

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

11

ROČNÍK 22 (XLIX)
PRAHA
LISTOPAD 1976
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, CSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Karel Bernhard, doc. ing. Marko Duriš, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Karel Joza, Jan Květoň, ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Piša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Štefl, Josef Višínský, CSc.

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1976

■
Vědecký časopis **ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA** uveřejňuje studie, rozbor a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. 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 разрешенных 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 Praha 2, Slezská 7.

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

Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů

v Praze — Chodově

Stavba zemědělských strojů se v současné době stává vzhledem k jejich podstatně větším výkonům, často samojízdnému provedení a pochopitelně požadované maximální bezporuchovosti, stále obtížnější.

Výroba každého funkčního modelu je velice nákladná, zkušební sezóna v agrotechnické lhůtě je krátká, takže je nutné nové zemědělské stroje vyvíjet v systému, v němž značnou roli hraje matematické modelování jednotlivých funkcí, ověřování na zkušebních stolicích a zkoušky životnosti na kruhových překážkových drahách.

Většina článků tohoto čísla, které je věnováno pracím Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze Chodově, se právě touto problematikou zabývá.

Ing. Z. Souček, CSc., ve své práci „Výsledky měření profilů nerovnosti pro modelování pojezdu zemědělských strojů“ navazuje na dříve získané výsledky ve VÚZS, zabývající se modelováním pojezdu. V práci jsou uvedeny základní rozbor výsledků měření profilů nerovnosti povrchů, po kterých jezdí zemědělské stroje. Byly získány experimentální podklady povrchů cest a pozemků od asfaltové silnice s mírně narušeným povrchem až po extrémně zvlněný povrch s hlubokými příčnými i podélnými výmoly a kolejiemi. Tento soubor podkladů je nezbytným základním materiálem, zvláště pro teoretické řešení pojezdu na nerovném povrchu, a to jak při modelování pomocí počítačů, tak při řešení metodami statistické dynamiky.

Práce ing. O. Knaifla, CSc., „Matematický model procesu ořezávání řepného chrástu mechanickou ořezávací jednotkou“ přispívá k teoretickému objasnění poměrů při kopírování a seřiznutí bulvy cukrovky při respektování všech mechanicko-fyzikálních charakteristik řepné bulvy v půdě. Výsledky této práce usměrní návrh a konstrukci nového typu šestiřádkového samojízdného ořezávače cukrovky v části ořezávacích jednotek.

V ČSSR dosud neexistovala zkušební překážková dráha — polygon — pro zkoušky životnosti zemědělských strojů. Tyto zkoušky, nutné zvláště pro samojízdné stroje, trvají sice čtyři až pět měsíců, ale odhalí slabá místa konstrukcí a výrazně přispějí k pozdější bezporuchovosti strojů. Ing. J. Procházka a ing. J. Bláha ve své práci „Kruhová dráha pro zkoušky únavové životnosti zemědělských strojů“ seznamují čtenáře s parametry a charakteristikou kruhové překážkové dráhy, která byla v uplynulém období vybudována v areálu ústavu. První zkoušky se dělaly se samojízdnou sklízecí řezačkou píce a zařízení překážkové dráhy se plně osvědčilo.

Svoje velice důležité a již ustálené místo v celém systému způsobu vývoje nových zemědělských strojů mají výpočty pevnosti a její měření, jakož i energetická měření, na jejichž základě se posuzují energetické poměry strojů.

Z oblasti výpočtů a měření pevnosti se zabývá ing. J. Ku pr v článku „Silové účinky v závěsném oku návěsů“ výsledky experimentálního výzkumu dynamických poměrů návěsů v závislosti na druhu podvozku a velikosti zatížení oka a nápravy. Zvláště se zaváděním traktorů třídy 3,0 Mp a návěsů o nosnosti až 10 000 kg je řešení tohoto problému aktuální. Měřily se zejména prototypy nových vysoce výkonných návěsných rozmetadel chlěvské mrvy RM 10 z Agrostroje Pelhřimov a návěs N-901-S, vyrobený v BSS — závod Senice.

V rubrice je zařazen článek ing. J. Jon á š e a Č. Me j k a l a „Možnosti manipulace, zpracování a využití výkalů prasat“. Z hlediska čistoty ovzduší a i z hlediska nedostatků hygienických a vodo-hospodářských nebude nadále možné přímo hnojit prasečími výkaly. V první části příspěvku podávají autoři přehled základních způsobů úpravy výkalů, aby mohly být využity bez narušení uvedených hledisek. V druhé části uvádějí výsledky, kterých bylo dosaženo zařízením vyvinutém v ústavu (AERATOR).

Je přirozené, že v omezeném rozsahu jednoho čísla časopisu je možné uveřejnit pouze část prací vzniklých v ústavu. Naším základním cílem je, aby zemědělské podniky dostaly co nejdříve výkonné a spolehlivé stroje.

Ing Dušan Hu t l a

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

VÝSLEDKY MĚŘENÍ PROFILŮ NEROVNOSTÍ PRO MODELOVÁNÍ POJEZDU ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

Z. Souček

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

SOUČEK Z. *Výsledky měření profilů nerovností pro modelování pojezdu zemědělských strojů.* Zem. technika 22 (11): 631—648, 1976.

V práci je uveden základní soubor výsledků měření profilů nerovností povrchů, po kterých jezdí zemědělské stroje. Jsou také uvedeny výsledky rozborů profilů nerovností metodami statistické dynamiky. K experimentálním pracím byla používána metoda uvedená již dříve Součkem (1973 a 1975).

měření nerovností; modelování

Práce navazuje na dřívější výsledky získané ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů při výzkumu modelování pojezdu. V roce 1973 byla navržena a v principu vyzkoušena metoda k měření půdních nerovností (Souček, 1973). V r. 1974 byla tato metoda použita při získávání budící funkce modelu samojízdného zemědělského stroje (Souček, 1974).

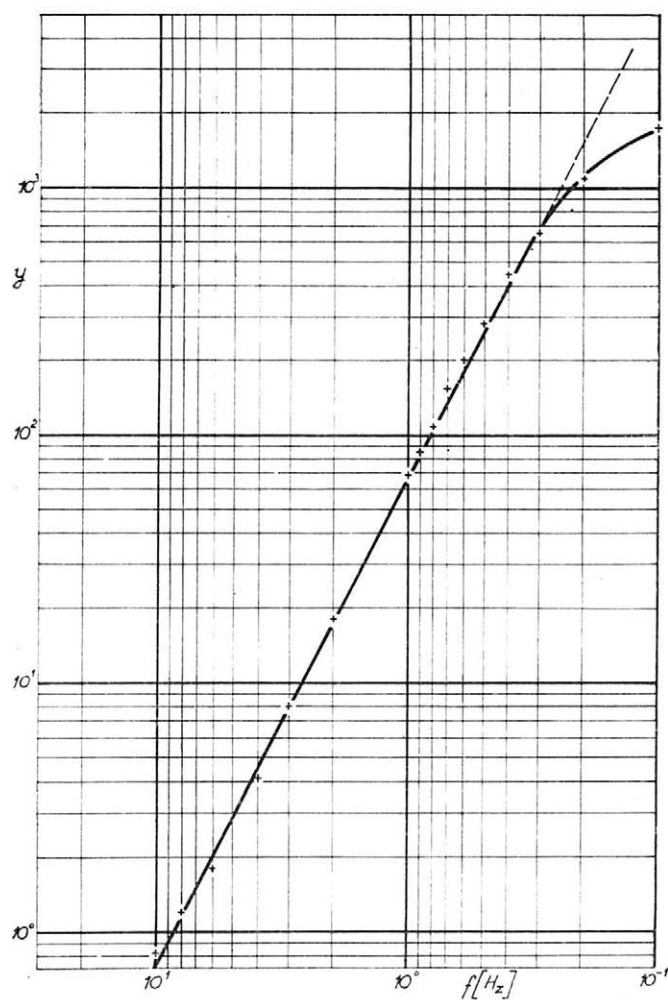
V r. 1975 jsme se rozhodli získat soubor záznamů profilů přirozených půdních nerovností typických povrchů, po kterých jezdí zemědělské stroje.

PRINCIP POUŽITÉ METODY, MĚŘÍCÍ A VYHODNOCOVACÍ ZAŘÍZENÍ A PROSTŘEDKY, ZPŮSOB MĚŘENÍ

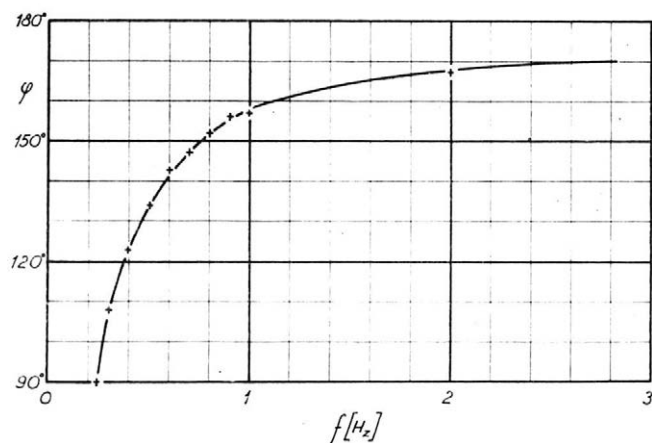
K měření profilů nerovností byla využita metoda založená na registraci zrychlení kopírovacího orgánu pomocí měřícího magnetofonu. V laboratorních podmínkách se provádí dvojnásobná integrace analogovým počítačem. Metoda umožňuje získat magnetofonový záznam vlastního průběhu nerovností a také jeho první a druhé derivace, které jsou při aplikacích k účelům modelování rovněž potřebné. Výsledky jsou omezeny do oblasti nízkých frekvencí. Toto omezení souvisí s kvalitou záznamů zrychlení a integračních obvodů, zvláště se stabilitou nuly, linearitou a hysterezí použitých prvků. Obtíže s tím spojené je možné za určitých podmínek zvládnout. Podrobnosti o použitém principu jsou uvedeny v práci Součka (1975).

Abychom získali experimentální podklady uvedené v této práci, udělali jsme některé konstrukční úpravy kopírovacích orgánů. Použili jsme speciální snímače firmy Bell a Howell. Kopírovací orgány byly namontovány přímo na měřící vůz. Proto jsme měřící vůz doplnili elektronickým otáčkoměrem, umožňujícím jak trvalou vizuální kontrolu rovnoměrnosti jízdy, tak i operativní volbu, resp. změnu rychlosti jízdy.

1. Amplitudová charakteristika integračních obvodů



2. Fázová charakteristika integračních obvodů



K dvojnásobné integraci jsme použili zapojení počítacích prvků, které je v principu uvedeno v pracích Součka (1973, 1975). Amplitudová a fázová charakteristika integračního obvodu je na obr. 1 a 2.

Z obr. 1 je zřejmé, že amplitudová charakteristika je vyhovující do frekvence asi 0,2 Hz. Protože záznamy jsou integrovány při dvojnásobné rychlosti posuvu pásky magnetofonu, odpovídá 0,2 Hz skutečné frekvenci 0,1 Hz (při rychlosti jízdy $1,5 \text{ m s}^{-1}$ se jedná o vlny délky 15 m). Fázovou charakteristiku nelze takto snadno posuzovat. Má však značný význam z hlediska tvarů kmitů. Pro minimální zkreslení nepravidelných tvarů by měla mít lineární průběh, což nelze v daném případě dosáhnout. Při použití výsledků integrace jako budící funkce není přesné zachování tvarů rozhodující. Důležité je zachovat amplitudy při určité frekvenci. Při použití metod statistické dynamiky se časová vazba jednotlivých složek budící funkce (s různou frekvencí) zcela zanedbává.

Délku trati jsme volili 300 m. Kde nebylo možné, aby takto dlouhá trať byla svým charakterem homogenní po celé délce, byla snížena na 250 a výjimečně na 200 m. Volbou dostatečné délky trati se splňuje požadavek na stacionaritu získaných výsledků (z hlediska statistiky). V literatuře se uvádí délka trati 50 až 500 m. V metodice RVHP se doporučuje 300 m (Tersch, 1975). Wendeborn (1965) používal trati o délce 75 m.

Ve dvou případech jsme kontrolovali měrné stopy nivelací. Měřicí lať byla k tomuto účelu opatřena patkou, která má radius 40 cm, šířku 10 cm, délku 33 cm (orientace patky odpovídá úseči ližiny při práci). Měřené hodnoty byly vzdáleny 20 cm.

CHARAKTERISTIKY A POPISY POVRCHŮ CEST A POZEMKŮ

Získali jsme záznamy profilů nerovností pro tyto cesty a pozemky:

- a: asfaltová silnice s mírně narušeným povrchem, občas mírný zlom;
- b: louka (asi 14 dnů po sečení);
- c: dobrá polní cesta (průměrná cesta odpovídající nejčastějšímu typu), utužený povrch;
- d: polní cesta — spíše horší než průměrná, časté mělké výmoly, utužený povrch;
- e: špatná polní cesta s občasnými hlubšími táhlými výmoly (stará cesta, dnes používaná řídce), utužený povrch;
- f: špatná polní cesta, hodně zvlněná, původně okraj pole přeměněný na cestu, málo utužený povrch;
- g: extrémně špatná polní cesta, na povrchu souvislá vrstva kamení různé velikosti, včetně velkých pevně zasazených balvanů, občas příčné výmoly, zarostlá trávou a plevelem;
- h: extrémně zvlněný povrch s hlubokými příčnými i podélnými výmoly a kolejemi (úhor podélně a příčně rozježděný, zarostlý plevelem), málo utužený povrch.

HODNOCENÍ ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ METODAMI STATISTICKÉ DYNAMIKY

TEORETICKÉ PODKLADY HODNOCENÍ

Základem pro aplikaci statistické dynamiky k řešení dynamických jevů při pojezdu zemědělských strojů po přirozeném nerovném povrchu je znalost průběhu výkonové spektrální hustoty profilu nerovností v závislosti na frekvenci. Rovněž při porovnávání průměrné tvrdosti podmínek (z hlediska namáhání při pojezdu zemědělských strojů) různých povrchů, popř. trati nebo jednotlivých stop je výhodné vycházet z výkonové spektrální hustoty. K získání výkonových spektrálních hustot se s rozvojem výpočetní techniky stále více uplatňují digitální metody. Tyto postupy byly také využity ke zpracování půdních nerovností v této práci.

Základem k výpočtu výkonových spektrálních hustot určité stopy jsou výsledky měření profilů nerovností, zaznamenané v analogovém tvaru na pásce měřicího magnetofonu. Ty jsou digitalizovány zvolenou frekvencí vzorkování (v daném případě frekvencí 1000 Hz). Z těchto hodnot jsou na základě známé rychlosti jízdy vybrány hodnoty odpovídající určitému délkovému kroku (např. 20 cm) na zkoumané trati. Tyto hodnoty byly uloženy do paměti počítače, z nich odečteny hodnoty klouzavého průměru (k odfiltrování složek o nízké frekvenci) a zpracovány jejich autokorelační, popř. vzájemné korelační funkce. Experimentální průběhy autokorelačních funkcí byly vyrovnány vhodným teoretickým výrazem, určeny parametry příslušných funkcí a z nich teoreticky vypočteny průběhy výkonových spektrálních hustot. Část výsledků výkonových spektrálních hustot byla počítána po jednotlivých bodech.

Podle Wiener-Chinčinových vztahů je výkonová spektrální hustota definována pomocí Fourierovy transformace autokorelační funkce

$$s_{xx}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} c_{xx}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (1)$$

Přitom autokorelační funkce je dána známým výrazem

$$c_{xx}(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) x(t + \tau) dt \quad (2)$$

Autokorelační funkce je sudou funkcí (je souměrná vůči ose y), proto je možné použít kosinovou Fourierovu transformaci, podle které

$$S_{xx}(\omega) = 2 \int_0^{\infty} c_{xx}(\tau) \cdot \cos \omega\tau d\tau \quad (3)$$

kde: $\omega = 2\pi f$

Je zřejmé, že pro $\tau = 0$ přechází výraz pro autokorelační funkci podle rovnice (2) na definici rozptylu

$$s_x^2 = \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \quad (\text{pro } \bar{x} = 0) \quad (4)$$

kde: $\bar{x}$ — střední hodnota

Je účelné pracovat s normovanou autokorelační funkcí, resp. spektrální hustotou (Souček, 1974), které jsou dány výrazy

$$R_x(\tau) = \frac{c_{xx}(\tau)}{s_x^2} \quad (5)$$

$$S(\omega) = \frac{S_{xx}(\omega)}{s_x^2} \quad (6)$$

Obdobně pro vzájemnou spektrální hustotu S_{xy} , vzájemnou korelační funkci c_{xy} a normovanou vzájemnou korelační funkci $R_{xy}(\tau)$ platí

$$S_{xy}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} c_{xy}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (7)$$

$$c_{xy}(\tau) = \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x(t) \cdot y(t + \tau) dt \quad (8)$$

$$R_{xy}(\tau) = \frac{c_{xy}(\tau)}{s_x s_y} \quad (9)$$

Tyto pojmy a výrazy byly podrobně vysvětleny v práci Součka (1973).

Při praktickém zpracování naměřených hodnot se často používá nový pojem, kterým je experimentální spektrální hustota (Grandall, Mark, 1963) $W_{xx}(f)$, která má dvojnásobnou hodnotu než odpovídá definici podle rovnice (3). Zavedení tohoto pojmu umožňuje počítat rozptyl z jednoduché rovnice

$$c_{xx}(0) = s_x^2 = \int_0^{\infty} W_{xx}(f) df$$

Tento výraz je rovnocenný s výrazem

$$c_{xx}(0) = \sigma_{xx}^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(\omega) d\omega$$

který dosazením za $\omega = 2\pi f$, $d\omega = 2\pi df$ a po úpravě mezi (náhradou za dvojnásobek) přejde na

$$c_{xx}(0) = \int_0^{\infty} 2 S_{xx}(f) df = \int_0^{\infty} W_{xx}(f) df$$

Normovaná hodnota:

$$W(f) = \frac{W_{xx}(f)}{s_x^2}$$

Dále užívaná hodnota $W(f)$ (viz rovnice (14b)) je totožná s hodnotou $S_x(f)$ uvedenou v práci Pardubského a Zuny (1973). Naopak hodnoty $\Phi(\Omega)$ Wendeborna (1965) jsou 2π krát nižší než zde uvažované $W_{xx}(f)$.

Digitalizací je získána řada diskretních čísel, nahrazující původní plynulý průběh. Byla používána frekvence vzorkování 1000 Hz, což při rychlosti např. 1,5 až 2 m s⁻¹ odpovídá kroku na měřené trati 1,5 až 2 mm. Pro zrychlení dalšího vyhodnocení byly však využity většinou jen hodnoty odpovídající kroku 20 cm. Krok 20 cm pro daný účel postačoval.

Kratší krok 10 a 5 cm nepřinášel zlepšení (souvisí to s poloměrem zaoblení ližiny, který byl 40 cm). Vysoká frekvence vzorkování umožnila vybrat dostatečně přesně hodnoty odpovídající zvolenému kroku při respektování rychlosti jízdy při jednotlivých měřeních. Uvažoval se každý j -tý vzorek, kde j zaokrouhleno na celé číslo se vypočte ze vztahu

$$j = \frac{F \cdot \Delta l}{100 \cdot v} \quad (10)$$

kde: F — bylo zvoleno vždy 1000 Hz

Δl — vzdálenost odečtů na měřené trati [cm]

v — pojízdná rychlost měřícího zařízení [m/s]

Výraz (8) pro výpočet vzájemné korelační funkce přejde na tvar

$$c_{xy}(\tau) = \frac{1}{N-\tau} \sum_{i=1}^{N-\tau} x_i y_i + \tau \quad (11)$$

kde: N – celkový počet vzorků (redukovaný s použitím rovnice (10))

τ – se postupně mění od 0 do hranice m po kroku 1. Tedy $= 0, 1, 2 \dots m$

Výraz (4) pro výpočet rozptylu přejde na tvar

$$s_x^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2 \quad (\text{pro } \bar{x} = 0) \quad (12)$$

takže normovanou vzájemnou korelační funkci můžeme vypočítat z rovnice (9).

Výrazy (11) a (9) můžeme použít i pro výpočet autokorelační funkce, pouze nahradíme y symbolem x . Je zřejmé, že normovaná autokorelační funkce pro $\tau = 0$ je vždy rovna 1.

Výsledky vyhodnocení podle uvedených vzorců velmi silně závisí na předpokládaném rozsahu ve směru nízkých frekvencí. To se týká např. rozptylu i průběhu autokorelační funkce. Přitom nízké frekvence (např. podle metodiky RVHP při délce vlny nad 12 m) nemají z hlediska dynamických jevů na zemědělských strojích téměř význam. Při použití výsledků nivelace obsahuje průběh nerovností i složky velmi nízkých frekvencí s velkými amplitudami včetně svahu bez zkreslení. Při použití dříve popsané metody jsou tyto složky potlačeny nebo zkresleny v závislosti na kvalitě záznamu a použité zpětné vazbě. K jednoznačnému porovnání a hodnocení výsledků byl od každé hodnoty odečítán tzv. klouzavý průměr, tj. průměr ze zvoleného počtu (KLP) sousedních hodnot (stejného počtu (KLP-1)/2 předcházejících a následujících) a uvažované hodnoty. Odchylka je na začátku a na konci trati. Na začátku trati až do (KLP-1)/2-té hodnoty se odečítá konstantní průměr z KLP prvních prvků (KLP je třeba volit vždy liché). Podobně na konci u posledních (KLP-1)/2 prvků se odečítá konstantní průměr z KLP posledních prvků.

Použití klouzavého průměru je určitým druhem filtrace, kterým se zbavujeme složek o nízké frekvenci. V literatuře (Wendeborn, 1965) se uvádí výraz pro tzv. chybovou funkci

$$\delta(f) = \left(1 - \frac{\sin(\pi f \cdot KLP \cdot \Delta l)}{\pi f \cdot KLP \cdot \Delta l} \right)^2 \quad (13)$$

Průběh této funkce je na obr. 3. Experimentální průběhy autokorelačních funkcí je účelné vyrovnat vhodným teoretickým výrazem. Pardubský a Zuna (1973) uvádějí 14 typů různých průběhů normovaných autokorelačních funkcí.

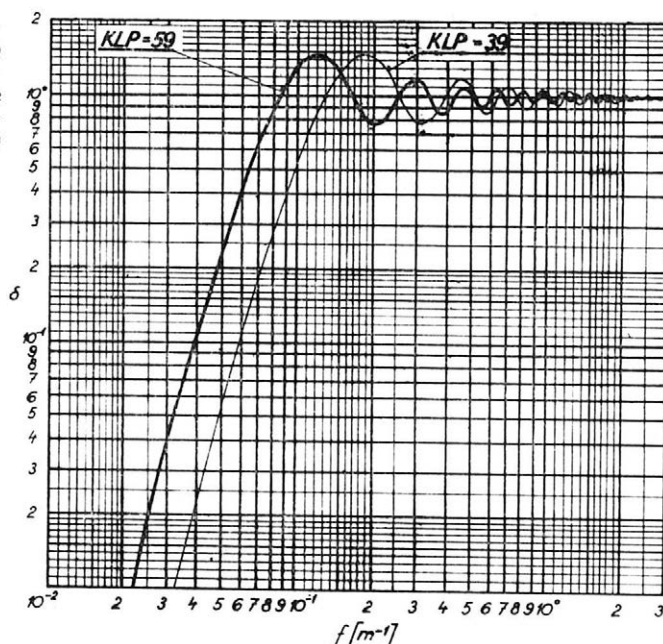
V řadě případů vyhovuje jednoduchý typ náhradní funkce

$$R_x(\tau) = e^{-a\tau} \cos \beta\tau \quad (14a)$$

Využitím rovnice (3) a nově zavedených hodnot $W_{xx}(f)$ a $W(f)$ je pak normovaná experimentální výkonová spektrální hustota dána výrazem

$$W(f) = 4 \int_0^{\infty} R_x(\tau) \cdot \cos 2\pi f \tau d\tau = 4 \int_0^{\infty} e^{-a\tau} \cos \beta\tau \cdot \cos 2\pi f \tau d\tau \quad (14b)$$

3. Amplitudová charakteristika filtračního účinku při použití klouzavého průměru (δ je násobek správné hodnoty) pro KLP = 39 a 59



Po náhradě součinu kosinů známým způsobem dostaneme

$$W(f) = 2 \int_0^{\infty} e^{-a\tau} [\cos \tau (\beta - 2\pi f) + \cos \tau (\beta + 2\pi f)] d\tau$$

Integrál lze rozdělit na dva, které je možné vypočítat nebo použít tabulky určitých integrálů (Rektorys, 1963). Dostaneme výraz (při $a > 0$)

$$W(f) = 2 \left[\frac{a}{a^2 + (\beta - 2\pi f)^2} + \frac{a}{a^2 + (\beta + 2\pi f)^2} \right] \quad (15)$$

který je dále používán k výpočtu výkonových spektrálních hustot.

