

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

4

ROČNÍK 19 (XLVI)
PRAHA
DUBEN 1973
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

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

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1973

■
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací. Vychází měsíčně. Redakce: 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. 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 Institute of Scientific and Technical Information. Issued monthly. Editorial office 120 56 Prague 2, Slezská 7.

■
Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben vom Institut für wissenschaftlich-technische Informationen. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Prag 2, Slezská 7.

■
Le journal scientifiques ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publie les études, analyses et traités scientifiques concernant les tâches de recherches résous dans le domaine de technique agricole. Publié par l'Institut des Informations Scientifiques et Techniques. Paraît une fois par mois. Rédaction 120 56 Prague 2, Slezská 7.

PRŮJEZDNOST A TAHOVÉ VLASTNOSTI VOZIDEL V MĚKKÉM TERÉNU

A. Grečenko

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov

GREČENKO A. *Průjezdnost a tahové vlastnosti vozidel v měkkém terénu*. Zem. technika 19 (4) : 181-194, 1973.

Práce syntetizuje výzkumně-vývojové poznatky za posledních patnáct let z oboru průjezdnosti terénních vozidel v terénu se zřetelem na mobilní prostředky v zemědělství. Průjezdnost je rozebírána jako technická vlastnost vozidla i jako vlastnost terénu s pravděpodobnostním charakterem. Jsou posouzeny hlavní metody hodnocení průjezdnosti. Práce pojednává o současném stavu techniky výpočtu tahových vlastností pneumatik i pásů a o nových směrech ve vývoji terénních pneumatik; také se zabývá koncepcí vozidla s ohledem na průjezdnost, a to zejména otázkou kontaktního tlaku a tahovými vlastnostmi vícenápravových vozidel.

průjezdnost; terénní vozidlo; tahové vlastnosti; pneumatiky

POJEM A HLEDISKA PRŮJEZDNOSTI VOZIDEL

Vozidla a stroje, které projíždějí terénem, jsou národohospodářsky stejně důležitá, jako silniční vozidla. V civilním sektoru to jsou zejména mechanizační prostředky v zemědělství, stavebnictví, lesnictví, povrchové těžbě, rozvodu energie atd. V sektoru národní obrany jde prakticky o veškerou vojenskou mobilní techniku. Terénní vozidla jsou stavěna s ohledem na pohyb v terénu, v němž vykazují lepší vlastnosti než silniční vozidla.

Pod pojmem terén bude míněn suchozemský útvar včetně drobných vodních toků, na němž je vozidlo podpíráno reakcemi od půdy na rozdíl od prostředí, v němž by bylo nadnášeno svým vztlakem. Terén se vyznačuje alespoň jedním z těchto morfologických znaků:

- je měkký, tj. vozidlo se v něm boří,
- je nerovný ve srovnání se zpevněnými vozovkami v dobrém stavu.

Do takto definovaného terénu spadají také např. nezpevněné či velmi nerovné cesty.

Nutnou vlastností terénního vozidla musí být schopnost terénem projet, tj. průjezdnost. Ve smyslu teramechaniky jde o vzájemný účinek (interakci) v soustavě vozidlo — terén. Proto je třeba průjezdnost považovat i za charakteristiku terénu vzhledem k jízdě vozidel různých koncepcí.

Práce byla přednesena jako úvodní přednáška na celostátní konferenci „Průjezdnost nákladních automobilů“, pořádané národním podnikem Tatra v květnu 1972.

Průjezdnost jako vlastnost vozidla je technický pojem, který souvisí s jeho konstrukčním řešením a vztahuje se na určitý druh a stav terénu. S ohledem na uvedené znaky terénu zahrnuje zejména:

- schopnost vozidla přemáhat za pohybu jízdní odpory vzniklé deformací půdy,
- schopnost vozidla udržet se na povrchu terénu,
- schopnost vozidla překonávat nerovnosti terénu,
- stabilitu vozidla,
- brodivost vozidla,
- dobu na spotřebování pohonných hmot.

Průjezdnost jako vlastnost terénu je technicko-provozní nebo taktický pojem, označující pravděpodobnost, s jakou terén dovolí průjezd vozidla určité koncepce. Průjezdnost souvisí především s topografií terénu, jeho geologickým, půdním a vegetačním charakterem a vodním režimem.

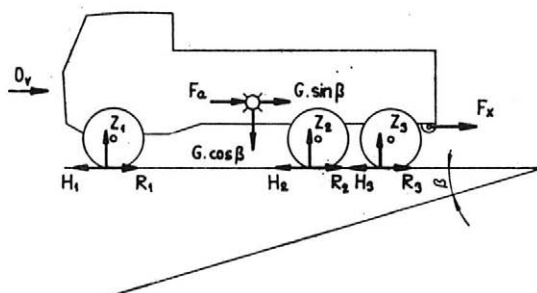
PRŮJEZDNOST JAKO VLASTNOST VOZIDLA

Průjezdnost vozidla v poměrně rovném terénu lze, jak známo, exaktně definovat (obr. 1) pomocí zálohy hnací síly neboli suvné síly T :

