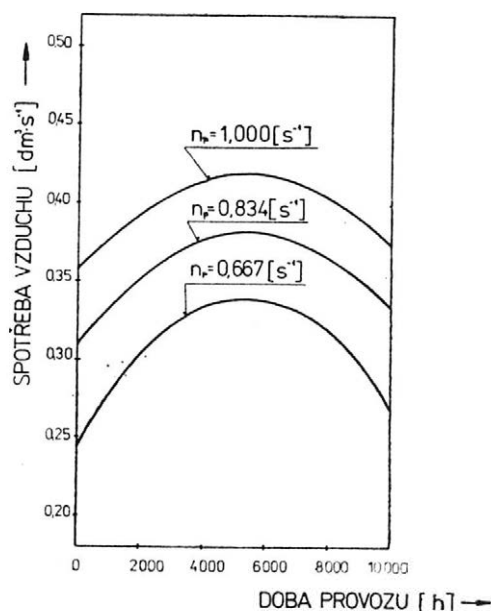


1. Závislost spotřeby vzduchu dojitích přístrojů na počtu pulsů pulsátoru pro různé doby provozu — The dependence of the air demand of milking machines on the number of pulsator pulses for different times of operation

I. Závislost spotřeby vzduchu dojitých přístrojů na počtu pulsů pulsátoru $q_{vz} = f(n_p)$ pro různé doby provozu — The dependence of the air demand of milking machines on the number of pulses generated by the pulsator $q_{vz} = f(n_p)$ for different times of operation

Poř. č.	Doba provozu T (h)	Hodnoty parametrů	
		a'	k'
	1	2	3
1	teoretic.	0	0,399
2	0	0,007	0,350
3	2 000	0,175	0,213
4	4 000	0,140	0,289
5	6 000	0,159	0,288
6	8 000	0,187	0,163
7	10 000	0,069	0,335

na na koncích hadic, které jsou navlečeny na nátrubky (strukových násadců, rozdělovače, pulsátoru atp.). Únava materiálu se nejdříve začíná projevovat u nejmenší světlosti hadic, tj. u krátkých hadic spojujících rozdělovač s mezistěnnou komorou strukových násadců. V uvedené době provozu se u těchto hadic trhaly konce, což bylo v době od 6000 do 8000 hodin provozu opravováno zkrácením hadice. Po periodickém měření v 8000 hodinách provozu byly všechny tyto hadice vyměněny. Tím se těsnost soustavy zlepšila, což se projevilo výrazným snížením parametru (a') v době provozu 10 000 hodin (tab. I, sl. 2, ř. 7).



2. Závislost spotřeby vzduchu dojitých přístrojů na době provozu pro různý počet pulsů — The dependence of the air demand of milking machines on the time of operation for different numbers of pulses

Hodnota směrnice přímky (k') je pro všechny případy doby provozu (T) obráceně nižší, než je teoretická hodnota této směrnice (tab. I, sl. 3). Ani zde nelze vyhodnotit jednoznačný směr změny numerické hodnoty směrnice (k') s rostoucí dobou provozu (T). Z toho plyne, že závislost spotřeby vzduchu (q'_{vz}) na počtu pulsů je menší, než odpovídá teoretickým předpokladům.

Příčiny tohoto stavu jsou zřejmě dvě. První příčina tkví v tom, že se v době stisku nevytvoří v mezistěnných komorách atmosférický tlak, ale že tam zůstane nízká hodnota podtlaku. Tento důvod byl potvrzen při tenzometrickém snímání tvarových charakteristik. Druhou příčinou je netěsnost soustavy dojícího přístroje, která se podílí na vytváření atmosférického tlaku v době stisku. Tato vzájemná podmíněnost je potvrzena i změnami párových hodnot parametrů (a') a (k'). Z tab. I plyne, že zvýšení hodnoty netěsnosti, tj. parametru (a'), podmiňuje snížení hodnoty směrnice (k'). Nelze však tvrdit, že vliv netěsnosti soustavy dojícího přístroje — parametru (a') — na vytváření atmosférického tlaku v době stisku je ekvivalentní podmínkám, podle nichž je tato změna tlaků v době pulsu výhradně řízena pulsátorem. Toto tvrzení je velmi dobře patrné z obr. 1, z něhož plyne, že celková spotřeba vzduchu v každé době provozu (T) je vyšší, než je teoretická spotřeba vycházející výhradně ze závislosti spotřeby vzduchu na počtu pulsů. Tvrzení platí pro celý rozsah vyhodnocovaného — měřeného počtu pulsů (n_p), s výjimkou doby provozu $T = 8000$ hodin. Pro tuto dobu provozu to platí pouze do počtu pulsů $1 \cdot s^{-1}$, a to pro netěsnost soustavy, o níž již byla zmínka.

Vývoj spotřeby vzduchu (q'_{vz}), ovlivněný zejména postupným zhoršováním těsnosti soustavy dojících přístrojů, charakterizují křivky na obr. 2. Rostoucí zhoršování těsnosti soustavy do cca 6000 hodin provozu odpovídá postupnému porušování těsnosti; klesající průběh po této době je dán postupnými opravami netěsností a výměnou některých částí hadic dojících přístrojů, resp. jejich převážné části.

VÝVOJOVÉ DETERMINAČNÍ ZÁVISLOSTI SPOTŘEBY VZDUCHU DOJÍCÍCH PŘÍSTROJŮ S PULSÁTORY PMJ NA INTENZITĚ DOJENÍ

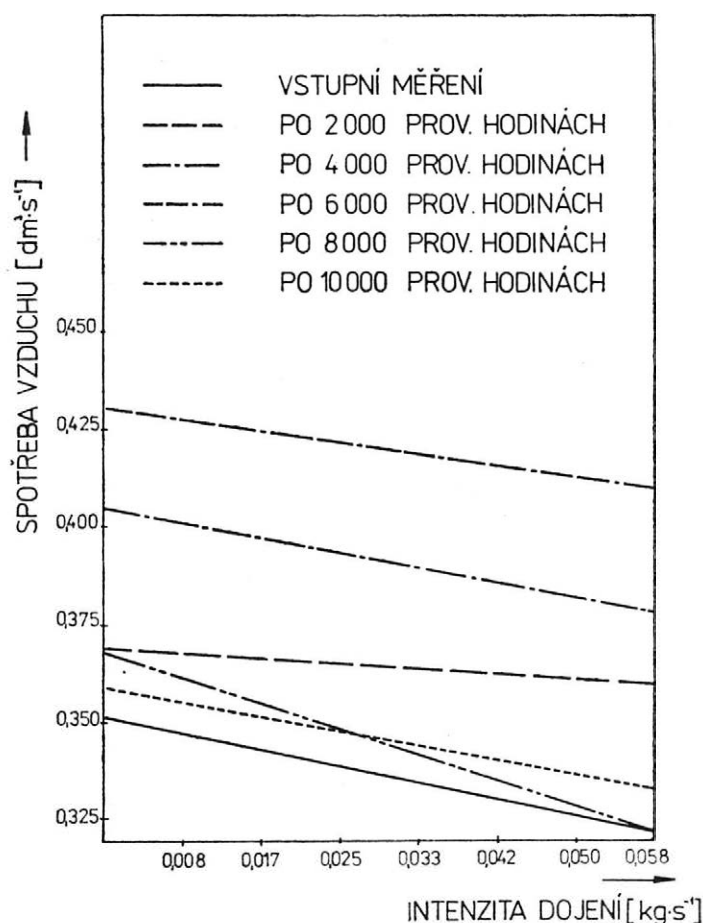
Porovnávací vývojovou determinační závislost $q''_{vz} = f(q_m)$ lze pro jednotlivé doby provozu vyjádřit korelačním tvarem:

$$q''_{vz} = a'_1 + k'_1 \cdot q_m \quad (2)$$

Numerické hodnoty parametrů (a'_1 ; k'_1) z rovnice (2) pro jednotlivé doby provozu (T) uvádí tab. II. Graficky je tato závislost znázorněna na obr. 3. V průběhu doby provozu (T) se mění velikost složky spotřeby vzduchu (q''_{vz}) závislé na intenzitě dojení (q_m) i velikost složky závislé na intenzitě dojení. Velikost těchto změn závislé a nezávislé složky spotřeby vzduchu (q''_{vz}) vyjadřují změny parametrů (a'_1 ; k'_1) — (tab. II). Z těchto parametrů nevyplývá jednoznačný směr změny velikosti v průběhu doby provozu. Z grafického průběhu je patrné, že spotřeba vzduchu $q''_{vz} = f(q_m)$ se zvyšuje do 6000 hodin provozu a pak dochází k jejímu poklesu. Tento průběh souvisí s průběhem závislosti $q'_{vz} = f(T)$; rovněž příčiny jsou tytéž, protože se jedná o tutéž spotřebu vzduchu dojících přístrojů, ale v tomto případě je funkcí intenzity dojení.

II. Závislost spotřeby vzduchu dojících přístrojů na intenzitě dojení $q''_{vz} = f(q_m)$ pro různé doby provozu — The dependence of the air demand of milking machines on milking intensity $q''_{vz} = f(q_m)$ for different times of operation

Poř. č.	Doba provozu T (h)	Hodnoty parametrů	
		a_1'	k_1'
	1	2	3
1	0	0,352	-0,500
2	2 000	0,370	-0,336
3	4 000	0,405	-0,455
4	6 000	0,430	-0,507
5	8 000	0,368	-0,771
6	10 000	0,359	-0,436



3. Závislost spotřeby vzduchu dojících zařízení na intenzitě dojení pro různé doby provozu — The dependence of the air demand of milking machines on milking intensity for different times of operation

III. Závislost množství vzduchu přísávaného dojící soupravou pro dopravu mléka na intenzitě dojení $q_p = f(q_m)$ pro různé doby provozu — The dependence of the amount of air sucked by a milking unit for milk transport upon milking intensity $q_p = f(q_m)$ for different times of operation

Poř. č.	Doba provozu T (h)	Hodnoty parametrů	
		a_2'	k_2'
	1	2	3
1	0	0,061	-0,086
2	2 000	0,065	-0,096
3	4 000	0,063	-0,140
4	6 000	0,064	-0,189
5	8 000	0,073	-0,175
6	10 000	0,047	-0,065

VÝVOJOVÉ DETERMINAČNÍ ZÁVISLOSTI MNOŽSTVÍ VZDUCHU PŘISÁVANÉHO DOJICÍ SOUPRAVOU

Porovnávací vývojovou determinační závislost přísávaného množství vzduchu dojící soupravou (q_p) pro různé doby provozu (T) popisuje korelační lineární průběh tvaru:

$$q_p = a_2' + k_2' \cdot q_m \quad (3)$$

Hodnoty parametrů (a_2' ; k_2') z rovnice (3) uvádí tab. III. Hodnota parametru (a_2') se v průběhu doby provozu mění velmi málo (tab. III, sl. 2). Tyto hodnoty, vyjadřující množství přísávaného vzduchu při nulovém průtoku mléka, jsou závislé na tlakových poměrech mléčného řádu dojícího zařízení. Proto také změny parametrů této funkce jsou především dané těmito tlakovými poměry, resp. jejich časovou stabilitou. Jak již bylo uvedeno, s rostoucí intenzitou dojení (q_m) klesá přísávané množství vzduchu (q_p), protože směrnice (k_2') je ve všech případech doby provozu (T) záporná. S dobou provozu se absolutní hodnota této směrnice zvyšuje až do 6000 hodin provozu, potom se snižuje. K výraznému snížení směrnice (k_2') došlo po 10 000 hodinách provozu. Z hlediska dodržení požadovaných hodnot (Sinek, 1969) vyhovuje závislost (3) pro všechny doby provozu s tím, že tato rovnice odpovídá středním hodnotám průběhu s daným rozptylem. V některých případech budou tedy v průběhu rostoucí doby provozu (T) překračovány mezní požadované hodnoty. Celkově jsou požadavky na dopravu mléka z rozdělovače do mléčného potrubí v rozmezí hodnocení doby provozu splněny velmi dobře.

VÝVOJOVÉ DETERMINAČNÍ ZÁVISLOSTI POČTU PULSŮ PULSÁTORU PMJ NA PODTLAKU

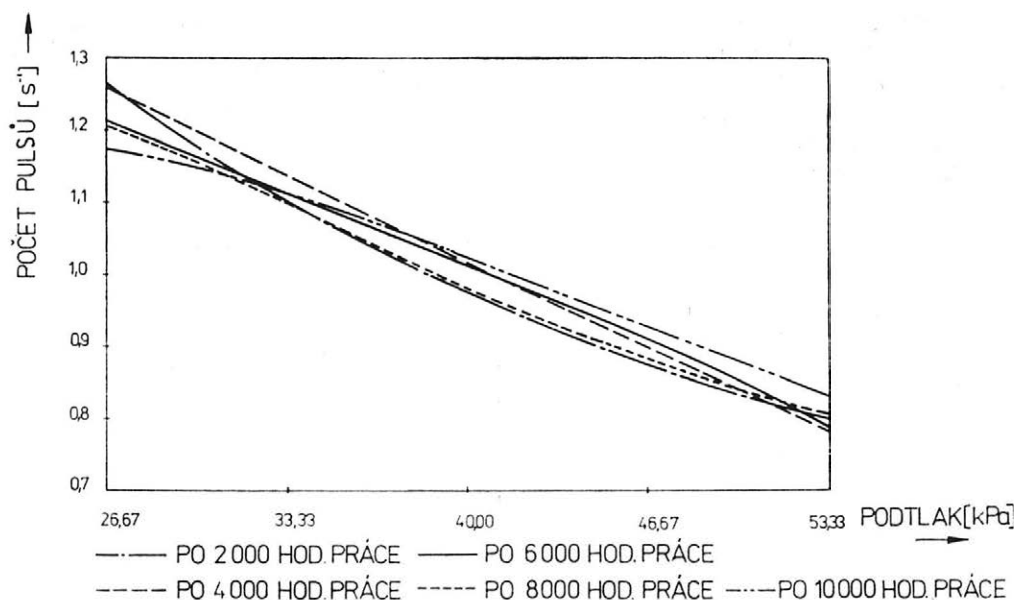
Vývojovou determinační funkci $n_p = f(p_N)$ pro jednotlivé doby provozu (T) vyjadřuje parabolická korelační závislost obecného tvaru:

IV. Závislost počtu pulsů pulsátoru na nominálním pracovním podtlaku $n_p = f(p_N)$ pro různé doby provozu — The dependence of the number of pulses generated by the pulsator upon nominal working vacuum $n_p = f(p_N)$ for different times of operation

Poř. č.	Doba provozu T (h)	Hodnoty parametrů		
		a_1'	b_1'	c_1'
	1	2	3	4
1	0			
2	2 000	2,005	-0,0330	0,000191
3	4 000	1,520	-0,0095	-0,000078
4	6 000	1,690	-0,0162	-0,000016
5	8 000	1,890	-0,0299	0,00018
6	10 000	1,440	-0,0082	-0,00006

$$n_p = a_1' + b_1' p_N + c_1' \cdot p_N^2 \quad (4)$$

Numerické hodnoty parametrů $\{a_1', b_1', c_1'\}$ z rovnice (4) pro jednotlivé doby provozu $\{T\}$ uvádí tab. IV. Grafický průběh funkce $n_p = f(p_N)$ pro tytéž doby provozu znázorňuje obr. 4. Z tab. IV (sl. 4) je patrné, že parametr $\{c_1'\}$, a tím i celý kvadratický člen rovnice (4), nabývá velmi nízkých numerických hodnot. Proto se také průběh závislosti $n_p = f(p_N)$ velmi blíží lineárnímu průběhu, což je patrné z obr.



4. Závislost počtu pulsů pulsátoru na nominálním pracovním podtlaku pro různé doby provozu — The dependence of the number of pulsator pulses on nominal working vacuum for different times of operation

4. Protože parametr $[b'1]$ nabývá ve všech případech záporné hodnoty, je průběh $n_p = f(p_N)$ klesající s rostoucím podtlakem. V průběhu doby provozu $[T]$ se tato závislost značně mění. To dokládá velikost změny numerické hodnoty parametrů rovnice (4), zejména parametru $[b'1]$, event. parametru $[a'1]$. Z hodnot těchto parametrů nevyplývá jednoznačný směr změny této závislosti. Velikost změny počtu pulsů $[n_p]$ při nominálním pracovním podtlaku $p_N = 50,7$ kPa, odpovídající přípustné změně hladiny podtlaku podle ZooTP ($\pm 1,33$ kPa) pro jednotlivé doby provozu $[T]$, je tato:

$$\Delta p = \pm 1,33 \text{ kPa} \quad \text{z } 26,7 \text{ na } 53,3 \text{ kPa}$$

— po 2000 hodinách provozu	$\pm 0,018 \cdot s^{-1}$	$0,470 \cdot s^{-1}$
— po 4000 " "	$\pm 0,024 \cdot s^{-1}$	$0,440 \cdot s^{-1}$
— po 6000 " "	$\pm 0,024 \cdot s^{-1}$	$0,470 \cdot s^{-1}$
— po 8000 " "	$\pm 0,020 \cdot s^{-1}$	$0,410 \cdot s^{-1}$
— po 10 000 " "	$\pm 0,017 \cdot s^{-1}$	$0,350 \cdot s^{-1}$

Z uvedených hodnot změny počtu pulsů $[n_p]$, kterou vyvolá ZooTP přípustná změna podtlaku $[p_N]$, plyne, že pulsátory PMJ vyhovují po celou dobu provozu $[T]$ vzhledem k tomu, že ZooTP připouští změnu počtu pulsů $\pm 0,067 \cdot s^{-1}$. Z hodnot změny počtu pulsů $[n_p]$ při změně podtlaku z 26,7 na 53,3 kPa plyne, že se výrazně změnila citlivost pulsátoru PMJ na změnu podtlaku po 2000 hodinách provozu. V této době se změna počtu pulsů, odpovídající uvedené změně podtlaku $[p_N]$, zvýšila více než dvojnásobně (při vstupním měření byla změřena změna počtu pulsů $0,196 \cdot s^{-1}$). Tato zvýšená citlivost pulsátoru PMJ na změnu podtlaku byla pouze s menšími odchylkami zachována po celou zbývající dobu provozu.