V souhlase s Pardubským (1973) stanovíme parametry a , β autokorelační funkce následujícím postupem:

K odhadu těchto parametrů vyjdeme ze dvou hodnot τ_1 a τ_2 (v cm — pak výraz (15) je také v cm). Hodnotu τ_1 zvolíme tam, kde autokorelační funkce je poprvé rovna nule a hodnotu τ_2 volíme v místě, kde autokorelační funkce dosáhne prvního lokálního minima (jeho hodnota je $R(\tau_2)$). Odhady parametrů stanovíme podle vztahů

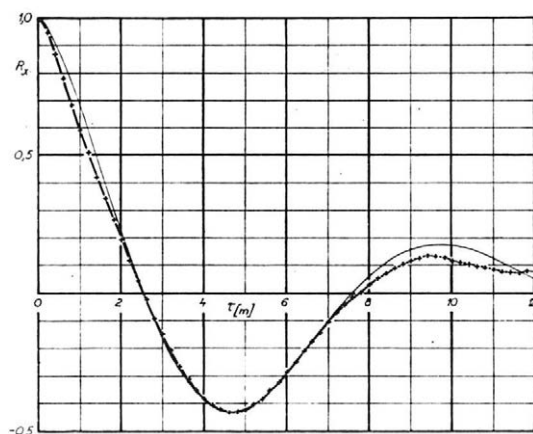
$$\beta = \frac{\pi}{2\tau_1} \quad (16)$$

$$a = \frac{1}{\tau_2} \ln \frac{\cos \beta \tau_2}{R(\tau_2)} \quad (17)$$

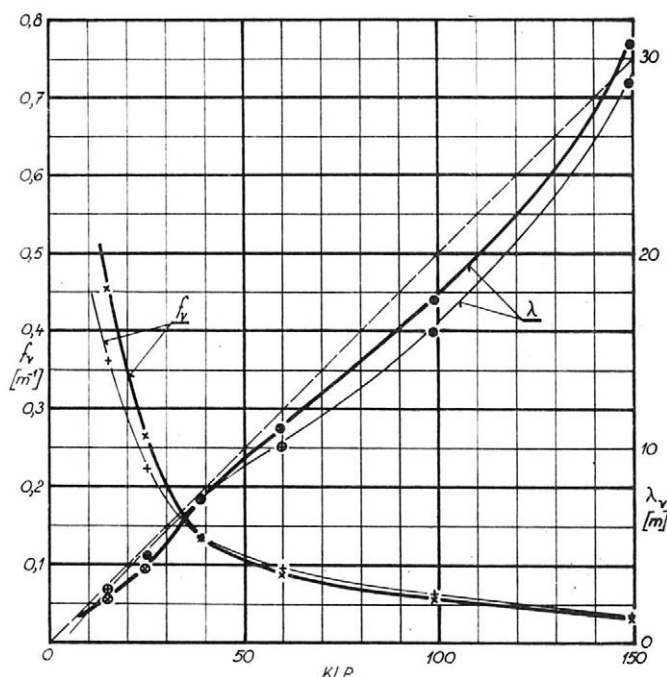
Výrazná frekvence je přibližně dána výrazem

$$f_v \approx \frac{\beta}{6,283} \quad (18)$$

Na obr. 4 je ukázka normované autokorelační funkce vypočtené výše uvedeným způsobem, nahrazené výrazem (14a). Z průběhu je zřejmá výrazná frekvence, která souvisí s použitou hodnotou KLP. Na obr. 5 je závislost této výrazné frekvence (f_v bylo získáno jako frekvence odpovídající maximu W_f ; tyto hodnoty f_v velmi dobře souhlasily s hodnotami podle výrazu (18)), resp. jí odpovídající délky vlny na hodnotě KLP. Ze závislosti pro λ plyne, že tato výrazná délka vlny je blízká délce vlny plynoucí z hodnoty KLP ($\lambda = 0,2$ KLP), kde 0,2 je délka kroku (20 cm). Závislost $\lambda = 0,2 \cdot \text{KLP}$ je vynesena slabě čárkovaně.



4. Normovaná autokorelační funkce (povrch f, nivelace, KLP = 59, označeno křížky) a její náhrada výrazem (14) (slabě)

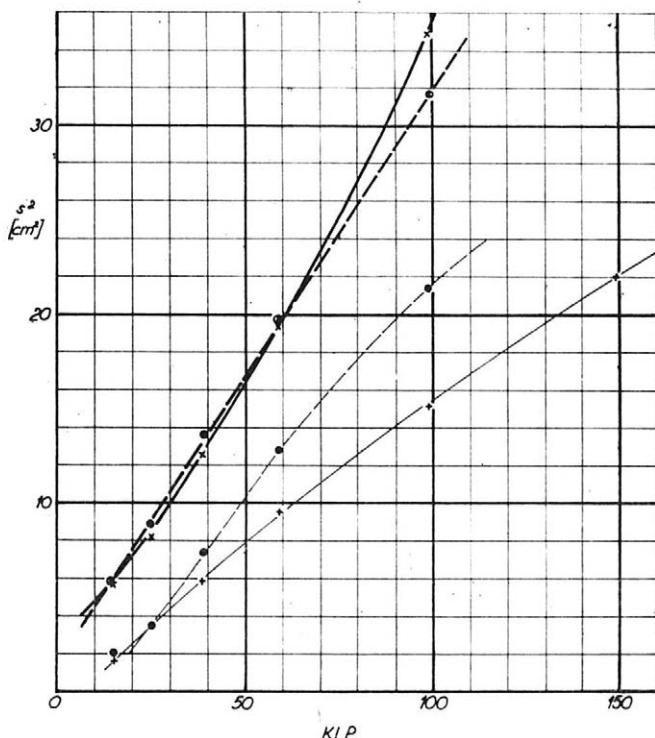


5. Závislost výrazné frekvence f_v ; resp. délky vlny (λ) na hodnotě KLP pro výsledky měření získané nivelací na povrchu f (slabě) a h (silně)

Jak bylo již uvedeno, je rozptyl amplitud nerovností určité měřené trati velmi silně závislý na rozsahu hodnot použitých při redukci pomocí klouzavého průměru (na veličině KLP).

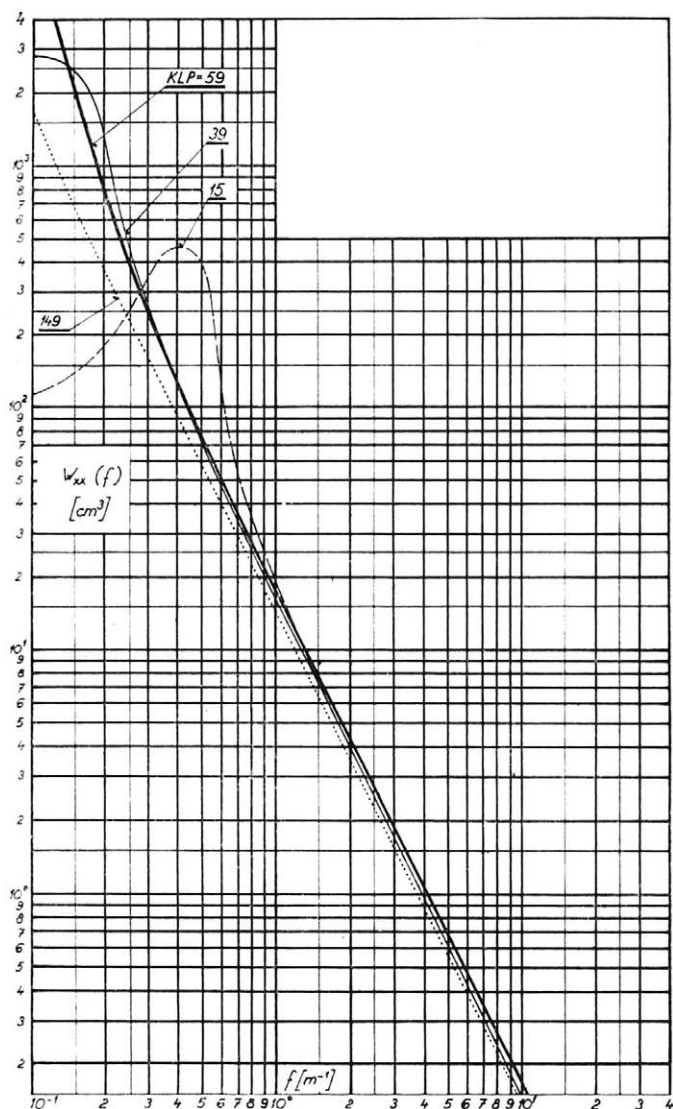
Na obr. 6 je pro příklad vynesena závislost rozptylu na hodnotě KLP. Podkladem byly výsledky měření získané nivelací a metodou výše uvedenou. Hrubě přibližně můžeme tedy na základě těchto výsledků měření předpokládat, že rozptyl stoupá lineárně s největší délkou vlny, s kterou při vyhodnocení ještě počítáme. Obr. 6 může sloužit také

6. Závislost rozptylu (s^2) na hodnotě KLP pro výsledky měření získané nivelací (plně) a průběžnou registrací (čárkovaně) na povrchu f (slabě) a h (silně)



jako základ k posouzení výše uvedené metody. Na povrchu h je shoda velmi dobrá téměř až do délky vln, např. 15 až 20 m. U povrchu f jsou rozdíly větší. Požadujeme-li např. chyby amplitud do 10 %, pak můžeme připustit odchylky s^2 asi do 20 %. V tomto případě lze brát výsledky přibližně do KLP = 39, tedy délky vln asi do 8 m. Delší vlny mají větší amplitudovou chybu. Ty jsou však z hlediska daného účelu méně významné. Přesto v dalším vyhodnocení jsou uvažovány všechny výsledky pro KLP 39 i 59, aby i v nepříznivých případech (jako je povrch f) byla z výsledků vyloučena také oblast méně přesných hodnot.

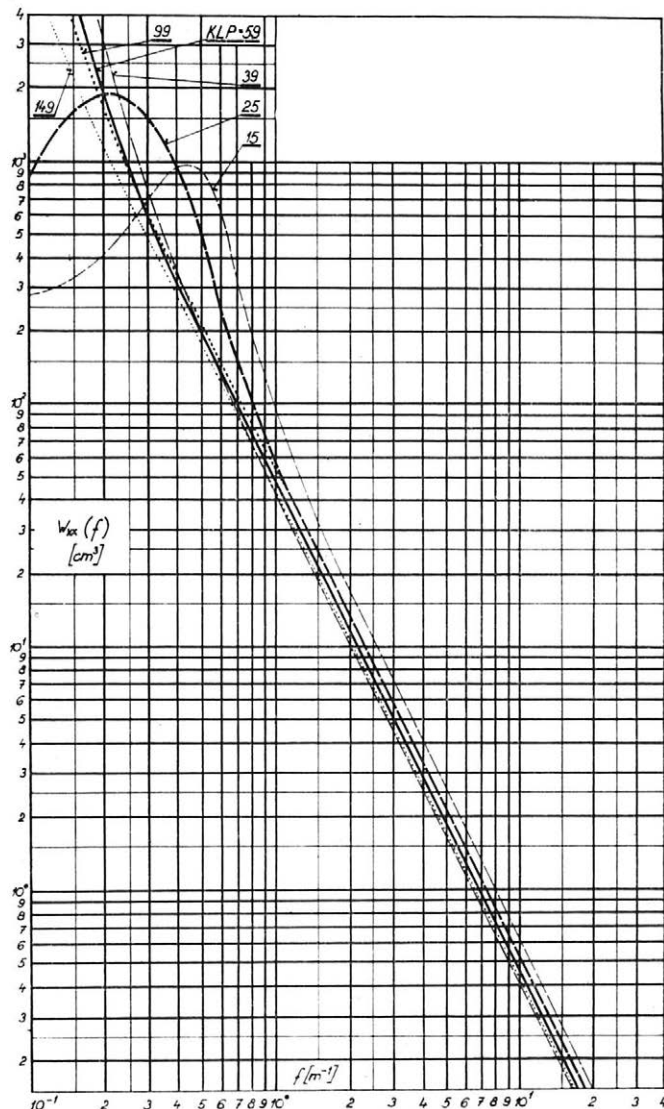
Na obr. 7, 8, 9, 10 jsou vyneseny průběhy funkcí výkonových spektrálních hustot ($W_{xx}(f) = W(f) \cdot s_x^2$), vypočtených na základě vzorců (15), (16), (17). Spektrální hustoty byly vyhodnocovány pro dva povrchy (f a h), různé hodnoty KLP a pro hodnoty získané nivelací a metodou uvedenou na začátku práce. Výpočet byl proveden pro výsledky, pro které tvar autokorelační funkce kvalitativně odpovídal funkci (14a). V některých případech (např. pro výsledky nivelací povrchu f , při KLP = 99) se tvar autokorelační funkce lišil od průběhu daného výrazem (14a); pak by nebylo možné jednoznačně stanovit parametry α a β a případ nebyl uvažován. Z obr. 7, 8, 9, 10 plynou následující závěry.



7. Výkonová spektrální hustota v závislosti na frekvenci (f je počet kmitů na 1 m dráhy) pro povrch f (měřeno nivelací); při zpracování byly použity různé hodnoty KLP

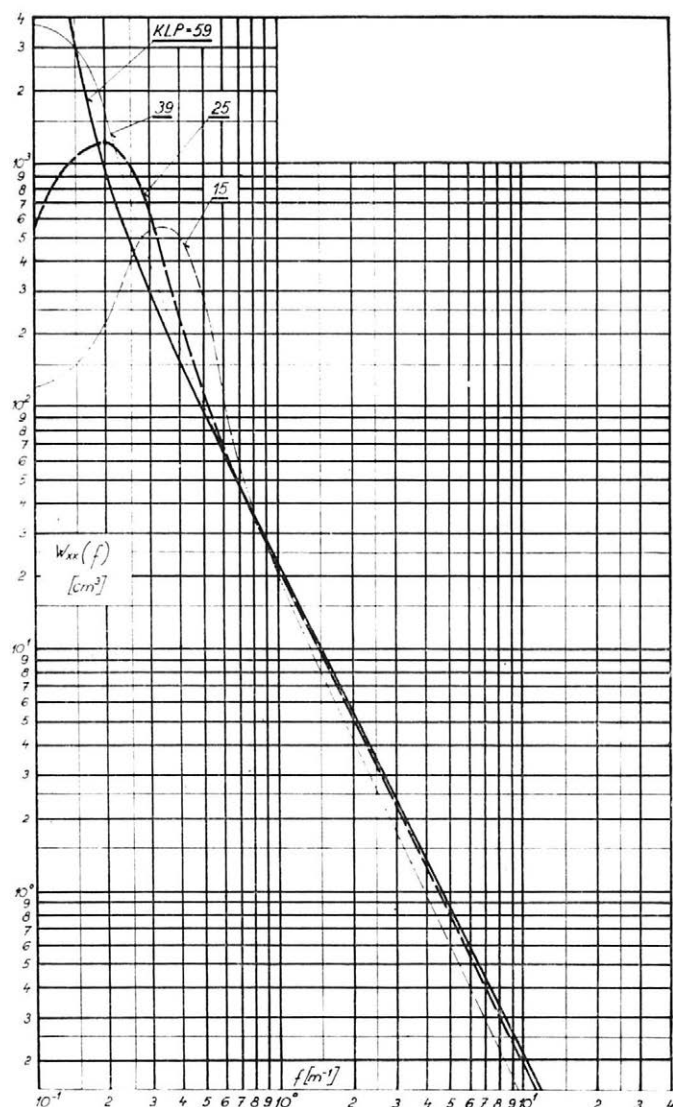
Vliv KLP se uplatní hlavně při nízké frekvenci. Při vyšší frekvenci je výrazně menší a průběhy pro různá KLP se téměř shodují. Pro oba povrchy platí, že výsledky získané nivelací a popsanou metodou vykazují poměrně dobrou shodu. Závislosti výkonových spektrálních hustot na frekvenci (při zanedbání úseků blízkých hodnotám frekvencí podle výrazu (18), kde se uplatňuje vliv působený hodnotou KLP) jsou v logaritmických souřadnicích téměř lineární, což je ve shodě s průběhy zjištěnými Wendebornem (1963) zcela odlišným postupem. Povrch f a h spadá do oblasti udávané Wendebornem pro polní

8. $W_{xx}(f)$ (obdobně jako v obr. 7), povrch h , měřeno nivelací



cesty (h není příliš vzdáleno krajní hranici a f je velmi blízké střední polní cestě). Sklon křivek je blízký Wendebornovým křivkám.

Na obr. 11 jsou porovnány všechny povrchy z hlediska výkonových spektrálních hustot profilů nerovností. Uvedené průběhy je třeba považovat za orientační, protože asi u 1/3 případů má průběh autokorelačních funkcí závažnější odchylky od teoretického výrazu daného rovnici (14a) (např. u povrchu h se zjistily odchylky na všech stopách při KLP 59 i 39). Vyskytovaly se převážně u τ nad 6 m. Zjistila se také tendence k menší

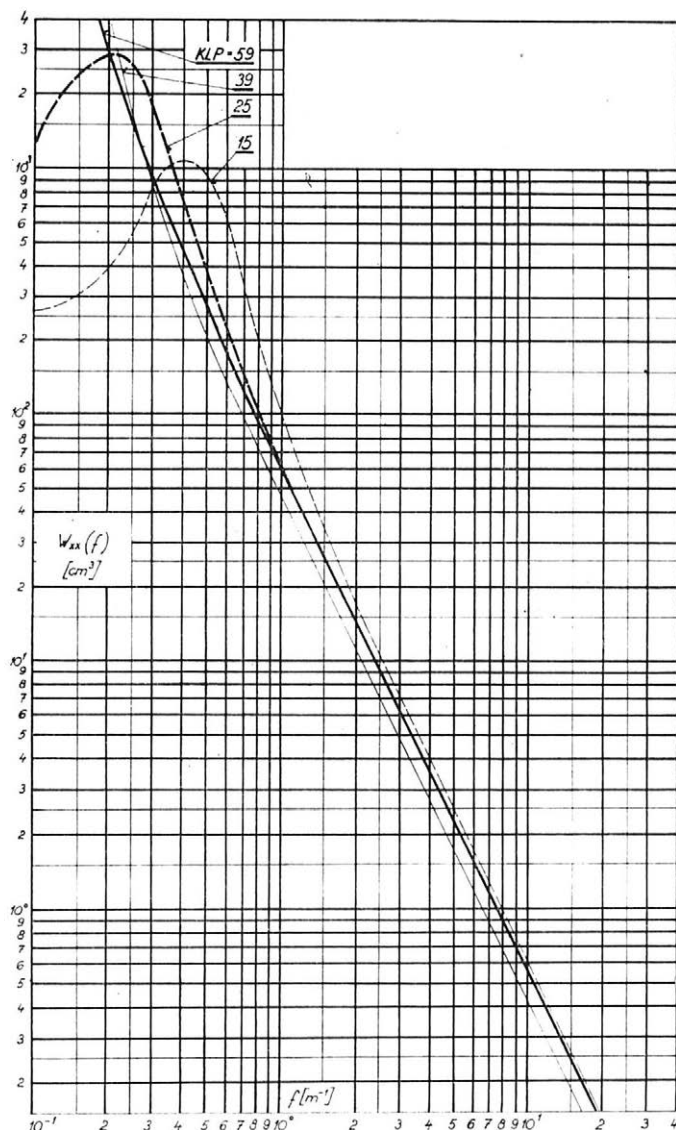


9. $W_{xx}(f)$ (obdobně jako v obr. 7), povrch f , měřeno podle uvedené metody

křivosti experimentální křivky v její první části (klesající větve z bodu $\tau = 0$), jak to je patrné také v obr. 4. Použila se vždy závislost zjištěná pro jednu vybranou kolej, která se nejvíce blížila středu rozmezí všech čtyř měřených stop (měření se vyhodnocovala pro $KLP = 39$ a 59 , pro které výsledky při vyšší frekvenci téměř splývaly a oblast do nižších frekvencí byla nahrazena přímkou).

Pro posouzení závažnosti uvedených odchylek experimentálních dat od teoretického průběhu autokorelačních funkcí byla část výsledků měření zpracována po jednotlivých

10. $W_{xx}(f)$ (obdobně jako v obr. 7), povrch h, měřeno podle uvedené metody



bodech korelační funkce přímo. Vyšlo se z kosinové Fourierovy transformace. Byly použity vztahy uváděné v literatuře (Wendeborn, 1965).

$$W'_{xxr}(f) = 2\Delta l s_x^2 \left(1 + 2 \sum_{q=1}^{m-1} R_{xq} \cos \frac{q \cdot r \cdot \pi}{m} + R_{xm} \cos r\pi \right) [\text{cm}^3] \quad (19)$$

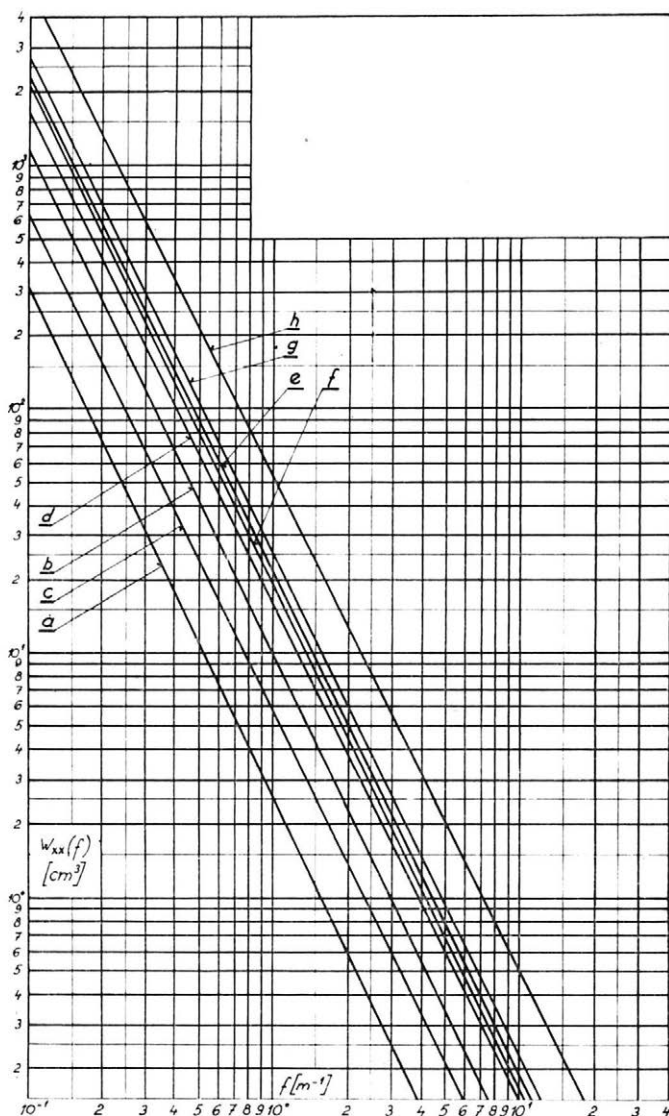
kde: $r = 0, 1, 2 \dots m$

m — počet bodů autokorelační funkce

Δl — délka kroku odečtu hodnot na měřené trati [cm]

s_x^2 — rozptyl [cm²]

R_x — hodnoty normované autokorelační funkce



11. Výkonové spektrální hustoty profilů nerovností (W_{xx}) různých povrchů v závislosti na frekvenci (f)

$$W_{xx0} = 0,54 W'_{xx0} + 0,46 W'_{xx1}$$

$$W_{xxr} = 0,23 W'_{xx(r-1)} + 0,54 W'_{xxr} + 0,23 W'_{xx(r+1)} \quad (20)$$

$$W_{xxm} = 0,46 W'_{xx(m-1)} + 0,54 W'_{xxm}$$

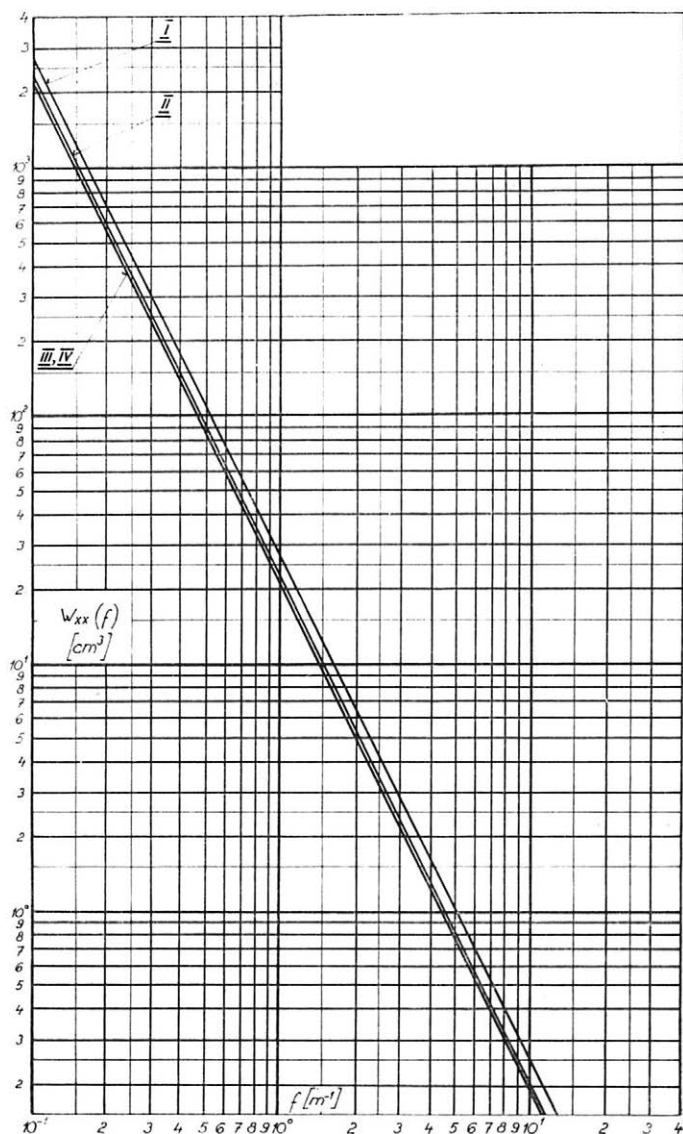
$$f_r = \frac{100 \cdot r}{2m\Delta l} \quad [\text{m}^{-1}] \quad (21)$$

Z těchto výsledků, které neuvádíme, protože jsou příliš rozsáhlé, je zřejmé, že dříve zavedený způsob vycházející z teoretické náhrady autokorelační funkce analytickým

vztahem ve většině případů poměrně dobře vystihuje střední průběh výkonové spektrální hustoty. Větší odchylky se zjistily pouze u povrchů *b, g, h*, kde teoretické a experimentální korelační funkce měly největší rozdíly.