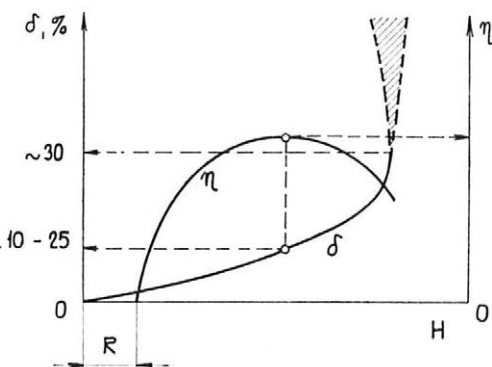
$$T = \sum_{i=1}^{i=n} (H_i - R_i) = \sum Z_i(\mu_i - \psi_i)$$

kteřá musí kompenzovat tah F_x , odpor stoupání $G \sin \beta$, setrvačnou sílu F_a a odpor vzduchu O_v . Průjezdnost samotného vozidla vodorovným terénem bez zastavení je zajištěna při splnění podmínky:

$$T \geq 0$$



1. Silové schéma terénního vozidla



2. Závislost účinnosti pohonu η a prokluzu δ na hnací síle H

Koncepčně i konstrukčně musí být zajištěno, aby vozidlo i v obtížných podmínkách vyvozovalo co největší sílu H vzhledem ke své tíze G (součinitel záběru μ) a aby odpor valení R , připadající na tíhu G (součinitel valení ψ), byl podle možnosti zredukován. Lepší parametry obvykle znamenají složitější konstrukci, a tím prodražení vozidla.

Je bohužel téměř pravidlem, že čím horšími záběrovými možnostmi se terén vyznačuje, tím klade větší odpor pohybu. Jediným univerzálním způsobem, jak současně zlepšit záběrové podmínky a snížit odpor valení, je dosažení nízkého kontaktního tlaku pojezdového ústrojí na půdu a zvýšení délky dosedací plochy ve směru jízdy.

Při přenosu hnací síly kola (pásky) vozidla prokluzují a snižuje se tak skutečná rychlost pohybu vzhledem k rychlosti teoretické. Tento jev definuje prokluz, který je konvenční veličinou. Průjezdnost může tak být chápána jako schopnost pohybu s prokluzem menším než 100 %. Velikost hnací síly i celková účinnost pohonu souvisí s prokluzem (obr. 2). Na kultivovaných půdách v zemědělství se dosahuje největší hnací síly při prokluzu od 30 do cca 100 % a největší účinnosti při prokluzech 10 až 25 %.

Vhodné kritérium průjezdnosti svahovitým terénem je svahová dostupnost vozidla, která představuje souhrn těchto údajů: schopnost vyjet do svahu, otočit se na svahu, jet po vrstevnici, jet po svahu a zabrzdít. Pojem svahová dostupnost tak slučuje čtyři funkční vlastnosti vozidla: zálohu hnací síly, otáčivost, stabilitu z hlediska převržení a směrovou stabilitu. Požaduje-li se např. od některých zemědělských strojů svahová dostupnost při práci kolem 15° při bezpečnosti 2,5, pak tento požadavek způsobí již při koncipování strojů řadu problémů.

Průjezdnost vozidla nebo soupravy vozidel je příznivě ovlivněna takovým uspořádáním náprav, při kterém kola vytvářejí co nejméně samostatných stop. Předchozí kola utužují půdu kolům následujícím a to přináší zvýšení hnací síly společně se snížením odporu valení. K zatáčení stačí takovému vozidlu užší prostor. U vozidel se dvěma nápravami existují dvě řešení se souměrným natáčením kol, tj. natáčení všech kol a kloubové řízení. U vozidel s více nápravami je podobné zatáčení možné jen u členěného vozidla.

Stabilita vyžaduje co největší základnu vozidla, snížení výšky těžiště a pokud možno snížení výšky tažného zařízení. Obecně lze definovat, že výsledná vnější síla, skládající se z tahových sil, odporů a ze sil souvisejících s hmotností a setrvačností vozidla, má při stabilním pohybu procházet základnou vozidla. Při určování základny je třeba pečlivě zvážit kinematiku závěsů náprav na rám vozidla. Jestliže známe také průběhy vybočení pneumatik při působení boční síly, jejich radiální deformace a charakteristiky pružných elementů náprav, je možné dosti přesně vyšetřit statickou stabilitu. Problémem zůstává určení dynamické stability, a to pro naprostou nahodilost terénních nerovností, překážek a jiných příslušných vlastností terénu. Je však známo (Grečenko 1972), že možnost převržení vozidla do strany dynamickými vlivy roste úměrně čtverci rychlosti a zmenšuje se úměrně charakteristickým rozměrům stroje i meznímu úhlu statické boční stability. Zatím je u nás požadována až třináásobná bezpečnost. Tento požadavek se zdá být v některých případech příliš náročný.

Schopnost vozidla udržet se na povrchu terénu se označuje pojmem flotace. Flotační vlastnosti vozidla se uplatňují zejména při průjezdu málo únosným terénem, kde hrozí nebezpečí, že vozidlo uvázne nebo utone. Takový terén může být bahnitý (bažiny, rašelina s tenkou prorostlou nosnou vrstvou na povrchu) nebo sypký (písek). Znehybnění vozidla může nastat z toho důvodu, že vozidlo při prvním nebo opakovaném průjezdu vytvoří stopu, jejíž hloubka se rovná světlé výšce vozidla nad povrchem, takže vozidlo dosedne na trup. Proboření nebo utonutí vozidla nastane proto, že napětí v půdě, způsobené částí vozidla nebo celým vozidlem, přestoupí tzv. mez stability. Tato mez je mechanikou zemin formulována jako napětí pod zátěží, kdy se část půdy nachází ve stavu plastické rovnováhy. Při vzrůstu namáhání půdy by došlo k poruše místní (kypré půdy) nebo celkové (zhuťné půdy), tj. k plastickému toku půdy a zátěž by se v homogenní půdě propadla.