Citlivost regulace frekvence pulsů $[n_p]$ pulsátoru PMJ je vyhodnocena v tab. V. K vlastnímu měření byl použit upravený pulsátor. Úprava spočívala v tom, že pod regulačním šroubem byla připevněna kruhová stupnice s úhlovým dělením a na regulačním šroubu byl připájen ukazatel. Nulová poloha ukazatele odpovídala zcela zataženému regulačnímu šroubu. Z naměřených hodnot (tab. V) plyne, že seřizování

V. Citlivost regulace pulsátoru PMJ — The sensitivity of regulation in the PMJ pulsator

P. č.	Otočení regulačního šroubu (°)	Počet pulsů (s ⁻¹)	P. č.	Otočení regulačního šroubu (°)	Počet pulsů (s ⁻¹)
	1	2		1	2
1	1	0,05	6	280	0,73
2	120	0,5	7	320	0,80
3	140	0,53	8	360	0,88
4	200	0,62	9	400	1,05
5	240	0,67	10		

frekvence pulsů (n_p) v oblasti jmenovitého počtu pulsů $0,833 \cdot s^{-1}$ je značně citlivé, protože přípustné odchylce počtu pulsů podle ZooTP, tj. $\pm 0,067 \cdot s^{-1}$, odpovídá úhlové pootočení regulačního šroubu o méně než $\pm 40^\circ$. Uvedená citlivost regulace počtu pulsů spolu se značnou citlivostí pulsátorů PMJ na změnu podtlaku kladou vysoké nároky na přesnost údržby, montáže a seřízení těchto pulsátorů.

VÝVOJOVÉ DETERMINAČNÍ ZÁVISLOSTI TVAROVÉ CHARAKTERISTIKY PULSÁTORU PMJ

Vývojové determinační závislosti jednotlivých dob (t_{2-1} ; t_{1-2} ; t_s ; t_{st}) tvarové charakteristiky pulsátorů PMJ v závislosti na podtlaku (p_N) lze pro jednotlivé doby provozu (T) vyjádřit tvarem:

$$t'_i = a'3 + k'3 \cdot p_N \quad (5)$$

Numerické hodnoty parametrů ($a'3$; $k'3$) z rovnice (5) uvádí tab. VI. Z hodnot parametrů ($a'3$; $k'3$) odpovídajících době (t_{2-1}) (tab. VI, sl. 2) plyne, že s rostoucí dobou provozu (T) se hodnota parametru ($a'3$) zvyšuje a opačně hodnota směrnice přímký ($k'3$) se snižuje s výjimkou doby provozu 10 000 hodin. Tedy s rostoucí dobou provozu (T) se snižuje hodnota druhého členu rovnice (5), tj. zmenšuje se závislost doby přechodu (t_{2-1}) na pracovním podtlaku (p_N). Stejný závěr, plynoucí z hodnot parametrů ($a'3$; $k'3$), platí i pro dobu přechodu (t_{1-2}) — (tab. VI, sl. 3). U doby sání (t_s) je patrná významná změna hodnoty parametru ($a'3$) po době provozu 2000 hodin. Tím se podstatně mění pulsační poměr z počáteční hodnoty 2 : 1 (asi do 2000 hodin) na hodnoty okolo 1 : 1. Tato změna je významná a z pohledu požadavků zcela nežádoucí. Její příčinou jsou především únavové změny materiálu membrány pulsátoru. Závislost doby (t_s) na pracovním podtlaku (p_N) je velmi malá a v průběhu doby provozu (T) se mění zanedbatelně. Asi po 4000 hodinách provozu začíná pozorovatelné opotřebení dosedací plochy ventilu pulsátoru. Toto opotřebení je zdrojem netěsnosti a zřejmě spolupůsobí i na změnu hodnoty pulsačního poměru. Proto by se měl pulsátor vyměňovat a opravovat po 2000 hodinách provozu.

Vývojovou determinační funkci $t''_i = f(q_m)$ pro všechny zkoumané doby provozu (T) popisuje korelační závislost tvaru:

$$t''_i = a'4 + k'4 \cdot q_m \quad (6)$$

Hodnoty parametrů ($a'4$; $k'4$) z rovnice (6) uvádí tab. VII. Z těchto hodnot plyne, že doby přechodu (t_{2-1} ; t_{1-2}) a doba sání (t_s) mají ve všech případech doby provozu (T) zápornou směrnici ($k'4$), tj. s rostoucí intenzitou dojení (q_m) se zkracují. Opačně je tomu u doby stisku (t_{st}). Ve většině případů doby přechodu (t_{2-1} ; t_{1-2}) se hodnoty parametru ($a'4$) snižují v průběhu doby provozu, tzn., že doby přechodu se stávají strmějšími. Tímto způsobem došlo k přiblížení k ZooTP, protože počáteční hodnoty byly výrazně vyšší. Odvozeně se u závislosti $t''_i = f(q_m)$ projevila změna pulsačního poměru, resp. zkrácení doby sání (t_s) po 2000 hodinách provozu.

VI. Závislost doby sání a stisku na pracovním podtlaku $t_i = f(p_N)$ pro různé doby provozu — The dependence of the time of suction and compression on working vacuum $t_i = f(p_N)$ for different times of operation

P. č.	Doba provozu T (h)	Hodnoty parametrů pro dobu		
		t_{2-1}	t_{1-2}	t_s
	1	2	3	4
1	2 000	a_3'	0,014	0,077
		k_3'	0,0065	0,782
2	4 000	a_3'	0,015	0,063
		k_3'	0,0046	0,0052
3	6 000	a_3'	0,017	0,051
		k_3'	0,0039	0,0044
4	8 000	a_3'	0,026	0,039
		k_3'	0,0029	0,0027
5	10 000	a_3'	0,043	0,098
		k_3'	0,0047	0,0031

VII. Závislost doby přechodu, sání a stisku na intenzitě dojení $t_i'' = f(q_m)$ pro různé doby provozu — The dependence of the times of transition, suction and compression on milking intensity $t_i'' = f(q_m)$ for different times of operation

P. č.	Doba provozu T (h)	Hodnoty parametrů pro dobu		
		t_{2-1}	t_{1-2}	t_s
	1	2	3	4
1	2 000	a_4'	0,303	0,352
		k_4'	-0,146	-0,115
2	4 000	a_4'	0,164	0,292
		k_4'	-0,123	-0,078
3	6 000	a_4'	0,149	0,239
		k_4'	-0,001	-0,036
4	8 000	a_4'	0,176	0,177
		k_4'	-0,394	-0,549
5	10 000	a_4'	0,252	0,216
		k_4'	-0,186	-0,418

Z determinačních závislostí okamžitého stavu bylo možné určit vývojové závislosti spotřeby vzduchu (q_{vz}^*) a vyprazdňovací výkonnosti (q'_m) přerušovačů podtlaku na počtu pulsů (n'_p) v době provozu (T). Vývojovou závislost $q_{vz}^* = f(n'_p)$ vyjadřuje pro všechny hodnocené případy lineární korelační tvar:

$$q_{vz}^* = a'_5 + k'_5 \cdot n'_p \quad (7)$$

Numerické hodnoty parametrů (a'_5 ; k'_5) z rovnice (7) uvádí tab. VIII. Z těchto hodnot plyne, že v průběhu doby provozu (T) se u obou

VIII. Závislost spotřeby vzduchu přerušovače podtlakem na počtu pulsů $q_{vz} = f(n'_p)$ pro různé doby provozu — The dependence of the air demand of the vacuum interrupter upon the number of pulses $q_{vz} = f(n'_p)$ for different times of operation

P. č.	Doba provozu T (h)	Hodnoty parametrů pro přerušování podtlaku			
		PP - 1000		PP - 1200	
		a'_5	k'_5	a'_5	k'_5
	1	2	3	4	5
1	2 000	-0,065	0,667	0,034	0,999
2	4 000	-0,116	0,994	0,026	1,08
3	6 000	-0,072	0,683	0,042	0,870
4	8 000	-0,067	0,657	0,036	0,920
5	10 000	-0,048	0,825	0,027	1,159

typů hodnocených přerušovačů podtlaku (PP-1000; PP-1200) změni spotřeba vzduchu (q_{vz}^*). Tuto skutečnost potvrzují změny numerických hodnot parametrů (a'_5) i (k'_5), které nemají jednoznačnou tendenci směru změny (růstu), jak by se teoreticky dalo očekávat. U přerušovače PP-1000 je dokonce ve všech případech parametr (a'_5) záporný, z čehož plyne, že v oblasti nižšího počtu pulsů (n'_p) zesilovače pulsů se tato závislost $q_{vz}^* = f(n'_p)$ bude odklánět od lineárního průběhu určeného rovnicí (7), která bude platit pro zkoumaný (měřený) rozsah počtu pulsů (n'_p). Ve všech případech hodnocené doby provozu (T) je spotřeba vzduchu (q_{vz}^*) u typu PP-1200 vyšší než u typu PP-1000, protože hodnoty (a'_5) jsou pro PP-1200 vyšší. Zároveň jsou pro tento přerušovač vyšší i hodnoty směrnice (k'_5), tj. průběh závislosti $q_{vz}^* = f(n'_p)$ je strmější.

Vývojovou determinační funkci $q'_m = f(n'_p)$ vyjadřuje pro všechny doby provozu (T) parabolická závislost tvaru:

$$q'_m = a' + b'n'_p + c'n_p^2 \quad (8)$$

Hodnoty parametrů (a' ; b' ; c') z rovnice (8) uvádí tab. IX. Hodnoty těchto parametrů se s dobou provozu (T) mění velmi málo. Výraznější

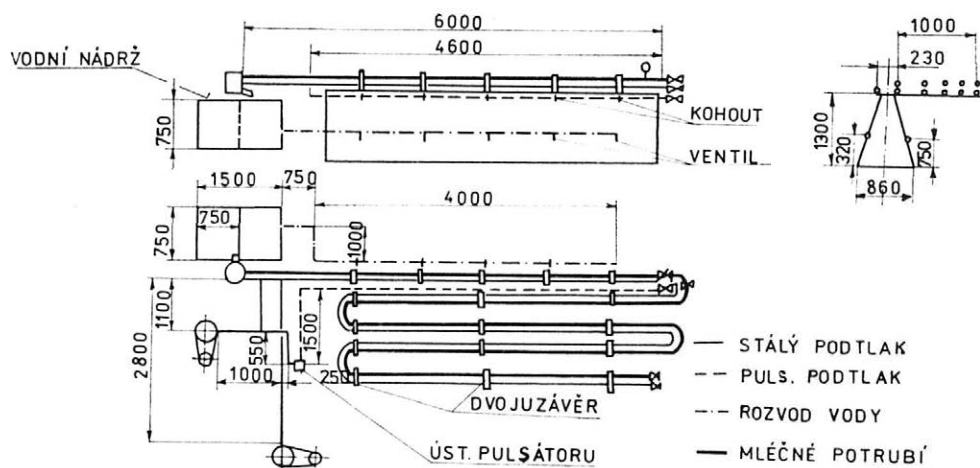
IX. Závislost vyprazdňovací výkonnosti přerušovače podtlaku na počtu pulsů $q'_m = f(n'_p)$ pro různé doby provozu — The dependence of the discharge performance of vacuum interrupter on the number of pulses $q'_m = f(n'_p)$ for different times of operation

P. č.	Doba provozu T (h)	Hodnoty parametrů pro přerušovač podtlaku					
		PP – 1000			PP – 1200		
		a'	b'	c'	a'	b'	c'
	1	2	3	4	5	6	7
1	2 000	–0,354	4,775	–6,471	0,251	1,985	–3,658
2	4 000	–0,430	4,958	–6,840	0,460	–1,230	1,040
3	6 000	–0,416	5,217	–7,266	0,633	–1,131	1,015
4	8 000	–0,425	5,330	–7,288	0,750	–1,120	1,026
5	10 000	–0,431	5,376	–7,306	0,763	–1,105	1,033

rozdíly existuje pouze mezi konvexním a konkávním průběhem této závislosti u přerušovače PP-1200 v době provozu 2000 hodin a v ostatních dobách provozu T . Tedy stabilita vyprazdňovací výkonnosti přerušovačů podtlaku zůstává zachována po celou zkoumanou dobu provozu T , jak bylo možné očekávat.

BILANCE SPOTŘEBY VZDUCHU LABORATORNÍ ZKUŠEBNÍ TRATĚ

Bilance spotřeby vzduchu, resp. ztrát netěsností, jednotlivých funkčních skupin byla vyhodnocena z měření s odděleným podtlakovým vzduchovým a mléčným řádem měřicí tratě. Ztráty netěsností jsou vztaženy na délky rozvodů a na počet armatur, odpovídající rozměrům la-



5. Schéma měřicí tratě — A diagram of the measuring line

P. č.	Měřená skupina	Spotřeba nebo ztráty ($\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) doba provozu					Poměrná změna (%)
		2000	4000	6000	8000	10 000	
	1	2	3	4	5	6	7
1	Netěsnost vzduchového řádu	0,458	0,632	0,834	0,937	0,917	100,2
2	Spotřeba dojících přístrojů	4,312	4,583	4,612	4,690	4,700	8,9
3	Spotřeba přerušovačů	0,531	0,523	0,567	0,593	0,600	12,9
4	Celkem	5,301	5,738	6,013	6,220	6,217	17,3
5	Výkonnost vývěvy A	8,920	8,320	7,720	7,120	6,520	27,0
6	Rezerva výkonosti vývěvy A	3,619	2,582	1,707	0,900	0,303	—
7	Netěsnost mléčného řádu	1,270	2,230	2,180	2,320	2,330	83,5
8	Spotřeba přísávacího ventilu	1,580	1,540	1,480	1,620	1,530	— 3,2
9	Celkem	2,710	3,770	3,660	3,940	3,860	42,4
10	Výkonnost vývěvy B	9,160	8,560	7,960	7,360	6,760	26,3
11	Rezerva výkonosti vývěvy B	6,450	4,790	4,300	3,420	2,900	—
12	Netěsnost vzduchového řádu DZKD-15 potrubí 50,7 kPa	0,916	1,264	1,668	1,874	1,834	100,2
13	Netěsnost vzduchového řádu DZKD-15 potrubí 32 kPa	0,668	0,923	1,218	1,368	1,339	100,5
14	Netěsnost mléčného řádu DZKD-15 podtlak 50,7 kPa	2,438	4,282	4,186	4,454	4,474	83,5

laboratorní měřicí tratě (obr. 5). Naměřené hodnoty v jednotlivých dobách provozu $[T]$ jsou sumarizovány do tab. I. Jednotlivé spotřeby, resp. ztráty jednotlivých funkčních skupin jak podtlakového vzduchového řádu, tak i mléčného řádu, vykazují ve většině případů s rostoucí dobou provozu $[T]$ rovněž rostoucí trend. Odchytky od tohoto trendu se projevují zejména u přísávacího ventilu (tab. X, ř. 8). Z hodnot rezervy výkonosti vývěvy B (tab. X, ř. 6), spolupracující s podtlakovým vzduchovým řádem, je patrné, že se vývěva B velmi blíží vzniku podmíněného mezního stavu spolehlivosti funkce. V rozmezí celé doby zkoušek $[T]$ je rezerva výkonosti této vývěvy $[B]$ výrazně nižší než rezerva výkonosti vývěvy $[A]$, spolupracující s podtlakovou mléčnou soustavou. Tento stav zapojení i poměr výkonosti ke spotřebě je u mléčné soustavy oprávněný, neboť při dopravě mléka je okamžité množství přísávaného vzduchu přísávacím ventilem dost proměnlivé. Má-li být zachována stabilita tlakových poměrů v této soustavě, je nutná vyšší rezerva výkonosti. Navíc v provozních podmínkách jsou délky potrub-

ních rozvodů větší, čímž se sníží rezerva výkonnosti obou vývěv. Ztráty netěsností rozvodů lze z naměřených hodnot přepočítat na konkrétní délky instalace rozvodů potrubí v jednotlivých typech výrobních objektů pro chov dojnic. Z hodnot poměrné změny spotřeby či ztrát (tab. X, sl. 7) plyne, že k největší změně dochází u porušování těsnosti podtlakového, vzduchového a mléčného rozvodu potrubí; u vzduchového rozvodu je absolutně nejvyšší. Poněkud nižší poměrná změna (83,5 %) u mléčné soustavy je zřejmě způsobena tím, že v této soustavě je po převážnou dobu kapalina působící těsnicím účinkem. Poměrná změna spotřeby vzduchu dojících přístrojů a přerušovače podtlaku je velmi nízká, což je příznivé. Poměrná změna celkové spotřeby podtlakového vzduchového řádu (tab. X, ř. 4, sl. 7) je podstatně nižší (17,3 %) než tatáž poměrná změna celkové spotřeby podtlakové mléčné soustavy (tab. X, ř. 9, sl. 7). Na rozdíl od hodnocení těchto dvou soustav podle hodnot rezervy výkonnosti je nutné konstatovat, že strmost změny celkové spotřeby, a tím i rezervy výkonnosti v podtlakové mléčné soustavě, je podstatně vyšší než v soustavě podtlakové vzduchové. Toto zjištění podporuje dřívější závěr o oprávněnosti vyšší počáteční rezervy výkonnosti vývěvy podtlakového mléčného řádu.

Poměrná změna výkonnosti, resp. strmost poklesu charakteristiky výkonnosti vývěv A i B, je téměř shodná.