Výkonové spektrální hustoty zjišťované pro různé koleje při měření se základní úpravou pochopitelně vykazovaly rozptyl, který souvisí s tím, že povrch vozovky je většinou po šířce z hlediska tvrdosti podmínek různý. Např. okraje zkoumaných tratí byly často více zvlněny než střední části. Jindy tomu bylo opačně, nebo se výrazně lišila levá a pravá část tratí. Tento rozptyl výsledků je patrný z obr. 12. Malý rozptyl se zjistil u povrchu *h*, který byl po šířce z hlediska nerovností nejhomogennější, neboť významná část nerovností byla způsobena příčnými kolejemi vedenými v různém sklonu vůči ose zkoumané trati přes všechny měřené koleje. Rovněž povrch *e* byl po šířce rovnoměrný.

Ze vzájemných korelačních funkcí pro profily nerovností dvou sousedních kolejí je

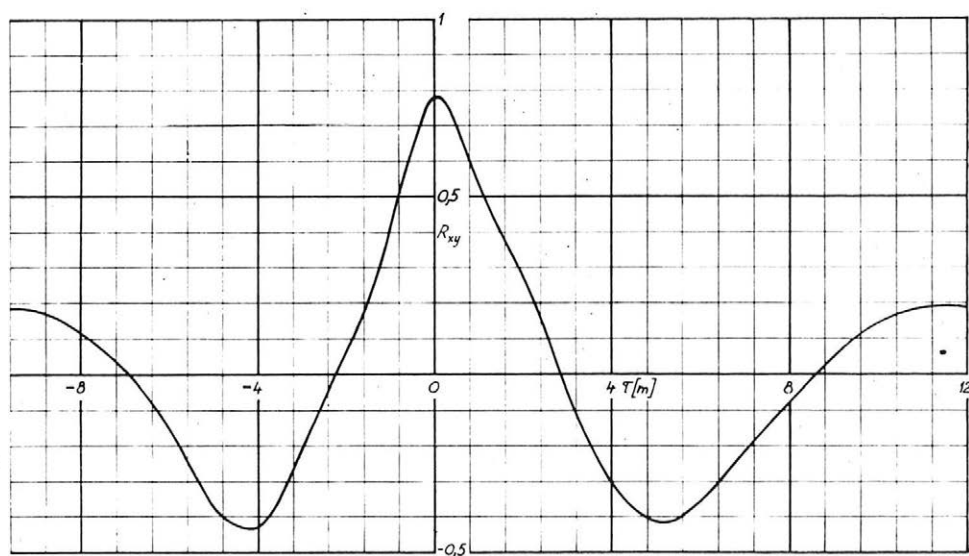


12. Průběhy výkonových spektrálních hustot $W_{xx}(f)$ různých kolejí při základní úpravě na povrchu *e*

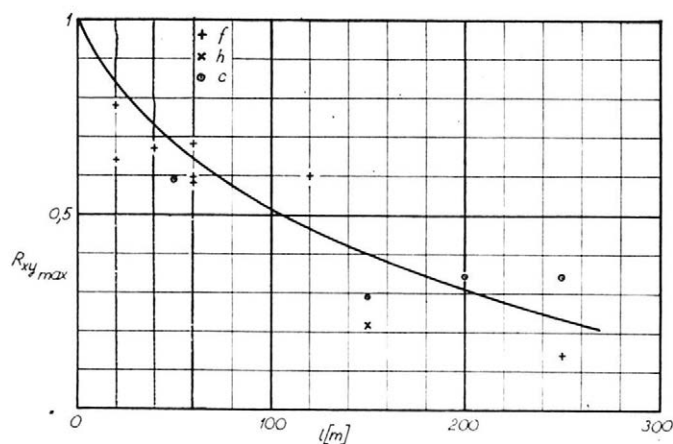
možné usoudit na vztah mezi nerovnostmi různých kolejí a při aplikacích může být vodítkem k posouzení možnosti využití získaných výsledků také v případě jiného rozmístění kol, než odpovídá opěrným bodům kopírovacích orgánů při měření (v základní úpravě).

Ukázka vzájemné korelační funkce je na obr. 13. Korelační funkce v obr. 13 má nejvyšší hodnotu pro τ blízké nule, což plyne z toho, že sledované kopírovací orgány byly vedle sebe (vzdáleny 20 cm). V průběhu vzájemných korelačních funkcí se obdobně jako u autokorelačních projevuje výrazná frekvence, která opět zřejmě souvisí s hodnotou KLP (v daném případě KLP = 59).

Na obr. 14 jsou uvedeny nejvyšší hodnoty normovaných vzájemných korelačních funkcí profilů nerovností vždy pro dvě rovnoběžné koleje vzájemně různě vzdálené. Vycházíme z praxe používání koeficientů korelace, podle které se např. předpokládá, že do hodnoty 0,3 je nízký stupeň těsnosti vztahů. Mírný stupeň těsnosti, s nímž je nutné



13. Vzájemná korelační funkce profilů nerovností povrchu f , dvou kolejí vzdálených 20 cm (KLP = 59)



14. Maxima vzájemných korelačních funkcí nerovností rovnoběžných kolejí v závislosti na jejich vzdálenosti při KLP = 59 (křížky povrch f , ležaté křížky h , kroužky c)

počítat, je mezi 0,3 a 0,5. Při hodnotách 0,5 až 0,9 je značně významný stupeň těsnosti a nad 0,9 je velmi vysoký stupeň závislosti veličin. Velmi hrubě uvažováno, můžeme na základě obr. 14 usoudit, že při vzdálenosti kolejí menší než 1 m jsou průběhy profilů přirozených nerovností zemědělských vozovek v průměru značně závislé. Jestliže podle stejných kritérií posuzujeme průběh nerovností v podélném směru (z průběhů autokorelačních funkcí), dojdeme k závěru, že v podélném směru jsou nerovnosti méně proměnné než v příčném. Tento závěr souhlasí s praktickou zkušeností z tenzometrických měření (jízda napříč cesty je vždy značně nepříznivější než v podélném směru).

Konkrétní výsledky měření, uvedené v této části práce, byly zpracovány minipočítačem NOVA 820, na jehož vstup byl připojen výstup měřicího magnetofonu (přes analogo-číslicový převodník). Výsledky získané nivelací byly vyděrovány do děrné pásky. K zpracování na základě uvedených vztahů byly vypracovány programy v jazyce ASSEMBLER (jen vlastní digitalizace a redukce počtu vzorků pomocí vzorce (10)) a FORTRAN. Potřebné programy vypracovali pracovníci OZV-VÚZS. Ing. Müller vypracoval program na vlastní digitalizaci a redukci podle výrazu (10) a pomocí klouzavého průměru a výpočet hodnot normovaných korelačních funkcí podle výrazu (5), (11), (12). Ing. Šnobl vypracoval zejména navazující skupinu programů vycházejících z výrazů pro teoretickou náhradu autokorelační funkce a tomu odpovídající spektrální hustotu podle výrazů (14) až (18) a program pro výpočet podle výrazu (13). S. Šimána pak sestavil program pro výpočet výkonových spektrálních hustot podle vzorců (19), (20), (21).

ZÁVĚR A ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Soubor experimentálních podkladů o půdních nerovnostech, vystihující skutečné podmínky v provozu, je základní podmínkou praktického nasazení řady účinných metod využitelných při vývoji nových zemědělských strojů. Jedná se především o teoretické řešení pojezdu po nerovném povrchu modelováním pomocí počítačů nebo metodami statistické dynamiky. Tyto metody umožňují získat optimální parametry strojů z hlediska dynamických účinků a schopnosti pohybu strojů v terénu při zvýšených rychlostech. Znalost dynamických sil v době návrhu stroje je také důležitým podkladem pro pevnostní výpočty, určení stavebního stylu jako předpokladu správného pevnostního řešení, maximálního využití materiálu a vysoké provozní spolehlivosti.

VÚZS získal základní soubor podkladů, umožňující první praktické aplikace modelování pojezdu při různých stupních provozních podmínek. Získané výsledky měření jsou koncentrovány spíše na tvrdší podmínky než průměrné, ale i průměrné a příznivé povrchy jsou zastoupeny. V soulase se zkušeností z tenzometrických měření (ve snaze co nejvíce respektovat strojům nebezpečné podmínky) byly za reprezentanty povrchů pokládány vozovky, resp. povrchy blízké polním cestám. Přitom některé z nich byly blízké nerovnostem vyskytujícím se na poli a získané záznamy takové podmínky rovněž obsahují.

Literatura

- GRANDALL, S. H. — MARK, W. D.: Random vibration in mechanical systems. New York, London 1963.
 KROPÁČ, O.: Volba optimální délky realizace náhodného procesu s uvážením statistických, provozních a ekonomických hledisek. Sborník ČVTS: Zvýšení životnosti automobilů, Praha 1974.
 PARDUBSKÝ, B. — ZUNA, I.: Směrnice pro vyhodnocování náhodných procesů charakterizujících provozní podmínky. [Výzkumná zpráva.] SVÚSS 1973.
 REKTORYS, K.: Přehled užité matematiky. Praha 1963.
 SOUCEK, Z.: Kopírování, měření a registrace půdních nerovností. [Závěrečná zpráva.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1973.

SOUČEK, Z.: Dynamické řešení pojezdu samojízdného zemědělského stroje po přirozeném nerovném povrchu. [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1974.

SOUČEK, Z.: Metoda měření a registrace půdních nerovností použitelná k modelování pojezdu zemědělských strojů. Zem. technika, 21, 1975, č. 6, s. 327-339.

TERSCH, H.: Methodik zur Klassifikation von Fahrbahnen. Návrh metodiky ILT-NDR. 1974.

WENDEBORN, J. O.: Die Unebenheiten landwirtschaftlicher Fahrbahnen als Schwingungserreger landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Grundlagen der Landtechnik, 1965, č. 2.

Došlo dne 22. 7. 1976

СОУЧЕК З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов, Чехословакия). Результаты измерения профиля неровности для моделирования движения сельскохозяйственных машин. Zem. technika 22 (11) : 631-648, 1976.

В работе приводится основная совокупность результатов измерения профилей неровностей поверхности, по которой ездят сельскохозяйственные машины. Приводятся также результаты анализов профилей неровностей по методам статистической динамики. Для экспериментальных работ применялся метод, описанный ранее Соучеком (1973 и 1975 гг.).

измерение неровностей; моделирование

SOUČEK Z. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov, Czechoslovakia). *The Results Obtained in Measuring the Profiles of Uneven Surface to Model the Travelling of Agricultural Machines.* Zem. technika 22 (11) : 631-648, 1976.

The paper submits a brief review of the results obtained in measuring the profiles of uneven surface on which agricultural machines travel. The results of analyses of these profiles by means of the methods of statistical dynamics are also presented. For the experimental work the method mentioned already earlier by Souček (1973, 1975) was used.

measuring of the profile of uneven surface; modelling

SOUČEK Z. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov, Tschechoslowakei). *Meßergebnisse der Unebenheitsprofile für die Modellierung des Landmaschinenfahrwerkes.* Zem. technika 22 (11) : 631-648, 1976.

Im Aufsatz ist das Grundkomplex der Messergebnisse der Unebenheitsprofile von Oberflächen angeführt, auf dem Landmaschinen fahren. Es werden auch Ergebnisse der Analysen von Unebenheitsprofilen mit den Verfahren der statistischen Dynamik angeführt. Für die Experimentalarbeiten wurde die bereits von Souček (1973 und 1975) aufgeführte Methode angewandt.

Unebenheitsmessung; Modellierung

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

MATEMATICKÝ MODEL PROCESU OŘEZÁVÁNÍ ŘEPNÉHO CHRÁSTU MECHANICKOU OŘEZÁVACÍ JEDNOTKOU

O. Knaifl

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

KNAIFL O. *Matematický model procesu ořezávání řepného chrástu mechanickou ořezávací jednotkou*. Zem. technika 22 (11): 649–661, 1976.

Na základě geometricko-kinematických a dynamických poměrů v mechanismu, který tvoří ořezávací jednotku, a s respektováním mechanicko-fyzikálních charakteristik řepné bulvy v půdě byl sestaven matematický model procesu kopírování bulvy a ořezávání řepného chrástu. Identifikace modelu se prováděla srovnáním s výsledky provozních zkoušek. Podle výsledků jednoparametrické optimalizace byly navrženy konstrukční úpravy ořezávací jednotky. Dále práce přináší podrobnější popis procesu a přiřazuje odpovídající vlivy a fáze děje. ořezávání řepného chrástu; matematický model; dynamika mechanismu

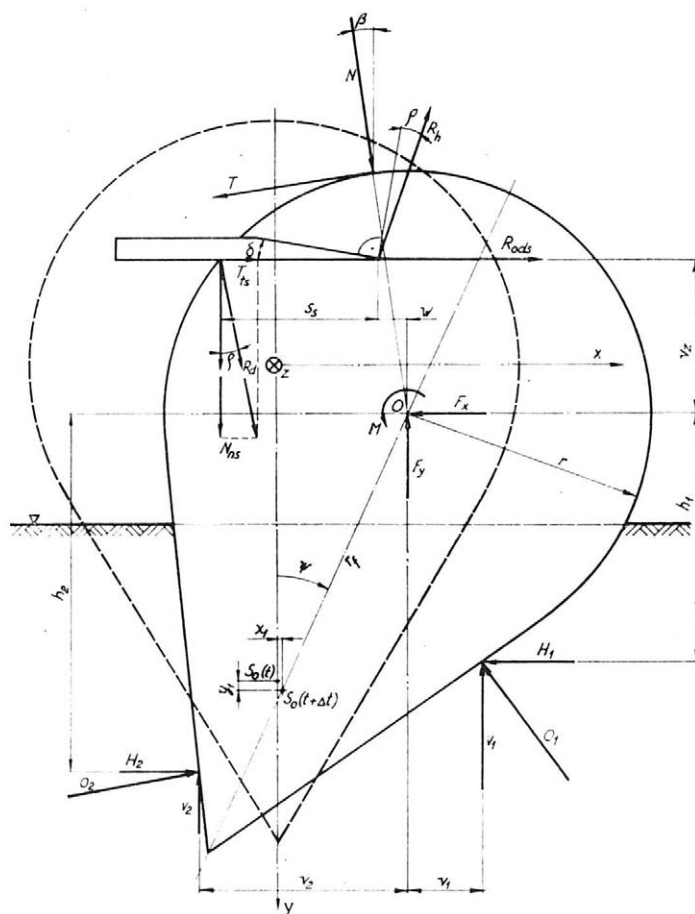
Současná technologie sklizení řepného chrástu předpokládá jeho oddělování od bulv ještě zakotvených v půdě. K tomuto účelu slouží víceřádkové ořezávače, jejichž pracovním orgánem je řada ořezávacích jednotek. Schéma ořezávací jednotky je na obr. 1. Skládá se z ořezávacího ústrojí, které je naváděno na správnou výšku řezu hmatačem. Hmatací ústrojí plní ještě funkci protiostrů ve fázi řezání a dále odsouvá uříznutý chrást po trnech ořezávacího nože na dopravník. Téměř paralelní pohyb ořezávacího nože zajišťuje čtyřkloubový mechanismus.

Stále rostoucí požadavky na výkon ořezávačů nutí řešitele k podrobné analýze celého stroje, zvláště pak ořezávací jednotky. Rostoucí pojezdová rychlost zvyšuje nároky především na kopírovací schopnosti hmatače a s ní související rychlost změny polohy řezacího orgánu. Současně je požadováno zkvalitnění řezu. Oba uvedené požadavky limitují použití současně alternativy navrženého řešení.

V provozních podmínkách nelze zaručit srovnatelnost údajů a přirozený rozptyl výsledků většinou překrývá vliv zkoumaných parametrů, nehledě na časovou a finanční náročnost zkoušek. Tak vznikla potřeba teoretického zpracování. Problematikou ořezávání se zabývá práce Karwowského (1972). Otázku určení dominantních parametrů pro kopírování vyřešila práce Součka (1969).

METODIKA

Podrobnější teoretická analýza je podmíněna sestavením matematického modelu celého procesu, včetně modelu chování ořezávané bulvy v půdě, a experimentální zjištění jeho mechanicko-fyzikálních konstant.



Bulva pod účinkem silového působení orgánů ořezávací jednotky koná obecný prostorový pohyb. Zavedeme pravotočivý kartézský souřadnicový systém (obr. 1). Osa x má smysl odpovídající pojezdové rychlosti c_R , osa y směřuje dolů. Orientace osy z vyplývá z pravotočivosti systému. Podle výsledků filmování rychlostní kamerou jsou některé složky pohybu bulvy zanedbatelné. Je to rotace kolem os x a y a posuv podél osy z . Uložení bulvy vzhledem k rotaci okolo svislé osy y je považováno za absolutně tuhé, účinek šikmého nože se proto z hlediska deformací projeví jen v rovině x, y . Prostorová soustava sil může být tedy redukována na soustavu rovinnou. Při kopírování působí hmatač na bulvu silami N a T (obr. 2). Převládá složka naklápění ψ bulvy okolo osy z . Dochází k zatlačování bulvy y_1 a k posuvu středu otáčení S_0 ve směru jízdy x_1 . Mezi složkami pohybu bulvy při malém ψ platí:

$$\begin{aligned} x &= x_1 + r_f \psi \cos \psi \doteq r_f \psi \\ y &= y_1 + r_f \psi \sin \psi \doteq y_1 \\ \psi &= \psi \end{aligned} \quad (1)$$

kde: r_f — okamžitý poloměr otáčení bulvy při naklápění

Při řezání působí proti pronikání nože řezný odpor R_{ods} . Ořezávací nůž je svírá silami R_H, R_D , způsobenými vnitřními odpory řepné dužiny. V obr. 2 jsou zakresleny

odpovídající reakce. Zároveň nůž přenáší normální sílu N_{ns} od hmatače a jí způsobenou třecí sílu $|N_{ns}| \operatorname{tg} \varrho$. Protože nůž jako člen čtyřkloubového mechanismu koná téměř paralelní pohyb, zabráňuje (pokud nedojde k překonání vnitřních odporů řepné dužiny) bulvě v naklápění. Při řezání tedy neplatí vztahy (1), ale

$$\psi = \psi_2 \quad (2a)$$

$$x \neq x_2$$

kde: ψ_2, x_2 — hodnoty z počátku řezání

Stabilizovaná bulva ($\psi = \text{konst.}$) klade vnější působící síle mnohem větší odpor než bulva, která se může naklápět ($\psi \neq \text{konst.}$). Současně kuželovitý tvar spodní části bulvy způsobuje u bulvy, která koná jenom posuvný pohyb, její nadzvedávání. Zaboření y během řezání při běžných hodnotách parametrů ořezávací jednotky je

$$y \leq y_2 \quad (2b)$$

kde: y_2 — hodnota zaboření z počátku řezání

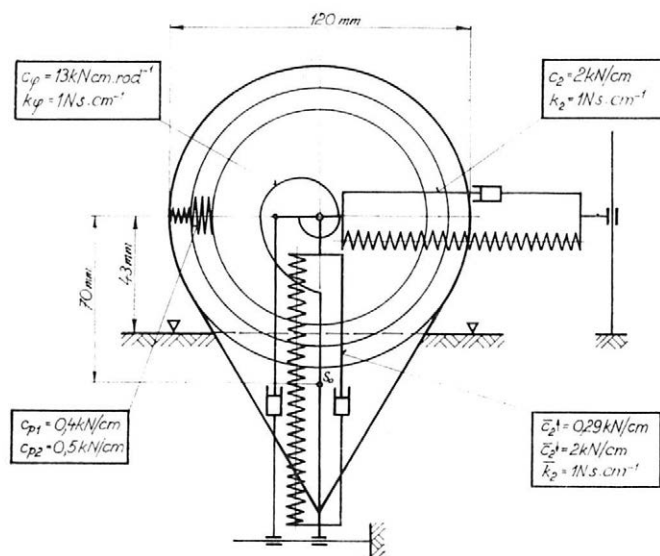
Jelikož zdvih bulvy není velký, je možné uvažovat znaménko rovnosti (podmínka rovinného řezu).

Popsaným akčním silám působícím na bulvu v obou fázích procesu (kopírování a řezání) odporují síly způsobené deformací uložení bulvy v půdě O_1, O_2 . Protože nebude zkoumáno rozložení napětí a deformací na bulvě, budou nahrazeny reakční síly O_1 a O_2 výslednou silou F a momentem M , působícími ve středu bulvy O . Tyto síly jsou funkcemi deformace uložení bulvy a deformace bulvy samotné a rychlostí jejich časového průběhu. Předpokládáme:

$$\begin{aligned} F_x &= C_2 \dot{x} + \bar{k}_2 \dot{x} \\ F_y &= \bar{C}_2 y + \bar{k}_2 \dot{y} \\ M &= C_3 \dot{\psi} + \bar{k}_3 \dot{\psi} \end{aligned} \quad (3)$$

kde: $C_2, \bar{C}_2, C_3$ — tuhosti uložení bulvy

$\bar{k}_2, \bar{k}_3$ — koeficienty tlumení při změně deformace uložení i bulvy samotné



3. Model mechanicko-fyzikálních vlastností řepné bulvy v půdě

Jejich experimentálně zjištěné hodnoty ukazuje obr. 3. Řezné síly nahradíme výslednicí působící v bodě ostří (který leží v rovině kolmé na ostří nože a procházející středem bulvy O — bod zářezu) a momentem, jehož složka do roviny x, y je R_{MN} . Vodorovná složka výslednice řezných sil necht' je R_{od} , svislá N_n .

Pro jejich přibližné vyjádření platí:

$$\begin{aligned} R_{od} &\doteq R_{ods} + T_{ts} = R_{ods} + |N_{ns}| \operatorname{tg} \varrho \\ N_n &\doteq N_{ns} \\ R_{MN} &\doteq N_{ns} \cdot s_s \end{aligned} \quad (4)$$

při zanedbání účinku svíravých sil R_H a R_D

kde: s_s — činná šířka nože

$\operatorname{tg} \varrho$ — koeficient tření nože po rovině řezu

Pro rovnováhu bulvy potom platí:

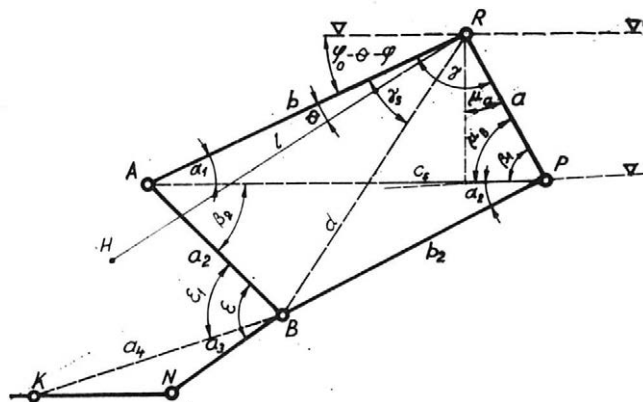
$$\begin{aligned} R_{od} - T \cos \beta + N \sin \beta - F_x &= 0 \\ N_n + T \sin \beta + N \cos \beta - F_y &= 0 \\ R_{od} v_z - N_n w - R_{MN} - T_r - M &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

OŘEZÁVACÍ JEDNOTKA PŘI KOPÍROVÁNÍ BULVY A OŘEZÁVÁNÍ CHRÁSTU

Ořezávací jednotka je pro účely modelování simulována soustavou elementů (hmot, pružin, popř. tlumičů) geometricky uspořádaných jako kyvadlo. Hmota mechanismu je redukována do středu hmatače, tření v kloubech je zanedbáno. Soustava se považuje za rovinnou. Členy mechanismu mohou být nahrazeny tuhými tělesy, s výjimkou členu a_2 spojujícího hmatací a řezací ústrojí, který zprostředkovává svislé působení hmatače na bulvu. U současných ořezávacích jednotek je spojující člen tuhý, svislým působením hmoty hmatače se deformuje řezný orgán — nůž, což působí nepříznivě na kvalitu řezu.