Terén bývá obvykle stratifikován, tj. složen z několika vrstev o různé únosnosti. Horní vrstva bývá často méně únosná než podloží. Flotace pak obecně souvisí s jakýmkoliv vytvářením stopy, tj. se stlačováním, přemísťováním nebo vytlačováním půdy. Silovým důsledkem vytváření stopy je ovšem vnější složka odporu valení. Prostředkem ke zlepšení flotace je především snížení kontaktního tlaku, možné až na 0,1–0,2 daN/cm².

Je známo, že průjezdnost vozidla ovlivňují v jisté míře také další konstrukční činitele, např. výkon motoru (měrný výkon má být alespoň 12 až 15 k/t), druh převodového

ústrojí, provedení a počet náprav, způsob řízení, nájezdové úhly, zkřížitelnost kol apod. a také volba trasy průjezdu i technika jízdy terénem, související s vycvičeností řidiče.

Bylo publikováno několik empirických metod, které měly umožnit hodnocení průjezdnosti vozidla s ohledem na jeho konstrukci. V šedesátých letech byl např. publikován vzorec MI (Knight, Rula 1962; Rush 1967) nebo AMRB (Martinec 1972; Moravec 1972), podle něhož se vypočítává tzv. index pohyblivosti MI (mobility index) vozidla. Index MI bývá podle diagramu převeden na tzv. kuželový index vozidla VCI (vehicle cone index), který bylo možné přímo porovnat s kuželovým indexem terénu RCI (rating cone index). Index RCI se získá měřením kuželovým penetrometrem v terénu (Knight, Rula 1972). Čím nižší má vozidlo index MI, tím lepší měla být jeho průjezdnost. Empirický vzorec MI byl během let přepracován. Nikdy nebyla prokázána jeho obecná platnost.

Jiný způsob ocenění průjezdnosti navrhl nedávno Bartoš (1972). Doporučuje zavedení charakteristiky, určující průměrnou průjezdnost vozidla, definované jediným číslem, jehož velikost by určoval aritmetický průměr směrných hodnot srovnávacích parametrů vozidla. Srovnávací parametry jsou údaje o vozidle konstrukční, funkční a ovládací v poměru k údajům standardním, nebo přímo oceněné číselně. K hodnocení průjezdnosti vozidla v určitém druhu terénu se doporučuje definovat navíc specifickou průjezdnost vozidla, danou souborem hodnot všech uvedených srovnávacích parametrů vozidla v porovnání s příslušnou charakteristikou terénu. Tato metoda může najít po dalším zpracování dobré použití.

PRŮJEZDNOST JAKO VLASTNOST TERÉNU

Bylo již řečeno, že průjezdnost, chápána z hlediska terénu s řadou proměnlivých činitelů, je dána pravděpodobností, s jakou terén dovolí průjezd vozidlům určité koncepce. Průjezdnost se zatím předpovídá s využitím polokvantitativní klasifikace terénu a všeobecných dat o vozidlech. Takovéto pojetí průjezdnosti má význam pro taktické a strategické rozhodování v oblasti národní obrany, při plánování velkých pozemních staveb a dopravy v terénu.

Průjezdnost rovným měkkým terénem je závislá především na druhu a stavu půdy, topografii terénu a na vodním režimu. Terén se obvykle dělí na členitý únosný a na bořivý.

Druh půdy je určen procentuálním zastoupením zrn různé velikosti (jíl, prach, písek). Veličiny určující stav půdy jsou zejména vlhkost a objemová hmotnost. Velikost zrn ovlivňuje množství vody, které může půda vázat. V určitém rozmezí vlhkostí, nazývaném index plasticity IP, je půda v plastickém stavu. Při vlhkosti blízké spodní mezi (mez vláčnosti) přenáší půda obvykle největší hnací sílu při sníženém odporu valení,

I. Charakteristické vlhkosti některých půd

Druh půdy	IP %	Mez tekutosti %
Hlinitý písek hP	< 3	20–25
Písčitá hlína pH	1–7	25–30
Hlína H	7–17	30–40
Jíl J	> 17	> 40

takže terén je v nejvhodnějším stavu pro průjezdnost vozidel. Podmínky průjezdnosti se výrazně zhoršují, blíží-li se vlhkost půdy horní mezi (mez tekutosti) — tab. I.

Schopnost přenosu hnací síly roste se stoupající objemovou hmotností, protože se zvětšuje smyková pevnost půdy. Typický příklad závislosti součinitele tahu μ na vlhkosti půdy při různé objemové hmotnosti je podle Babkova a kol. (1959) vyneseno na obr. 3.

Mírné severní klimatické pásmo, v němž žijeme, se všeobecně vyznačuje podzimními a zimními srážkami, které způsobí provlhlčení půdy. Kritická období pro průjezdnost vozidel nastávají během podzimu a na přelomu zimy a jara, avšak půda si zachovává zvýšenou vlhkost ještě v následujících měsících. Půdy v tomto „mokřém období“ mají velmi odlišnou průjezdnost, kdežto v „suchém letním období“ nejsou mezi nimi z hlediska průjezdnosti podstatné rozdíly.