ZÁVĚR

Vývojové charakteristiky parametrů dojícího zařízení popisují příčinné a důsledné vztahy těchto parametrů v době provozu. V některých případech lze vývojových charakteristik, resp. jejich determinačních funkcí, využít k odvození nebo určení mezního stavu spolupráce či funkce. Takovým případem je příčinná souvislost determinační funkce výkonnosti vývěv (Groda, 1978, 1981) a bilance spotřeby vzduchu dojícího zařízení. V ostatních případech bylo možné mezní stav funkce hodnotit z pohledu splnění dosavadních ZooTP kladených na jednotlivé parametry. Takto je možné hodnotit vývojové tendence např. závislosti počtu pulsů na podtlaku v době provozu, stálosti tvarové charakteristiky pulsátoru na podtlaku, intenzitě dojení v době provozu atp. V těchto případech pravděpodobně bude určujícím parametrem mezního stavu spolupráce či funkce některý biologický parametr biotechnické soustavy dojnice — dojící zařízení. Proto obdobně jako u dvojice parametrů výkonnost vývěvy — spotřeba vzduchu dojícího zařízení bude pro určení mezního stavu ostatních souvztažných parametrů zřejmě nutné nalézt vývojové charakteristiky biologických parametrů soustavy zvíře — stroj v operaci dojení.

Seznam použitých označení

q'_{vz}, q''_{vz}	— spotřeba vzduchu dojících přístrojů	($\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)
n_p	— počet pulsů pulsátoru	(s^{-1})
q_m	— intenzita dojení	($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
q_p	— množství přisávaného vzduchu dojící soupravou pro dopravu mléka	($\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

p_N	— nominální pracovní podtlak	(kPa)
t'_i, t''_i	— jednotlivé doby přechodu sání, stisku, doby sání a stisku	(s)
t_{2-1}	— doba přechodu sání	(s)
t_{1-2}	— doba přechodu stisku	(s)
t_s	— doba sání	(s)
t_{st}	— doba stisku	(s)
q^*_{vz}	— spotřeba vzduchu přerušovače podtlaku	(dm ³ . s ⁻¹)
n'_p	— počet pulsů zesilovače pulsů přerušovače podtlaku	(s ⁻¹)
q'_m	— vyprazdňovací výkonnost přerušovače podtlaku	(kg . s ⁻¹)
T	— doba provozu	(h)
$a'_i; b'_i$ $c'_i; k'_i$	— parametry determinačních korelačních funkcí	(—)

Literatura

- GRODA, B.: Spolehlivost vývív řady SVL. [Kandidátská disertační práce.] Brno 1978. — Vysoká škola zemědělská.
- GRODA, B.: Funkční spolehlivost dojící techniky. [Závěrečná zpráva.] Brno, Vysoká škola zemědělská 1979.
- GRODA, B.: Diagnostika vývív SVL. In: Sbor. VŠZ Brno, ř. D, 1981, č. 1-4, s. 143-151.
- GRODA, B.: Diagnostika spolehlivosti dojírny DZKD 15. Zeměd. Techn., 28, 1982, č. 10, s. 615-630.
- GRODA, B.: Únavové zkoušky pulsátorů. In: Sbor. VŠZ Brno, ř. D, 1983, č. 1-4, s. 35-42.
- GRODA, B. — MAREŠ, V.: Rozbor exploatačních parametrů pulsátorů. In: Sbor. VŠZ Brno, ř. D, 1979, č. 3-4, s. 269-291.
- KOLEKTIV: Automatizace a procesní řízení strojního dojení. Sborník z mezinárodního sympozia ČSAZ a VŠZ, Brno 1981.
- SINEK, F.: Výzkum tlakových poměrů dojícího automatu. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1969.

Došlo dne 17. 1. 1983

ГРОДА, Б. (Сельскохозяйственный институт, Брно): Экспериментальные функциональные определители параметров доильной техники. Земед. Техн., 30, 1984 (3) : 145-160.

В статье приведены экспериментальные характеристики параметров основных функциональных групп доильной установки. Экспериментальные характеристики анализировались на основе зоотехнических требований, т.е. на основе того, каким образом доильная установка выполняет требования во время работы до 10 000 часов. Определялись возможности появления предельного состояния содействия или функции. Из полученных результатов вытекает, что необходимо дополнить экспериментальные характеристики механических параметров, приведенные в данной статье, экспериментальными характеристиками биологических параметров системы дойные коровы — доильные установки.

функциональный определитель; экспериментальные характеристики; доильная установка; предельное состояние; параметры

GRODA, B. (University of Agriculture, Brno): The Development Determination Functions of the Parameters of Milking Equipments. Zeměd. Techn., 30, 1984 (3) : 145-160.

The development characteristics of the main functional groups of milking machines are given in the paper. The development characteristics are analyzed on the basis

of zootechnical requirements, i. e. according to the way how these requirements are met within an operational period of up to 10 000 hours. The possibilities of determining the rise of a limit state of cooperation or function are evaluated. It is inferred from the conclusion that the development characteristics of mechanical parameters shown in the paper should be complemented with the development characteristics of the biological parameters of the dairy cow — milking machine system.

determination function; development characteristics; milking machines; limit state; parameters

Adresa autora:

Doc. ing. Bořivoj G r o d a, CSc., Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 662 65 Brno

EXPERIMENTÁLNE URČOVANIE POLOHY ŤAŽISKA NIEKTORÝCH TYPOV SAMOJAZDNÝCH ZBERACÍCH VOZOV

J. Kuráň, J. Šesták

KURÁŇ, J. — ŠESTÁK, J. (Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, Rovinka; Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Experimentálne určovanie polohy ťažiska niektorých typov samojazdných zberacích vozov*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (3) : 161-175.

Stanovenie polohy ťažiska pre funkčné vzorky novovyvíjaných samojazdných zberacích vozov je významnou úlohou, ktorá slúži k posúdeniu ich svahovej dostupnosti a stability. Pri praktickom určovaní súradníc ťažiska sa oproti teoretickým predpokladom ukazujú ako rozhodujúce účinky pružnosti sústavy a pneumatík vo všetkých reálnych smeroch súradníc. Tieto dodatočné účinky apriorne spôsobujú chyby oproti teoretickým vzťahom. V predloženom príspevku sú vyložené experimentálne postupy zisťovania súradníc ťažiska pre funkčné vzorky samojazdných zberacích vozov, vyvinutých vo VÚPT Rovinka. Bolo stanovené, že najväčší je funkčný účinok pri meraní vertikálnej súradnice ťažiska.

svahová dostupnosť; stabilita

Samojazdné samozberacie vozy, určené pre prácu na svahu, môžeme charakterizovať z rôznych hľadísk. Najčastejšie podľa polohy a umiestnenia zberacieho mechanizmu, spôsobu náhonu kolies a typu podvozku.

V rámci výskumných a vývojových prác boli v Československu za posledné obdobie vyrobené tri rôzne typy samojazdných zberacích vozov. Kuráň (1981) popísal ich jednotlivé typy z technického, funkčného a agrotechnického hľadiska.

V predloženom príspevku sú popísané postupy pri experimentálnom meraní a zisťovaní údajov o hmotnostných charakteristikách u funkčných vzorkov samojazdných samozberacích vozov. Tieto údaje, vzťahujúce sa k dotykovým bodom voza s podložkou, budú využité ako vstupné hodnoty pre definovanie preklápania alebo straty stability stroja.

Všeobecne platné postupy a určovania polohy ťažiska u nás popísali Grečenko (1961, 1970), Šesták a i. (1981) a Ramacsay (1980).

Grečenko (1970) uvádza postup pri zisťovaní súradníc ťažiska stroja, pritom odporúča zisťovať polohu ťažiska vo vertikálnom smere vážením stroja.

Polohu ťažiska stroja s postupným plnením zberacej nadstavby v obecnej polohe rozpracoval Ramacsay (1980). Autor predpokladá plnenie nadstavby v priebehu zberu, pričom ťažisko nazberanej hmoty v nadstavbe sa mení po eliptickej dráhe.

METODIKA

Cieľom merania je spracovať experimentálne postupy zisťovania súradníc ťažísk u troch rôznych typov funkčných vzorkov tak, aby výsledky mohli byť využité ako vstupné hodnoty pre definovanie oblasti preklápania samojazdného zberacieho voza v obecnej polohe na svahu.

Technické parametre, súradnice ťažísk celého stroja, ako aj ťažísk prednej a zadnej časti stroja a ťažiska zberacej nadstavby, sú stanovené podľa metodických postupov, ktoré uvádzajú Šesták a i. (1981). Tieto hodnoty sú rozpracované do tabuliek na základe blokových postupov merania súradníc pre jednotlivé typy vozov.

Technické zabezpečenie meraní pozostávalo zo štyroch tlakových snímačov sily Haenny-100, dvoch autožeriavov o nosnosti 10 t, žeriavovej dráhy o nosnosti 4 t, dĺžkových mierok, stopiek, štyroch oceľových lán a ostatného pomocného materiálu.

VLASTNÁ PRÁCA

Experimentálne určenie výslednej polohy ťažiska bolo spracované u troch typov samojazdných zberacích vozov (ďalej SSV).

SSV-U

U tohoto typu stroja a zvoleného postupu merania ťažiska (obr. 1) vyplýva, že k stanoveniu celkového ťažiska je potrebné experimentálne určiť čiastkové ťažiská v súradnicovom systéme x, y, z , a to:

- a) podvozku stroja bez nadstavby,
- b) zadnej časti podvozku stroja bez nadstavby,
- c) podvozku stroja s nadstavbou,
- d) celého stroja s nadstavbou a s postupným plnením.

U variantov a, c, d boli zisťované ešte aj súradnice ťažiska x a y , pričom sa menil uhol α (obr. 2). Súradnicu ťažiska v smere osi z sme určili naklonením stroja (obr. 3), pričom predný rám bol voči zadnému rámu v polohe $\alpha = 0$. Poznamenávame, že vplyvom zmeny uhla α sa súradnica ťažiska v smere osi z nemení.

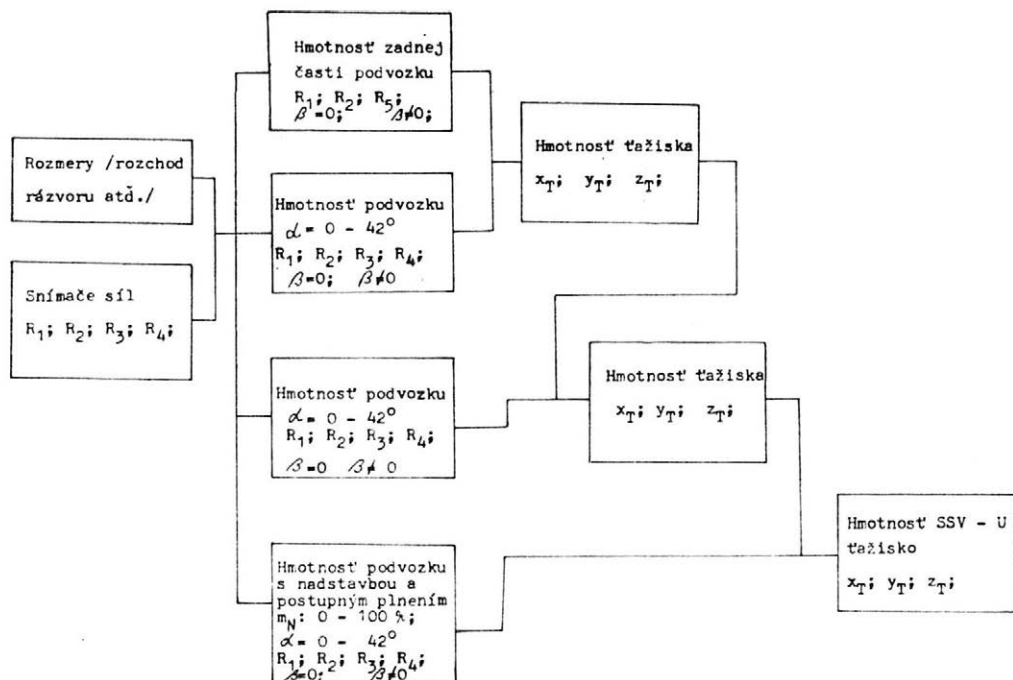
Aby meranie zadnej časti podvozku bolo jednoduchšie, rozpojili sme stroj v strede zlamovania (obr. 4).

Výsledné hodnoty sú uvedené v tab. I až VI. Nepresnosť merania bola závislá iba od citlivosti prístroja.

Pre experimentálne určenie hodnôt SSV-U s postupným plnením nadstavby boli použité balíky zo slamy; vzhľadom na pomernú veľkosť balíkov boli zvolené len štyri plnenia (obr. 5).

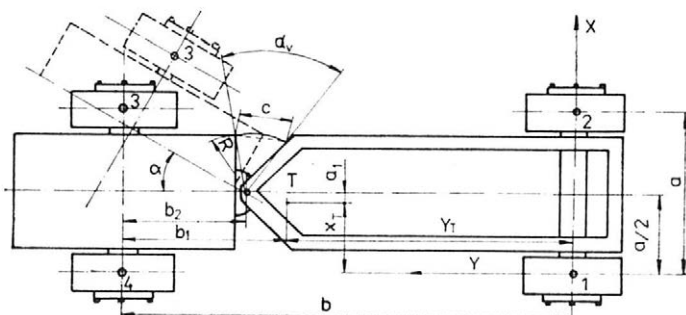
Ďalej boli zistené vstupné hodnoty, ktoré sú potrebné pre určenie ťažísk stroja, a to $a = 1,67$ m, $b = 4,51$ m, $b_2 = 1,2$ m a $d = 0,467$ m (obr. 2, 3).

Z nameraných hodnôt pre podvozok SSV (tab. I a II) vyplýva, že ak je stroj v priamej polohe, potom poloha ťažiska vzhľadom na zvolený súradnicový systém má hodnoty $x = 0,82$ m, $y = 3,16$ m a $z = 0,757$ m. Pri zisťovaní súradnice z sme stanovili, že hodnoty tiaže, zaznamenávané prístrojom, sú preukazateľné a reálne len pri zdvihnutí nápravy od zeme do takej výšky, aby sa jej hodnota rovnala minimálne jednej štvrtine rázvoru stroja

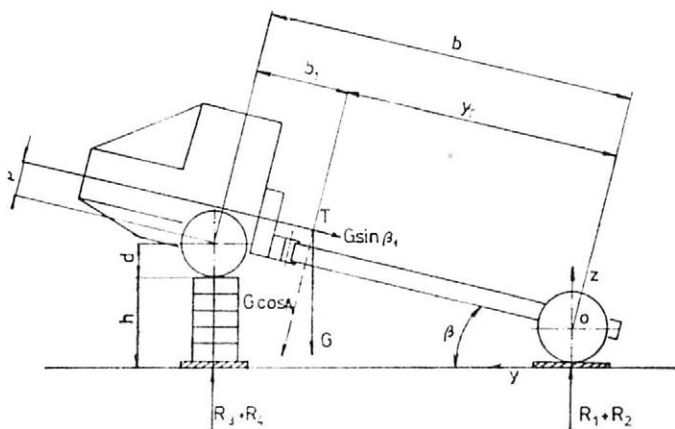


1. Postup merania hmotnosti a určenie súradníc ťažiska u samojazdného zberacieho voza SSV-U — The procedure of weight measurement and the determination of the coordinates of gravity centre in the SSV-U self-propelled loading wagon

2. Schéma stanovenia súradníc X_T a Y_T u stroja SSV-U — A diagram of the determination of coordinates X_T and Y_T in the SSV-U machine



3. Schéma stanovenia súradnice Z_T u stroja SSV-U — A diagram of the determination of coordinate Z_T in the SSV-U machine



I. Namerané hodnoty u podvozku SSV-U a stanovenie súradníc ťažiska v osi x, y
of the coordinates of gravity centre in axes x, y

P. č.	C (m)	α_v (°)	x_1 (m)	x_2 (m)	x_3 (m)	x_4 (m)	y_1 (m)	y_2 (m)	y_3 (m)	y_4 (m)
1	0,423	53,9	0	1,67	1,67	0	0	0	4,510	4,510
2	0,408	51,8	0	1,67	1,71	0,045	0	0	4,480	4,558
3	0,362	45,6	0	1,67	1,85	0,160	0	0	4,365	4,631
4	0,313	39,1	0	1,67	1,96	0,345	0	0	4,250	4,680
5	0,257	31,9	0	1,67	2,40	0,545	0	0	4,090	4,728
6	0,207	25,6	0	1,67	2,17	0,708	0	0	3,950	4,755
7	0,185	22,8	0	1,67	2,20	0,775	0	0	3,885	4,760
8	0,092	11,3	0	1,67	2,61	1,062	0	0	3,615	4,762

$$h \min = \frac{b}{4} \quad (1)$$

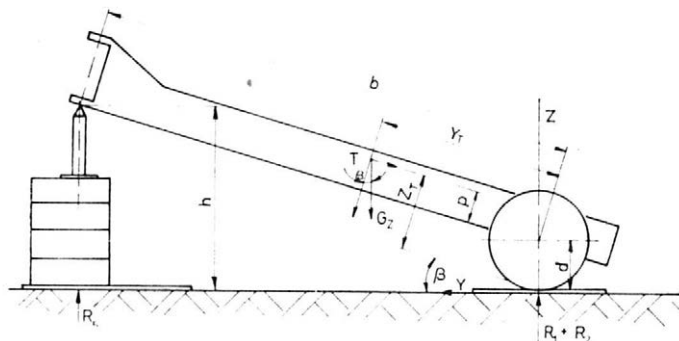
Vážením zadnej časti podvozku sme ďalej stanovili, že jej hmotnosť $m = 1650$ kg a súradnice ťažiska sú v osi $x = 0,796$ m, $y = 0,653$ m a $z = 0,547$ m (tab. III, IV).