Geometrické poměry

Geometrické uspořádání ořezávací jednotky ukazuje obr. 1. Podrobněji jsou popsány použité geometrické veličiny na obr. 4. V závislosti na zdvihu hmatacího kotouče (x_H , y_H) dochází i k přestavení plochy držáku nože (x_N , y_N). Souřadnice těchto bodů jsou určeny délkami a úhly mezi jednotlivými elementy mechanismu a souřadnicemi bodů



4. Geometrické poměry čtyřkloubového mechanismu ořezávací jednotky

zavěšení (x_R, y_R) , (x_P, y_P) . Body zavěšení R, P jsou body rámu, jehož pohyb považujeme za rovnoměrný v horizontálním směru (rychlost $c_R = \text{konst.}$). Ve svislém směru rám kmitá, neboť je přes kola buzen nahodile od povrchu pole. Nahodile buzená mechanická soustava působí jako filtr tím, že odstraňuje frekvence vzdálené od vlastních, které naopak zdůrazňuje. Souřadnice bodu závěsu R jsou:

$$x_R = c_R t + x_{R1} \quad (6)$$

$$y_R = A_k \sin(\Omega t + \Psi_R) + y_{R1}$$

kde: A_k — amplituda kmitání
 Ψ_R — fázový úhel
 y_{R1}, x_{R1} — počáteční hodnota y_R, x_R

a podobně souřadnice bodu P .

Souřadnice středu hmatače H a držáku nože N

$$x_H = x_R - l \cos(\varphi_0 - \varphi) \quad (7)$$

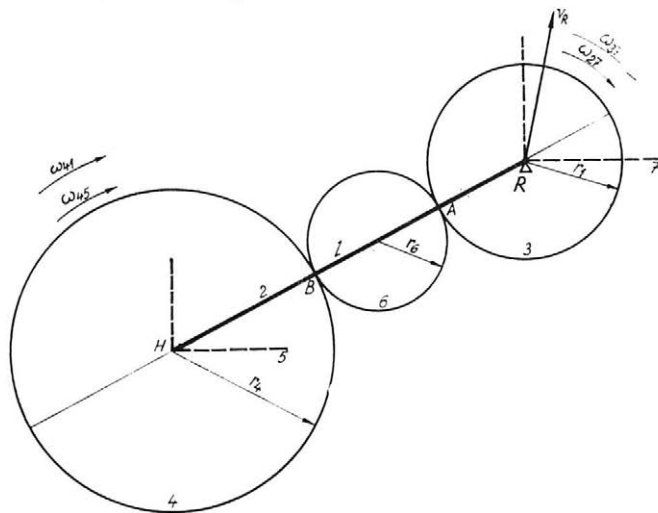
$$y_H = y_R + l \sin(\varphi_0 - \varphi)$$

$$x_N = x_R - d \cos(\varphi_0 - \varphi - \Theta + \gamma_s) - a_3 \cos(\varepsilon + \varphi_0 - \varphi - \Theta - \alpha_1 - \beta_2) \quad (8)$$

$$y_N = y_R + d \sin(\varphi_0 - \varphi - \Theta + \gamma_s) + a_3 \sin(\varepsilon + \varphi_0 - \varphi - \Theta - \alpha_1 - \beta_2)$$

Kinematické poměry

ukazuje obr. 5. Pohon neprodlužitelným řetězem lze modelovat jako odvalování kotoučů o poloměrech hnací a hnané řetězky r_1 a r_4 spolu s vloženým mezikolem o poloměru $r_6 = (l - r_1 - r_4)/2$.



5. Kinematické poměry na ořezávací jednotce

Po základním rozkladu a zavedení krivočáře se posouvajících prostorů 5 a 7 obdržíme vztah mezi úhlovými rychlostmi otáčení hmatacího kotouče vzhledem k základnímu rámu ω_{41} a úhlovými rychlostmi otáčení hnací řetězky ω_{31} a kývání ramene ω_{21}

$$\omega_{41} = \omega_{31} \frac{r_1}{r_4} + \omega_{21} \left(1 - \frac{r_1}{r_4} \right) \quad (9)$$

kde: ω_{41} — orientována podle obr. 5.

Odtud určíme zrychlení ε_{41} , které stanoví velikost hnacího momentu M_H nezbytného k dodržení požadavku, aby tečná síla vracela bulvu vyvrácenou nárazem hmatacího kotouče zpět do původní polohy.

Dynamické poměry

Výsledné silové účinky bulvy na hmatač lze vyjádřit normálnou reakcí N působící ve směru spojnice středu hmatacího kotouče a středu bulvy O a tečnou silou T , která leží v tečné rovině dotýkajících se ploch. Ve fázi řezání se připojují síly působící na nůž, které nahradíme výslednicí s vodorovnou složkou R_{od} a se svislou složkou N_n , s působištem v bodě zářezu. Jejich velikosti udávají vztahy (4), jejich směrová orientace je opačná než orientace u odpovídajících reakcí ovlivňujících bulvu. Současně řezaná bulva zatěžuje ořezávací mechanismus kroučícím momentem R_{MN} působícím na nůž (obr. 2).

Z rovnováhy jednotlivých uvolněných těles získáme soustavu rovnic, z nichž vybereme:

$$R_T - m l \ddot{\varphi} + (S - S_1) \sin \vartheta + T \sin (\beta - \varphi_o + \varphi) + N \cos (\beta - \varphi_o + \varphi) - mg \cos (\varphi_o - \varphi) - F + m \ddot{y}_R \cos (\varphi_o - \varphi) = 0 \quad (10)$$

$$(S_1 - S) \cos \vartheta r_4 - TR - \mathcal{J} \varepsilon_{41} + M_r = 0 \quad (11)$$

$$R_T l + A_S b \cos (\alpha_1 + \beta_2) + A_p b \sin (\alpha_1 + \beta_2) = 0 \quad (12)$$

$$- A_p \cos (\alpha_1 + \beta_2 - \varphi_o + \varphi + \Theta) + A_S \sin (\alpha_1 + \beta_2 - \varphi_o + \varphi + \Theta) - B \cos (\alpha_2 + \beta_1 - \mu_B) - R_{od} = 0 \quad (13)$$

$$A_p \sin (\alpha_1 + \beta_2 - \varphi_o + \varphi + \Theta) + A_S \cos (\alpha_1 + \beta_2 - \varphi_o + \varphi + \Theta) - B \sin (\alpha_2 + \beta_1 - \mu_B) + N_n = 0 \quad (14)$$

$$A_S a_2 + R_{MN} + R_{od} a_4 \sin (\varepsilon_1 - \alpha_1 - \beta_2 + \varphi_o - \varphi - \Theta) + N_n a_4 \cos (\varepsilon_1 - \alpha_1 - \beta_2 - \varphi_o + \varphi + \Theta) = 0 \quad (15)$$

kde: A_P, A_S — podélná a příčná složka vnitřní síly členu a_2 v kloubu A

B — vnitřní síla v bodě B členu b_3

R_T — tečná reakce ve středu hmatáče

S_1, S — tahy v řetězu

$m, \mathcal{J}$ — hmota a hmotný moment setrvačnosti hmatáče

g — gravitační zrychlení

Rovnice rovnováhy doplníme ještě vazbou mezi normálnou silou N a tečnou silou T

$$T \leq |N| f \quad (16)$$

kde: f — koeficient tření hmatáče po bulvě

Pokud platí uvedená podmínka, nedochází ke smyku mezi hmatacím kotoučem a bulvou. Přítlačná síla F je vyvozena pružinou $cl\varphi$ a tlumičem $kl\varphi$. Je možné předem nastavit předpětí na pružině F_o .

VZÁJEMNÉ VAZBY MEZI SOUŘADNICEMI VÝZNAČNÝCH BODŮ OŘEZÁVACÍ JEDNOTKY A BULVY BĚHEM PROCESU

Během přechodu ořezávače přes bulvu byly sledovány mimo parametry důležité pro optimalizaci jednotky také parametry rozhodující pro určení fáze děje.

Kopírování je charakterizováno tím, že vzdálenost d_1 středu hmatače H a středu bulvy O

$$d_1 \leq R + r \quad (17a)$$

kde: $d_1^2 = (x_H - x)^2 + (y_N - y)^2$

Znaménko $<$ charakterizuje zaboření hmatače do bulvy. Předpokládáme-li úměrnost zaboření kolmého tlaku mezi hmatačem a bulvou, pak lze rovnici (17a) přepsat do tvaru

$$d_1 = R + r - N \left(\frac{1}{c_p} + \frac{1}{c_g} \right) \quad (17b)$$

kde: c_p — tuhost vrchní obalové vrstvy bulvy včetně chrástu

c_g — tuhost pružného obvodu kotouče, v případě použití netradičního hmatače (současné provedení $c_g = \infty$).

Vzhledem k jednostrannosti vazby mezi hmatačem a bulvou bude N nabývat pouze nezáporných hodnot. Kopírování končí při $d_1 > R + r$. Během řezání je nůž veden svojí plochou, bulva se nenaklápí. Bude-li vodicí plocha nože vodorovná, pak

$$y_K = y_N = y - v_z \quad (18a)$$

kde: v_z — konstantní vzdálenost roviny řezu od středu bulvy

Vzdálenost bodu zářezu $K(x_k, y_k)$ od středu bulvy je

$$d_2 = \sqrt{w_s^2 + v_z^2} \quad (19a)$$

kde: $w_s = \frac{|\operatorname{tg} \alpha (x - x_N) + z_N|}{|\operatorname{tg}^2 \alpha + 1|}$ — vzdálenost bodu K od svislice procházející bodem O

Řezání probíhá, jestliže

$$d_2 \leq r \quad (20)$$

Pro x -ovou souřadnici bodu zářezu K , který je charakterizován tím, že jako bod nože má nejkratší vzdálenost od středu bulvy, je

$$x_K = x \mp w_s \sin \alpha = x \mp w \quad (18b)$$

kde znaménko $+$ platí až po dosažení středu kružnice řezu. Bude-li délka nožového ramene a_{20} lineárně měnitelná v závislosti na působící osově síle A_p , pak

$$A_p = (\sqrt{(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2} - a_{21}) c_{20} \quad (21)$$

kde: člen v závorce představuje změnu délky nožového ramene c_{20} — konstanta tuhosti $(x_A, y_A), (x_B, y_B)$ — souřadnice bodů čtyřkloubového mechanismu A, B

Působí-li kolmá reakce mezi nožem a bulvou po skončení řezu $d_2 > r$ ve směru kladné poloosy y , dochází k dalšímu vedení nože po řezu, dokud nepřejde nůž řez celou svojí šířkou. Pak platí

$$d_2 > r + s \quad (19b)$$

kde: s — šířka nože

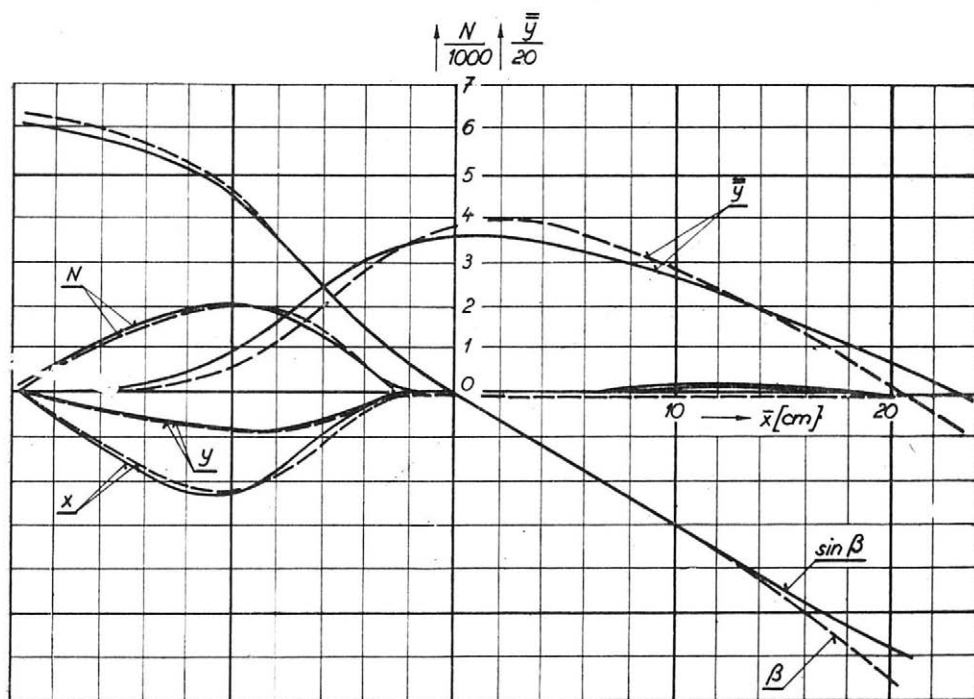
a nastává třetí, poslední fáze procesu — let, kdy není v dotyku s bulvou ani hmatač ani řezací orgán.

Po dosažení geometrických a kinematických vztahů do rovnic rovnováhy vzniká soustava nehomogenních nelineárních algebraických rovnic s proměnnými koeficienty a obyčejných nelineárních diferenciálních rovnic. Tyto soustavy jsou typické pro dynamická řešení mechanismů. V soustavě rovnic popisujících proces ořezávání a kopírování bulvy s uvažováním poddajnosti spojovacího členu bylo možné vyjádřit explicitně parametry určené algebraickými rovnicemi. Integrace diferenciálních rovnic potom probíhala Runge-Kuttovou metodou čtvrtého řádu Gillovy modifikace IBM (1968). Výpočet se dělal programem OR2 na samočinném počítači NOVA 820 v programovacím jazyku FORTRAN IV. Podrobněji viz práce Knaifla (1976).

IDENTIFIKACE MODELU

Pro ověření účinku hlavních parametrů ořezávače na kopírovací schopnost a na velikost sil působících na ořezávač během kopírování bylo použito výsledků práce Součka (1969), kde řešení proběhlo na analogovém počítači MEDA 80T. Porovnání obou metod ukazuje dobrou shodu (obr. 6). Místo svislé souřadnice y_H se vynášela $\bar{y} = y_H - (r - h)$.

Současně s matematickým modelem procesu ořezávání probíhala provozní měření na ořezávači 6 ORCS, doprovázená filmováním časovou lupou. Porovnání ukazuje další obrázek (obr. 7). Zakroužkovány jsou pojezdové rychlosti c_R . Shoda je opět dobrá.

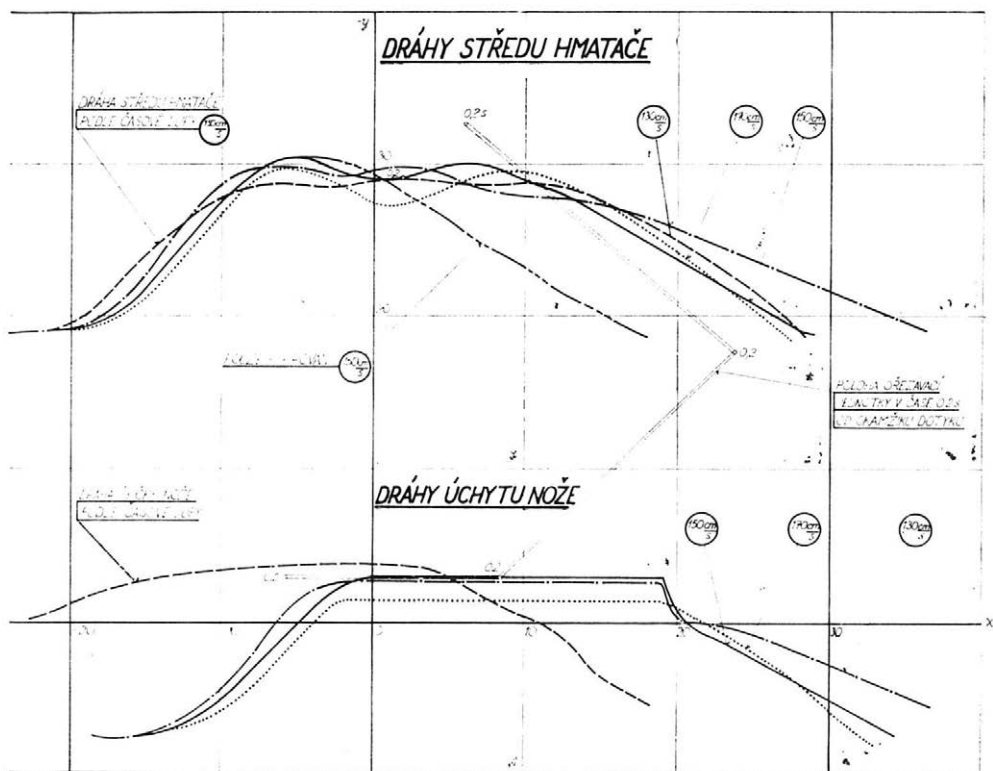


— PODLE PRÁCE [3] $\left\{ \begin{array}{l} f = 0,01 \\ c_p = 10\,000 \text{ N/cm} \end{array} \right.$
 - - - - - PODLE PŘEDLOŽENÉ PRÁCE

6. Průběh nejdůležitějších veličin při přejezdu řepy hmatacím kotoučem

Z chování známé mechanické soustavy ořezáče při přejezdu bulvy byly upřesněny fyzikálně mechanické vlastnosti ořezávaného objektu (bulvy v zemi), dosud získávané pouze statickými experimenty.

Tvarová odlišnost zvláště v počáteční fázi je způsobena jednak nelineárností charakteristiky bulvy při působení vodorovných sil, jednak nekruhovostí svislého osového řezu bulvy a dále nepřesností najetí hmatacího kotouče na bulvu. V další fázi při řezání je matematický model omezen striktní podmínkou rovinného řezu (2b). Podmínka rovinného řezu není splněna přesně. Dokolanejší popis této fáze ořezávání si vyžádá experimentální práce v terénu i v laboroři.



7. Dráhy středu hmatače a nože při různých rychlostech pojezdu

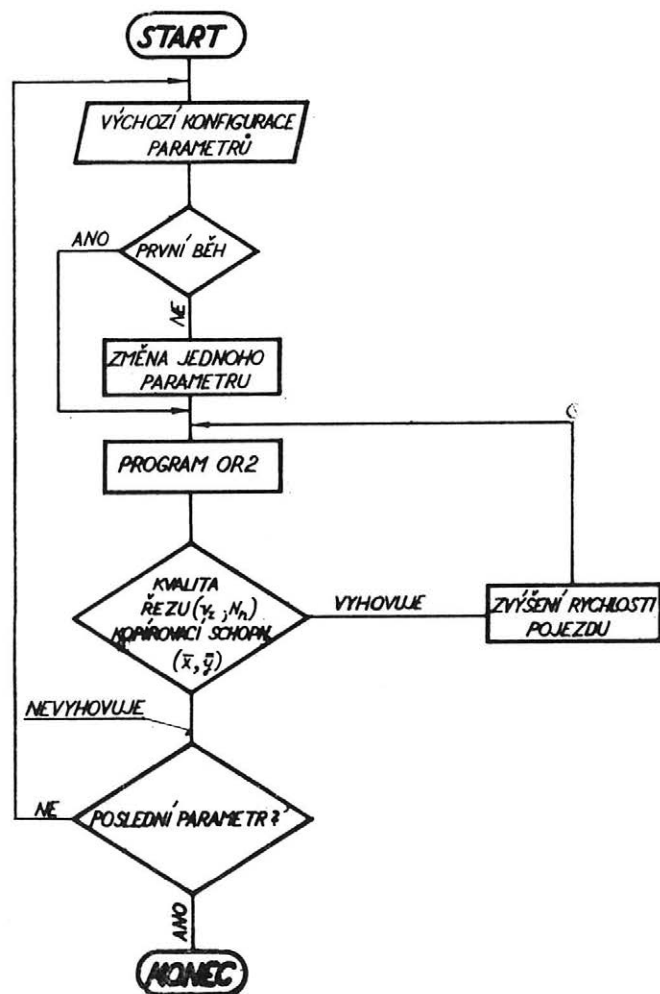
VÝSLEDKY A OPTIMALIZACE OŘEZÁVACÍ JEDNOTKY

Mnohoparametrická optimalizace je složitý proces, který nemá ještě propracované matematické metody. Proto bývá redukována na optimalizaci s malým počtem dominantních parametrů. Pro posouzení vlivu jednotlivých parametrů a pro stanovení dominantních parametrů byl použit postup znázorněný vývojovým diagramem na obr. 8. Za kritérium optimalizace je pokládána kvalita řezu při rostoucí pojezdové rychlosti. Kvalita řezu je určena výškou skrojku, dodržení kolmosti řezu k ose bulvy a povrchem řezné plochy, ovlivněným především velikostí a smyslem síl a momentů při řezání.

Současne se sleduje kopírovací schopnost určená délkou $\bar{x}$ a výškou $\bar{y}$ dráhy středu hmatače od okamžiku zvednutí až do skončení přeletu jedné bulvy.

Výsledkem práce jsou nejen závažné kvalitativní závislosti mezi parametry soustavy, ale i hlubší poznání procesu. Ukazuje se, že je nezbytné odlišovat fyzikálně-mechanické vlastnosti řepných bulv v zemi při různých fázích děje. Při kopírování je svázán jenom posuv ve směru pojezdu a natočení. Při řezání je vazba mezi posuvem ve směru pojezdu a zabořením bulvy; natočení zůstává zhruba konstantní.

8. Postup optimalizace



Základním poznatkem je zjištění, že vlivy všech parametrů jsou závislé na rychlosti pojezdu. Závislosti nejsou monotónní, ale mají protiběžné tendence v různých intervalech. Zkoumané pásmo lze rozdělit na dva intervaly: na interval nižších rychlostí, kdy se výška skrojku a délka doletu hmatače zmenšují se stoupající rychlostí pojezdu, a na intervalu vyšších rychlostí, u kterého je tomu naopak. Předěl obou intervalů je při pojezdové rychlosti okolo 5 km h⁻¹. S růstem pojezdové rychlosti monotónně rostou silové účinky

jak při kopírování, tak při řezání. Současný návrh plynoucí z jednoparametrické optimalizace doporučuje:

- a) snížení hmotnosti pohyblivých částí,
- b) zmenšení tuhosti spojení hmatacího a řezacího ústrojí, čímž se sníží přenos svislých sil z nože na bulvu,
- c) zvětšení poddajnosti dotyku hmatače a bulvy,
- d) zmenšení obou složek vodorovných sil při řezání.

Literatura

- KARWOWSKI, T.: Zagadnienia z teorii pracy zespotów ogławiających buraki. Roczn. Nauk. roln. Der. D Monogr. T, 146, 1972.
- KNAIFL, O.: Matematický model ořezávací jednotky řepného chrástu. [Závěrečná zpráva.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1976.
- SOUČEK, Z.: Řešení ořezávací řepného chrástu na analogovém počítači [Závěrečná zpráva.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1969.
- (IBM) IBM Application Program (1130-CM-02X). 1968.

Došlo dne 22. 7. 1976

КНАЙФЛ О. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов, Чехословакия). Математическая модель процесса обрезки свекловичной ботвы механическим ботвоотделителем. Зем. техника 22 (11): 649-661, 1976.

На основе геометрическо-кинематических и динамических отношений в механизме, который представляет собой ботвоотделитель, с учетом механическо-физических характеристик свекловичных корней в почве была составлена математическая модель процесса копирования корня и отделения свекловичной ботвы. Идентификация модели проводилась путем сравнения с результатами производственных испытаний. Согласно результатам однопараметрической оптимизации были предложены усовершенствования конструкции ботвоотделителя. Далее, в работе даются подробные описания процесса и включены соответствующие влияния и фазы работы.

обрезка свекловичной ботвы; математическая модель; динамика механизма

KNAIFL O. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov, Czechoslovakia). *Mathematical Model of the Process of Sugar Beet Topping by means of a Mechanical Cutting Unit*. Zem. technika 22 (11): 649-661, 1976.

On the basis of the geometrical and kinematic, and dynamic ratios in the mechanism constituting the cutting unit and considering the mechanical and physical characteristics of beet roots in soil, a mathematical model of the process of sugar beet topping was worked out. Identification of the model was carried out by means of comparison with the results obtained in operational tests. According to the results obtained with monoparametric optimization, constructional adjustments of the cutting unit were suggested. Furthermore, the paper submits a detailed description of the process including the corresponding effect and stages of the operation.

sugar beet topping; mathematical model; dynamics of the mechanism

KNAIFL O. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov, Tschechoslowakei). *Mathematisches Modell des Köpfenprozesses mit einer mechanischen Köpfvorrichtung*. Zem. technika 22 (11): 649-661, 1976.

Aufgrund der geometrisch-kinematischen und dynamischen Verhältnisse im Mechanismus, der das Köpfgerät bildet, und unter Berücksichtigung der mechanisch-physikalischen Charakteristiken der Knolle im Boden wurde ein mathematisches Modell für den Prozeß der Knollenkopierung und des Köpfens. Die Identifizierung

des Modells erfolgte durch Vergleich zu den Ergebnissen der Einsatzprüfungen. Anhand der Ergebnisse der einparametrischen Optimierung wurden Konstruktionsverbesserungen der Köpfvorrichtung vorgeschlagen. Der Aufsatz bringt ferner eine ausführlichere Beschreibung des Prozesses und ordnet die entsprechende Auswirkung und Phasen der Handlung.

Köpfverfahren; mathematisches Modell; Dynamik des Mechanismus

Adresa autora:

Ing. Oldřich Knafl, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si zapůjčit 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.