Kritické období pro průjezdnost nastává např. ve stepních oblastech SSSR na jaře po tuhé zimě, kdy půda byla hluboko promrzlá (Babkov a kol. 1959). Uvádí se, že při roztáté vrstvě do 8 cm kola ještě snadno vytlačují rozbředlou půdu a opírají se o zamrzlou spodinu. Rychlost tání je cca 2 cm do hloubky denně a odpor půdy proti pohybu roste až do roztáté vrstvy 20–25 cm, tj. asi za 10 až 12 dní po oblevě. Potom začíná půda na povrchu vysychat a její povrchová pevnost se zvětšuje. Při vhodné vlhkosti půdy přispívají kola svými průjezdy ke zpevnění a vyrovnání terénních cest.

Průjezdnost po stránce topografické nezáleží tolik na absolutní výšce terénu, jako na převýšeních. Z tohoto hlediska lze terén dělit na dva typy:

- nížinný ... špatné odvodnění, spodní voda v hloubce menší než 120 cm,
- výškový ... dobré odvodnění, spodní voda více než 120 cm hluboko.

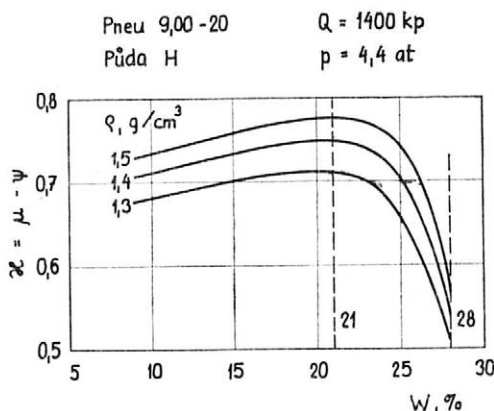
Pro terén bývají vypracovány předpovědi průjezdnosti, jež bývají založeny na:

- a) dlouhodobém sledování průjezdnosti typických vozidel,
- b) sledování mechanické veličiny, jež má údajně přímý vztah k průjezdnosti,
- c) dlouhodobém sledování stavu půdy, zejména její vlhkosti.

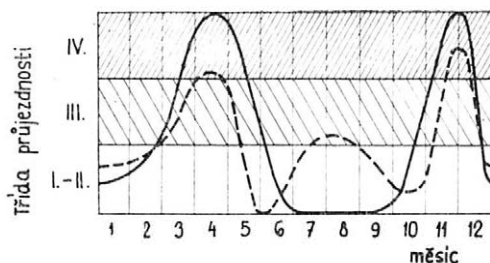
K bodu a) se vztahují diagramy průjezdnosti vozidel terénem ve stepních oblastech SSSR podle Babkova a kol. (1959) — obr. 4. Používané třídění průjezdnosti je toto: I — dobrá, II — vyhovující, III — obtížná, IV — nevyhovující, V — pohyb je nemožný.

Dosti známou empirickou metodou (bod b) jsou penetrační měření „pevnosti“ půdy v charakteristické hloubce 15–30 cm pod povrchem. Penetračních přístrojů se používala celá řada. O standardizaci hlavice se zatím postarala ASAE svým doporučením R 313 (obr. 5). Pevnost půdy je oceněna taxativním kuželovým indexem RCI, o němž byla zmínka již dříve, který se porovnává s empiricky nebo experimentálně určeným kuželovým indexem vozidla VCI. Je-li VCI menší než RCI terénu, může terénem projet v jedné stopě 40 až 50 vozidel nebo jediné vozidlo vykonávat složité manévry, aniž by uvázlo (Knight, Rula 1962).

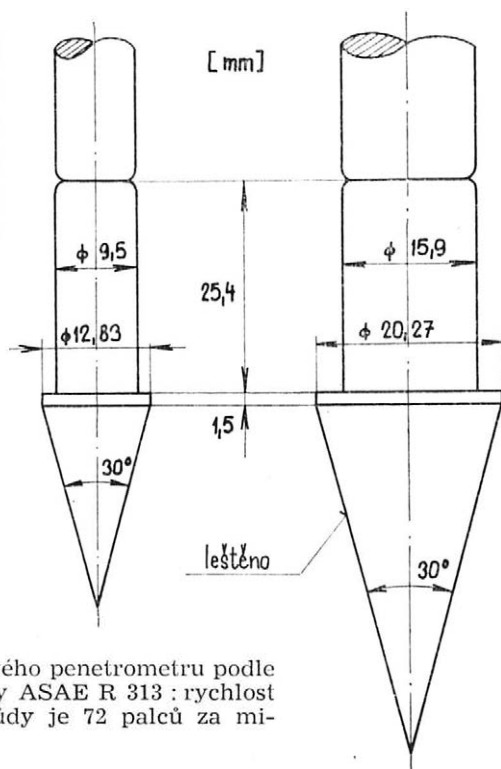
Je-li známo pravděpodobnostní rozdělení RCI v určité oblasti, lze na jeho základě odhadnout pravděpodobnost průjezdu vozidel. Jako příklad může sloužit křivka kumu-



3. Závislost součinitele tahu μ na vlhkosti půdy w při různé objemové hmotnosti ρ (Babkov a kol. 1959): hlína, pneu 9,00–20, zatížení kola 1400 kp, huštění 4,4 b



4. Průjezdnost terénem během kalendářního roku (B a b k o v 1959) : plná čára — Doněcká step, černoziem jH — H; čárkovaně — Zavolží, hnědozem H