Z tab. V a VI vyplýva, že výsledné ťažisko stroja s nadstavbou pri 0% naplnení a za predpokladu, že poloha dvojrámov je $\alpha = 0$, má SSV-U súradnice $x = 0,808$ m, $y = 2,207$ m a $z = 0,868$ m.

Naplnením nadstavby o objeme 30 m^3 balíkmi o hmotnosti 1290 kg nadobudne celkové ťažisko stroja hodnoty $x = 0,808$ m, $y = 1,975$ m a $z = 1,137$ m. Postupným naplňovaním nadstavby sa posunie výsledné ťažisko smerom k zadnej náprave; v smere súradnice z spôsobil prírastok hodnoty tiaže zvýšenie ťažiska o 0,269 m, čo predstavuje nárast o 23,3 % oproti stroju s nulovým naplnením.

SSV-7

Ako vyplýva z postupu merania hmotnosti a ťažísk voza (obr. 6) a z výpočtovej schémy (obr. 7), výsledné hodnoty sme zisťovali u zberacieho voza SSV-7 pre:

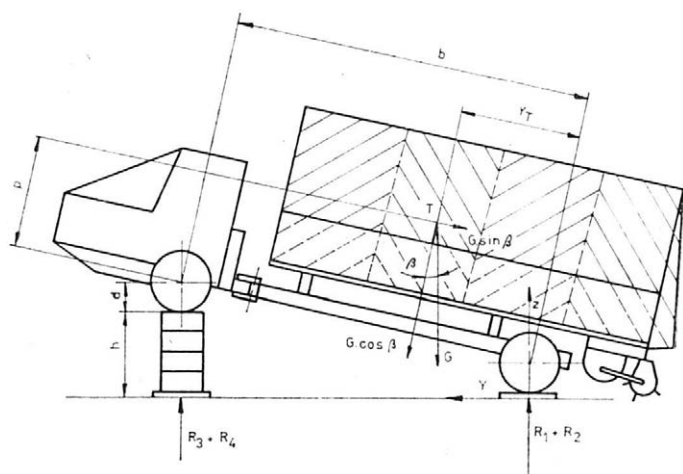


4. Schéma stanovenia súradníc Y_T a Z_T u zadnej časti rámu stroja SSV-U — A diagram of the determination of coordinates Y_T and Z_T in the rear part of frame in the SSV-U machine

— The values measured in the chassis of SSV-U machine and the determination

	R_1 (N)	R_2 (N)	R_3 (N)	R_4 (N)	G (N)	m (kg)	x_T (m)	y_T (m)	α (°)	Poznámka
8 485	7750	18 933	19 080	54 248	5530	0,820	3,160	0		
8 534	7553	18 982	19 080	54 151	5520	0,848	3,176	2,1		
8 829	7308	19 208	18 933	54 249	5530	0,935	3,161	6,3		
9 221	6818	19 227	19 031	54 298	5530	1,024	3,145	14,8		
9 417	6474	19 227	19 129	54 248	5530	1,242	3,116	22,0		
9 810	6082	19 227	19 031	54 151	5520	1,206	3,073	28,3		
9 957	5935	19 227	19 031	54 347	5540	1,232	3,041	31,1		
10 496	5297	19 031	19 227	54 053	5510	1,460	2,966	42,6		riadenie na doraz

5. Schéma stanovenia súradnice Z_T u stroja s postupným plnením nadstavby — A diagram of the determination of coordinate Z_T in a machine with a stepwise system of loading

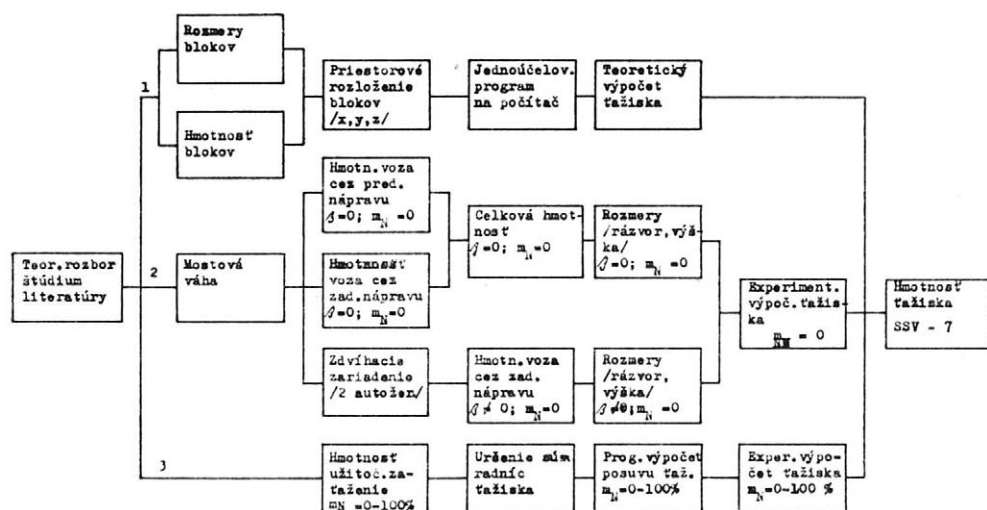


II. Namerané hodnoty u podvozku SSV-U a stanovenie súradníc ťažiska v osi z — The values measured in the chassis of SSV-U machine and the determination of the coordinates of gravity centre in axis z

P. č.	R_1 (N)	R_2 (N)	R_3 (N)	R_4 (N)	R (m)	b (m)	β (°)	m (kg)	d (m)	p (m)	z_T (m)
1	8485	7750	18 933	19 080	0,000	4,51	0,0	5530	0,495	—	—
2	8613	7622	18 914	19 030	0,124	4,51	1,5	5525	0,495	0,102	0,597
3	8652	7671	18 845	18 953	0,256	4,51	3,2	5515	0,495	0,160	0,655
4	8731	7730	18 806	18 914	0,388	4,51	4,9	5523	0,495	0,235	0,730
5	8800	7779	18 737	18 884	0,520	4,51	6,62	5525	0,495	0,254	0,749
6	8849	7848	18 717	18 816	0,652	4,51	8,31	5530	0,495	0,271	0,766
7	8870	7897	18 640	18 747	0,784	4,51	10,01	5520	0,495	0,262	0,757
Priemerná hodnota										0,262	0,757

III. Namerané hodnoty u zadnej časti podvozku SSV-U a stanovenie súradníc ťažiska v osi z — The values measured in the rear part of the chassis of SSV-U machine and the determination of the coordinates of gravity centre in axis z

P. č.	R_1 (N)	R_2 (N)	R_5 (N)	h (m)	b (m)	α (°)	m (kg)	d (m)	P (m)	z (m)
1	7259	6474	3188	0,00		0,0			—	—
2	6768	6278	3139	0,66		11,5			0,054	0,549
3	6768	6425	3090	1,08	3,31	19,0	1650	0,495	0,072	0,567
4	6867	6131	3090	1,29		22,9			0,040	0,535
5	6965	6180	3070	1,50		26,9			0,041	0,536
6	7063	6131	2992	1,29		35,4			0,057	0,552
Priemerná hodnota										0,547

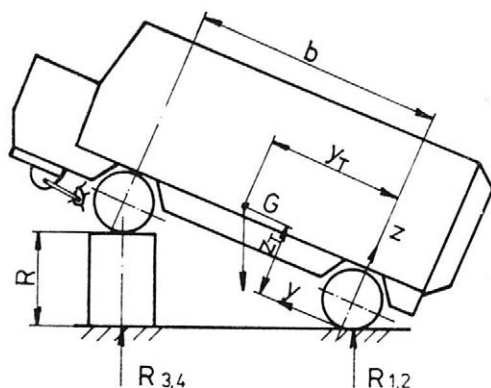


6. Postup merania hmotnosti a určenia súradníc ťažiska u stroja SSV-7 — The procedure of weight measurement and determination of the coordinates of gravity centre in the SSV-7 machine

IV. Namerané hodnoty u zadnej časti podvozku SSV-U a stanovenie súradníc ťažiska v osi x , y — The values measured in the rear part of the chassis of SSV-U machine and the determination of gravity centre in axes x , y

P. č.	x_1 (m)	x_2 (m)	x_5 (m)	y_1 (m)	y_2 (m)	y_5 (m)	R_1 (N)	R_2 (N)	R_5 (N)	m (kg)	x_T (m)	y_T (m)
1	0	1,67	0,835	0	0	3,31	7259	6474	3188	1650	0,796	0,653

7. Schéma stanovenia súradníc Z_T , Y_T u stroja SSV-7 — A diagram of the determination of coordinates Z_T , Y_T in the SSV-7 machine

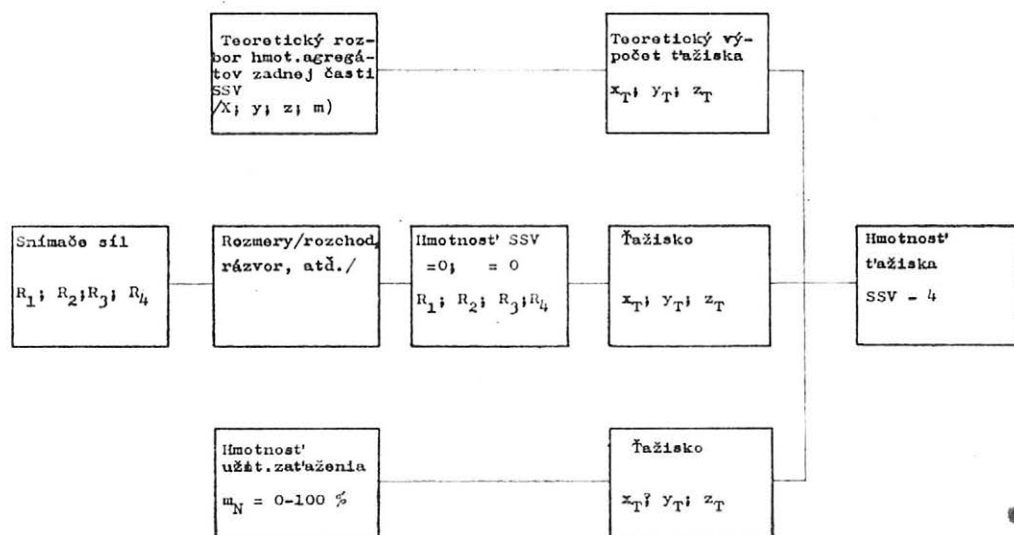


- a) samotný stroj s nadstavbou,
- b) samotný stroj s nadstavbou a s postupným plnením.

Súradnicový systém je zvolený k osi zadného ľavého kolesa. V tab. VII a VIII sú uvedené namerané a vypočítané hodnoty, pričom súradnica prázdneho stroja $z = 0,85$. Pri naplnení nadstavby slamou o objeme 50 m^3 , čomu odpovedá hodnota tiaže 2800 kg , sa zmení výsledná poloha ťažiska v smere osi z na hodnotu $1,241 \text{ m}$, čo je o $33,2 \%$ viac ako u prázdneho stroja.

SSV-4

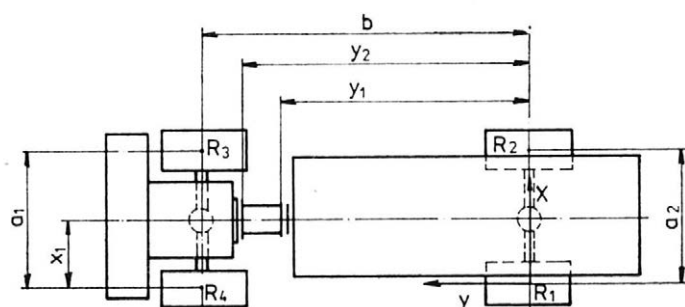
Z postupu merania hmotnosti a z určenia súradníc ťažiska SSV-4 (obr. 8) vyplýva, že pre určenie celkovej hmotnosti stroja je potrebné určiť ešte aj súradnice ťažiska a hmotnosť zadnej časti SSV-4. K to-



8. Postup merania hmotnosti a určenia súradníc ťažiska u stroja SSV-4 — The procedure of weight measurement and the determination of gravity centre coordinates in the SSV-4 machine

V. Namerané hodnoty u stroja SSV-U s postupným plnením nastavby (25, 50, 75 SSV-U machine with stepwise loading (25, 50, 75 and 100 %) and the determination

P. č.	C (m)	v (°)	(°)	x_1 (m)	x_2 (m)	x_3 (m)	x_4 (m)	y_1 (m)	y_2 (m)	y_3 (m)	y_4 (m)
1	0,423	53,9	0,0			1,67	0,000			4,510	4,510
2	0,362	45,6	6,3			1,85	0,160			4,365	4,631
3	0,313	39,1	14,8	∅	1,67	1,96	0,345	∅	∅	4,250	4,680
4	0,257	31,9	22,0			2,40	0,545			4,090	4,728
5	0,207	25,6	28,3			2,17	0,708			3,950	4,755
1	0,423	53,9	0,0			1,67	0,000			4,510	4,510
2	0,362	45,6	6,3			1,85	0,160			4,365	4,631
3	0,313	39,1	14,8	∅	1,67	1,96	0,345	∅	∅	4,250	4,680
4	0,257	31,9	22,0			2,40	0,545			4,090	4,728
5	0,207	25,6	28,3			2,17	0,708			3,950	4,755
1	0,423	53,9	0,0			1,67	0,000			4,510	4,510
2	0,362	45,6	6,3			1,85	0,160			4,365	4,631
3	0,313	39,1	14,8	∅	1,67	1,96	0,345	∅	∅	4,250	4,680
4	0,257	31,9	22,0			2,40	0,545			4,090	4,728
5	0,207	25,6	28,3			2,17	0,708			3,950	4,755
1	0,423	53,9	0,0			1,67	0,000			4,510	4,510
2	0,362	45,6	6,3			1,85	0,160			4,365	4,631
3	0,313	39,1	14,8	∅	1,67	1,96	0,345	∅	∅	4,250	4,680
4	0,257	31,9	22,0			2,40	0,545			4,090	4,728
5	0,207	25,6	28,3			2,17	0,708			3,950	4,755



9. Schéma stanovenia súradníc X_T , Y_T u stroja SSV-4 — A diagram of the determination of coordinates X_T , Y_T in the SSV-4 machine

a 100 %) a stanovenie súradnice ťažiska v osi x, y — The values measured in the of the coordinates of gravity centre in axes x, y

R_1 (N)	R_2 (N)	R_3 (N)	R_4 (N)	G (N)	m (kg)	x_T (m)	y_T (m)	Poznámka
20 159	18 148	18 148	18 540	75 948	7660	0,808	2,207	0 %
20 404	17 952	17 952	18 639	75 148	7660	0,882	2,197	
20 699	17 559	18 148	18 639	75 146	7660	0,950	2,190	
20 933	17 167	18 639	18 639	75 146	7660	1,100	2,168	
21 189	16 873	18 246	18 737	75 146	7660	1,079	1,147	
20 993	18 933	18 639	19 423	77 989	7950	0,804	2,198	25 %
21 533	18 344	18 688	19 374	77 989	7950	0,889	2,197	
21 680	18 050	18 737	19 374	77 989	7950	0,944	2,187	
22 121	17 658	18 835	19 325	77 989	7950	1,093	2,160	
22 563	17 167	18 835	19 374	77 989	7950	1,068	2,136	
22 170	20 159	19 227	19 914	81 472	8305	0,807	2,166	50 %
22 857	19 571	19 325	19 620	81 373	8295	0,879	2,153	
23 544	18 688	19 374	19 718	81 324	8290	0,934	2,147	
24 181	18 050	19 620	19 718	81 570	8315	1,078	2,126	
24 328	17 952	19 914	19 914	81 472	8305	1,054	2,096	
23 642	22 072	19 227	19 816	84 758	8640	0,813	2,077	75 %
24 476	21 336	19 325	19 620	84 758	8640	0,879	2,067	
25 211	20 601	19 522	19 620	84 954	8660	0,935	2,057	
25 604	20 012	19 522	19 718	84 954	8660	1,071	2,037	
25 996	19 816	19 129	20 012	84 954	8660	1,044	2,009	
25 898	23 445	19 080	19 374	87 799	8950	0,808	1,975	100 %
26 143	23 249	18 590	19 816	87 799	8950	0,870	1,969	
27 075	22 317	19 031	19 276	87 701	8940	0,925	1,950	
27 860	21 631	19 276	19 129	87 898	8960	1,055	1,925	
27 713	21 778	18 737	19 620	87 848	8955	1,034	1,904	

mu sme vypracovali aj výpočtové schémy uvedené na obr. 9—11. Parametre zadnej časti sme určili iba na základe skutočných projektovaných parametrov. Zisťovali sme parametre:

- samotného stroja s nadstavbou,
- samotného stroja s nadstavbou a s postupným plnením,
- zadnej časti podvozku s nadstavbou.

Jednotlivé hmotnosti pri postupnom plnení stroja sme volili na základe predpokladu, že sa korba v priebehu zberu naplní. Určili sme jednotlivé stupne naplnenia, čím sme menili aj celkovú polohu ťažiska celého stroja. Výsledné vypočítané hodnoty sú uvedené v tab. IX.