ECKELMAN, C. A. C 12.047/899
Construction and evaluation of a caster endurance testing machine. West Lafayette (Indiana), Agric. exp. station 1973. 27 s. 18 obr. 4 tab. Research bulletin 899. (Kovy — únava — zkoušení — stroje — konstrukce — výzkum — USA)

MICHAŁEK, R. D 27.535/155
Modele optymalizacyjne mechanizacji produkcji roślinnej w gospodarstwach wielkołowiarskich. (Souhrn též pol., rus., angl.) Warszawa, PWN 1974. 88 s. obr. tab. Roczniki nauk rolniczych, Seria D — Monografie — Tom 155. (Mechanizace zemědělství — rostlinná výroba — optimalizace — modely matematické — použití — výzkum — Polsko)

ERIKSSON, J. — HAKANSSON, I. — DANFORS, B. C 10.542/354
Jordpacking — markstruktur — gröda. Inverkan av maskiner och fordon. — The effect of soil compaction on soil structure and crop yields. Uppsala. Swedish inst. of agric. engineering 1974. 82 s. 42 obr. 6 tab. (Půda — struktura — stlačování — zemědělské stroje — vliv — výzkum — Švédsko)

VARLEV, I. — ČOCHLAROV, A. E 36.820
Elementi, mechanizacija i avtomatizacija na popivnija proces. Sofija, Zemizdat 1974. 401 s. obr. (Zavlažování — mechanizace a automatizace — příručka)

BOBOCHIDZE, Š. S. D 64.927
Gidravličeskaja avtomatizacija vodoraspredelenija na orositel'nych sistemach. Moskva, Kolos 1973. 247 s. 81 obr. 10 tab. (Závlahové systémy — automatizace — příručka)

SZABÓ, D. E 37.402
Gépesített áttelepítésű esőztető öntözöberendezések. Budapest, MGK 1975. 153 s. 103 obr. 13 tab. (Zavlažování — mechanizace — příručka / Postřikovače — použití — příručka)

D 64.961/41
Merkenonderzoek landbouwspruiten 1975. Wageningen, IMAG 1976. 28 s. obr. tab. Publikatie 41. (Postřikovače traktorové — zkoušení — Holandsko)

NILSSON, E. C 10.542/358
Löshandtering av konstgödsel. — Bulk handling of fertilizers. Uppsala, Swedish inst. of agric. engineering 1975. 70 s. 54 obr. 4 tab. Meddelande nr 358. (Hnojení — mechanizace — Švédsko / Manipulace s materiálem — hnojivo — mechanizace — Švédsko)

KRUHOVÁ DRÁHA PRO ZKOUŠKY ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

J. Procházka, J. Bláha

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

PROCHÁZKA J., BLÁHA J. *Kruhová dráha pro zkoušky únavové životnosti zemědělských strojů*. Zem. technika 22 (11) : 663-673, 1976.

Hlavním tématem práce je kruhová překážková dráha pro zrychlené zkoušky únavové životnosti pojezdových a nosných částí zemědělských strojů, vybudovaná ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů v Praze. Je uveden stručný metodický postup při zjišťování a sestavování zátěžného režimu na dráze a hodnocení výsledků zkoušek. Kruhová dráha má jednoduchou koncepci s mechanickým řízením zkoušeného stroje či traktoru a důkladným elektrickým kontrolním a zabezpečovacím systémem. Řídicí a zabezpečovací systém byl ověřen při zkoušce samojízdného sklízče píce SPS-420 a plně se osvědčil.

únava materiálu; zkoušky životnosti; kruhová překážková dráha

K pevnostním poruchám zemědělských strojů dochází buď tím, že byla překročena statická únosnost konstrukce vlivem vysokého jednorázového přetížení (vyznačuje se v exponovaném místě obvykle dobře patrnou plastickou deformací, řidčeji křehkým lomem), nebo v důsledku opakovaného kmitavého namáhání, kterému je konstrukce vystavena po celou dobu své životnosti a které může vyvolat únavové trhliny či lomy součástí, hlavně v místech s koncentracemi napětí. Podle průzkumu v NDR lze 90 % pevnostních poruch zemědělských strojů připsat únavovým poruchám. V současné době, kdy se ve stále větším měřítku používají vysoce výkonné samojízdné stroje, jejichž cena je několik set tisíc Kčs a jejichž doba nasazení v sezóně činí jen několik týdnů, je spolehlivost těchto strojů základním ukazatelem a odstranění únavových poruch nabývá tím většího významu.

Proto se v oboru zemědělských strojů na celém světě a zejména v socialistických zemích věnuje velká pozornost zkouškám únavové životnosti, které by umožnily zaručit požadovanou dobu provozu strojů bez pevnostních závad, popř. stanovit lhůty pro výměnu některých součástí. Běžné provozní zkoušky strojů před zahájením výroby nemohou k tomuto účelu poskytnout dostatečný podklad, neboť většinou zahrnují jen menší část plánované životnosti. Aby zkoušky podchytily celou požadovanou životnost stroje a aby z nich plynoucí konstrukční úpravy mohly být realizovány

ještě v období jeho vývoje, musí být provedeny zrychleným způsobem, a to nejčastěji v umělých zkušebních podmínkách.

Hlavní principy zrychlených zkoušek zemědělských strojů popsal již V r a n ý (1967). Základním prostředkem v této oblasti se v uplynulých letech staly především kruhové překážkové dráhy. K zavedení zrychlených zkoušek životnosti v československém zemědělském strojírenství byla kruhová dráha vybudována v r. 1975 také ve VÚZS Praha. Prvním strojem zkoušeným na této dráze je samojízdný sklizeč píce SPS-420.

ZKOUŠKY NA KRUHOVÉ PŘEKÁŽKOVÉ DRÁZE

Kruhová překážková dráha je tvořena kruhovou, zpravidla betonovou vozovkou, na níž jsou rozmístěny umělé překážky vhodného tvaru a výšky tak, aby při jízdě stroje vyvolávaly obdobné namáhání jeho konstrukce jako při přejíždění nerovností vozovek nebo terénu v praktickém provozu. Kruhový tvar vozovky se i přes některé své nevýhody volí proto, že umožňuje relativně nejjednodušší způsob automatického řízení zkoušených strojů. Základní způsob zatěžování konstrukcí strojů na dráze odpovídá podmínkám při transportu těchto strojů. Za podmínek relativně blízkých skutečnému provozu se zde zkoušejí nosné systémy namáhané převážně pojezdem (podvozky, rámy a další nosné části), i když je možné zahrnout také další vlivy, např. běh pracovního ústrojí naprázdno, nebo zjednodušeně simulovat vliv pracovního odporu stroje. Od jiných způsobů využití kruhové dráhy (např. pro zkoušky trakčních vlastností strojů nebo pro zkoušky opotřebení pracovních orgánů) se většinou již upustilo.

Způsob zatěžování konstrukcí strojů na dráze je v podstatě programový s malým rozsahem a velkým počtem opakování programového bloku (odpovídá jednomu objezdu dráhy), uvnitř kterého jsou vystřídány kmity různé velikosti. Ke zkrácení zkoušky se využívá jak časového faktoru (nepřetržitý provoz), tak i snížení četnosti nízkých namáhání proti provozním podmínkám. Vliv trvalého zatáčení stroje se kompenzuje střídáním směru jízdy v průběhu zkoušky.

Hlavním požadavkem při zkouškách na kruhové dráze je dosáhnout zatížení co nejlépe vystihujícího provozní podmínky, tedy dosáhnout pokud možno nejlepšího přiblížení zkušebního a provozního spektra zatížení ve zvolených kontrolních místech stroje. K tomu je třeba především sestavit spektra provozních zatížení v kontrolních místech, což zahrnuje následující etapy :

- výběr charakteristických pracovních režimů sledovaného stroje;
- měření a registrace namáhání při vybraných pracovních režimech;
- sestavení dílčích spekter zatížení pro jednotlivé pracovní režimy;
- sestavení souhrnného spektra pro celou životnost.

Při sestavování spekter se využívá moderní měřicí a výpočetní techniky za použití statistických metod, které popsal P r o c h á z k a (1971 a 1973). Kontrolní místa je třeba volit tak, aby co nejlépe vystihovala všechny silové účinky působící na stroj v provozu.

Pro namáhání kontrolních míst při zkoušce na kruhové dráze lze pak stanovit tyto hlavní požadavky:

- nejvyšší namáhání na dráze nemá být větší než namáhání v provozu;
- střídání amplitud namáhání různé velikosti v průběhu jednoho objezdu dráhy má mít náhodný charakter;
- s ohledem na zrychlení zkoušky má být podíl větších amplitud namáhání vyšší než v provozních podmínkách.

Velikost namáhání a tvar zkušební spektra na překážkové dráze lze regulovat jednak výškou, tvarem a rozmístěním překážek, jednak pojízdnou rychlostí. Tyto parametry a jejich kombinace jsou ovšem pro každý stroj jiné v závislosti na jeho provozním zatížení a dynamických vlastnostech. Nelze je tedy stanovit předem, ale musí být určeny samostatně pro každý zkoušený stroj nebo variantu, a to postupným porovnáváním provozních a na dráze zjištěných namáhání v kontrolních místech v závislosti na změnách uvedených parametrů.

Hlavním kritériem pro posouzení správnosti zátěžného režimu na zkušební dráze je to, aby se únavové poruchy (trhliny) při zkoušce vyskytovaly ve stejných místech a stejném pořadí jako v provozu. Je tedy nutné současně se zkouškami na dráze sledovat stroje nasazené v provozních podmínkách. Z poměru provozní a zkušební doby do výskytu stejných únavových poruch lze pak určit tzv. součinitel zrychlení zkoušky, který ovšem může být pro jednotlivé uzly téhož stroje různý.

Součinitel zrychlení zkoušky je možné odhadnout také výpočtem z poměru životností vypočtených podle provozního a zkušební spektra zatížení pomocí některé z hypotéz kumulace únavového poškození. Tento postup ovšem vyžaduje znát jednak spektra zatížení (provozní i zkušební), jednak Wöhlerovy křivky součástí, u nichž dojde k lomům, a navíc je zatížen nepřesnostmi výpočtových metod. V případě, že není dostatek podkladů z provozních zkoušek, je však tento způsob jediným schůdným postupem. Odtud plyne i důležitost věrohodného sledování nových strojů nasazených v provozních podmínkách pro ověření celého postupu zrychlené zkoušky.

KRUHOVÁ DRÁHA VYBUDOVANÁ VE VÚZS

Pro kruhovou dráhu byla zvolena jednoduchá a moderní koncepce, založená na mechanickém řízení stroje či traktoru lanem a elektrickém zabezpečovacím systému. Dráha je umístěna na severozápadním okraji areálu VÚZS. Toto umístění bylo zvoleno jako nejvýhodnější z těchto důvodů:

- využilo se příjezdových komunikací vedoucích ke kotelně;
- odlehlost od bytových objektů a pracovišť je zde největší;
- nároky na úpravu terénu zde byly nejmenší.

STAVEBNÍ ČÁST DRÁHY

Základní částí zkušební kruhové dráhy (obr. 1) je betonová vozovka kruhového půdorysu s kotevními trubkami pro připevnění překážek. Ve



1. Celkový pohled na kruhovou dráhu VÚZS

středu dráhy je umístěn sloup s otočnou hlavicí, k níž je připevněno lano ovládající řízení stroje tak, aby udržoval kruhovou dráhu. Na vnějším okraji betonové dráhy je pomocná šterková dráha pro měřicí vůz, na níž je napojena příjezdová cesta.

Hlavní technická data :

Betonová vozovka: průměr — vnější	36,4 m
— vnitřní	26,4 m
— střední	31,4 m
šířka vozovky	5,0 m
příčný sklon (ke středu)	1,5 %
tloušťka betonové vrstvy	min. 0,25 m
délka střednice vozovky	98,6 m

Rozmístění kotevních trubek :

rozteč v radiálním směru	1,1 m
počet trubek na jedné kružnici	96 ks
střední rozteč v obvodovém směru	~ 1,03 m

Vnější průměr vozovky pro měřicí vůz ~ 44 m

Pojezdová rychlost zkoušeného stroje max. 8 km h⁻¹

Betonová vozovka spočívá na podloží vytvořeném dvěma vrstvami šterku a oddělovací vrstvou kopaného písku; každá z těchto vrstev byla zvlášť zhutněna vibračním válcem. Vzhledem k jílovité půdě

pozemku muselo být podloží dráhy odvodněno soustavou paprskovitě vedených drenážních svodů. Vlastní vozovka minimální tloušťky 25 cm (s ohledem na nerovnosti podloží) je z velmi kvalitního betonu a je vyztužena dvěma vrstvami ocelového pletiva. Skládá se z šestnácti polí oddělených dilatačními spárami. Ve čtyřech soustředných kružnicích jsou ve vozovce umístěny kotvící trubky pro překážky. Rozteč trubek v radiálním směru byla při betonování zajišťována šablonami, na přesnost roztečí ve směru obvodovém nejsou kladeny zvláštní požadavky.

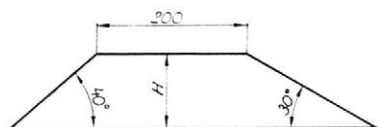
Vozovka pro měřicí vůz je široká min. 3,5 m a její povrch je zpevněn uválcovanou vrstvou šterku. Vzhledem k tomu, že měřicí vůz je zapotřebí pouze v období ladění zátěžného režimu stroje na dráze, je toto řešení zatím zcela vyhovující.



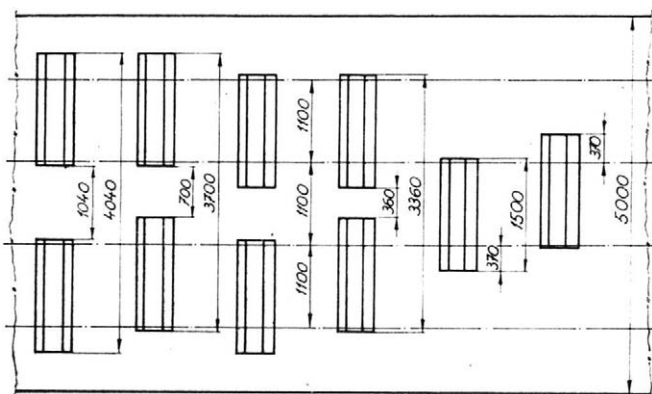
2. Spojení zkoušeného stroje se středovým sloupem řídicím lanem a elektrickým kabelem

Středový sloup z ocelové trubky je upevněn k betonovému základu. Sloup nese na ložiskách otočnou hlavici s okem pro připojení lana ovládacího řízení stroje (obr. 2). V horní části hlavice je umístěn kroužkový převod pro přenos ovládacích signálů ze stanoviště mimo dráhu na zkoušený stroj. Otočná část převodu je kabelem zavěšeným na řídicím laně propojena s ovládacím a zabezpečovacím zařízením na zkoušeném stroji. Spojení s vnějším stanovištěm obstarává v zemi uložený kabel, zavedený do pancéřové krabice na ocelovém sloupku ve vzdálenosti cca 10 m od vnějšího okraje betonové dráhy. Kabelem o vhodné délce se pak připojuje přenosný ovládací panel.

Při volbě tvaru a velikosti překážek se vycházelo jednak ze zkušeností získaných při konzultacích v rámci RVHP, zejména v NDR, jednak z výsledků vlastních zkoušek. Jako nejvýhodnější se zvolil lichoběžníkový tvar překážek se sklonem šikmých částí 30° a 40° a délkou vodorovné části 200 mm podle obr. 3.



3. Tvar použitých překážek (nahore) a možné způsoby jejich rozmístění vzhledem k šířce dráhy (dole)



Rozdílný sklon šikmých částí umožňuje podle potřeby měnit nájezdový úhel otočením překážky, tedy větší variabilitu zkušebních podmínek. Délka vodorovné části je určitým kompromisem mezi protichůdnými požadavky na malou deformaci zejména velkých nízkotlakých pneumatik při přejezdu překážky (aby se plně využila její výška) a na ještě přijatelnou délku překážky.

Šířka překážek je 1500 mm. Spolu s rozmístěním kotvicích trubek a dvěma možnými polohami upevnění každé překážky k týmž kotvicím trubkám zajišťuje vhodnou variabilitu rozmístění překážek na dráze s ohledem na různé rozchody kol zemědělských strojů (obr. 3). Zkoušeny mohou být stroje s rozchodem kol od velmi malých hodnot až téměř do 4 m, popř. i stroje s tříkolovým podvozkem, a to při současném i střídavém přejezdu překážek koly téže nápravy.

Překážky jsou svařeny z ocelového plechu tloušťky 4 mm. Zatím jsou k dispozici ve výškách od 40 do 120 mm. Ze zkušeností získaných při sestavování překážkové trati pro zkoušku samojízdné sklízecí rezačky SPS-420 vyplynulo, že nejpoužívanějšími budou pravděpodobně překážky

s výškou 60 až 100 mm. Překážky jsou na dráze upevněny speciálními kotevními šrouby, zachycenými za tyče procházející kotevními trubkami. Způsob upevnění a šířka překážek se ukázaly jako dobře vyhovující.

ŘÍZENÍ A PŘIPOJOVÁNÍ ZKOUŠENÉHO STROJE NA DRÁHU

Způsob řízení a připojování musí zaručovat, aby stroj pojížděl při zkoušce na předem stanoveném poloměru, přitom musí být jednoduchý, spolehlivý a snadno aplikovatelný na různé typy samojízdných strojů i traktorů.

Ve VÚZS bylo zvoleno řízení ocelovým lanem, které je ukotveno na otočné hlavici středového sloupu. Ze středu dráhy je lano vedeno na rejdovou páku ovládající natáčení řídicích kol přímo (při řízení předními koly), nebo přes kladky umístěné na boku stroje (při řízení zadními koly). Lano je napínáno pružinami, které jsou dimenzovány tak, aby překonaly odpory při natáčení rejdových kol. Lanový systém je doplněn napínacím zařízením, které zjednodušuje připojení a odpojení stroje a umožňuje relativně přesné nastavení síly v pružinách. Celý systém na stroji je symetrický, aby se pouze přemístěním prvků dal použít pro zatáčení doleva i doprava.

Použitý způsob řízení automaticky udržuje nastavený poloměr. Změnění poloměru má za následek pokles síly v laně, takže síla pružin pomocí rejdové páky přemáhá odpory proti natáčení kol a zmenšuje rejď. Naopak zvětšením poloměru se síla v laně zvětšuje a přemáhá sílu pružin i odpory proti natáčení kol, což má za následek zvětšování rejdu.

ELEKTRICKÝ OVLÁDACÍ A ZABEZPEČOVACÍ SYSTÉM

Mechanické lanové řízení stroje je doplněno elektrickým ovládacím a zabezpečovacím systémem, který je použitelný pro stroje s mechanickou stupňovou převodovkou i pro stroje s hydropohonem. Tento systém umožňuje rozjíždění a zastavení stroje, plynulou změnu pojezdové rychlosti na dráze i mimo ni a okamžité zastavení v těchto případech:

- změna poloměru jízdy je větší než nastavená tolerance;
- uvolnění (přetržení) řídicího lana nebo vratných pružin;
- defekt nebo výrazný pokles tlaku pneumatik hnacích kol;
- pokles tlaku ve vzduchojemu (ovládání brzd);
- přehřátí motoru;
- nedostatečné mazání motoru;
- přerušení kabelů dálkového ovládání;
- stisknutí kteréhokoli stop tlačítka (v kabině stroje, na zádi stroje, na panelu dálkového ovládání).

Dále lze na každý jednotlivý stroj instalovat podle potřeby další snímače poruch, zajišťující zastavení např. při odpadnutí části stroje nebo adaptéry, při přehřátí oleje hydrauliky apod.

Zastavení stroje je zajištěno současným působením dvou, popř. tří na sobě nezávislých změn:

- dodávka paliva do motoru se sníží na nulu,
- pneumatickým válcem se zabrzdí provozní brzdy,
- v případě stroje s hydropohonem se geometrický objem čerpadla přestaví na nulu.

Dráha potřebná k úplnému zastavení stroje při obvyklé pojezdové rychlosti zkoušeného stroje 6 až 7 km h⁻¹ je kratší než 2 m.

Elektrický systém se skládá z následujících částí:

Zdroj stejnosměrného proudu

Ovládací a zabezpečovací systém je napájen z baterie stroje.

Ovládací panel v kabině

slouží k ovládání stroje z kabiny řidiče a je tedy vybaven startovacím tlačítkem, jímž se elektrický systém uvádí v činnost, tlačítka pro řízení rychlosti, přepínačem ovládajícím spojku (u strojů s hydropohonem není zapojen), stoptlačítkem k okamžitému zastavení stroje a kontrolkami signalizujícími zabrzděnou provozní brzdu a odpojení dálkového ovládání. Součástí ovládacího panelu jsou čtyři relé zajišťující funkci celého systému, hlavní vypínač s klíčkem, zásuvka pro připojení dálkového ovládání, svorkovnice pro připojení poruchových snímačů a pojistka, chránící celý systém před přetížením.

Ovládání otáček motoru

Rychlost strojů s hydropohonem je regulována změnou geometrického objemu čerpadla, takže nastavené otáčky motoru jsou konstantní. Ruční páka akcelérátoru je v nastavené poloze zajištěna příložkou.

Rychlost strojů s mechanickou stupňovou převodovkou je regulována změnou otáček motoru při předem zařazeném převodovém stupni. Otáčky motoru se mění přestavováním regulační páčky vstřikovacího čerpadla pomocí elektrického ovládacího motorku a šroubového převodu. Vysunutí pohybové matice šroubového převodu je omezeno dvěma přestavitelnými koncovými mikrovypínači. Poloha prvního mikrovypínače zajišťuje volnoběžné otáčky motoru, druhým mikrovypínačem jsou nastaveny otáčky motoru odpovídající zvolené pojezdové rychlosti. V obou případech (konstantní i řízené otáčky motoru) je do mechanismu ovládání vstřikovacího čerpadla zařazena elektromagnetická spojka. Dojde-li v případě poruchy k přerušení elektrického proudu v obvodu elektromagnetu, zruší se silová elektromagnetická vazba mezi jádrem elektromagnetu a tělesem spojky, takže silou vratné pružiny je páčka vstřikovacího čerpadla přestavena na nulovou dodávku paliva.

Ovládání čerpadla hydropohonu

Geometrický objem čerpadla se mění přestavováním regulační páčky čerpadla pomocí elektrického motorku a šroubového převodu, které v případě strojů s mechanickou stupňovou převodovkou slouží k ovládání otáček motoru.

Poloha prvního koncového mikrovypínače zajišťuje v tomto případě

nulovou rychlost stroje (pro jízdu mimo dráhu jej lze přestavit na zpětný chod), druhým je nastavena maximální pojezdová rychlost při zkoušce.

Ovládání spojky

Spojka strojů s mechanickou stupňovou převodovkou je ovládána pneumatickým válcem vybaveným elektromagnetickým ventilem, který otevírá a uzavírá vstup tlakového vzduchu do válce podle polohy ručního přepínače na ovládacím panelu.

Ruční ovládání elektromagnetického ventilu bylo zvoleno proto, že při rozjíždění (zabezpečovacím systémem prochází proud) je třeba spojku zapínat, kdežto při nouzovém zastavení (zabezpečovacím systémem proud neprochází) je třeba spojku ponechat sepnutou, aby byl využit brzdný účinek motoru.

Zdrojem vzduchu o tlaku 600 kPa (6 kp cm^{-2}) jsou kompresor a vzduchojem stroje.

Ovládání provozních brzd

Provozní brzdy jsou ovládány pneumatickým válcem vybaveným elektromagnetickým ventilem, který otevírá a uzavírá vstup tlakového vzduchu podle toho, zda zabezpečovacím systémem proud prochází či neprochází.

Zdrojem tlakového vzduchu jsou stejně jako u spojky kompresor a vzduchojem.

Kroužkový agregát

K přenosu elektrických signálů od stroje pohybujícího se po dráze ke sloupku dálkového ovládání (mimo dráhu) slouží šestikroužkový agregát, umístěný na otočné hlavici středového sloupu.

Kartáčky agregátu (tj. otočná část) jsou spojeny kabelem zavěšeným na řídicím laně s ovládacím panelem v kabině. Kroužky agregátu (nepohyblivá část) jsou spojeny kabelem se zásuvkou na sloupku dálkového ovládání. Jeden z kroužků agregátu je dělený a dává impulsy počítadlu objezdů dráhy strojem.

Sloupek dálkového ovládání

slouží k připojení panelu dálkového ovládání. Sloupek je tvořen tenkostěnným uzavřeným profilem, na němž je upevněna pancéřová krabice se zásuvkou, ke které je připojen kabel od středového sloupu dráhy.

Panel dálkového ovládání

slouží k rozjíždění, plynulému zvyšování a snižování rychlosti a zastavování stroje z míst mimo kabinu stroje. Na panelu jsou umístěna tlačítka pro ovládání rychlosti, stoptlačítko, počítadlo objezdů dráhy a přepínač ovládající spojku (při provozu strojů s mechanickou stupňovou převodovkou).

Součástí dálkového ovládání je 30metrový kabel, který umožňuje sledovat a ovládat stroj z různých míst na obvodu dráhy, popř. i z větší vzdálenosti.

Snímače signalizující poruchu

Tyto snímače jsou zařazeny do série, takže přerušení proudu v kterémkoliv z nich má za následek okamžité zastavení stroje i motoru.