5. Hlavice kuželového penetrometru podle doporučené normy ASAE R 313 : rychlost zatlačování do půdy je 72 palců za minutu

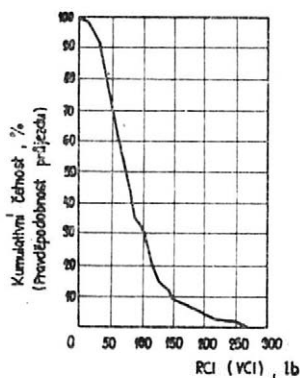
lativní četnosti (tj. pravděpodobnostního rozdělení) indexu RCI na prachové půdě, získaná velkým počtem měření během „mokrého období“ (Knight, Meyer 1962) — obr. 6. S indexem RCI je přímo srovnatelný index VCI. Index RCI větší než např. 77 byl zjištěn u 50 % půd. To znamená, že v daném terénu je pravděpodobnost průjezdu vozidla s VCI rovném 77 také 50 %. Při rostoucím VCI tato pravděpodobnost klesá.

Vzhledem k nejasnému charakteru namáhání půdy penetrometrem, který je určitě odlišný ve srovnání s účinkem pojezdového ústrojí vozidla, není penetrometr analogem ani trakce, ani vytváření stopy. Přesto byla pro vlhký jíl a suchý písek demonstrována korelace mezi kužlovým indexem CI nebo jeho gradientem s hloubkou a odporem valení, resp. suvnou silou (Freitag 1966, 1968).

Jinou dosti používanou a technicky přijatelnou metodou (bod c) je měření mechanických vlastností půdy Bekkerovým bevametrem, skládajícím se ze smykacího přístroje a ze sady desek, zatlačovaných do půdy (např. Grečenko 1967, 1970). Z měření lze vyhodnotit alespoň velikost soudržnosti půdy c a úhlu jejího vnitřního tření φ , potřebné ke stanovení maximálního součinitele lpění μ_m , resp. max. hnací síly H_m :

$$\mu_m = \frac{c}{q_s} + \operatorname{tg} \varphi ; \quad H_m = Z \cdot \mu_m$$

6. Kumulativní četnost indexu RCI a současně pravděpodobnost průjezdu vozidel v závislosti na indexu VCI (Knight, Meyer 1962)



a veličiny k , n pro odhad součinitele valení φ_t , resp. vnější složky odporu valení R_t vozidla, jehož konstrukční prvky jsou známy. Byly vypracovány zjednodušené matematické

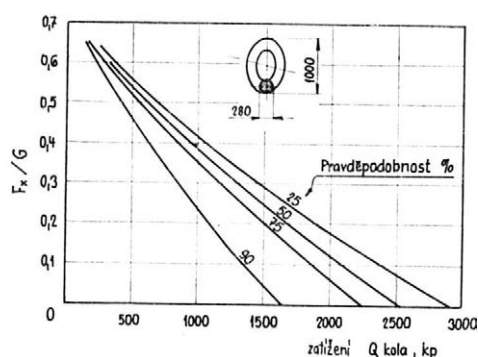
modely vztahů mezi vozidlem a půdou s použitím uvedených veličin (Bekker 1962).

K předpovědi průjezdnosti vozidla na určitém druhu půdy musí být určena:

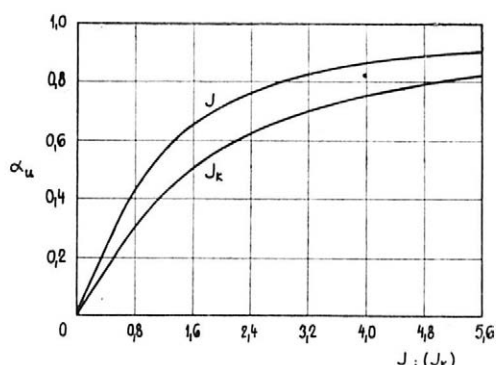
- a) závislost uvedených veličin na stavu půdy, jmenovitě na její vlhkosti v charakteristické hloubce 30–40 cm,
- b) pravděpodobnostní rozdělení vlhkosti půdy, zpracované na podkladě dlouhodobých měření co do místa a času.

Takto lze určit pravděpodobnost výskytu určité skupiny hodnot mechanických veličin půdy. Příslušné funkční vlastnosti vozidla nastanou se stejnou pravděpodobností, jakou má skupina hodnot mechanických veličin půdy, použitá k výpočtu.

Jako příklad lze uvést pravděpodobnost (Bekker 1962), s níž kolová terénní vozidla s různým zatížením hnacích kol vyvinou určitou měrnou tahovou sílu $F_x/G = q_f$ (obr. 7). Hodnoty $q_f = 0$ ovšem vyjadřují mezní podmínky průjezdnosti samotného vozidla.



7. Pravděpodobnost vyvození měrné tahové síly vozidlem se všemi hnacími koly při zatížení kola Q (Bekker 1962)



8. Průběh zobecněných prokluzových funkcí: J — binomická rovnice, $J_k = \delta \cdot l/K$ — exponenciální rovnice (Grečenko 1970)

Systém klasifikace terénu co do průjezdnosti byl vyvinut také ve Švédsku (Kolektiv 1972). Systém používá pět tříd způsobilosti terénu k průjezdnosti vozidel: 1 — velmi dobrá, 2 — dobrá, 3 — průměrná, 4 — zhoršená, 5 — velmi špatná. V civilním sektoru slouží systém zejména potřebám mechanizace lesních prací, kde se k charakterizování průjezdnosti vozidla používá číselného kódu v tomto uspořádání: stav terénu, druh půdy — druh povrchu — sklon terénu. Např. vozidlo s kódem 24.1.3 je schopno projet terénem s těmito znaky: způsobilost terénu 2 (dobrá), druh půdy 4 (hlinitá moréna), povrch 1 (překážky 10–30 cm), svah 3 (sklon 11–18°).