VI. Hodnoty namerané u SSV-U s postupným plnením nadstavby 25, 50, 75 a 100 % a stanovenie súradníc ťažiska v osi z — The values measured in the SSV-U machine with stepwise loading (25, 50, 75, 100 %) and the determination of the coordinates of gravity centre in axis z

P. č.	R_1 (N)	R_2 (N)	R_3 (N)	R_4 (N)	h (m)	β (°)	m (kg)	d (m)	p (m)	z_T (m)	Po- známka
1	20 110	18 344	18 148	18 541	0	11,5	7660		0,373 ⁺	0,868 ⁺	0 %
2	20 797	19 031	17 461	17 854	0,66	19,0	7660		0,351	0,846	
3	20 797	19 227	17 265	17 854	1,08	22,9	7660	0,495	0,402	0,897	
4	21 042	19 276	17 216	17 608	1,29	26,9	7660		0,391	0,886	
5	20 990	19 423	17 069	17 658	1,50	35,4	7660		0,348	0,843	
1	20 993	19 031	18 639	19 325	0	11,5	7950		0,434 ⁺	0,929 ⁺	25 %
2	21 631	19 521	18 148	18 688	0,66	19,0	7950		0,456	0,951	
3	21 925	19 963	17 756	18 393	1,08	22,9	7950	0,495	0,438	0,933	
4	22 072	19 914	17 756	18 246	1,29	26,9	7950		0,415	0,910	
5	22 268	20 355	17 314	18 050	1,50	35,4	7950		0,430	0,925	
1	22 170	20 257	19 227	19 914	0	11,5	8305		0,514 ⁺	1,009 ⁺	50 %
2	23 053	20 601	18 786	19 031	0,66	19,0	8305		0,510	1,005	
3	23 347	21 238	18 148	18 737	1,08	22,9	8305	0,495	0,502	0,997	
4	23 642	21 532	17 854	18 442	1,29	26,9	8305		0,523	1,028	
5	23 838	21 827	17 559	18 246	1,50	35,4	8305		0,514	1,009	
1	23 642	22 072	19 227	19 816	0	11,5	8640		0,572 ⁺	1,067 ⁺	75 %
2	24 426	22 955	18 344	19 031	0,66	19,0	8640		0,583	1,078	
3	25 015	23 298	18 000	18 442	1,08	22,9	8640	0,495	0,553	1,048	
4	25 309	23 642	17 658	18 148	1,29	26,9	8640		0,575	1,070	
5	25 996	23 544	16 775	17 461	1,50	35,4	8640		0,578	1,073	
1	25 898	23 445	19 080	19 374	0	11,5	8950		0,632 ⁺	1,137 ⁺	100 %
2	26 683	24 525	18 000	18 589	0,66	19,0	8950		0,644	1,139	
3	27 566	24 770	17 510	17 952	1,08	22,9	8950	0,495	0,625	1,120	
4	27 762	25 260	17 020	17 756	1,29	26,9	8950		0,628	1,123	
5	28 154	25 506	16 775	17 363	1,50	35,4	8950		0,632	1,127	

+ — priemerná hodnota

VII. Namerané hodnoty u SSV-7 a stanovenie súradníc ťažiska prázdneho voza — The values measured in the SSV-7 machine and the determination of the coordinates of gravity centre in an empty wagon

P. č.	$R_1 + R_4$ (N)	$R_3 + R_4$ (N)	h (m)	m (kg)	x_T (m)	y_T (m)	z_T (m)
1	37 763	53 955	0,00	9400			
2	39 485	52 729	1,05	9400	1,0	2,54	0,85

VIII. Namerané a vypočítané hodnoty ťažiska SSV-7 pri experimentálnom zisťovaní hmotnosti — The values measured and calculated in the SSV-7 machine in the course of experimental weight determination

P. č.	Plnenie nadstavby (%)	m_N (kg)	m_c (kg)	Súradnice ťažiska			Súradnice ťažiska		
				x_T (m)	y_T (m)	z_T (m)	x_T (m)	y_T (m)	z_T (m)
1	0	0	9 400	0,0	0,0	0,0	1,0	2,540	0,850
2	25	700	10 100	1,0	4,5	2,6	1,0	2,675	0,971
3	50	1400	10 800	1,0	3,6	2,6	1,0	2,677	1,076
4	75	2100	11 500	1,0	2,7	2,6	1,0	2,569	1,169
5	100	2800	12 200	1,0	1,8	2,6	1,0	2,350	1,241

Hodnoty pre výpočet zadnej časti podvozku s nadstavbou sú uvedené v tab. X a odpočet sme vykonali podľa predloženej výkresovej dokumentácie. Pre celý stroj sme súradnicový systém vzťahovali k osi zadného ľavého kolesa (obr. 9).

Ďalej sme zistili ďalšie hodnoty, ktoré sú potrebné pre určenie ťažiska SSV-4, a to:

$$\begin{aligned}
 d &= 0,48 \text{ (m)} & y_3 &= 3,57 \text{ (m)} & z_4 &= 1,67 \text{ (m)} \\
 a_1 &= a_2 = 2,37 \text{ (m)} & y_4 &= 2,5 \text{ (m)} & z_5 &= 2,97 \text{ (m)} \\
 b &= 4,71 \text{ (m)} & x_1 &= 1,185 \text{ (m)} & & \\
 y_1 &= 3,6 \text{ (m)} & z_1 &= 1,002 \text{ (m)} & & \\
 y_2 &= 4,05 \text{ (m)} & z_3 &= 1,1 \text{ (m)} & &
 \end{aligned}$$

Z hodnôt uvedených v tab. XI vyplýva, že výška ťažiska SSV-4 od zeme je $z = 0,962$ m. Postupným naplnením nadstavby, ktorej objem je 30 m^3 , sme zistili hodnotu hmotnosti v nadstavbe 1600 kg. Pri tejto hmotnosti dochádza k prírastku hodnoty súradnice z o $0,214$ m, čo predstavuje $20,5 \%$ oproti hodnote prázdneho voza (obr. 10, 11).

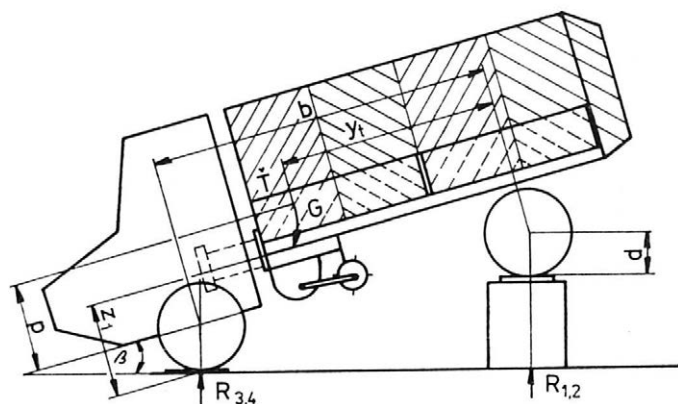
IX. Hodnoty namerané u SSV-4 a stanovenie súradnice ťažiska prázdneho voza — The values measured in the SSV-4 machine and the determination of gravity centre coordinates in an empty wagon

P. č.	R_1 (N)	R_2 (N)	R_3 (N)	R_4 (N)	h (m)	β (°)	m (kg)	d (m)	p (m)	z_T (m)	x_T (m)	y_T (m)
1	12 998	13 439	27 271	24 623	0,00	0,0	8020	0,48	0,482 ⁺	0,962 ⁺		
2	13 096	13 341	27 468	24 770	0,265	3,2	8020	0,48	0,378	0,858		
3	12 753	12 492	27 860	25 113	0,66	7,9	8020	0,48	0,475	0,955	1,229	3,106
4	12 360	12 556	28 252	25 506	1,08	12,9	8020	0,48	0,490	0,970		
5	12 213	12 360	28 449	25 653	1,29	15,3	8020	0,48	0,482	0,962		

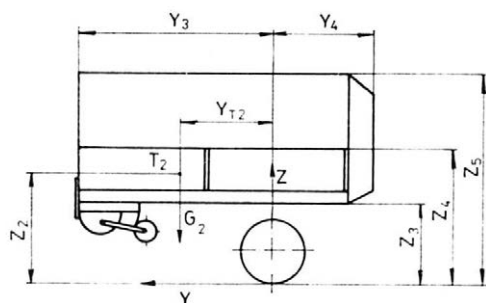
⁺ Priemerná hodnota informačná

X. Teoretické hodnoty hmotnosti a súradnice ťažiska jednotlivých agregátov zadnej časti SSV-4 — The theoretical values of weight and coordinates of gravity centre and different aggregates of the rear part of the SSV-4 machine

Názov skupiny	Hmotnosť kg	Súradnice		
		x_T (m)	y_T (m)	z_T (m)
Zadný rám	720	1,165	0,63	1,10
Náprava a kolesá	580	1,145	0,00	0,48
Perovanie	200	1,165	0,00	0,72
Rozvodovka technológií	130	1,165	1,91	0,76
Rám zberacieho a lisovacieho zariadenia	60	1,165	3,07	0,61
Lisovacie zariadenie	240	1,165	3,07	0,56
Zberacie zariadenie	100	1,165	2,47	0,46
Dopravník dna	350	1,165	0,85	1,02
Nadstavba	300	1,165	0,75	2,22
Vráta	60	1,165	-2,62	2,22
Prevodovka dna	75	1,165	-2,45	1,02
Hydraulický systém	120	1,165	1,35	0,92
Vzduchový systém	80	0,450	1,95	0,73
	3015	1,150	0,90	0,972



10. Schéma stanovenia súradnice Z_T u stroja SSV-4 — A diagram of the determination of coordinate Z_T in the SSV-4 machine



11. Schéma stanovenia súradníc Y_T , Z_T u zadnej časti rámu stroja SSV-4 — A diagram of the determination of coordinates Y_T , Z_T in the rear part of the frame of the SSV-4 machine

XI. Namerané a vypočítané hodnoty u SSV-4 pri experimentálnom zisťovaní hmotnosti — The values measured and calculated in the SSV-4 machine in the course of the experimental determination of weight

P. č.	Plnenie nadstavby %	m_N (kg)	m_c (kg)	Súradnice ťažiska m_N			Súradnice ťažiska m_c		
				x_T (m)	y_T (m)	z_T (m)	x_T (m)	y_T (m)	z_T (m)
1	0	0	8020	—	—	—	1,229	3,106	0,962
2	25	400	8420	1,185	-1,25	2,25	1,227	2,899	1,023
3	50	800	8820	1,185	-0,95	2,25	1,225	2,738	1,078
4	75	1200	9220	1,185	-0,22	2,25	1,223	2,673	1,124
5	100	1600	9620	1,185	-0,45	2,25	1,221	2,664	1,176

XII. Výsledné hodnoty ťažísk jednotlivých typov vozov pri 0, 25, 50, 75 a 100% naplnení nadstavby — The resultant values of the gravity centres of different types of wagons at 0, 25, 50, 75 and 100% loading of the body

Typ	P. č.	Súradnice ťažiska			Celková hmotnosť m_c (kg)	Hmotnosť na kolesá prednej nápravy G_{op} (kg)	Hmotnosť náplne m_N (kg)	k
		x (m)	y (m)	z (m)				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
SSV- UNIHOT	1	0,808	2,207	0,868	7 660	3740	0	0,48
	2	0,804	2,198	0,929	7 950	3890	290	0,48
	3	0,807	2,166	1,009	8 305	3990	645	0,48
	4	0,813	2,077	1,067	8 640	3990	980	0,46
	5	0,808	1,975	1,137	8 950	3920	1290	0,43
SSV-7	6	0	2,540	0,850	9 400	5550	0	0,59
	7	0	2,675	0,971	10 100	6280	700	0,62
	8	0	2,677	1,076	10 800	6670	1400	0,61
	9	0	2,569	1,169	11 500	6870	2100	0,59
	10	0	2,350	1,241	12 200	6670	2800	0,54
SSV-4	11	1,229	3,106	0,962	8 020	5280	0	0,65
	12	1,227	2,899	1,023	8 420	5180	400	0,61
	13	1,225	2,738	1,078	8 820	5130	800	0,58
	14	1,223	2,673	1,124	9 220	5 230	1200	0,56
	15	1,221	2,664	1,176	9 620	5440	1600	0,56
SSV-4Š	16	0	2,941	0,988	4 380	3240	0	0,74
	17	0	2,618	1,198	5 180	3410	800	0,65
	18	0	2,876	1,352	5 980	4330	1600	0,72

Po zavedení hodnoty k , ktorá vyjadruje pomer hmotnosti pripadajúcej na prednú (zadnú) nápravu k celkovej hmotnosti stroja

$$k = \frac{G_v}{G} \quad (2)$$

môžeme hodnotiť zberacie vozy z pohľadu optimálneho využitia ťahových síl a rovnomernosti rozloženia nápravových tlakov.

Z tab. XII vyplýva, že zo sledovaných typov má najpriateľnejšie parametre SSV-7, u ktorého pri prázdnom voze je $k = 0,59$, pri úplnom naplnení nadstavby je $k = 0,54$. Najnepriaznivejšia hodnota k je u SSV-U, u ktorého vplyvom naplnenia nadstavby klesá, čím dochádza k nerovnomernému rozloženiu ťahových síl.

Najnižšie položené ťažisko prázdneho stroja má SSV-U ($z = 0,868$ m) a najvyššie SSV-4 ($z = 0,962$ m).

ZÁVER

V práci sú uvedené experimentmi overené postupy zisťovania súradníc ťažiska pre tri funkčné vzorky samojazdných zberacích vozov. Rozdiely, ktoré vznikli pri praktickom určovaní súradníc ťažiska oproti teoretickým predpokladom, ukazujú, že tieto chyby sú spôsobené pružnosťou sústavy a pneumatík vo všetkých reálnych smeroch súradníc.

Na základe poznatkov práce môžeme zovšeobecniť tieto závery:

— Pri zisťovaní súradnice z bolo stanovené, že hodnoty tiaže zaznamenávané prístrojom sú preukázateľné a reálne len pri zdvihnutí nápravy do takej výšky, aby sa jej hodnota rovnala minimálne jednej štvrtine rázvoru stroja.

— Boli stanovené hodnoty ťažiska jednotlivých typov samojazdných zberacích vozov použiteľné pre posúdenie ich svalovej dostupnosti a stability.

Použité označenie

α	smerový uhol ($^\circ$)
β	uhol natočenia ($^\circ$)
a	rozchod (m)
b	rázvor (m)
d	statický polomer kolesa (m)
G	tiaž (N)
h	výška kolesa od zeme (m)
m, m_c	celková hmotnosť (kg)
p	vzdialenosť ťažiska od osi kolesa (m)
R_i	tiaž (N)
x, y, z	súradnice ťažiska (m)

Literatúra

- GREČENKO, A.: Řiditelnost a stabilita kolových traktorů. Zeměd. Techn., 6, 1961, s. 415-436.
- GREČENKO, A.: Funkční vlastnosti traktorů. Praha, Státní pedagogické nakladatelství 1970.
- KURÁŇ, J.: K niektorým otázkam svahovej dostupnosti a stability samohybných samozberacích vozov. [Kandidátska dizertačná práca.] Rovinka, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky 1981.
- RAMACSAI, L.: Technicko-kinematické podmienky samohybného zberacieho voza. [Čiastková správa.] Rovinka, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky 1980.
- ŠESTÁK, J. a kol.: Hmotnostné charakteristiky samohybných zberacích vozov. Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra 1981.

Došlo dňa 3. 10. 1983

КУРАНЬ, Й. — ШЕСТАК, Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Ровинка; Сельскохозяйственный институт, Нитра): Экспериментальное определение положения центра тяжести у некоторых типов самоходных подборщиков. Земед. Techn., 30, 1984 (3) : 161-175.

Определение положения центра тяжести у опытных образцов вновь разрабатываемых самоходных подборщиков представляет собой важную задачу при оценке доступности и стабильности их работы на откосах. При практическом определении координат центра тяжести — по сравнению с теоретическими предположениями — оказываются решающими действия упругости системы и шин во всех реальных направлениях координат. Эти дополнительные действия независимо вызывают ошибку, наоборот, в теоретическом отношении. В данной статье приводятся экспериментальные методы определения координат центра тяжести для опытных образцов самоходных подборщиков, разработанные в НИИСХТ Ровинка. Было установлено, что самым большим является функциональное действие при измерении вертикальной координаты центра тяжести.

доступность на откосах; стабильность

KURÁŇ, J. — ŠESTÁK, J. (Research Institute of Agricultural Engineering, Rovinka; University of Agriculture, Nitra): *Experimental Location of the Gravity Centre of some Types of Loading Wagons*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (3) : 161-175.

The determination of the position of gravity centre in functional models of newly developed self-propelled loading wagons is an important task serving for the evaluation of their gradeability and stability. As distinct from the theoretical assumptions, it is the effects of the elasticity of the system and tyres in all the real directions of coordinates that are of decisive importance in the practical determination of the coordinates of the gravity centre. These additional effects a priori cause errors in comparison with theoretical relations. In the given study the experimental procedures of the determination of the coordinates of gravity centre are explained for the functional models of self-propelled pickup wagons developed in the Research Institute of Agricultural Engineering at Rovinka. As determined, the functional effect is at its maximum when the vertical coordinate of the centre of gravity is measured.

gradeability; stability

Adresa autora:

Ing. Jozef Kuráň, CSc., doc. ing. Jozef Šesták, CSc., Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, 900 42 Rovinka

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

D 67.902/901

Merkenonderzoek Poiesz krachtvoerdoseerinstallatie type „Exakt“. Verkoop: Poiesz B. V. Agrarische Mechanisatie Pollaan 50, Zutphen. Wageningen, IMAG 1981, 5 s., 1 obr., 2 tab. Bulletin 901. (Dávkovače krmiv — šnekové — POIESZ „EXAKT“ — krmiva jadrná — zkoušení — Holandsko — zprávy)

C 15.353/1982/14

Silageverteiler „epple Diskus M.“ Hersteller: Fa Fuchs-Eberl, A-8954 St. Martin Grimming.

Wieselburg a. d. E., Bundesversuchsanstalt f. landw. Maschinen 1982. 4 s. Prüfbericht 1982/14. (Rozdělovače siláže — epple DISCUS M — zkoušení — Rakousko — zprávy)

C 15.353/1982/15

Silageverteiler „epple Diskus L.“ Hersteller: Fa Fuchs-Eberl, A-8954 St. Martin Grimming.