- Snímač tlaku oleje v mazací soustavě motoru přeruší obvod, jestliže tlak poklesne pod nastavenou hodnotu (200 kPa, tj. 2 kp na cm^{-2}).
- Snímač tlaku vzduchu ve vzduchojemu přeruší obvod, jestliže tlak poklesne pod nastavenou hodnotu (500 kPa, tj. 5 kp na cm^{-2}).
- Snímač teploty chladicí vody přeruší obvod, jestliže teplota přesáhne nastavenou hodnotu (100 °C).
- Snímač tlaku v pneumatikách přeruší obvod, jestliže dojde k poklesu tlaku (např. při defektu pneumatiky). Snímač je tvořen výkyvnou pákou, jejíž natočení má za následek stlačení koncového vypínače.
- Kontrola poloměru přeruší obvod, jestliže změna poloměru je větší než nastavená tolerance. Změna poloměru je lankem převáděna na výkyvnou páku, jejíž natočení má za následek stlačení koncového vypínače. Tolerance, v níž se může poloměr pohybovat aniž dojde k přerušení obvodu, je závislá na délce pomocného lanka a nastavuje se zkusmo.
- Volba a umístění dalších snímačů závisí na druhu zkoušeného stroje a na zkušenostech získaných v průběhu zkoušky.
- Stejnou funkci jako poruchové snímače má stoptlačítko, jímž lze v havarijním případě zastavit stroj. Stoptlačítko je umístěno na dobře viditelném místě stroje a je výrazně označeno nápisem STOP. Stejně působí i stoptlačítko na ovládacím panelu v kabině stroje a na panelu dálkového ovládání.

ZÁVĚR

Zkoušky životnosti na kruhové překážkové dráze se v uplynulých letech staly základním způsobem ověřování únavové životnosti celých konstrukcí zemědělských strojů ve většině zemí RVHP. Umožňují již v období vývoje stroje hodnověrně předpovědět jeho životnost a odstranit slabá či poruchová místa, která by se projevila v různých obdobích praktického provozu. Vybudování kruhové zkušební dráhy ve VÚZS Praha otevřelo cestu k zavedení zrychlených zkoušek také v československém zemědělském strojírenství. Prvním strojem zkoušeným na kruhové dráze VÚZS byl samojízdný sklizeč píce SPS-420.

Literatura

- VRANÝ, Z.: Pevnostní zrychlené zkoušky životnosti zemědělských strojů. Zem. technika, 13, 1967, č. 10, s. 621-638.
- PROCHÁZKA, J.: Metody analýzy náhodně proměnných zatížení zemědělských strojů z hlediska únavové životnosti. Zem. technika, 17, 1971, č. 10, s. 611-628.
- PROCHÁZKA, J.: Spektra provozních zatížení částí zemědělských strojů. Zem. technika, 19, 1973, č. 11, s. 657-669.

Došlo dne 22. 7. 1976

ПРОХАЗКА Й., БЛАГА Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Сухдол, Чехословакия). Круговой путь для испытаний срока службы в связи с усталостью машин. Zem. technika 22 (11) : 663-673, 1976.

Главной темой работы является круговой путь с препятствиями для ускоренных испытаний срока службы самоходных сельскохозяйственных машин и несущих конструкций в связи с их усталостью, построенный в Научно-исследовательском институте сельскохозяйственных машин в Праге. Приводится методика при определении и составлении режима нагрузки на дороге и оценка результатов испытаний. Круговой путь имеет простую концепцию с механическим управлением испытываемой машины, или трактора и тщательной электрической контрольной и обеспечивающей системой. Управляющая и обеспечивающая система проверялись во время испытаний самоходного силосоуборочного комбайна СПС-420 и полностью оправдали себя.

усталость материала; испытания срока службы; круговой путь с препятствиями

PROCHÁZKA J., BLÁHA J. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov, Czechoslovakia). *Circular Track for the Tests of the Fatigue Life of Agricultural Machines*. Zem. technika 22 (11) : 663-673, 1976.

The paper deals with a circular obstacle track for accelerated tests of the fatigue life of the travelling and carrying parts of agricultural machines, constructed at the Research Institute of Agricultural Machinery in Prague. There is a brief description of the methodical procedure employed in the determining and compiling of the load regime on the track with the evaluation of the results obtained in the tests. The circular track has a simple conception with a mechanical control of the tested machine or tractor and a reliable electrical checking and safety system. The controlling and safety system was checked in the testing of the self-propelled forage harvester SPS-420 and it proved fully satisfactory.

material fatigue; tests of service life; circular obstacle track

PROCHÁZKA J., BLÁHA J. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov, Tschechoslowakei). *Kreisbahn für Ermüdungs-Standzeitversuche von Landmaschinen*. Zem. technika 22 (11) : 663-673, 1976.

Das Hauptthema des Aufsatzes ist die Kreisbahn mit Hindernissen für beschleunigte Ermüdungs-Standzeitversuche der Fahrwerks- und Tragteilen von Landmaschinen, die im Forschungsinstitut für Landmaschinen in Prag gebaut wurde. Es wird ein kurzer methodischer Vorgang bei der Ermittlung und Zusammenstellung des Belastungsregimes auf der Bahn und Bewertung der Prüfergebnisse aufgeführt. Die Kreisbahn weist eine einfache Konzeption mit mechanischer Steuerung der zu prüfenden Maschine oder des Schleppers und gründlichem elektrischem Kontroll- und Sicherungssystem auf. Das Steuer- und Sicherungssystem wurde während der Prüfung eines selbstfahrenden Feldhäckslers SPS-420 erprobt und hat sich völlig bewährt.

Werkstoffermüdung; Standzeitversuche; Kreisbahn mit Hindernissen

Adresa autorů:

Ing. Josef Procházka, ing. Josef Bláha, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

Výběr z přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si zapůjčit 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.

FRIZEN, H. W.

E 24.543/593

Verfahrensketten für feste und flüssige Mehrnährstoffdünger in den USA. Inaug.-Diss. d. Rhein. Friedrich-Wilhelms-Universität Bonn.

Bonn, Inst. f. Landtechnik 1974. 163 s. 20 tab. 48 obr. (Hnojení — hnojiva kombinovaná — mechanizace — USA — výzkum — NSR — disertační práce)

KARA, O. — REINIKAINEN, A.

C 13.011/65 angl.

Methods for fertilizer placement and band sowing. Report transmitted by the Government of Finland. Rome, EHK 1976. 6 s. obr. tab. (Secí stroje — pásové — Finsko / Strojená hnojiva — rozmetání — hospodářské rostliny — Finsko)

IRLE, E.

C 19.978/86

Vergleichsuntersuchung über Granulatstreuer für Reihenbehandlung. Tänikom, Eidg. Forschungsanstalt für Betriebswirtschaft und Landtechnik 1975. 6 s. obr. tab. Blätter für Landtechnik 86, 1975. Separatdruck aus FAT-Mitteilungen Nr 2/75. (Rozmetadlo — pesticidy granulované)

D 37.626/1184

Taskers Paterson gødningssprer model Ferti-Major. Anmeldt og fremstillet af Taskers Trailers limited, Anna Valey Andover, Hampshire, England. Bygholm, Horsens Statens redskabsprøver 1974. 8 s. 3 obr. 3 tab. Meddelelse Nr 1184. (Rozmetadla strojených hnojiv — Taskers Paterson — model Ferti-Major — zkoušení — Dánsko — zprávy)

GELFENBEJN, S. P. — NEVOLKO, N. M.

E 32.262/886

Avtomatizacija kontrolja processa raboty posevnych mašin. Moskva, VNIITEISCh 1975. 61 s. 17 obr. Obzornaja informacija 886. (Secí stroje — výsev — kontrola — automatizace — studijní zpráva — SSSR)

MEIJER, E. N. C. — FREDERIKS, J.

D 58.410/1975/3

Development of a new machine for planting prechitted potatoes. Wageningen, Inst. of agric. engineering 1975. 7 obr. 5 tab. Research report 75-3. (Sázeče brambor — sáď předklíčená — výzkum — Holandsko)

SILOVÉ ÚČINKY V ZÁVĚSNÉM OKU NÁVĚSŮ

J. Kupr

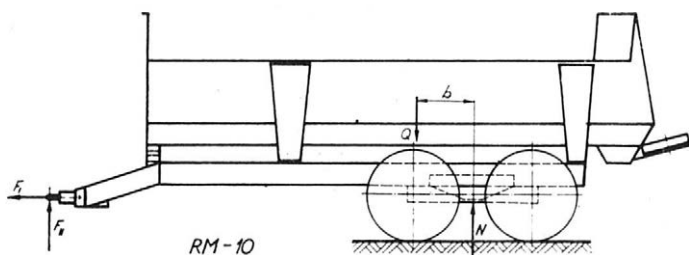
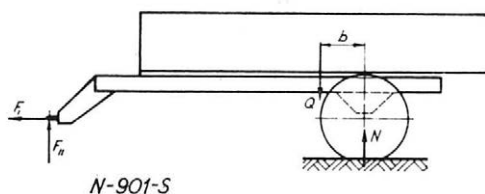
Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

KUPR J. *Silové účinky v závěsném oku návěsů*. Zem. technika 22 (11) : 675-686, 1976.

Práce se zabývá výsledky experimentálního výzkumu dynamických poměrů návěsů v závislosti na druhu podvozku (jednoosý, nebo tandemové uspořádání kol) a velikosti zatížení oka a nápravy. Sledovanými veličinami byly síly v závěsném oku (tři navzájem kolmé složky).

závěsné oko; třísložkový dynamometr; Kolmogorovův-Smirnovův test

Se zaváděním traktorů třídy 3,0 Mp do zemědělského provozu směřuje i konstrukce zemědělských strojů k stále vyšším výkonovým parametrům. Tento proces se projevuje také v konstrukci návěsů pro náklady o hmotnosti až 10 000 kg. Konstrukce návěsů pro tak vysoké náklady přináší řadu problémů, které vyplývají především ze silových podmínek, tj. limitovaného zatížení závěsného oka (zadní nápravy traktoru) a ze zatížení ná-



1. Schéma návěsů, v nichž se zjišťovaly síly v závěsném oku. Jednoosý návěs N-901-S a návěs s tandemovým uspořádáním kol RM-10

pravy návěsu, které omezuje nosnost použitých pneumatik. U návěsů to vede k použití buď neúměrně velkých pneumatik, což vede při dodržování maximální šířky stroje k zúžení korby nebo k umístění korby nad kola (např. návěs N-901-S), a tím k vysoko položenému těžišti, anebo tandemové uspořádání podvozku (tj. dvě kola za sebou na kyvném rameni) – (obr. 1). To umožňuje použít menší kola, a tím značně snížit polohu korby a těžiště nákladu, což by mělo vést k nižším dynamickým účinkům návěsu na traktor, i když za cenu vyššího valivého odporu.

DYNAMICKÉ POMĚRY NÁVĚSŮ

Podrobný rozbor silových účinků soupravy traktor + návěs při přejíždění terénních nerovností je uveden v teoretické práci Procházký a Nováka (1971); z ní vyplývá, že na návěs působí za jízdy soustava sil vyvolaná vlastní tíhou stroje a nákladu spolu s reakcemi na pojezdová kola a v závěsném oku. Velikost těchto sil a jejich směr se neustále a náhodně mění.

Připojení návěsu rychloupínacím závěsným zařízením traktoru má vliv ve směru podélném, svislém a příčném. Za provozu se intenzivním otěrem nechráněných stykových ploch vliv zvětšují.

Teoretické řešení velikosti sil v závěsném oku předpokládá rozsáhlou soustavu pohybových rovnic obsahujících řadu konstant (tuhostí, momentů setrvačnosti, tlumení atd.), které by bylo nutné rozsáhle zjišťovat.

Experimentální údaje zjištěné za provozních podmínek poskytují sice jen dílčí, ale přesto důležité poznatky s platností nejen pro určitý typ stroje a rozhodování o koncepci řešení podobných strojů, ale i výchozí údaje pro dimenzování jednotlivých dílů konstrukce.

SLEDOVANÉ NÁVĚSY, PŘÍSTROJE A PODMÍNKY MĚŘENÍ

Experimentální výzkum jsme dělali na návěsných rozmetadlech hnoje a kompostů RM-8 – funkčním modelu a na prvním prototypu RM-10, které byly vyrobeny v n. p. Agrostroj Pelhřimov, a na návěsu N-901-S, vyrobeném v n. p. BSS Senica, který je určen pro dopravu sypkých a kusových hmot (obr. 1).

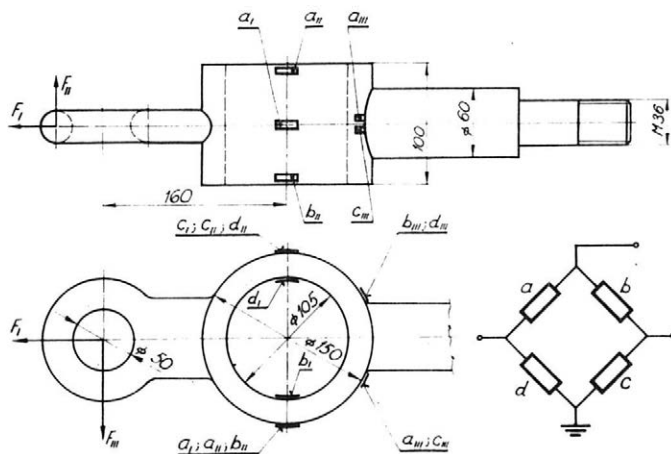
Rozmetadla RM-8 a RM-10 mají koncepčně shodné tandemové uspořádání kol, rozdílné spočívá v konstrukčním uspořádání podvozku v důsledku rozdílné nosnosti. Návěs N-901-S je jednoosý. Sledované návěsy mají neodpružené nápravy pevně spojené s rámem; odpružení zajišťují pouze pneumatiky. Základní technická data sledovaných návěsů jsou v tab. I.

Síly v závěsném oku návěsu se doposud měřily tak, že přímo na návěsu se vytvořil pomocí tenzometrických snímačů dynamometr reagující na zatížení jen v daném směru. Takto vytvořené dynamometry byly většinou málo citlivé a navíc vznikaly obtíže spojené s cejchováním (tj. s určením vztahu mezi působící silou a deformací tenzometrických snímačů), což v souhrnu vedlo k značné nepřesnosti získaných údajů. Abychom odstranili tyto nedostatky a získali mobilnost především při porovnávacích měřeních silových poměrů více strojů, použili jsme k měření sil v oku zá-

I. Charakteristické údaje návěsů

Veličina	Rozměr	Návěs			
		RM-8 f. m.	RM-8 l. p.	RM-10	N-901-S
Počet pneumatik	ks	4			2
Rozměr pneumatik		12,5–18 ZS			18–22,5
Huštění pneumatik	MPa	0,36		0,4	
Hmotnost stroje	kg	3850	4300	4 680	2 660
Hmotnost nákladu Q	kg	8740	8760	9 630 11 790	10 900
Reakce na oko závěsu (svislá síla — místo II)	kN	16,40	29,00	17,30 22,90	16,00
Reakce na nápravu N	kN	109,50	110,50	123,70 139,00	117,00
Poloha těžiště před nápravou b	m	0,71	0,84	0,94 0,76	0,49
Tažný prostředek		Z 120 45			

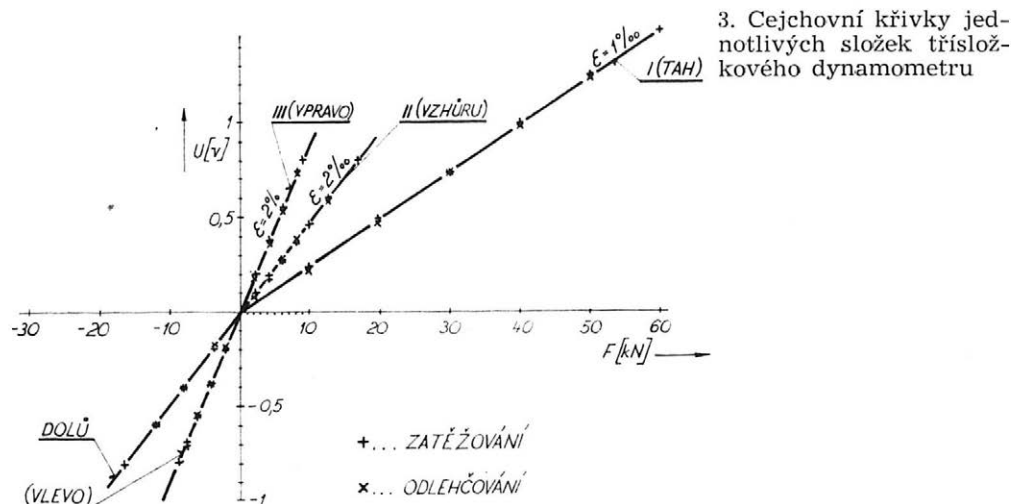
2. Schéma tříslložkového dynamometru pro měření sil v závěsném oku s vyznačeným umístěním snímačů sil v jednotlivých směrech



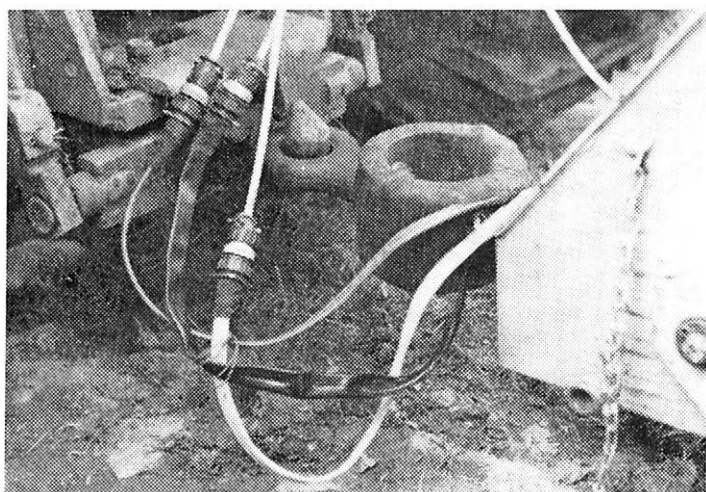
věsu dynamometr (obr. 2), který byl pro tento účel navržen autorem a zhotoven ve vývojovém oddělení Agrostroje Pelhřimov. Měřící článek tří složek síly závěsného oka tvoří prstenec, na kterém jsou podle obr. 2 umístěny elektrické odporové tenzometry C 120 n. p. Mikrotechna a zapojené tak, že tvoří tři úplné Wheatstonovy můstky, které reagují na změnu síly vždy jen v jednom směru:

podélném I,
svislém II,
příčném III.

Vztah mezi působící silou a deformací odpovídajících snímačů byl určen cejchováním na cejchovacím zařízení VŮZS, které umožňuje vyvodit zatížení až 98,1 kN. Z obr. 3 vyplývá, že vztah je ve všech třech směrech lineární. Při cejchování jedné složky (např. podélné I) byly připojeny také ostatní dvě (svislá a příčná), aby se zjistilo, zda jsou snímače v ostatních místech správně umístěny, tj. zda nereagují i na sílu v jiném směru než mají měřit.



Výsledky cejchování potvrdily vhodnost konstrukce dynamometru a správné umístění tenzometrických snímačů, neboť snímače ve všech místech reagovaly pouze na příslušející směr zatížení. Před měřením bylo závěsné oko měřeného návěsu nahrazeno dynamometrem (obr. 4); snímače jednotlivých sil byly spojeny kabely s tenzometrickými zesilovači EMS 004 n. p. Tesla Bratislava. Průběhy měřených sil byly registrovány



4. Umístění dynamometru v závěsu návěsu N-901-S

měřícím magnetofonem Bell a Howell, což umožnilo zevrubné zpracování na číslicovém počítači NOVA firmy Data General Corporation — vedle maximálních a minimálních hodnot byly stanoveny také třídní četnosti a kumulativní relativní četnosti, umožňující vzájemně porovnávat naměřené veličiny.

II. Přehled sil v oku závěsu návěsů za jízdy po různém povrchu

Druh vozovky a způsob jízdy	Návěs	Náklad (kg)	Rychlost jízdy (km h ⁻¹)	Maximální hodnoty sil (kN)					
				I		II		III	
				max.	min.	max.	min.	max.	min.
Polní cesta s výmoly 20 cm hlubokými	RM-8 f. m.	8 740	6 ÷ 6,8	11,5	-12,0	22,1	9,4	3,4	-5,5
			9,5	32,0	-7,0	34,9	-0,4	5,9	-4,4
Štěrková silnice s výmoly			13,5	33,4	-10,3	—	—	—	—
Čerstvá oranice			5	13,2	3,3	20,8	13,8	4,4	-3,0
Rozjíždění v oranici			—	26,8	-8,2	24,3	7,8	6,4	-4,9
Couvání v oranici			—	-3,3	-16,5	19,9	11,6	2,0	-2,5
Kmaenitá polní cesta	RM-8 l. p.	8 760	7,7	22,4	-9,4	34,9	6,5	7,1	-7,2
			12,0	30,1	-14,4	36,6	4,5	9,2	-7,7
Přejezd příkopu			7,2	50,0	-32,8	60,8	-9,0	9,3	-10,9
Polní cesta s výmoly	RM-10	9 630	7 ÷ 8	37,3	-30,0	31,6	0	7,7	-7,8
Polní cesta s výmoly rozjíždění			—	44,6	-6,2	22,0	5,9	5,8	-6,5
Zatáčení na strništi			5	25,3	-10,3	22,2	10,4	5,7	-5,0
Přejezd příkopu cca 40 cm hlubokého			5,6 ÷ 6,4	101,0	-70,0	42,8	-20,7	27,9	-14,4
		11 790	6,9 ÷ 7,5	104,1	-41,4	44,0	-23,2	28,3	-17,0
Polní cesta s výmoly	N-901-S	10 900	7,5 ÷ 8	50,0	-35,0	45,4	-8,0	18,6	-18,0
Zatáčení na strništi			5	21,0	-10,2	20,0	11,1	5,3	-6,1

Prevažná väčšina merení bola vykonaná na pomerně tvrdé polní ceste s výmoly hlubokými cca 20 cm a s ojedinělými vyčnívajícimi kameny. Procelenejší hodnotení jsme měřili také při jízdě v čerstvě zoraném poli a při přejezdu příkopu (strouhy) hluboké cca 40 cm.

VÝSLEDKY

Výsledky měření sil v závěsném oku sledovaných návěsů za různých podmínek jsou uvedeny v tab. II. Jsou v ní uvedeny mezní (extrémní) síly zjištěné za uvedených podmínek. Z rozboru záznamů průběhu sil v jednotlivých směrech vyplývá, že extrémy sil v uvedených směrech nenastávaly současně; byly vzájemně fázově posunuty, přičemž úhel posunutí se náhodně měnil.

Kladným hodnotám sil uvedených v tab. II odpovídá u podélné síly F_I ... tah návěsu ve směru jízdy,
u svislé síly F_{II} ... síla působí vzhůru na oko závěsu,
u příčné síly F_{III} ... síla působí vlevo ve směru jízdy.

Působíště uvedených sil jsou vyznačena na obr. 2. V tab. II uváděná svislá síla F_{II} je výsledná, tj. je dána součtem statické a dynamické složky. Z výsledků uvedených v tab. II vyplývají vysoké hodnoty podélné síly v obou směrech; zřetelný je její růst v závislosti na rychlosti jízdy. Při jízdě po polních cestách u všech sledovaných návěsů dosahovala podélná síla také velmi výrazných záporných hodnot, tj. docházelo k rázům návěsu na traktor, a tím k jeho urychlování návěsem. Extrémy záporných sil (tlačných) dosahovaly min. 50 % hodnot extrému tahové síly, v krajním případě byly stejně velké jako maximum tahové síly.

Při jízdě v ornici nabývala podélná síla pouze kladných hodnot, což souvisí s vyšším valivým odporem kol v oranici než na tvrdé cestě.

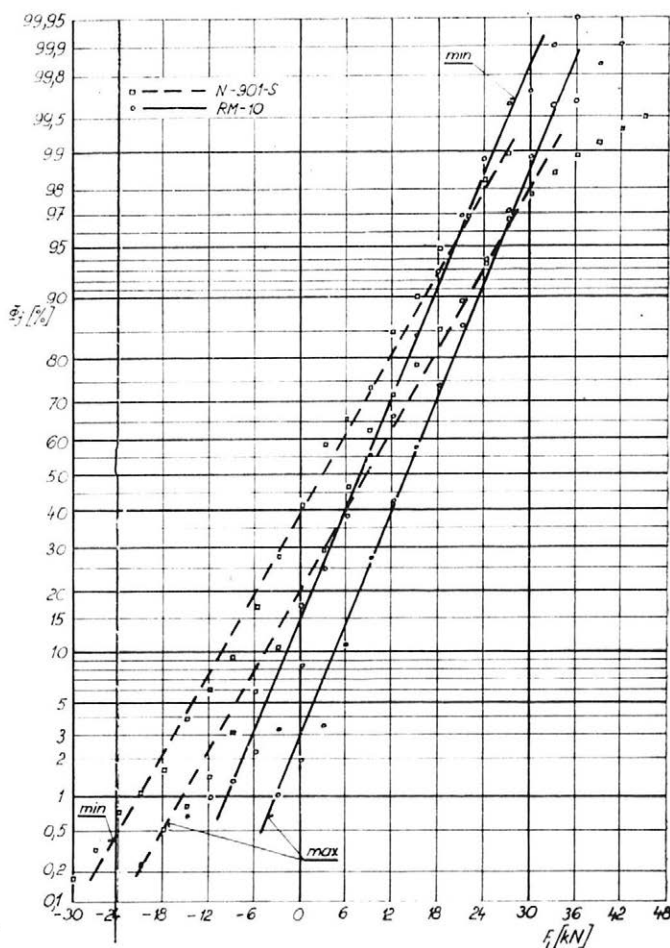
Rovněž kladné amplitudy svislé síly F_{II} dosahují hodnot stejně vysokých jako podélná síla (včetně statické složky). Při jízdě po polní cestě byla minima svislé síly u návěsů s tandemovým uspořádáním kol většinou kladná; nedošlo tedy k odlehčení závěsného oka na rozdíl od jednoosého návěsu (N-901-S), kdy se během jízdy po stejné trati (jako RM-10) závěsné oko odlehčovalo, a tím se vymezovala svislá vůle, což mělo za následek změnu směru síly F_{II} a odlehčování zadní nápravy traktoru.