II. Standardní podmínky — mechanické vlastnosti půdy

Označení	Půda a povrch	c , daN/cm ²	φ , °	j_k , cm
Sp. 1	jH — strniště, velmi dobrý záběr	0,15	35	3,5
Sp. 2	jH — podmítka suchá, navlhle strniště	0,10	32	4,2
Sp. 6	jH — volná půda provlhla sklizeň okopanin	0,05	25	5,1

Pod pojmem tahové vlastnosti bude obecně míněn případ jízdy, při němž má vozidlo zálohu hnací síly, tj. $T > 0$, a speciálně případ, kdy přebytek hnací síly se využije na rovině k vyvození tahu, tj. $T = F_x$.

Teramechanika poskytuje dostatečně přesné a použitelné vzorce k řešení hnací síly v závislosti na prokluzu. U nás našla dobré uplatnění binomická rovnice prokluzu (Grečenko 1970) v zobecněných tvarech (obr. 8):

$$f = \frac{1}{2} \frac{3a_u - 2a_u^2}{1 - a_u} \quad \text{resp.} \quad a_u = \frac{1}{4} [2f + 3 - \sqrt{(2f - 1)^2 + 8}]$$

kde: $f = \frac{\delta \cdot l}{j_k} = \frac{\delta}{\delta_s}$; $a_u = \frac{\mu}{\mu_m}$; μ_m je určeno vzorcem na str. 186

Vychází-li se při výpočtu např. z požadovaného prokluzu δ , stanoví se zprvu f , potom z rovnice a_u , dále μ a konečně $H = \mu \cdot Z$. Typické mechanické vlastnosti půdy se při výpočtu berou např. ze standardních podmínek Sp (tab. II). Bylo by vhodné proměřit mechanické vlastnosti našich půd s ohledem na veličiny uvedené v tab. II, podobně jako bylo dříve učiněno ve Velké Británii (Payne, Fountaine, cit. Reece 1964). Zjištěné průměrné hodnoty byly: soudržnost 0,105 daN/cm², úhel vnitřního tření 33°.

Pro výpočet zahloubení kola a odporu (součinitele) valení teramechanika zatím poskytuje jen dobré kvalitativní vztahy, které lze použít k ocenění změn součinitele valení při jiném uspořádání kol nebo při změně velikosti a huštění pneumatik, jsou-li známy vlastnosti původního uspořádání. Vzorec pro vnější součinitel valení kola nebo pásu (Grečenko 1970) vychází z klasického případu stlačování půdy deskou, které lze popsat empirickým vztahem $q_s = k \cdot z^n$, takže vzorec má tvar:

$$v_t = f(k; n) \cdot \frac{q_s^{1/n}}{l}$$

Uvedený vztah zdůrazňuje ve shodě s experimenty vliv středního kontaktního tlaku q_s a délky dosedací plochy l . Parametr k není jednoznačnou vlastností půdy, nýbrž je závislý alespoň ještě na velikosti a tvaru dosedací plochy jezdovéhoho ústrojí. Jeho velikosti mají velký rozptyl a nejistý význam, takže se zatím nedoporučuje ho ve výpočtech používat. Naproti tomu lze hodnoty exponentu n určit s větší spolehlivostí podle tab. III.

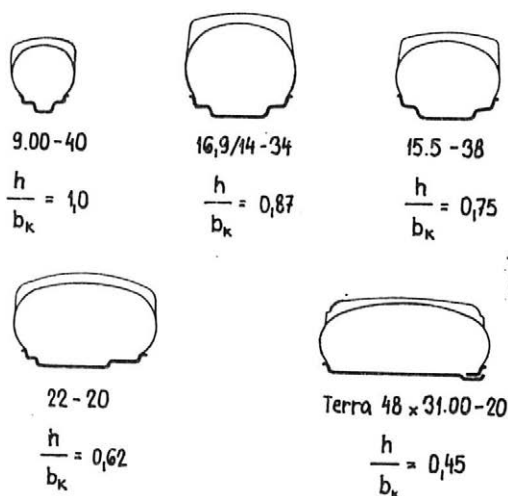
III. Hodnoty exponentu n pro výpočet součinitele valení

Stav půdy	Vlhkost	n	Úměrno
Rozbředlý	$\gg$ mez tekutosti	0	q_s^∞
Měkce plastický, kyprý	uvnitř konzistenčních mezí	0,5	q_s^2
Tvrdě plastický, zhutnělý	kolem meze vláčnosti	1	q_s
Kyprá plastická vrstva na tvrdém podkladě	uvnitř konzistenčních mezí	≥ 2	$q_s^{0,5}$ a méně