Wieselburg a. d. E., Bundesversuchsanstalt f. landw. Maschinen 1982. 5 s., 1 obr. Prüfbericht 1982/15. (Rozdělovače siláže — epple DISCUS L — zkoušení — Rakousko — zprávy)

D 50.847/2709

Vattenkopp Jalmarsson. Anmälare och tillverkare: R. Hjalmarsson & Söner AB, Box 136, 751 04 Uppsala.

Uppsala, Statens maskinprovningar 1982. 5 s., 2 obr., 2 tab. Meddelande 2709. (Napáječky automatické — Jalmarsson — zkoušení — Švédsko — zprávy)

GARZ, W.

E 27.603/705

Warmwasser-Druckreinigungsgerät M 805 A.

Potsdam-Bornim, Zentrale Prüfstelle für Landtechnik 1979. 8 s., obr., tab. Nachtrag zum Prüfbericht Nr 705. (Stáje — čištění — vodní zařízení vysokotlaké — M 805 A — zkoušení — NDR — zprávy)

J. Klíma

KLÍMA, J. (Vysoká škola zemědělská, Praha): *Asynchronní generátory pro malé vodní elektrárny v podmínkách zemědělských provozů*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (3): 177–184.

Článek je zaměřen na možnosti použití asynchronních generátorů poháněných vodní turbínou v zemědělském provozu. Asynchronní generátor má mnoho výhod: jednoduchost, nízkou cenu, spolehlivost, dobrou účinnost. Při provozu má však zároveň některé nevýhody. K základním nevýhodám patří nutnost dodávky magnetizačního proudu jak při provozu na tvrdé síti, tak při samostatném chodu. Při samostatném chodu asynchronního generátoru se při připojení zátěže mění napětí a kmitočet. V některých aplikacích stačí stabilizovat změnu napětí. Pro vytvoření třífázového zdroje konstantního napětí a kmitočtu je nutné použít polovodičových měničů. Při použití zpětné vazby může asynchronní generátor pracovat ve třech základních režimech, a to v režimu konstantního napětí, konstantního magnetického toku a konstantního výkonu. Uvedené režimy je možné nastavit převodníkem napětí – kmitočet $U = g(f_1)$.

zdroj napětí; vodní turbína; stabilizace napětí; samobuzení asynchronního generátoru

V ekonomickém rozvoji národního hospodářství hraje elektrická energie stále významnější úlohu, takže se stala jedním z rozhodujících ukazatelů hospodářské vyspělosti státu. Československá socialistická republika jako průmyslově vyspělý stát se řadí ve spotřebě elektrické energie na jedno z předních míst v Evropě. V posledních letech výrazněji stoupá spotřeba elektrické energie také v zemědělství. Moderní zemědělská velkovýroba nabývá při používání komplexní mechanizace a v některých případech i automatizace stále více charakteru průmyslové výroby, a klade tak stále vyšší nároky na spotřebu elektrické energie. Proto jsou v současné době hledány formy, jak co nejehospodárněji využívat elektrickou energii. Zároveň s tím jsou hledány možnosti využívání některých netradičních forem energie.

Jednou z možností využití netradiční formy energie je využití energie vodních toků v malých vodních elektrárnách. V současné době je u nás v malých vodních elektrárnách (výkon do 10 MW) možné získat asi 830 MW instalovaného výkonu (Pažout, 1982).

Stavební náklady na malé vodní elektrárny jsou poměrně vysoké. Aby tedy byla zaručena hospodárnost, je snaha zjednodušit elektrotechnická strojní zařízení a jejich obsluhu a zajistit spolehlivost chodu při dodržení technických parametrů vyráběné elektrické energie.

Ekonomická efektivnost spolu s jednoduchou technologií, bezobslužností a automatickou regulací s minimálními náklady na provoz jsou rozhodujícími faktory pro volbu použitého zařízení.

Pro energii vodního toku, který se v průběhu roku vyznačuje kolísáním spádu a průtoku, jsou použitelné známé typy turbín, jako je např. Kaplanova, Francisova, Peltonova. Zároveň jsou pro tyto podmínky vyvíjeny speciálně upravené turbíny, jako je vrtulová a Bánkiho turbína. Hlavním znakem této turbíny je to, že hnací voda do ní vstupuje jako široký proud obdélníkového průřezu a dvakrát probíhá válcovým oběžným kolem.

Kromě vhodného typu turbíny je pro zajištění efektivnosti provozu nutné použít vhodný elektrický generátor, který spolu s elektrickou výzbrojí zajistí dodržení technických parametrů vyráběné elektrické energie při dodržení hospodárnosti provozu.

Základní požadavky na vyráběnou energii pro podmínky zemědělských provozů jsou dány jednak tím, zda vyráběná energie bude použita pro napájení tvrdé distribuční sítě, do níž dodávají energii synchronní generátory, či zda bude energie použita pro napájení vlastní sítě, na niž jsou připojeny jednotlivé spotřebiče. V případě napájení vlastní sítě je důležitý druh zátěže připojený k síti (tepelné spotřebiče, světlo, sváření, asynchronní motory atd.).

Jak již bylo uvedeno, pro zajištění hospodárnosti provozu malé vodní elektrárny je snaha zjednodušit elektrickou výzbroj a strojní zařízení. Pro tyto podmínky může být asynchronní generátor výhodnější než generátor synchronní.

Asynchronní generátor, jehož rotor je proveden ve formě klece, je nejjednodušším elektrickým točivým strojem. Má nízkou pořizovací cenu a příznivou účinnost. Klecový rotor nepodléhá opotřebení, nevyžaduje ve srovnání se synchronním generátorem téměř žádnou údržbu.

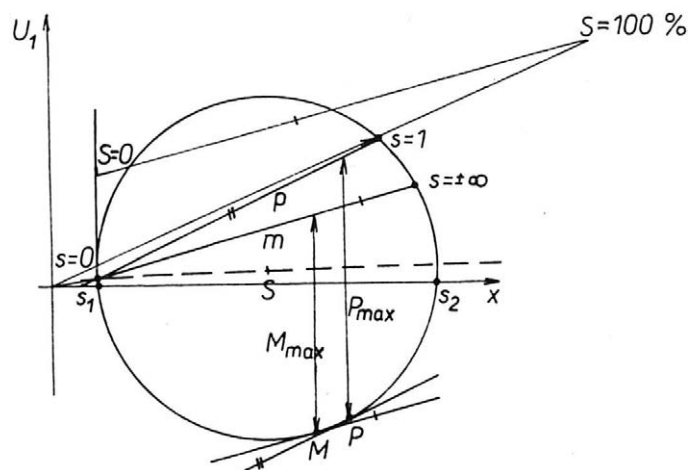
Hlavní rozsah použití asynchronních generátorů leží v rozmezí výkonů 20 až 200 kW. Při provozu asynchronních generátorů však dochází i k některým problémům, a proto musí být otázka spolupráce asynchronního generátoru s vodní turbínou řešena i v souvislosti s požadavky na vyráběnou energii a s možnostmi jejího využití. Obecně je možné říci, že použití asynchronních generátorů pro výrobu střídavé elektrické energie přináší v podmínkách zemědělských provozů možnosti hospodárného využití hydroenergetického potenciálu.

ASYNCHRONNÍ GENERÁTOR NA TVRDÉ SÍTI

Tvrdá síť, do níž paralelně pracují synchronní generátory značných výkonů, je charakterizována konstantním napětím U_1 a kmitočtem f_1 . Chování asynchronního generátoru na takovéto síti je možné sledovat na kruhovém diagramu asynchronního stroje (obr. 1).

Asynchronní generátor je charakterizován otáčkami rotoru n většími, než jsou otáčky synchronní n_s , $n > n_s$, tedy oblastí záporného skluzu $s = \frac{n_s - n}{n_s} < 0$.

V kruhovém diagramu odpovídá generátorovému chodu oblast skluzů $-\infty < s < 0$.



1. Kruhový diagram asynchronního generátoru při práci na tvrdé síti — Circle diagram of an asynchronous generator connected to the mains

Průmětem jednotlivých bodů z této oblasti na přímku výkonu p je zřejmé, že dodávka činného výkonu do sítě je možná pouze v oblasti skluzů $s_1 \geq s \geq s_2$, tj. v části kružnice pod osou x .

Pro oblast skluzů $0 \geq s \geq s_1$ a $-\infty < s \leq s_2$ nestačí vyráběný činný výkon pokrýt ztráty a nedostávající se výkon musí být dodán ze sítě. Z kruhového diagramu je rovněž zřejmé, že asynchronní stroj odebírá magnetizační proud ze sítě jak při motorickém, tak při generátorickém chodu. (Magnetizační proud při zanedbání ztrát odpovídá v kruhovém diagramu proudu naprázdno I_o .)

Okolnost, že asynchronní generátor odebírá magnetizační proud při generátorickém chodu ze sítě, má ve srovnání se synchronním generátorem dva důležité důsledky:

a) odběr magnetizačního proudu je nutné často kompenzovat, podobně jako při motorickém chodu (nejčastěji statickými kondenzátory);

b) při připojování asynchronního generátoru ke tvrdé síti není nutné splnit podmínky fázování jako při připojování synchronního generátoru, čímž se značně zjednoduší elektrická výzbroj.

Při připojení roztočeného asynchronního stroje k síti však vzniká přechodný jev, jehož důsledkem je proudový a momentový ráz (Bendl a Schreier, 1982; Klíma, 1983).

Jak bylo uvedeno, je dodávka činného výkonu do sítě možná v oblasti skluzů $s_1 \geq s \geq s_2$. Asynchronní generátor je navržen pro práci v jmenovitém bodě charakterizovaném jmenovitým skluzem, který bývá podle velikosti stroje v rozmezí několika procent. Protože při poklesu otáček turbíny by asynchronní generátor mohl přejít do motorického chodu, je nutné vybavit generátor zpětným jištěním, které při vzniku zpětného výkonu vypne stroj od sítě.

Maximální moment $M_{\max}$ a maximální výkon $P_{\max}$ nastávají v bodech M a P kruhového diagramu, kde přímkou momentu m , resp. přímkou výkonu p , se stávají tečnami kruhového diagramu. Z polohy přímek momentu a výkonu je zřejmé, že pro skluzy v bodem M a P platí $|s_P| > |s_M|$.

Turbínu synchronního generátoru je také nutné vybavit bezpečnostním roztěžníkem ovládajícím rychlouzavěr vody. Tímto rychlouzavěrem je voda uzavřena při náhlém odlehčení generátoru, např. při náhlém odepnutí zátěže, nebo při zkratu na asynchronním generátoru.

ASYNCHRONNÍ GENERÁTOR PRACUJÍCÍ DO VLASTNÍ SÍTĚ

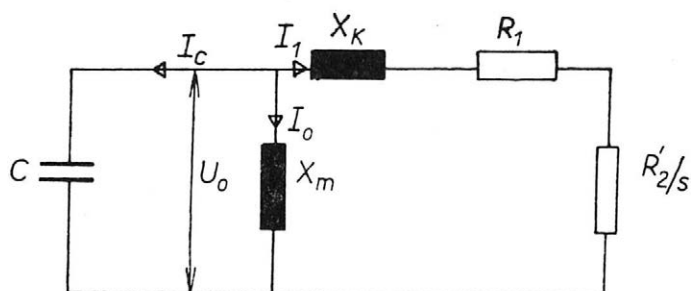
Při paralelním chodu asynchronního generátoru s tvrdou sítí odebíral asynchronní generátor magnetizační proud ze sítě. Při samostatném chodu generátoru je nutné připojit na jeho svorky zdroj jalového kapacitního výkonu — kondenzátory.

Magnetický tok ve stroji pak vzniká následkem samobuzení, podobně jako např. samobuzení derivačního dynama. Vznik samobuzení můžeme sledovat na zjednodušeném náhradním schématu asynchronního stroje (obr. 2).

C kapacita budících kondenzátorů [F]	R_1 odpor statorového vinutí [Ω]
X_m magnetizační reaktance [Ω]	R'_2 přepočítaný odpor rotorového vinutí [Ω]
X_k reaktance nakrátko [Ω]	s skluz [—]

Předpokládáme-li generátor naprázdno, tj. generátor, na jehož statorové svorky je připojen pouze kondenzátor o kapacitě C , platí podle obr. 2

$$\vec{I}_o + \vec{I}_c + \vec{I}_1 = 0 \quad (1a)$$



2. Zjednodušené náhradní schéma asynchronního generátoru (C — budící kapacita pro vznik samobuzení) — A simplified substitute diagram of an asynchronous generator (C — excitation capacity for self-excitation)

$$\frac{\vec{U}_o}{\vec{X}_c} + \frac{\vec{U}_o}{\vec{X}_m} + \frac{\vec{U}_o}{\vec{Z}} = 0 \quad (1b)$$

kde: x_c — kapacitní reaktance [Ω]

$$\vec{Z} = R_1 + \frac{R'_2}{s} + j w_1 L_k$$

$$w_1 = 2\pi f_1$$

f_1 — kmitočet vybuzeného napětí

Dosazením do rovnice (1b) dostaneme rovnici určující podmínky vzniku samobuzení

$$j w_1 C - \frac{j w_1 L_k + R_1 + \frac{R'_2}{s}}{\left(R_1 + \frac{R'_2}{s}\right)^2 + (w_1 L_k)^2} - \frac{j'}{w_1 L_m} = 0 \quad (2)$$

Rovnici (2) je možné rozložit na reálnou a imaginární část, čímž dostaneme dvě rovnice

$$w_1 C - \frac{w_1 L_k}{\left(R_1 + \frac{R'_2}{s}\right)^2 + (w_1 L_k)^2} - \frac{1}{w_1 L_m} = 0 \quad (3a)$$

$$\frac{R_1 + \frac{R'_2}{s}}{\left(R_1 + \frac{R'_2}{s}\right)^2 + (w_1 L_k)^2} = 0 \quad (3b)$$

a pro skluz platí vztah

$$s = \frac{w_1 - w}{w_1} \quad (3c)$$

Pro dané parametry asynchronního generátoru L_k , R_1 , R_2 , otáčky rotoru n a budící kapacitu C můžeme nejdříve z rovnic (3b) a (3c) určit úhlovou frekvenci vzniklého napětí a po jejím dosazení do rovnice (3a) pak velikost magnetizační indukčnosti L_m . Velikost vybuzeného napětí U_o potom určíme z nelineární závislosti $L_m = f(U_o)$, která musí být pro konkrétní stroj změřena.

VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Pro ověření procesu samobuzení byl měřen asynchronní stroj výrobce MEZ Mohelnice, typ OR 17, o výkonu $P = 0,27$ kW v zapojení do hvězdy.

Pomocí měření naprázdno a nakrátko byly vypočítány tyto parametry (měřeno při kmitočtu 50 Hz): $X_k = 33,16 \Omega$, $R_1 = 0,07 \Omega$, $R'_2 = 55,74 \Omega$. Dále byla změřena nelineární závislost $L_m = f(U_o)$.

Na obr. 3 je vynesena závislost počátečních hodnot U_o a f_1 po vzniku samobuzení při konstantní budící kapacitě na otáčkách rotoru. Pokud dojde k nabuzení, pak roste generovaný kmitočet při zvyšování otáček rotoru téměř lineárně, a tedy skluz zůstává konstantní a pohybuje se v rozmezí $-1,0 \%$ až $-3,0 \%$.

Zatížení asynchronního generátoru: na obr. 4 je znázorněna zatěžovací charakteristika $U = f(I)$ při zatížení do odporové zátěže. Zatěžovací charakteristika má strmý sklon a při dosažení maximální hodnoty proudu $I_{\max}$ dojde ke ztrátě napětí a k odbuzení.

Na obr. 5 je zakreslena závislost změny kmitočtu zatíženého asynchronního generátoru na změně zátěže. Vyřazováním zatěžovacího odporu klesá kmitočet generovaného napětí v rozmezí 1 až 5 Hz při změně statorového proudu 0 až 0,5 A.

Rozborem rovnic (3a) a (3b), zapsaných pro odporově-induktivní zátěž $Z_N = R + j\omega L$, plyne, že pokles svorkového napětí při uvedené zátěži je ještě výraznější.

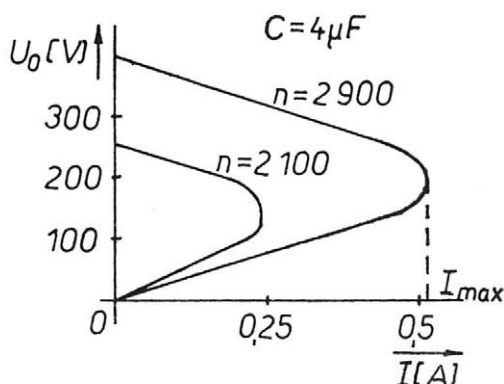
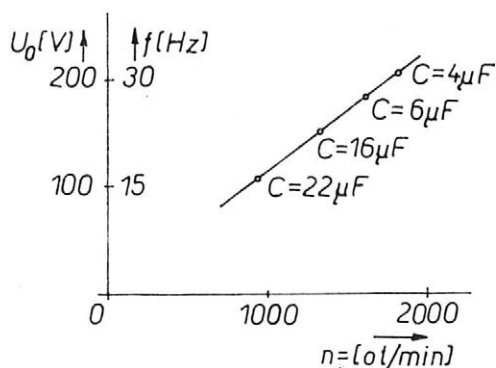
Z uvedených závislostí plynou tyto závěry:

a) Připojením zátěže na svorky nabuzeného asynchronního generátoru dochází k poměrně velkému poklesu svorkového napětí. Při určité velikosti zatížení dochází ke ztrátě napětí a k odbuzení.

b) Připojením zátěže se mění kmitočet svorkového napětí v rozsahu, který je nepřijatelný např. pro napájení elektromotorů.