Příčná síla F_{III} je v porovnání s předchozími silami výrazně (až o řád) nižší. Nejvyšších hodnot dosahovaly všechny síly při přejezdu příkopu (strouhy), kdy se zvýšily amplitudy podélných sil až trojnásobně a svislé síly dvojnásobně proti jízdě po polní cestě; podstatně se zvýšily také amplitudy příčné síly v důsledku nestejného nárazu kol na stěny příkopu.

Porovnáním sil v závěsném oku, které byly zjištěny při jízdě s rozmetadlem RM-10 (náklad 9630 kg) a s návěsem N-901-S na stejné trati (polní cestě s výmoly) a přibližně stejném zatížení závěsného oka i náprav (tab. I) vyplývá, že extrémy sil (ve všech sledovaných směrech) byly u návěsu s tandemovým uspořádáním kol nižší než u jednoosého návěsu. Aby bylo možné stanovit, zda se jedná o nahodilé rozdíly, či zda je výskyt nižších sil u návěsu s tandemovým uspořádáním kol systematický (tj. příznivější

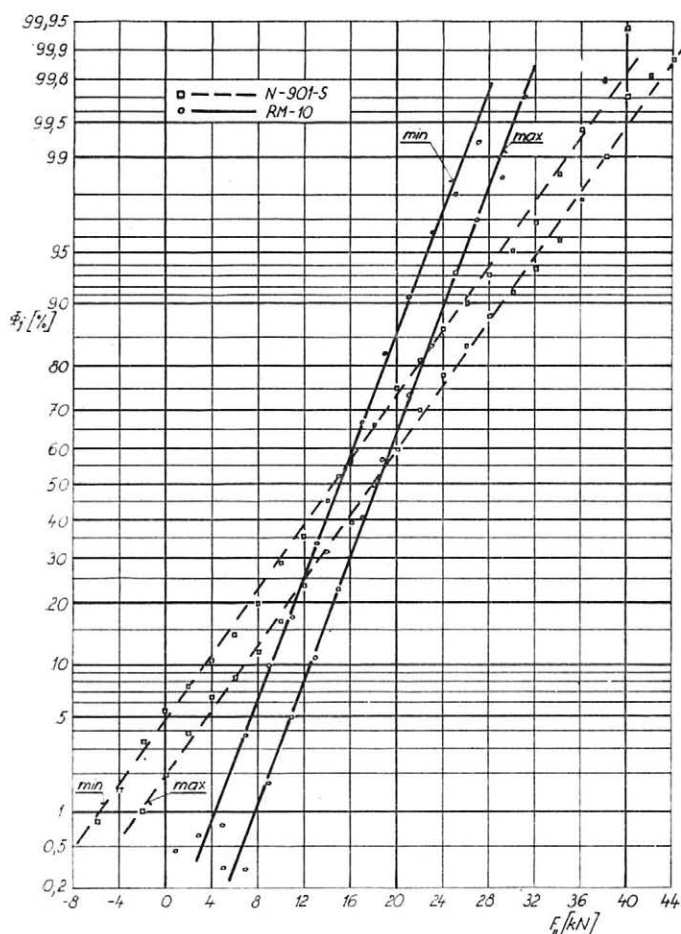
konstrukční řešení), byla provedena analýza průběhu sil F_I až F_{III} , tj. byly stanoveny třídní četnosti amplitud sil na počítači NOVA firmy Data General Corporation podle programu: „Výpočet korelační tabulky metodou úplných cyklů a výpočet maxim a minim“, který je popsán v práci Procházky (1973). Pro každou sílu obou porovnávaných návěsů byly sestaveny tabulky kumulativních relativních četností maxim a minim amplitud sil – šířka třídy byla zvolena u podélné síly 3 kN a u svislé a příčné síly 2 kN. Protože tabulkové uspořádání je značně rozsáhlé, a tím i nepřehledné, byly výsledky vyneseny na pravděpodobnostním papíře (obr. 5, 6 a 7), na kterém je zobrazena závislost kumulativní relativní četnosti kmitů Φ_j na velikosti amplitudy odpovídající síly. Tato závislost je ve všech případech lineární, což svědčí o normálním rozdělení četností maxim a minim.

Kumulativní četnost vyjadřuje součet všech četností od první do j -té třídy včetně. Na obr. 5 jsou porovnány průběhy kumulativních relativních četností maxim a minim podélné síly F_I . Z průběhu minim vyplývá



5. Kumulativní relativní četnosti Φ_j amplitud maxim a minim podélné síly F_I působící na závěsné oko návěsu N-901-S a RM-10 při jízdě po polní cestě s výmoly hlubokými cca 20 cm rychlostí $v = 6-8 \text{ km h}^{-1}$ v závislosti na amplitudě síly F_I

příznivější poměr při jízdě s rozmetadlem RM-10 (tandemové uspořádání kol), neboť sil menších než -6 nK bylo 3,16 % celého souboru proti 16,95 % u jednoosého návěsu N-901-S. To znamená, že jednoosý návěs působí výraznějšími a častějšími tlačnými silami na traktor než návěs s tandemovým uspořádáním kol.



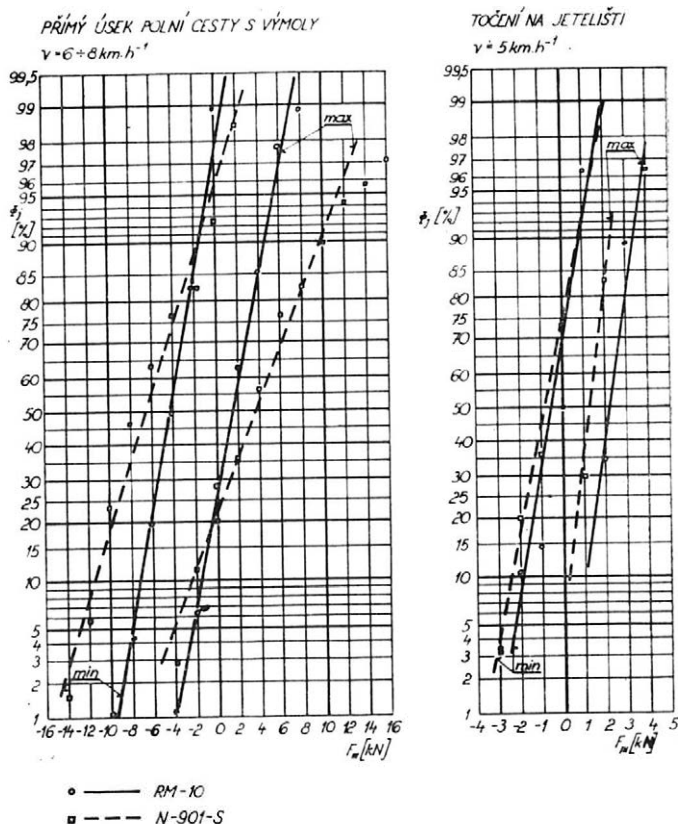
6. Kumulativní relativní četnosti Φ_j amplitud maxim a minim svislé síly F_{II} působící na závěsné oko návěsu N-901-S a RM-10 při jízdě po polní cestě s výmoly hlubokými cca 20 cm rychlostí $v = 6-8$ km h^{-1} v závislosti na amplitudě síly F_{II}

Výskyt maxim kumulativních relativních četností podélné síly F_I je příznivější pro jednoosý návěs, neboť např. výskyt sil menších než 18 kN tvořil u návěsu N-901-S 85,0 % všech maxim, kdežto u RM-10 jen 74,1 %. Uvedené skutečnosti jsou zřejmě způsobeny vyšším součinitelem valivého odporu návěsu s tandemovým uspořádáním kol, který byl při jízdě po polní cestě s výmoly $f_v = 0,065$, u jednoosého návěsu (N-901-S) byl $f_v = 0,055$.

Výrazně příznivější výskyt maxim a minim svislé síly F_{II} byl zjištěn při tandemovém uspořádání kol (obr. 6), což rovněž svědčí o klidnějším způsobu jízdy návěsu. Podobně příznivější průběhy maxim a minim příčné síly F_{III} byly zjištěny při jízdě návěsu s tandemovým uspořádáním kol při jízdě v přímém úseku polní cesty (obr. 7), kdy minim menších než

– 8 kN bylo u návěsu RM-10 (s tandemovým uspořádáním kol) 4,4 % z celého souboru, kdežto u jednoosého návěsu (N-901-S) to bylo 46 %. Maxima příčné síly menší než 8 kN tvořila u RM-10 téměř 99 % z celého souboru, kdežto u N-901-S pouze 83 %. Tato skutečnost svědčí o dokonalším „držení“ stopy návěsem s tandemovým uspořádáním kol proti jednoosému a o příznivějším působení na traktor.

7. Kumulativní relativní četnosti ψ_j amplitud maxim a minim příčné síly F_{III} působící na závěsné oko návěsu N-901-S a RM-10 při jízdě po přímém úseku polní cesty s výmoly cca 20 cm rychlostí $v = 6-8 \text{ km h}^{-1}$ a při točení na jetelišti rychlostí cca 5 km h^{-1} v závislosti na amplitudě příčné síly F_{III}



Na obr. 7 jsou rovněž vyneseny relativní kumulativní četnosti maxim a minim stranové síly F_{III} při točení na suchém jetelišti doleva o poloměru cca 10 m. Při točení vychází maxima sil příznivější pro jednoosý návěs, v minimech rozdíl není. Tato skutečnost je zřejmě důsledkem většího odporu (momentové dvojice smykových sil) tandemového uspořádání kol, který je nutno při zatáčení překonávat. Pro stanovení, zda tyto rozdíly mezi jednotlivými soubory výsledků jsou způsobeny nahodilými vlivy, či zda jsou způsobeny skutečnými rozdíly vyplývajícími z vlivů rozdílné konstrukce, byly oba soubory (výběry) výsledků maxim a minim obou alternativ podrobeny Kolmogorovu-Smirnovovu testu shody rozdělení četností obou srovnávaných výběrů (Reisenauer, 1970). Tímto testem hodnotíme, zda se obě výběrová rozdělení četností statisticky významně liší, či zda pocházejí z jediného základního souboru.

III. Přehled charakteristických hodnot testu shody

	Podélná síla F_1				Svislá síla F_{11}				Příčná síla F_{111}			
	min.		max.		min.		max.		min.		max.	
	RM-10	N-901	RM-10	N-901	RM-10	N-901	RM-10	N-901	RM-10	N-901	RM-10	N-901
Četnost výběru	2087	1740	2087	1740	663	1950	663	1950	91	69	91	69
Kritická hodnota testovacího kritéria $D_{2;0,05}$	0,044		0,044		0,061		0,061		0,2171		0,2171	
Třída j (kN)	3		6		10		12		-6		4	
Kumulativní četnost v j -té třídě $\frac{\Phi_j(\%)}{100}$	0,248	0,588	0,111	0,464	0,136	0,283	0,078	0,236	0,198	0,464	0,857	0,565
Hodnota testu $ D $	0,340		0,353		0,147		0,158		0,266		0,292	

Protože se jedná o soubory s velkými rozsahy (s četnostmi většími než 40), je testovacím kritériem hodnota:

$$D = \text{maximum } \Phi_{j1} - \Phi_{j2}$$

kde: Φ_{j1} , Φ_{j2} — kumulativní relativní četnosti v j -té třídě prvního a druhého souboru (alternativy)

D — rozdíl kumulativních četností v té třídě, ve které je jeho absolutní hodnota maximální

Vypočtené hodnoty D porovnáváme s kritickou hodnotou $D_{2,p}$ pro zvolenou hladinu významnosti p . Pro hladinu významnosti $p = 0,05$ (tj. pro pravděpodobnost 95 %) je kritická hodnota dána vztahem:

$$D_{2,0,05} = 1,36 \sqrt{\frac{n_1 + n_2}{n_1 n_2}}$$

kde: n_1 , n_2 — četnosti prvního a druhého výběru.

V případě, že vypočtená hodnota testovacího kritéria $D \geq D_{2,p}$, můžeme na dané hladině významnosti p prohlásit, že existuje statisticky významný rozdíl mezi oběma výběry (rozdíl vlivu konstrukce podvozku). Z průběhu kumulativních četností maxim a minim sil na obr. 4, 5 a 6 byla vypočtena pro každou třídu hodnota kritéria D . Největší hodnota D maxima a minima každé síly byla uvedena s doplňujícími údaji v tab. III.

Z ní vyplývá, že rozdíly zjištěné mezi jednoosým návěsem a návěsem s tandemovým uspořádáním kol jsou statisticky významné a s výjimkou průběhu maxim podélné síly příznivější pro návěs s tandemovým uspořádáním kol, čímž je tedy traktor vystaven příznivějšímu zatěžování a v důsledku toho vychází i příznivější působení na traktoristu během jízdy.

ZÁVĚR

Práce se zabývá silovými poměry v závěsném oku návěsu při jízdě po různé vozovce, především po polní cestě s výmoly. Zjištěné síly u dvou typů návěsu (jednoosého a s tandemovým uspořádáním kol) byly analyzovány a pomocí testů shody stanoveny rozdíly mezi nimi vyplývající z odlišné konstrukce podvozku — obr. 1. Ze silového hlediska lze hodnotit návěs s tandemovým uspořádáním kol jako příznivější než návěs jednoosý.

Literatura

KUPR, J.: Tenzometrické měření dvou alternativ rozmetadla hnoje RM-8. [Výzkumná zpráva č. 3416.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1975.

PROCHÁZKA, J. — NOVÁK, J.: Řešení dynamického zatížení návěsu na analogovém počítači. Zem. technika, 17, 1971, č. 1, s. 39-56.

PROCHÁZKA, J.: Výsledky experimentálního výzkumu dynamického zatížení návěsu. Zem. technika, 18, 1972, č. 4, s. 193-213.

PROCHÁZKA, J.: Spektra provozních zatížení částí zemědělských strojů. Zem. technika, 19, 1973, č. 11, s. 657-669.

REISENAUER, R.: Metody matematické statistiky a jejich aplikace v technice. Práce, SNTL, 1970.

Došlo dne 22. 7. 1976

КУПР Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов, Чехословакия). Действие сил в подвесной петле полуприцепа. Zem. technika 22 (11): 675-685, 1976.

Работа посвящена результатам экспериментального исследования динамических отношений полуприцепов в зависимости от вида шасси (одноосное, или танDEMное устройство колес) и величины нагрузки петли и оси. Изучаемыми величинами были силы в подвесной петле (три взаимноперпендикулярных элемента).

подвесная петля; трехэлементный динамометр; тест Колмогорова-Смирнова

KUPR J. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov, Czechoslovakia). *The Effects of the Traction Force in the Coupling Eye of Semi-trailers*. Zem. technika 22 (11): 675-686, 1975.

This paper deals with the results obtained in experimental investigation of the dynamic ratios of semi-trailers in dependence on the kind of undercarriage (one-axle, or tandem arrangement of wheels) and on the size of the load of the eye and axle. The investigated quantities were the forces in the coupling eye (three mutually perpendicular components).

coupling eye; three-component dynamometer; Kolmogorov-Smirnov test

KUPR J. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov, Tschechoslowakei). *Kraftwirkungen in der Zugöse der Einachsanhänger*. Zem. technika 22 (11) : 675-686, 1976.

Der Aufsatz erörtert die Ergebnisse der experimentalen Untersuchung über dynamische Verhältnisse der Einachsanhänger in Abhängigkeit von der Art des Fahrgestells (Einachsausführung oder Tandemanordnung der Räder) und Größe der Zugösen- und Achsenbelastung. Als verfolgte Größen galten Kräfte in der Zugöse (drei gegenseitig winkelrechte Komponenten).

Zugöse; Dreikomponente-Zugkraftmesser; Kolmogorow-Smirnowscher Test

Adresa autora:

Ing. Jaroslav Kupr, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

MOŽNOSTI MANIPULACE, ZPRACOVÁNÍ A VYUŽITÍ VÝKALŮ PRASAT

Surové tekuté výkaly se v naprosté většině likvidují po kratší či delší době skladování aplikací do půdy. Přitom je možné využít hnojivých látek obsažených v každé prasat. Nevýhodou tohoto způsobu likvidace jsou pachové potíže při skladování, manipulaci a aplikaci na půdu. Zápach je často tak velký, že vede k ostré kritice občanů. V mnoha případech pak dochází k zásahům lidosprávy a hygienických složek, kterými bylo zakázáno hnojení surovými výkaly pozemky v blízkosti obytných zástaveb, pracovišť, rekreačních oblastí apod.

Dojde-li k těmto zásahům po výstavbě objektu pro chov prasat a po vypracování plánů na rozvoj a hnojení, vede to k hrubému narušení celého režimu farmy i režimu v rostlinné výrobě. Některé pozemky jsou přehnojovány, což ovlivňuje strukturu a úrodnost půdy. Kromě toho při přehnojování půdy je větší nebezpečí kontaminace povrchových i podzemních vod, a to vyvolá další zásahy hygienických a vodohospodářských orgánů.

Tlak veřejnosti na zlepšení životního prostředí bude stále silnější a hygienické požadavky budou přísnější. Je zřejmé, že hnojení surovými tekutými výkaly prasat, především vzhledem k odpornému zápachu, bude výhledově podstatně omezeno. Proto stále přibývají požadavky upravovat surové výkaly tak, aby nezapáchaly a byly hygienicky zabezpečeny.

Technologie přímého hnojení surovými výkaly, kromě nedostatků hygienických a vodohospodářských, působí potíže při manipulaci s nimi a při jejich skladování. V jímkách se vytváří sediment, trubní rozvody se ucpávají. Homogenizace je velmi obtížná a energeticky náročná. Odběrem fekálními vozy se odčerpá převážně tekutá část, tuhý sediment výkalů zůstává u dna jímky a zmenšuje její užitečný obsah. Vyčištění takových jímek je velmi pracné a v mnohých případech — vzhledem k bezpečnosti práce — téměř nemožné.

Jak ukazují výsledky výzkumných prací v ČSSR i v zahraničí, je pro velkochovy při manipulaci s výkaly prasat vhodný některý ze způsobů biologického zpracování.

Při volbě způsobu zpracování výkalů biologickou cestou je rozhodující následné využití zpracovaných výkalů: bude-li

se tekutá frakce vypouštět po vyčištění do veřejných toků a tuhá oddělená část se bude kompostovat, či budou-li se veškeré výkaly, zpracované a stabilizované, využívat ke hnojení. V prvním případě se výkaly biologicky čistí v nēkolikastupňových čistírnách, popřípadě se i chemicky dočišťují. Odtoková voda musí odpovídat parametrům pro vypouštění do toků, to znamená, že musí být zbavena znečištění a živin tak, aby se po smíchání s vodou nepřekročily ukazatele přípustného znečištění podle nař. 25/75 Sb. V druhém případě je snaha zachovat s nejmenšími ztrátami živiny, tedy hnojivou hodnotu. Výkaly se zbaví zápachu a hygienicky se zabezpečí tak, aby nemohly rozšiřovat choroboplodné zárodky.

Jako čistírenský způsob zpracování výkalů označujeme postup při zpracování, který změní podstatné vlastnosti výkalů (např. odstraní zápach, vyloučí další rozkladné pochody při skladování,lepší hygienické vlastnosti, čerpatelnost ap.). Může to být obecně zpracování mechanickými, biologickými, chemickými, popř. elektrochemickými způsoby. Za klasické jsou považovány běžně používané postupy při čištění městských a průmyslových odpadních vod.

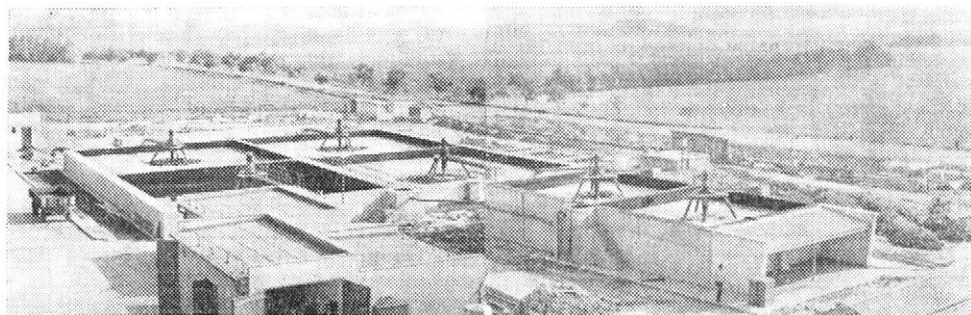
Při použití klasických čistírenských způsobů lze počítat s čištěním, aktivací a dlouhou dobou zdržení, buď jednostupňovou, nebo vícestupňovou, s vyhníváním kalu anaerobním způsobem a s dočištěním kalové vody v aktivacních nádržích s městskými odpadními vodami, nebo se společným čištěním s průmyslovými či městskými odpadními vodami v aktivacních nádržích.

Čištění samotné kejdý jednostupňovou aktivací vyžaduje specifický prostor aktivace (na 1 kus cca 300 l). Odtok má

vysoký obsah celkového dusíku, a to přes 1000 mg l⁻¹.

Při dvoustupňové aktivaci vycházejí specifické prostory obou stupňů cca 250 až 280 l. Pokusná čistírna s mechanickou aerací (návrh VŠCHT Praha a KPO Plzeň) se zkoušela na farmě Rýcholka. Byla na ni připojena stáj s 1200 prasaty. Efekt je průměrně na litr 70 mg BSK₅, 300 mg CHSK v odtoku a 100 až 600 mg

celkového dusíku. Druhý stupeň slouží ke stabilizaci kalu a probíhá v něm denitrifikace. Investiční náklady u 1200 kusů byly cca 900 Kčs na kus, ve výkrmu cca 0,45 Kčs na kg přírůstku. Tato technologie byla použita ve výkrmnách Paseka (obr. 1), Služovice a Bravantice, kde jsou v provozu čistírny výkalů prasat.



1. Aktivační nádrže — Paseka

Další vyzkoušené zařízení je Bioclar (výrobek Vítkovických železáren). Jsou to celokovové nádrže stavebnicového typu s hloubkou vody cca 3 m. Oba stupně byly stejně velké, specifický prostor je cca 150 l na kus v každém stupni, provzdušňování vzduchem. Zařízení bylo instalováno a zkoušeno v Doudlebech na objektu VÚCHP Kostelec nad Orlicí. Dimenzováno bylo pro 1200 prasat. Sledovala se kvalita odtoku v CHSK, která byla $\varnothing$ 4500 mg l⁻¹. Po celou dobu provozu se dávaly odpeňovače (Lukosan B 2—3 kg na den, později kyselina olejová 6—10 kg na den). Provozní a investiční je nákladnější než aktivace použitá v Rýcholce (investiční náklad cca 2500 Kčs na kus, UNV cca 1,40 Kčs na 1 kg přírůstku). Provoz byl po odzkoušení zastaven.

Před každou aktivační čistírnou je nutná separace pevných látek v kejďě, kterou se odstraní 40 až 50 % veškerých látek podle druhu separátoru (vibrační nízkootáčkový — např. OPV 10 STS Rychnov 42 až 45 % při průměru otvorů síta 0,6 mm, šneková odstředivka — např. POV 420 — cca 50 %). Tyto odseparované látky je třeba kompostovat a potom využít ke hnojení.

Další u nás nabízená čistírna Agrolar je zdokonalená čistírna Bioclar s předřazenou separací a čističem pro dávkování vápna. Tato čistírna je po-

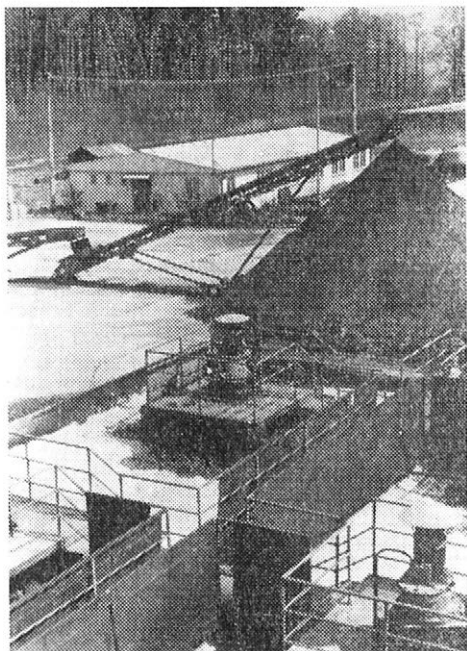
stavěna ve V. Čalomyji (SSR), nebyla však dosud delší dobu v praxi systematicky sledována. Podle projektu se počítá s neúměrně velkým efektem chemického čiření vápnem, takže biologická část je podle předběžného posouzení silně poddimenzována v provzdušňovací kapacitě i objemech. Použitá technologie čištění plně odstraní fosfor, nezaručuje však plné odstranění dusíku z vyčištěné vody. Zachycené látky je nutné odstraňovat a likvidovat odstřediváním.