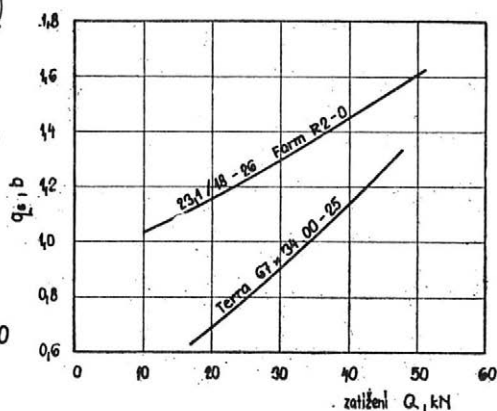
Je třeba znovu zdůraznit všeobecnou výhodnost snižování kontaktního tlaku na měkké půdě, které kromě zlepšení průjezdnosti vozidla také omezuje škodlivé stlačování kultivované půdy. V zemědělství je třeba stlačování půdy omezovat především tehdy, bude-li půda bezprostředně bez dalšího prokypření vyživovat plodinu. Větší tlaky je možné připustit při sklizni a při orbě, protože půda bude orbou prokypřena. Zvláštní je případ jízdy na půdách s velmi měkkou (kyprou) horní vrstvou a utuženým podloží (např. sklizeň cukrovky za mokra, rýžoviště). U nich nelze běžnými prostředky dosáhnout patričnou flotaci. Pro tento druh terénu je vhodné použít úzkých pláštů se zvýšeným kontaktním tlakem a vysokým vzorkem dezénu, které se proříznou měkkou půdou do pevného podloží.

Kontaktní tlak je úměrný huštění pneumatiky. Traktorové pneumatiky velkých rozměrů mají nejmenší huštění jen 0,8–1,1 b, jež se však zřídka využívá. Terénní široko-profilové pneumatiky, které musí mít vysokou únosnost při malých rozměrech, by měly mít tlaky huštění již od 2,5 b proti současným pneumatikám s huštěním přes 3,5 b.

K podstatnému snížení kontaktního tlaku na půdu používá zemědělství dvojmontáž hnacích kol. Touto úpravou se snižuje střední kontaktní tlak na měkké půdě až pod 0,5 b. Pro porovnání je kontaktní tlak člověka, stojí-li na obou nohou, cca 0,8 b. Tahová síla vozidla se vlivem snížení tlaku mírně zvětší, v průměru o 10 % při prokluzu asi 20 %. Také pláště s radiálními kordy vykazují proti pláštům s diagonálními kordy mírně snížený kontaktní tlak a většinou poněkud zlepšené záběrové vlastnosti na měkké půdě za cenu větších pořizovacích nákladů.



9. Vývoj průřezu terénních pláštů směřuje ke snižování výšky profilu h k šířce profilu b_k (částečně podle Š o h n a 1970)



10. Snižování kontaktního tlaku při nahrazení konvenční pneumatiky válcovou terra-pneumatikou stejného průměru (podle Goodyeara)

K žádoucímu zvýšení únosnosti pneumatik nelze často z důvodů konstrukce vozidla a výroby pláštů zvětšovat průměr pláště bez omezení. Na dosažitelnou únosnost má naopak převažující vliv šířka pneumatiky. Proto se používá neustále širších pneumatik (obr. 9).

Logickým navázáním na tento trend bylo vyvinutí zprvu lypsoidních a později válcových pneumatik (Goodyear Terra-tire). Tyto vysokoflotační pneumatiky se proti

konvenčním vyznačují značně rozšířeným profilem, ohebnější kostrou, větším objemem vzduchu a výrazně nižším provozním huštěním. Válcové pneumatiky jsou montovány na obvyklé druhy ráfků, kdežto u lypsoidních plášťů byly patky sevřeny přírubami speciálních disků. Hlavní přednosti válcových pneumatik jsou tyto:

- možnost dosáhnout velmi nízkých kontaktních tlaků pod 0,5 b, a tím zlepšit průjezdnost vozidla v měkkém terénu (obr. 10),
- dobré záběrové vlastnosti podélně i příčně na soudrzných půdách, malá boční deformace při přenosu bočních sil,
- utlumení nárazů „obalováním“ malých nerovností.

Nevýhodou válcových pneumatik je poměrně vysoká cena.

Má-li být při požadované únosnosti zachována hlavní výhoda válcových pneumatik, kterou je nízký kontaktní tlak, je třeba použít bohatě dimenzovaných pneumatik. Lze očekávat potíže s vestavěním těchto pneumatik do standardních strojů nebo vozidel, protože se zvětší šířka vozidla. Válcová pneumatika podobné velikosti jako konvenční nízkotlaká pneumatika, použitá ve stejném vozidle, nemá o mnoho lepší vlastnosti než původní pneumatika a její výhodnost je velmi problematická. V zahraničí našly válcové pneumatiky zatím omezené použití, např. u vozidlových rozmetadel hnojiv nebo na některých druzích samojízdných sklizňových strojů.

Vzorek běhounu má zajistit zachycování obvodových i bočních sil. Vhodný úhel zubů pro měkký terén je asi 45–50° s rovinou pláště. Zuby se mají plně zabořit do půdy. Záběr — zvláště na soudrzných půdách — závisí na poměru plochy vzorku k ploše otisku, tzv. plnosti vzorku (dezénu). Čím je plnost menší, tím je záběr lepší, protože při stříhu půdy se více využívá její soudrznosti. U traktorových plášťů bývá plnost vzorku pouze 25–30 %. Vysoký záběrový vzorek zlepšuje záběr, ale zvyšuje odpor valení v důsledku větší deformační práce. Celková účinnost pneumatiky tím může být snížena. Vysoký dezén je vhodný na povrchově kluzkých půdách a v kyprém terénu, kde normální profil prokluzuje. Pro rychlá vozidla není vhodný, protože jeho velké deformace způsobují zvýšený prokluz, zahřívání, rychlé opotřebení a vzorek nemá dostatečnou pevnost.