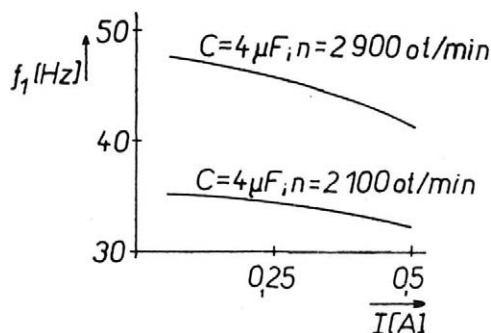
Pro praktické použití asynchronního generátoru je nutné stabilizovat napětí. Stabilizace je možná zapojením indukčností s pravoúhlou charakteristikou do statorového obvodu (Ledr, 1982) nebo použitím transformátorové vazby ve statoru (Osadčij a Kaplenko, 1979), popřípadě použitím speciálního generátoru se dvěma vinutími na statoru (Frišman a Prochorovová, 1979).

Při posuzování významu změny kmitočtu se změnou zátěže (předpokládáme-li konstantní otáčky rotoru) je nutné brát v úvahu druh připojené zátěže. V některých aplikacích (ohřev, světlo) není nutné udržovat kmitočet na konstantní hodnotě. Při na-



3. Závislost počátečních hodnot napětí naprázdno U_o a kmitočtu f_1 po vzniku samobuzení na otáčkách rotoru pro různé hodnoty budící kapacity — The dependence of the initial values of no-load voltage U_o and frequency f_1 after the rise of self-excitation upon the speed of rotor for different values of excitation capacity

4. Zatěžovací charakteristika asynchronního generátoru při zatížení do odporové zátěže (měřeno pro dvě hodnoty otáček rotoru) — Load characteristics of the asynchronous generator exposed to resistor load (measured for two values of rotor speed)



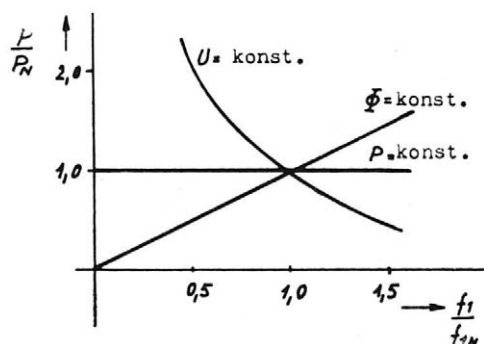
5. Závislost změny kmitočtu zatíženého asynchronního generátoru do odporové zátěže na odebraném proudu statoru (měřeno pro dvě hodnoty otáček rotoru) — The dependence of the change in the frequency of an asynchronous generator exposed to resistor load upon stator current consumption (measured for two values of rotor speed)

pájení motorických spotřebičů, u nichž jsou otáčky rotoru závislé na kmitočtu napájecího napětí, je nutné mít k dispozici zdroj o konstantním kmitočtu. Zdroj konstantního kmitočtu je možné vytvořit pomocí polovodičových měničů.

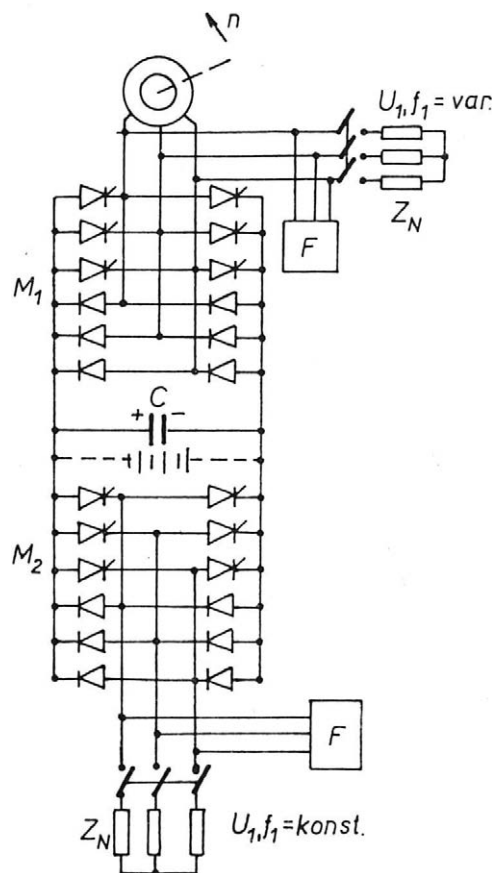
POLOVODIČOVÉ ŘÍZENÍ KMITOČTU A NAPĚTÍ ASYNCHRONNÍHO GENERÁTORU

Na obr. 6 je uvedeno schéma zapojení asynchronního generátoru, umožňujícího polovodičové řízení jalového výkonu. Jalový výkon budícího kondenzátoru je regulován

6. Polovodičové řízení jalového výkonu pro buzení asynchronního generátoru. Vytvoření třífázového zdroje konstantního napětí a kmitočtu $U_1, f_1 = \text{konst}$ — The semiconductor control of the reactive power for the excitation of an asynchronous generator. The formation of a three-phase source of constant voltage and frequency $U_1, f_1 = \text{konst}$



7. Závislost výkonu asynchronního generátoru na řízeném kmitočtu pro tři způsoby regulace kmitočtu ($U = \text{konst}$, $\Phi = \text{konst}$, $P = \text{konst}$) — The dependence of the performance of an asynchronous generator on controlled frequency for three ways of frequency control ($U = \text{konst}$, $\Phi = \text{konst}$, $P = \text{konst}$)



polovodičovým měničem M_1 . Zátěž Z_N může být připojena na střídavé svorky asynchronního generátoru s proměnným napětím a kmitočtem $U_1, f_1 = \text{var.}$ Stupňovitý průběh střídavého napětí je filtrován filtrem F . Přeměnou výstupního stejnosměrného napětí měniče M_1 měničem M_2 můžeme získat konstantní střídavé napětí konstantního kmitočtu $U_1, f_1 = \text{konst.}$ Zátěž je opět připojena přes vyhlazovací filtr F . Buzení asynchronního generátoru může nastat i při paralelní spolupráci a akumulátorovou baterií (na obr. 6 vyznačena čárkovane).

Pokud není pro vznik samobuzení k dispozici baterie, je nutné připojit na střídavé svorky asynchronního generátoru budící kondenzátory, které se po nabuzení odpojí.

Při buzení od akumulátorové baterie se nejdříve nastaví zvýšený kmitočet měniče M_1 . Postupným snižováním tohoto kmitočtu přejde asynchronní stroj do generátorského stavu a vybíjecí proud baterie se postupně změní na nabíjecí proud.

Při zavedení zpětné vazby napětí (např. stejnosměrného napětí budícího kondenzátoru) a při použití převodníku U/f_1 je možné řídit asynchronní generátor ve třech základních režimech:

- a) režim konstantního napětí $U = \text{konst.},$
- b) režim konstantního výkonu $P = \text{konst.}, \frac{U}{f_1} = \text{konst.},$
- c) režim konstantního magnetického toku $\Phi = \text{konst.}, \frac{U}{f_1} = \text{konst.}$

Na obr. 7 je vynesena závislost výkonu asynchronního generátoru na regulovaném kmitočtu pro uvedené způsoby regulace. Výhodný způsob kmitočtové regulace je při konstantním výkonu $P = \text{konst.}$

Měnič M_2 pracuje jako střídač s konstantním kmitočtem daným požadovaným výstupním kmitočtem nezávisle na parametrech zátěže. V případě, že konstantní výstupní napětí není udržováno kmitočtovou regulací, je možné provádět v měniči M_2 šířkově impulsní regulaci.

ZÁVĚR

Díky jednoduché konstrukci, vysoké spolehlivosti a nenáročné obsluze je asynchronní generátor poháněný vodní turbínou vhodným zdrojem střídavé elektrické energie. Při provozu na tvrdé síti se ve srovnání s často používaným synchronním generátorem značně zjednoduší elektrická výzbroj. Při provozu samostatně pracujícího asynchronního generátoru dochází i při zajištění konstantních otáček turbíny k velké změně vyráběného napětí a kmitočtu. V zemědělských provozech, kde vyráběná energie slouží k napájení stacionárních zařízení odporového charakteru, je nutné napětí pouze stabilizovat. Při napájení proměnlivé induktivní zátěže, jakou jsou např. elektromotory, je nutné zajistit i konstantní kmitočet generovaného napětí.

Je možné použít synchronní generátor, jehož kmitočet je jednoznačně určen otáčkami rotoru, a není proto nutné u něho stabilizovat kmitočet v závislosti na změnách zátěže. U synchronního generátoru je třeba pouze zajistit konstantní otáčky turbíny pomocí mechanického regulátoru. U synchronního generátoru se může napětí stabilizovat poměrně jednoduše změnou buzení. Naproti tomu použití synchronních generátorů přináší některé nevýhody jako složitost, nutnost použití budiče, větší nároky na údržbu, větší poruchovost atd. Jiná možnost stabilizace napětí a kmitočtu je použití polovodičových měničů podle obr. 6. Polovodičovými měniči můžeme zajistit konstantní napětí i kmitočet v širokém rozsahu změn zátěže a otáček rotoru. Asynchronní generátor přitom může pracovat při použití zpětné napěťové vazby a převodníku napětí/kmitočet v režimu konstantního generovaného výkonu.

Širšímu použití polovodičových měničů však stále ještě brání poměrně vysoká cena a nedostatek výkonových polovodičů. S postupným rozšiřováním výroby výkonových polovodičů však budou tyto nevýhody odstraňovány a bude umožněno jejich uplatnění v daleko širším měřítku i pro uvedené aplikace.

Literatura

- BENDL, J. — SCHREIER, L.: Příspěvek k řešení vlivu počátečních podmínek na přepínací přechodný děj asynchronního motoru. *Elektrotechn. Obzor*, 1982, č. 7, s. 72-79.
- FRÍŠMAN, V. S. — PROCHOROVA, G. A.: O rasčete asynchronno generatora s dvumja statornymi obmotkami. *Električestvo*, 1979, č. 3, s. 60-62.
- KLÍMA, J.: Připínání asynchronního motoru ke střídači napětí při nenulových počátečních podmínkách. *Elektrotechn. Obzor*, 1983, č. 9.
- LEDER, Z.: Samostatný asynchronní generátor. *Energetika*, 1982, č. 9, s. 67-69.
- OSADČIJ, J. M. — KAPLENKO, V. K.: Samovozbuzdženiye asynchronno generatora so stabilizirujuščim ustrojstvom. *Električestvo*, 1979, č. 2, s. 45-48.
- PAŽOUT, F.: Malé vodní elektrárny a mikrozdroje. Příloha časopisu *Energetika*, 1982.

Došlo dne 11. 7. 1983

КЛИМА, Й. (Сельскохозяйственный институт, Прага): Асинхронные генераторы для малой гидроэлектростанции в условиях сельскохозяйственных производств. *Zeměd. Techn.*, 30, 1984 (3) : 177-184.

V статье описываются возможности применения асинхронных генераторов, приводимых в движение гидротурбиной в сельскохозяйственном производстве. Асинхронный генератор имеет несколько преимуществ, но и одновременно некоторые недостатки в производстве. К основным недостаткам относится необходимость подачи намагничивающего тока как при работе на «жесткой» сети, так и при самом режиме генератора. При одном режиме асинхронного генератора при подключении нагрузки меняется напряжение и частота. В некоторых применениях достаточно стабилизировать изменение напряжения. Для создания трехфазного источника постоянного напряжения и частоты необходимо применить полупроводниковые преобразователи. При применении обратной связи асинхронный генератор может работать в трех основных режимах, а именно в режиме постоянного напряжения, постоянного магнитного тока и постоянной мощности. Приведенные режимы можно отрегулировать преобразователем напряжения — частота $U = g(f)$.

источник напряжения; гидротурбина; стабилизация напряжения; самовозбуждение асинхронного генератора

KLÍMA, J. (University of Agriculture, Praha): *Asynchronous Generators for Small Hydroelectric Power Stations Built on Farms*. *Zeměd. Techn.*, 30, 1984 (3) : 177-184.

Attention is drawn to the possibilities of using asynchronous generators driven by a hydraulic turbine under farm conditions. An asynchronous generator has a number of advantages: simple design, low price, reliability, good efficiency. However, it also has some drawbacks in practical use. These include, in particular, the need of supplying magnetizing current, both in the case of connection with the mains and in use as a separate unit. When the asynchronous generator works as a separate unit, voltage and frequency change after the connection of a load. In some applications it is enough to stabilize the change in voltage. Semiconductor converters should be used to produce a three-phase source of constant voltage and frequency. When backfed is used, the asynchronous generator can work in three main regimes, including that of constant voltage, constant magnetic flux and constant performance. The mentioned regimes can be adjusted by means of the voltage — frequency converter $U = g(f)$.

voltage source; hydraulic turbine; voltage stabilization; self-excitation of asynchronous generator

Adresa autora:

Ing. Jiří Klíma, CSc., Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha 6 - Suchbát

ZASEDÁNÍ PRACOVNÍ SKUPINY PRO MECHANIZACI ZEMĚDĚLSTVÍ PŘI EVROPSKÉ HOSPODÁŘSKÉ KOMISI PRO EVROPU FAO/EHK 1983

29. zasedání FAO/EHK — pracovní skupiny pro mechanizaci zemědělství se konalo v září roku 1983. Zasedání se zúčastnili delegáti z Belgie, Bulharska, Běloruské SSR, Československa, Dánska, Francie, NDR, NSR, Řecka, Maďarska, Holandska, Norska, Španělska, Švédska, Švýcarska, Turecka, SSSR, Velké Británie a Severního Irska, USA, Jugoslávie a Itálie. Byly zde rovněž zastoupeny nevládní organizace, a to Evropská konfederace zemědělství (CEA) a Mezinárodní komise zemědělské techniky (CIGR).

Za nepřítomnosti E. F. Dvorcova (SSSR), který byl na 28. zasedání zvolen předsedou, řídili jednání L. Lehoczky (MLR) s A. Hilmersem (Norsko) jako místopředsedou.

ZPRÁVY O NEJNOVĚJŠÍCH ZMĚNÁCH V MECHANIZACI ZEMĚDĚLSTVÍ

V těchto zprávách byly konstatovány určité problémy, se kterými se setkala převážná většina zúčastněných států jak v rostlinné, tak i v živočišné výrobě. V důsledku nepříznivého počasí byl pro mnoho zemí EHK rok 1983 obtížný: po vlhkém a studeném jaru přišlo suché léto.

Značná pozornost byla opět věnována energetickým problémům. Mechanizace zemědělství se zvyšovala zároveň se vzrůstající spotřebou energie přímou (motorová paliva, paliva pro tepelné účely a elektřina) nebo nepřímou (energie používaná při výrobě hnojiv, pesticidů a strojů). Byla zdůrazněna potřeba snížit nebo kontrolovat nepřetržitě vzrůstající náklady na mechanizaci. V této souvislosti byl kladen velký důraz na vyšší využití dosavadního zařízení a na rozvoj a zavádění nových technologií s nižší spotřebou energie, a to jak v rostlinné, tak i v živočišné výrobě.

Při rozvoji nových energetických zdrojů v zemědělství pokračovaly některé země v zavádění výsledků výzkumu do praxe s přihlédnutím k ochraně životního prostředí před znečištěním. Vrcholný zájem se opět soustředil na oblast výzkumu využití všech systémů obnovitelných zdrojů paliv (sluneční energie, vítr, bioplyn, geotermická energie atd.).

Na důležitosti získalo také zavádění mikroprocesorů a dalších elektronických zařízení. Byla zaznamenána rozšířená aplikace počítačů a automatického řízení a kontroly zemědělských strojů a traktorů, sklízecích mlátiček a zařízení v živočišné výrobě (dojení, příprava krmení, odklizení hnoje atd.).

Snaha zvyšovat výkonnost probíhala společně se zlepšováním bezpečnosti práce a zjednodušováním manipulace se strojním zařízením. V mnoha zemích byly testovány kabiny řidičů a kontrolovány bezpečnostní předpisy. Byla zdůrazněna nutnost lepší koordinace rozdílných zákonných předpisů v různých zemích. Zlepšil se pracovní prostor pro

řidiče. Tato opatření prospějí nejen řidičům, ale pomohou zvýšit i kvalitu práce a výkonnost.

Některé země zaměřily značné úsilí na vývoj vhodných specializovaných strojů a vybavení pro zemědělské oblasti se silně kamenitou půdou. Vyvinuly např. techniku řádkování kamene, která spojuje dvě operace — oddělení kamenů od půdy a výsadbu brambor. S novými mechanizačními prostředky pro horské oblasti vystoupil československý delegát, který představil nové čs. stroje: MT-6-011 Kabar, MT- 8-046 Nošič nářadí a Zetor 7045 Horal.

Další část programu byla věnována činnosti Evropské zemědělské konfederace. Bylo zvláště zdůrazněno, že za podpory národních organizací by měla být větší pozornost věnována výcviku kvalifikovaného personálu v oblasti zemědělské mechanizace. Jednalo se také o vytvoření mezinárodních ekonomických a technických systémů v zemědělské mechanizaci.

Pracovní skupina vyslechla zprávu o práci FAO v oblasti zemědělské mechanizace a o problémech s ní spojených. Zpráva byla zaměřena na rozvojové země, ve kterých se mechanizace a zemědělská technika teprve začíná využívat. Proto nejsou moderní technologie, používané v rozvinutých zemích, pro tyto země vždy vhodné. Modernizace je pouze jedním z vkladů v systému hospodaření a pokud všechny vklady nebudou v rovnováze, výsledek bude omezený.

Úspěšné využívání mechanizace a nových technologií v rozvojovém zemědělství by se měly projevit zlepšením životních podmínek farmářů a růstem produkce potravin. FAO proto poskytlo asi 80 rozvojovým zemím podporu na mechanizaci zemědělství. V souladu s národními programy a projekty mechanizace byla značná část technické pomoci věnována africkým zemím.