Společně anaerobní vytápění vyhnívání kejdy prasat s městskými kaly je realizováno v Třeboni (obr. 2). Čistírna je pro cca 29-30 000 ekv. obyvatel a 25 000 prasat a je v provozu od r. 1974. Vyhnívání je dvoustupňové, 1. stupeň je vytápěný cca na 37 °C; oba stupně jsou promíchávány kalovým plynem. Konstrukce vyhnívacích nádrží je obdobná jako u nádrží používaných v městských čistírnách odpadních vod. V Třeboni se používá k vyhnívání neseparovaná kejda. Produkce plynu je 500 l na 1 kg přivedených organických látek o kalorické hodnotě 5500 kcal na m³. Roční přebytek plynu je v současné době 1,25 mil. m³. Redukce organických látek je cca 50 %. Po úpravě bude vyhnívání asi od r. 1977 převedeno na jednostupňové, což umožní zvýšit kapacitu čistírny na 40 000 prasat.

Řešení navržené v Třeboni počítá po část roku s hnojivou závlahou fugátem,

ale po většinu roku (10–11 měsíců) bude fugát dočištěván v aktivaci.

Fugát vzniklý z odvodnění vyhnílého kalu se musí dočistit, obsahuje totiž ještě cca 2 až 3 g l⁻¹ BSK₅, 3 až 4 g l⁻¹ dusíku a 7 g l⁻¹ nerozpustných látek. Přídavkem koagulantů, speciálně organických, lze snížit obsah nerozpustných látek zhruba na 1 g l⁻¹, obsah dusíku pod 1 g l⁻¹ a BSK₅ cca na 0,6 až 1,0 g l⁻¹. Fugát se čistí v aktivaci ve směsi s odpadními městskými vodami při ředění v poměru 1+6 až 1+15 (fugát + odpadní voda). Je třeba jej rovnoměrně dávkovat po celé 24 hodiny do aktivizačních nádrží. Vyčištěná voda má potom obsah dusíkatých látek jako biologicky vyčištěná městská odpadní voda (30–40 mg l⁻¹) a BSK₅ 25 až 50 mg l⁻¹ v závislosti na tom, jak se podaří udržet stálý poměr fekálií.



2. Aktivační nádrže v Třeboni a odvodněný vyhnílý kal

Při tomto systému stačí k dobrému dočištění vody, aby na dvě až tři prasata ve výkrmu bylo zajištěno ředění městskou odpadní vodou od jednoho obyvatele. Investiční náklad na vlastní zpracování kejdy při tomto způsobu společného čištění byl 550 Kčs na kus a pro-

vozní náklad zhruba 0,40 Kčs kg⁻¹ přírůstku (UVN).

Další možností je společné čištění kejdy prasat v čistírně s průmyslovými nebo městskými odpadními vodami při přímém zavedení do odpadní vody. Zkoušky společného čištění s odpadními vodami z výroby sulfátové buničiny a papíru na čistírně ve Štětí ukázaly, že tento způsob je reálný. Výsledky byly dobré, s výjimkou množství neorganických látek v roztoku BSK₅ a obsah fosforu a dusíku v odtoku se nelišily od výsledků při čištění vody bez přídavku kejdy. Společné čištění s průmyslovými odpadními vodami, které obsahují nedostatečné množství živin pro aktivaci (fosforu a dusíku), je zřejmě reálné a obecně výhodné. Laboratorní zkoušky ukazují, že společné čištění, při kterém směs kejdy s městskou odpadní vodou projde usazováním, aktivací a dosazovací nádrží, je reálné. Zachycený kal by se společně vyhníval. Usazováním se sníží BSK₅ kejdy o 20 až 25 %; zbytek bude zatěžovat aktivaci, u které je proto třeba příslušně zvýšit provzdušňovací kapacitu. Na jedno prase ve výkrmu je třeba ředění vodou zhruba od tří až pěti obyvatel. Aktivace má tendenci vytvářet vláknitý kal, proto bude nutné řešit aktivační nádrže v selektivním uspořádání, které je investičně levné (návrh VŠCHT — KTV Praha).

Při využívání upraveného tekutého hnoje ke hnojení půdy se ukazuje jako ekonomicky i hygienicky nejvhodnější způsob termofilní aerobní stabilizace surového tekutého hnoje.

Termofilní aerobní stabilizace je poměrně nový způsob zpracování silně koncentrovaných organických tekutých odpadů, které obsahují snadno rozložitelné organické látky. Při provzdušňování těchto látek (s obsahem 50–60 g organických látek na litr) dochází k biologickým oxidačním pochodům, při nichž se uvolňuje takové množství tepla, že zpracovávány tekutý odpad se ohřívá na teplotu 40 až 70 °C. Celkové biologické oživení a teplota způsobují, že se silně snižují choroboplodné zárodky a ničí většina zárodků střevních parazitů. Při teplotách nad 60 °C se úplně ničí infekční zárodky. Při procesu oxidují páchnoucí látky v tekutém hnoji a mění se celá řada sloučenin, takže stabilizovaná kejda úplně ztrácí typický zápach prasečího hnoje. Stabilizovaný materiál má slabý zemitý pach, popřípadě podobný pach jako rybníční bahno, někdy se slabými stopami amoniaku.

Z praktického hlediska je možné považovat dobře aerobně stabilizovaný te-

kutý prasečí hnůj v termofilní oblasti za nezapáchající materiál. Kromě toho se snižuje obsah nepatogenních střevních bakterií (neškodných) o 99,90 % až 99,99 %, střevní bakterie patogenní se potlačí úplně.

Celý postup se začal zkoušet v NSR v letech 1969/1970 a na základě těchto zkoušek vyvinula firma Alfa-Laval postup a zařízení, které nabízí pod názvem LICOM. V ČSSR se začalo se zkouškami tohoto procesu v laboratorním měřítku v r. 1971. Naše zkoušky se zaměřily na intenzivní postup, který zpracovávali především pracovníci v NSR, a na jeho aplikaci pro naše poměry, a dále na způsob extenzivní, při kterém byla stabilizace kejdů spojována s jejím uskladněním. Oba postupy se liší parametry, ale u obou se dosahuje lehece tekutý výsledný produkt, který téměř nezapáchá, při dalším uskladnění nevytváří sediment, nerozkládá se a je snadno čerpatelný. U systému s dlouhou dobou zdržení (kombinace zpracování s uskladněním) má stabilizovaná kejda výraznější pach po amoniaku i po rybníčním bahně než u intenzivně stabilizované kejdě.

Při intenzivní stabilizaci tekutého hnoje o dostatečné koncentraci (alespoň o sušiny 8 %) stačí k úplné termofilní stabilizaci doba sedmi až deseti dnů při stabilizaci v jednom stupni, při víceustupovém uspořádání je to pět až sedm dní. Při tomto postupu dosahují teploty během stabilizace 60 až 70 °C v tepelném ročním období, v zimě jen asi 50 °C. Ztráty organické hmoty činí zhruba 30 až 40 %, ztráty dusíku 15 až 30 %. Stabilizovaný kal je výborně čerpatelný a hygienicky nezávadný. V ČSSR se připravuje v současné době několik variant čtyřstupňového a pětistupňového řešení. Zkušební zařízení by měla být v provozu v nejbližší době. Návrh zařízení vycházel z průběhu jednostupňových poloprovozních zkoušek, z údajů literatury i z laboratorních výsledků.

U extenzivního způsobu stabilizace se spojuje objekt zpracování tekutého hnoje s objektem skladování. Doby zdržení kejdů při průměrné produkci jsou — podle použitého systému — 50 až 100 dní. Zatížení prostoru rychle rozložitelnými látkami je menší, tedy i potřebné množství vzduchu přiváděného pro provzdušňování se zmenšuje. V ČSSR byl v provozním měřítku vyzkoušen systém s termofilní aerobní stabilizací v podroštovém prostoru a zkouší se systém s termofilní aerobní stabilizací tekutého hnoje ve skladovací jímce.

Zkušební provoz s aerací v podroš-

tovém prostoru byl zřízen v adaptovaném chlévu, ve kterém bylo ve výkrmu 200 až 220 prasat. Podroštový žlab byl prohlouben na celkovou hloubku 150 cm, střední dělicí příčka byla upravena tak, aby uprostřed zdvojeného žlabu bylo možné umístit čerpadla VÚZS Chodov. Oba konce zdvojeného žlabu jsou zaobleny a propojeny tak, aby tekutý hnůj v podroštovém prostoru neustále cirkuloval. Směr proudění v každé větvi zdvojeného žlabu je opačný a zaoblené konce slouží ke změně směru cirkulace vždy o 180°.

Výsledky několika krmných cyklů ukázaly, že při pečlivé kontrole uniků vody do žlabu lze asi po čtyřech až šesti týdnech provozu, při počáteční naplni 20 cm čisté vody, dosáhnout teploty přes 40 °C (max. 46 °C), při které probíhá termofilní stabilizace. Po celou dobu trvání cyklu byl produkt stabilní, se slabým zápachem po rybníčním bahně a po amoniaku. Během termofilní stabilizace se odstranilo oxidací 40 až 45 % organických látek a cca 20 až 30 % veškerého dusíku. Koliformní bakterie se snížily o 99 %.

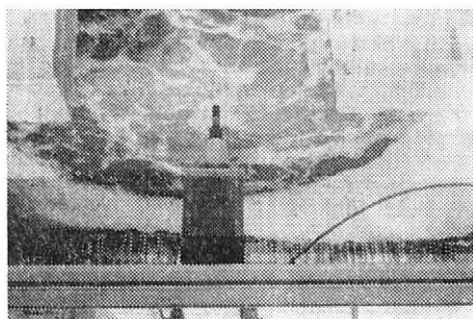
Nízko zatěžovaný proces termofilní aerobní stabilizace pracuje v dolní teplotně termofilní oblasti a je provozně velmi spolehlivý i tehdy, když se při výpadech elektrického proudu provzdušňování na delší dobu přeruší. Jeho nevýhodou je nižší hygienická účinnost co do snížení střevních bakterií a parazitů. Bezpečně odstraní typický zápach prasečího hnoje, výsledný stabilizovaný produkt však má výraznější zápach po rybníčním bahně než tekutý hnůj po stabilizaci při vyšších teplotách.

MECHANIZAČNÍ ZAŘÍZENÍ

Základním mechanizačním zařízením pro termofilní aerobní zpracování výkalů je aerátor. Byly ověřovány aerační turbíny dmychadla, Pasveerovy kartáče. Ukázalo se, že tyto provzdušňovače, mají-li dostatečně homogenizovat tekutinu, vyžadují velký příkon. Aerátor vyvinutý ve VÚZS má pracovní orgán hluboko ponořený pod hladinou, popřípadě až u dna nádrže. Tím se energetické nároky na promíchávání spodních vrstev tekutiny zmenší a využití vzdušného kyslíku je větší. Počítá se, že při ponoření 1 m pod hladinu je využití 20 % a více, u provzdušňovacích roštů s hrubými bublinami pouze 5–10 %.

Nízko zatěžovaný proces termofilní aerobní aktivace byl ověřen v podroštovém prostoru ve stáji. K provzdušňová-

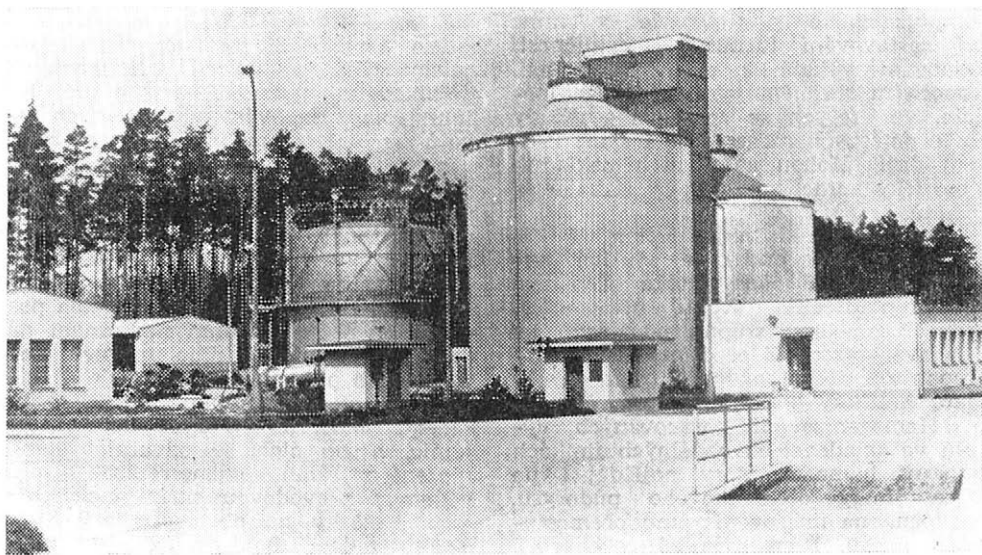
ní kejdy jsou použita čeridla VÚZS (obr. 3). Sousední podroštové prostory 800 mm široké jsou od sebe odděleny podélnou příčkou a jsou na obou koncích spojeny oblouky. Příčka je ve dvou místech přerušena pro uložení čeridel. Kejda, uváděná do pohybu a současně provzdušňovaná čeridly, obíhá v uzavřené dráze obou kanálů. Na začátku výkrmu je kanál naplněn do 200 m výšky hladiny vodou nebo stabilizovanou kejdou z předchozího cyklu. Asi 50 dnů probíhá aerobní proces bez jakéhokoliv zásahu, protože podroštový prostor je dostatečně velký, aby při vel-



3. Funkce čeridla VÚZS v jímce

kém přirozeném odparu v něm mohly být výkaly po tuto dobu skladovány.

Zhruba po 50 dnech se do aerobního procesu zařadí separace. Čerpadem se tekutina přivádí na separátor. Tuhá frakce se ze spodní části separátoru přemísťuje pásovým dopravníkem na složiště a tekutá část se spádovým potrubím vrací do podroštového kanálu. Složiště je spádové a je opatřené odtokovým žlábkem zaústěným do malé sběrné jímky, která se po naplnění vyčerpá čerpadlem. Tekutina je přivedena opět na separátor a tekutá frakce se vrací do podroštového prostoru. Na složišti zůstává na hromadě tuhá oddělená frakce stabilizovaných výkalů s obsahem asi 18 až 20 % sušiny; tyto výkaly se použijí ve vhodné agrotechnické lhůtě ke hnojení. Po 50 až 80 dnech dostoupí hladina v podroštovém kanálu výšky kolem 1000 mm. V té době se začne také přes separátor přečerpávat v intervalech asi deseti dnů část obsahu do skladovací jímky mimo stáj. Přečerpává se tak, aby se hladina v podroštovém žlabu nesnížila v jednom dnu víc, než o 100 mm. Skladovaná tekutá stabilizovaná frakce výkalů v jímce mimo stáj je téměř homogenní a použije se ve vhodnou dobu ke hnojení. Před použitím se v jímce promíchá čerpadlem, což je snadné, protože se nevytvářejí tuhé usazeniny.



4. Vyhnívací nádrže a plynojem v Třeboni

Pro separaci je použito spádového sčezovacího síta vyvinutého ve VÚZS a čerpadla typu EPK Sigma. Dopravník pro tuhou frakci je pásový, výrobek Transporta Chrudim.

Při účelně voleném způsobu napájení a maximálně omezeném používání technologické vody ředící výkaly je na jeden ustájený kus za dobu 160 dnů výkrmu přibližně 0,5 m³ stabilizovaných výkalů, které lze výhodně použít jako hodnotné hnojivo nahrazující ve značné míře průmyslové hnojivo. Při manipulaci a aplikaci je odstraněn odporný zápach charakterizující surové výkaly prasat. Celý proces může být automatizován a nevyžaduje mimořádný dozor ani údržbu.

Intenzivní aerobní termofilní aktivace se dělá v předjímkce mimo stáj. Výkaly z podroštových prostorů jsou shrnovány do sběrné jímky shrnovači výkalů (převážně šípovými vratnými shrnovači). Ze sběrné jímky jsou přečerpávány do předjímkky. Předjímkka je dimenzována tak, aby se do ní vešly výkaly nahromaděné za sedm až deset dnů a probíhá v ní intenzivní aerobní proces vyznačující se zvýšenou teplotou tekutiny a značným pěněním. Proto se musí u těchto jímek pamatovat na odstraňování pěny. Intenzivně oxidačně zpracované výkaly se po příslušné době přemístí do skladovací jímky nebo dalšího stupně zpracování, kde je již provzdušňování menší. Vlastní předjímkka může být řešena i jako vícestupňová. Počet stupňů se řídí uspořádáním technologického postupu ve výkrmně při zastavování turnusů a cykličnosti shrnování výkalů z produkčních hal. Konečným stupněm jsou skladovací nádrže, ve kterých se zpracované výkaly podle potřeby homogenizují a slabě provzdušňují. Mohou se v nich uskladnit biologicky zpracované výkaly získané za 90 dnů.

Výkaly se provzdušňují čerpadlem VÚZS. Podle velikosti jímky se používá více čeridel. Vzniklá pěna odtéká přepadem do přepouštěcího svodu připojeného vždy k dalšímu stupni, popřípadě ke skladovací jímkce. Z předjímkce se výkaly přepouštějí podle spádových poměrů objektu hraditky a samotíží, nebo čerpadly. Homogenizování zpracovaných výkalů ve skladovacích obdélných jímkách zajišťují homogenizátory pojíždějící po délce jímky obdélníkového půdorysu, upevněné na mřížovém rámu přemostujícím jímku. Rám vykrývá celý profil jímky. Pojezd je vratný, automaticky řízený. Jímky jsou 4000 mm hluboké, s užitečným obsahem do 3000 mm výš-

ky hladiny. Čeridla jsou podobná jako v předjímkách, s tím rozdílem, že pracovní orgán je ponořen asi 2000 mm pod hladinu. Celý proces probíhá bez separace tuhých částí výkalů. Stabilizované výkaly ze skladovacích jímek jsou dobrým hnojivem a používají se ke hnojení v tekutém stavu.

Při vývoji čeridla se dospělo k určité unifikaci typů. Pro podroštové prostory a pro předjímkky se používá jeden druh; pro skladovací jímky má čeridlo dlouhý hřídel. Potřebného množství nasátého vzduchu pro různé velikosti jímek se pak dosáhne příslušným počtem čeridel.

Čeridlo VÚZS (podle čs. patentu) tvoří dvě vodorovná protilehlá ramena spojená dutým svislým hřídelem. Ramena jsou ve třech rovinách nad sebou, mají trojúhelníkový profil, jsou dutá a situovaná vrcholem trojúhelníku ve směru otáčení. Protilehlá strana vrcholu je otevřená. Dutina ramen a dutina svislého hřídele jsou spojeny otvory, dutina hřídele zasahuje do vzdušného prostředí nad jímku. Dutý hřídel čeridla je uložen v ložiskách a je přímo spojen s elektromotorem. Největší ponoření pracovního orgánu čeridla je 1000 mm pod hladinou. Nasáté množství vzduchu je 100 m³ h⁻¹. Motor je chráněn plechovým krytem před vniknutím pěny a celý agregát je na pružných gumových spojkách uzpůsoben pro připevnění na lávku jímky. Otáčením čeridla vzniká za rozšířenou částí ramen podtlak, který nasává otevřenou stranou ramen dutým hřídelem vzduch. Instalovaný příkon elektromotoru je 3 kW.

Pro dlouhodobý aerobní proces zpracování výkalů mimo stáj v jímkách obdélníkového půdorysu a pro podobné jímky na skladování aktivovaných výkalů je určeno mobilní homogenizační a provzdušňovací zařízení. Na okraji obdélníkové jímky na delších stranách jsou uloženy vodící kolejnice pro pojezd homogenizačního rámu, zavěšeného na nosníku, který tvoří most přes jímku. Na nosníku jsou upevněna čeridla s dlouhým dutým hřídelem a jejich pracovní orgán je 800 mm nad dnem nádrže. Na nosníku je dále upevněn elektromotor s převodovkou pro pojezd celého rámu. Podél kolejnic jsou válečkové řetězy, zakotvené na obou koncích kolejnic, a po nich se odvalují řetězky uložené na rámu, spojené řetězovým převodem s převodovou skříní elektromotoru. Řetězky na obou stranách rámu jsou propojené dlouhým hřídelem vedeným pod nosníkem rámu, na kterém jsou drátěná ramena pro rozrušování pěny. Na rámu jsou dva koncové re-

verzační spínače a elektrorozvodná a reverzační skříně. Přívod elektrické energie zajišťuje vlečný kabel uložený ve žlabu, který je nad jednou z kolejnic. Homogenizační rám automaticky pojíždí reverzním pohybem po celé délce mezi dorazy na jímce. Přitom jsou v činnosti čeridla. Rám se pohybuje rychlostí 20 až 40 mm s⁻¹ a čeridla přitom lokálně a kontinuálně homogenizují a provzdušňují obsah jímky. Instalovaný příkon pro pojezd je 0,75 kW a pro každé čeridlo 2,2 kW.

Ing. Jaroslav J o n á š
Hydroprojekt, Praha

Čestmír M e j k a l,
Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

Stejný typ čeridla je určen pro jímky, u kterých není mobilní homogenizační systém zapotřebí. V tom případě jsou čeridla upevněna pružnými spojkami k lávce nádrže.

Ze stručného přehledu je zřejmé, že u výkrmů s koncentrací prasat zhruba do 10 000 kusů je účelné počítat s využitím tekutého hnoje ke hnojení a s použitím některého způsobu termofilní aerobní stabilizace.

Výběr z přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ
z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si zapůjčit 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.

E 32.262/791

Mechanizacija dražirovanija semjan sacharnoj svekly. Moskva, VNIITEI SCh 1974. 78 s. 29 obr. 7 tab. Obzornaja informacija 791. (Cukrovka – semena – obalování – mechanizace – studijní zpráva – SSSR)

D 64.961/1974/7

Merkonderzoek veldhakselaars. Wageningen, IMAG 1975. 64 s. Publikatie 7. (Sklizeče kukuřice – zkoušení – Holandsko – zprávy)

C 19.978/72

HÖHN, E. – STRASSER, H. Typentabellen Traktormähwerke. Tänikon. Eidg. Forschungsanstalt für Betriebswirtschaft und Landtechnik 1974. 8 s. tab. Blätter für Landtechnik 72. (Žací ústrojí – druhy – tabulky – Švýcarsko)

D 58.410/1974/1

BOSMA, A. H. – TELLE, M. G. Automatic control in forage handling. Wageningen, ILR 1974. 7 s. 7 obr. Research report 1/1974. (Pícniny – sklizeň a skladování – mechanizace – regulace automatická – použití – výzkum – Holandsko)

D 22.375/216

Hay in round and conventional bale systems. Auburn (Alabama), Agric. exp. station 1975. 13 s. 4 obr. 8 tab. Circular 216. (Lisy balíkovací – seno – balíky kulaté – použití)

C 23.512/5

MAGGACH, G. S. – MURRAY, C. F. Large package hay equipment new concept in hay making. Toronto (Ontario), Min. of agric. and food 1976. 4 s. 5 obr. Factheet 5. (Lisy sběrací – balíkovací – seno – sklizeň – použití)

Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze - Chodově	629
Souček Z.: Výsledky měření profilů nerovností pro modelování pojezdu zemědělských strojů	631
Knaifl O.: Matematický model procesu ořezávání řepného chrástu mechanickou ořezávací jednotkou	649
Procházka J., Bláha J.: Kruhová dráha pro zkoušky únavové životnosti zemědělských strojů	663
Kupr J.: Silové účinky v závěsném oku návěsů	675
Zemědělská technika v praxi	
Jonáš J., Mejkal Č.: Možnosti manipulace, zpracování a využití výkalů prasat	687

СОДЕРЖАНИЕ

Соучек З.: Результаты измерения профиля неровности для моделирования движения сельскохозяйственных машин	648
Кнайфл О.: Математическая модель процесса обрезки свекловичной ботвы механическим ботвоотделителем	660
Прохазка Й., Блага Й.: Круговой путь для испытаний срока службы в связи с усталостью машин	673
Купр П.: Действие сил в подвесной петле полуприцепа	685

CONTENT

Souček Z.: The Results Obtained in Measuring the Profiles of Uneven Surface to Model the Travelling of Agricultural Machines	648
Knaifl O.: Mathematical Model of the Process of Sugar Beet Topping by means of a Mechanical Cutting Unit	660
Procházka J., Bláha J.: Circular Track for the Tests of the Fatigue Life of Agricultural Machines	673
Kupr J.: The Effects of the Traction Force in the Coupling Eye of Semi-trailers	685

INHALT

Souček Z.: Meßergebnisse der Unebenheitsprofile für die Modellierung des Landmaschinenfahrwerkes	648
Knaifl O.: Mathematisches Modell des Köpfenprozesses mit einer mechanischen Köpfvorrichtung	660
Procházka J., Bláha J.: Kreisbahne für Ermüdungs-Standzeitversuche von Landmaschinen	673
Kupr J.: Kraftwirkungen in der Zugöse der Einachsanhänger	686



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, Legerova ulice 22, 120 00 Praha 2.