PROJEDNÁNÍ STUDIÍ PŘIPRAVENÝCH ZPRAVODAJI

Vlivy zemědělství a jeho mechanizace na životní prostředí

Revidovanou verzi zprávy *Moderní technika a nářadí pro zpracování půdy* připravili E. Dalleine a I. F. Billot (Francie) a přednesl ji L. Bournas. Pracovní skupina rozhodla doporučit konečnou verzi zprávy k publikaci v řadě AGRI/MECH.

Revidovaná zpráva *Zdokonalování strojů pro hnojení chemickými hnojivy se zřetelem k jejich rovnoměrnějšímu rozmetání* byla připravena M. Severněvem a L. Larčenkovem (Běloruská SSR) na základě materiálu, k němuž přispělo Československo, Finsko, Francie, NDR, NSR, Nizozemí, Norsko, Švýcarsko a Velká Británie. Přednesl ji A. Korotkevič. Pracovní skupina doporučila, aby konečná verze zprávy byla publikována v řadě AGRI/MECH.

Zprávu *Nové výsledky v technologiích pěstování a sklizně plodin zajišťujících zachování úrodnosti půdy* přednesl I. Nassypajko (SSSR). Byla připravena společně referenty z SSSR a NDR s pomocí materiálů dodaných ČSSR, NSR a Velkou Británií. Jednotlivé země byly požádány, aby do konce roku 1983 zaslaly referentům přes sekretariát dodatečné aktuální informace a komentáře, které spolu s poznámkami doplněnými během zasedání umožní přípravu revidované verze této zprávy pro diskusi na zasedání v roce 1984.

Vzhledem k omezenému počtu příspěvků z jednotlivých zemí, vyžádaných na zasedání v roce 1982 na základě předběžné zprávy *Přehled technologických postupů v mechanizaci živočišné výroby z hlediska snížení spotřeby energie*, připravil referent L. Reyns (Belgie) speciální referát o výzkumech zaměřených na řešení tohoto úkolu v několika zemích. Pracovní skupina se rozhodla posoudit revidovanou verzi tohoto referátu na příštím zasedání. Bylo doporučeno, aby referát zahrnul většinu nových výsledků týkajících se ekonomických a technických aspektů snižování spotřeby energie v živočišné výrobě. Všechny země byly vyzvány, aby referentovi prostřednictvím sekretariátu poskytl do konce roku 1983 informace z této oblasti. Delegace NSR, Nizozemí, Švýcarska, Evropské zemědělské konfederace a Mezinárodní komise zemědělské techniky přislíbily zaslat odpovídající materiál.

Diskuse o revidované zprávě *Systémy a zařízení pro účinné využívání dřeva, slámy a rašeliny jako paliva v zemědělství*, kterou připravil P. Olkinuora (Finsko), byla z technických důvodů odložena na příští zasedání.

Ostatní zprávy

Zprávu *Technické aspekty přispívající k optimálnímu využívání zemědělské techniky* připravili E. Matamoros a M. Enebral (Španělsko), který ji také přednesl. Pracovní skupina doporučila konečnou verzi zprávy pro publikaci v řadě AGRI/MECH pod stejným titulkem. Bylo vyjádřeno přání téma dále rozpracovat v doplňujících zprávách. Tato otázka bude vzata v úvahu při posuzování programu další práce.

Předběžná zpráva *Mechanizace a automatizace závlahových systémů pro polní plodiny*, kterou připravil A. Asin (Španělsko), přednesl A. Miguel. Vzhledem k omezeným a nyní už zastaralým informacím, získaným z jiných zemí, vyzvala pracovní skupina všechny země, aby referentovi prostřednictvím sekretariátu poskytl dodatečný aktuální materiál a komentáře. Konečná verze by rovněž měla vzít v úvahu dokumenty z jednání Mezinárodní komise pro zavlažování a odvodňování, která se bude konat v září 1984 v Austrálii. Referát bude znovu uveden v roce 1985.

Revidovanou verzi zprávy *Ergonomie při projektování zemědělských strojů* připravili G. Jahns a F. J. Thome (NSR). Pracovní skupina odložila z technických důvodů posouzení této zprávy na příští zasedání.

Zpráva *Zemědělská doprava* byla připravena týmem odborníků z Československa za pomoci příspěvků z dalších zemí. Přednesl ji J. Fiala. Pracovní skupinou bylo doporučeno, aby konečná verze, v níž by byly využity komentáře a připomínky z diskuse, byla připravena k publikaci v řadě AGRI/MECH.

Jelikož zpráva *Mechanizace sklizně ovoce*, kterou připravili N. Coney a A. Beljakov (Bulharsko), nemohla být včas předložena, rozhodla pracovní skupina odložit její konečné posouzení na zasedání v roce 1984. Úvodní informaci na toto téma přednesl bulharský delegát během zasedání.

Posouzení zprávy *Mechanizace sklizně krmné kukuřice*, kterou připravil D. Toma (Rumunsko), bylo z technických důvodů rovněž odloženo na příští zasedání.

Anotovaný dotazník *Rozvoj energeticky úsporných zemědělských technologií* byl připraven delegací Maďarska a na zasedání jej přednesl L. L e h o c z k y. Delegace Bulharska, Československa, Francie, NDR, NSR, Itálie, Nizozemí, Španělska, Švédska, SSSR a Velké Británie přislíbily dodat materiál na toto téma, a proto bylo dohodnuto zahrnout zprávu do programu příštího zasedání.

Vzhledem k vzájemné návaznosti čtyř dotazníků (týkají se údržby, oprav a umístění zemědělských strojů) se během zasedání sešli příslušní přednášející a na základě vzájemné konzultace navrhli připravit čtyři samostatné zprávy pro zasedání v roce 1984 tak, aby bylo později možné je spojit.

Dotazník *Technické aspekty údržby a umístění strojů pod přístřešky v zemědělských velkopodnicích v mimosezónním období* připravil E. D v o r c o v a přednesl jej I. N a s s y p a j k o (SSSR). Delegace Belgie, Bulharska, Československa, Francie, NDR, Řecka, Španělska a Švédska a zástupce Evropské zemědělské konfederace vyjádřili svůj zájem o tuto zprávu a ochotu dodat potřebný materiál. Pracovní skupina rozhodla, že posoudí zprávu při zasedání v roce 1984.

Dotazník *Technické aspekty údržby a umístění strojů na rodinných farmách v mimosezónním období* připravil a uvedl L. B o u r n a s (Francie). Delegace Belgie, NSR, Řecka, Nizozemí, Švédska, Španělska, Švýcarska a Velké Británie a zástupce Evropské zemědělské konfederace souhlasili s poskytnutím materiálu pro tuto zprávu.

Dotazník *Moderní metody organizace údržby strojů, obsluhy a oprav v zemědělských velkopodnicích* připravila delegace NDR a přednesl ji W. F o c k. Delegace Československa, Francie, NSR, Španělska, Švédska a SSSR se během zasedání dohodly, že poskytnou aktuální materiály a komentáře referentovi prostřednictvím sekretariátu.

Dotazník *Moderní metody organizace údržby strojů, obsluhy a oprav na rodinných farmách* připravil a přednesl E. D o h n e (NSR). Delegáti z Belgie, Francie, Řecka, Nizozemí, Norska, Španělska, Švédska a Velké Británie a zástupce Evropské zemědělské konfederace vyjádřili během zasedání svou ochotu poskytnout podkladový materiál.

Dotazník *Levné systémy silážování pro malé farmy živočišné výroby* přednesl G. S h i p w a y (Velká Británie). Delegace Belgie, Dánska, Francie, NSR, Itálie, Nizozemí, Norska, Švédska a Švýcarska přislíbily zaslat referentovi své příspěvky. Pracovní skupina se rozhodla přijmout tuto zprávu do svého pracovního programu pro rok 1984 s tím, aby byla omezena na silážování travin.

ČINNOST OSTATNÍCH POMOCNÝCH ORGÁNŮ EHK, VZTAHUJÍCÍ SE K PRACOVNÍ SKUPINĚ

Skupina odborníků EHK pro elektrifikaci venkova poskytla informaci o své činnosti v posledním období a předložila předběžný pracovní program, který bude s ohledem na budoucí orientaci přezkoumán v lednu 1984. Pracovní skupina opět vyjádřila přání, aby mezi oběma orgány nadále pokračovala a posilovala se výměna informací i dokumentů zajímavých pro obě strany.

Delegace Turecka informovala o tom, že její země bude ve dnech 23. až 27. 4. 1984 organizovat v Ankaře 2. mezinárodní symposium o mechanizaci a energii v zemědělství a že má velký zájem spolupracovat při přípravě této akce s pracovní skupinou pro mechanizaci zemědělství FAO/EHK. Pracovní skupina přislíbila spolupráci, zejména při distribuci dokumentace.

Pozornost pracovní skupiny se soustředila i na 10. kongres Mezinárodní komise pro zemědělskou techniku (CIGR), který se bude konat v Budapešti 3. až 8. září 1984. Organizátoři poskytnou sekretariátu dostatečný počet kopií programu kongresu. Tento program bude zaslán i odborníkům, kteří se zúčastňují zasedání pracovní skupiny.

ZÁVĚR

Převažující zájem jednotlivých delegací, vyjádřený v příspěvcích o nejnovějších změnách v mechanizaci zemědělství, je stále zaměřen k možnostem racionálního využívání paliv a energie se zaměřením na možnosti jejich úspory.

Výsledky prací prováděných pracovní skupinou mají vesměs syntetický charakter a vzhledem k tomu, že podklady jsou získávány zpracováním dotazníků jednotlivými zeměmi, jsou velmi obsažené a jsou závažným a nejaktuálnějším materiálem pro stanovení trendů rozvoje mechanizace, tvorbu a upřesňování výzkumných plánů i vlastní výzkumné práce.

*Ing. Jiří F i a l a, DrSc.
Výzkumný ústav zemědělské techniky
Praha-Řepy*

Upozorňujeme čtenáře, že v čísle 4 časopisu

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

mají být uveřejněny články:

- I. Petranský, Š. Drabant, A. Žikla: Dynamické zařazovanie traktora v laboratórnych podmienkach
- R. Kurc, J. Buchel: Samohybná koncovka k pásovému zavlažovaču
- P. Hnilica, J. Thýn: Odezva úderového mlýna s vlivy dopravního zpoždění a její praktické využití
- J. Juříček: Vplyv riadenia splachovaných výkalov ošípaných na obsah sušiny, organických a minerálnych látok v tekutej a pevnej frakcii pri ich separácii
- B. Míča, J. Blahovec, B. Vokál: Textura a chemické složení brambor

Aktuality

- J. Sedlák, J. Fér: Stav mechanizace pro výrobu brambor v ČSSR

INFORMAČNÍ ZAJIŠTĚNÍ VÝZKUMNÝCH ÚKOLŮ MEZINÁRODNÍ VĚDECKOTECHNICKÉ SPOLUPRÁCE V ZEMĚDĚLSKÉ TECHNICE

Program vědeckotechnické spolupráce členských zemí RVHP na problému „Mechanizace, elektrifikace a automatizace výrobních procesů v rostlinné a živočišné výrobě“ na období let 1981 až 1985 zahrnuje témata zabývající se jednotlivými problémy zemědělské techniky, včetně zajištění vědeckotechnických informací pro tuto spolupráci. Je samozřejmé, že všechny spolupracující ústavy zabezpečují úkoly mezinárodní spolupráce, obdobně jako úkoly národního plánu rozvoje vědy a výzkumu, pomocí národních odvětvových a oborových informačních středisek.

V souhlase s procesem komplexní socialistické ekonomické integrace a s intencemi Mezinárodního centra vědeckotechnických informací se požaduje, aby mezinárodní kordinační střediska, odpovědná za řízení jednotlivých programů vědeckotechnické spolupráce, organizovala vlastní informační službu, která by zintenzívnila informační přípravu a průběžně zabezpečovala společné úkoly. Řešením těchto otázek pověřila Rada zmocněnců skupinu specialistů, která pracuje v rámci schváleného programu spolupráce. Hlavní organizací (řídící práci skupiny) je Výzkumný ústav zemědělské techniky v Praze-Řepích, resp. jeho oborové informační středisko.

Mezi spolupracujícími ústavami byla rozvinuta především výměna informačních karet s údaji o výsledcích řešených úkolů. Zvláštní kategorii údajů tvoří báze dat z oblasti agrofyzikálních vlastností zemědělských materiálů. V souhlase se světovým trendem automatizace ukládání a vyhledávání informací ověřuje skupina specialistů možnosti racionalizace informačního zajištění úkolů mezinárodní spolupráce pomocí automatizace. V PLR, v ústavu IBMER Varšava, byl již vypracován oborový automatizovaný informační systém pro zemědělskou mechanizaci ITER-2 a ověřuje se konverze klíčových slov z polštiny do ruštiny a němčiny. Dále se zde bude ověřovat možnost vybudování faktografického informačního systému pro obor. V NDR, v ústavu FZM Schlieben/Bornim, byl vypracován projekt AIDOS pro sběr, ukládání a vyhledávání faktografických dat z oboru agrofyziky na malém počítači.

Zájem o faktografické informace, které jsou zejména k řešeným úkolům požadovány, lze rozdělit na uživatelskou potřebu jednotlivých dat, která systém poskytuje (např. v oblasti agrofyzikálních vlastností), a na uživatelskou potřebu ucelených analytických nebo analyticko-syntetických přehledů a studií. Aby mohly být uspokojeny požadavky druhého typu, sestavila skupina specialistů pro informace plán práce, v jehož rámci jsou vypracovány tyto studie a přehledy:

Novinky a tendence zemědělské techniky
Racionalizace využití energie v zemědělství
Mikroelektronika a robotika v zemědělství
Centrální přípravy krmiv

Tyto tituly byly odsouhlaseny s národními odvětvovými informačními orgány i s mezinárodním systémem AGROINFORM a jsou publikovány jako zvláštní čísla bulletinu Koordinačního střediska.

Kromě výčtu uvedených prací lze ještě souhrnně konstatovat, že práce skupiny specialistů pro informace v rámci mezinárodní kooperace ve výzkumu přispěla i v jiných směrech k zintenzívnění vzájemné informovanosti, zejména výměnou publikací, které jsou jinak obtížně dostupné. Jsou to např.: podrobná studie o využití energie v zemědělství BLR; zprávy z MLR o exploataci strojů; národní soustava strojů; zkušební zprávy a soubor referátů ze zasedání technických komisí společnosti pro zemědělskou techniku MLR; téze k mikroelektronice a robotice; studie o využití tepelných čerpadel v zemědělství NDR; bulletiny z PLR a RSR a sborníky vědeckých prací sovětských ústavů. Rozšiřuje se výměna rešerší, zejména s NDR a PLR.

Ve zvýšené míře se začíná využívat mezinárodních datovýchází dokumentografického charakteru. Pro obor zemědělské techniky má bezprostřední význam systém ASBA, tj. služba automatizovaného zpracování bibliografických dat z patentových dokumentů, jakožto jeden z hlavních výstupů Mezinárodního systému informací o vynálezech (MSIV). Bylo zformulováno 17 uživatelských profilů pro tři úkoly státního plánu výzkumu a pro jeden resortní úkol.

Dalším využívaným systémem je AGRIS/FAO, přístupný pro čs. uživatele na terminálovém pracovišti Ústavu vědeckotechnických informací pro zemědělství v Praze. Další zkušenosti byly získány s průběžnými rešeršemi systému COMPENDEX a připravuje se využití datovýchází systémů INSPEC a BIOSIS. Účelem rešerší, získaných z těchto systémů jednak v režimu on-line, jednak v režimu adresního rozšiřování informací, je zkvalitnit informační zabezpečení úkolů národního plánu rozvoje vědy a techniky, popř. i základního výzkumu, a tím i zkvalitnit československý příspěvek do programu mezinárodní vědeckotechnické spolupráce.

Ing. Bruno Cempírek
Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy

OBSAH

Maleř J.: Sklizeň slámy sběracími návěsy s pneumatickým plněním (obřími kopkovači)	129
Groda B.: Vývojové determinační funkce parametrů dojící techniky	145
Kuráň J., Šesták J.: Experimentálne určovanie polohy ťažiska niektorých typov samozajzdých zberacích vozov	161
Klíma J.: Asynchronní generátory pro malé vodní elektrárny v podmínkách zemědělských provozů	177

AKTUALITY

Fiala J.: Zasedání pracovní skupiny pro mechanizaci zemědělství při Evropské hospodářské komisi pro Evropu FAO/EHK 1983	185
Cempírek B.: Informační zajištění výzkumných úkolů mezinárodní vědeckotechnické spolupráce v zemědělské technice	191

СОДЕРЖАНИЕ

Малерж Й.: Уборка соломы полуприцепами-подборщиками с пневматической погрузкой (крупногабаритными копнителями)	142
Грода Б.: Экспериментальные функциональные определители параметров доильной техники	159
Курань Й., Шестак Й.: Экспериментальное определение положения центра тяжести у некоторых типов самоходных подборщиков	175
Клима Й.: Асинхронные генераторы для малой гидроэлектростанции в условиях сельскохозяйственных производств	184

CONTENTS

Maleř J.: The Use of Pneumatically Filled Loading Wagons (Big Stackers) for Straw Harvesting	142
Groda B.: The Development Determination Functions of the Parameters of Milking Equipments	159
Kuráň J., Šesták J.: Experimental Location of the Gravity Centre of some Types of Loading Wagons	175
Klíma J.: Asynchronous Generators for Small Hydroelectric Power Stations Built on Farms	184

Rukopisy odevzdány k tisku 29. 11. 1983 — Podepsáno k tisku 9. 2. 1984

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