KONCEPCE VOZIDLA S OHLEDEM NA PRŮJEZDNOST

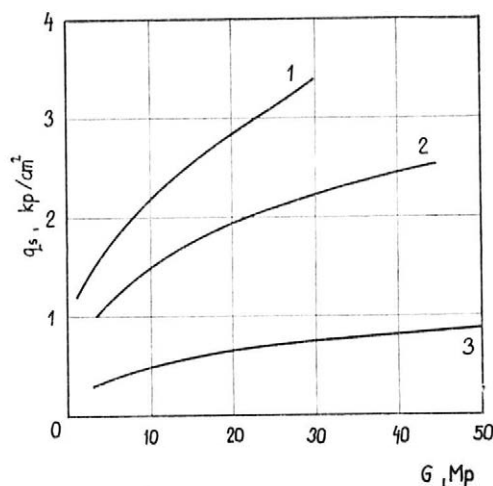
Koncepčními a konstrukčními problémy terénních vozidel jsou např. uspořádání podvozku, dosedací plocha pojezdového ústrojí a rozměry vozidla, způsob pohonu náprav a kol, způsob řízení atd. Z mnoha otázek bude ještě věnována pozornost souvislosti mezi rozměry vozidla a kontaktním tlakem a dále tahovým vlastnostem vícenápravových podvozků s hnacími koly v jedné stopě.

Kontaktní tlak u podobných vozidel teoreticky lineárně stoupá s rostoucími rozměry vozidla (Söhne 1970), protože tíha roste se třetí mocninou charakteristického rozměru vozidla l_c , kdežto dosedací plocha jen se druhou mocninou charakteristického rozměru:

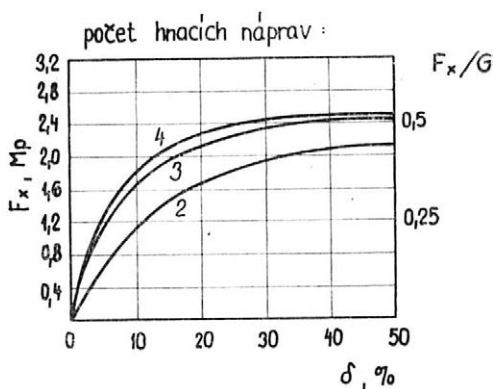
$$q_s = \frac{G}{\Sigma S} \sim l_c ; \quad q_s \sim G^{1/3}$$

Rozbory konstrukcí tento nepříznivý trend potvrzují (obr. 11). K zachování neměnného kontaktního tlaku musí koncepce pojezdového ústrojí zajistit poměrné zvyšování dosedací plochy vzhledem k půdorysu vozidla. U kolových vozidel se musí přecházet na vícenápravové konstrukce, u pásových vozidel stačí zvětšovat rozměry pásu.

Zachování stejného kontaktního tlaku však ještě nezajistí, že stlačování půdy zůstane stejné. Napětí v půdě je totiž úměrně jak kontaktnímu tlaku, tak i absolutní velikosti dosedací plochy, tj. celkovému zatížení i jeho rozložení. Kontaktní tlak zvětšujících se dosedacích ploch by proto měl klesat.



11. Závislost středního kontaktního tlaku na tíze vozidla (upraveno podle Š o h n a 1970): 1 — dvounápravové traktory a stavební stroje, 2 — nákladní vozidla se 3–4mi nápravami, 3 — vozidla pásová a kolová s válcovými plášti



12. Tahové vlastnosti vícenápravových vozidel téže hmotnosti 4800 kg v závislosti na prokluzu (H o l m 1969): pneumatiky: 12,4/11-28 s hladkým běhounem; — půda písčitá hlína, $\rho = 1,61 \text{ g/cm}^3$, $w = 16,5 \%$

Konvenční rozměry vozidel nelze zvětšovat bez omezení. Rozměry jsou omezeny předpisy pro jízdu na silnici, přípustným železničním profilem nebo předpisy pro lodní přepravu. Vhodnou koncepcí o velké nosnosti do terénu je článkové vozidlo s kloubovým řízením jednotlivých členů, které projíždějí vždy jednou stopou.

Při několikanásobném průjezdu kola jednou stopou se vytvářejí každým předcházejícím průjezdem příznivější tahové podmínky pro průjezd následující. To význačně platí pro první tři průjezdy; u dalších se poměry rychle vyrovnávají. Zmíněného účinku využívají kolová vícenápravová vozidla, vytvářející celkem jen dvě stopy.

K největšímu stlačení půdy dochází při prvním průjezdu, dále se přírůstek stlačení postupně zmenšuje. Vlivem stlačení půdy dochází i k postupnému zvyšování její smykové pevnosti a tím k přenosu větší hnací síly při určitém prokluzu, jak dokládá rozbor prokluzových křivek naměřených Sonnenem (1962) při dvojnásobném průjezdu jednou stopou, uvedený na tab. IV.

IV. Mechanické hodnoty půdy a záběrové podmínky při opakovaném průjezdu kola s pneumatikou v jedné stopě — rozbor výsledků měření S o n n e n a (1962)

Veličina	Rozměr	Jíl, průjezd		Písčitá hlína, průjezd	
		1.	2.	1.	2.
τ_m	daN/cm ²	0,76	0,82	0,73	0,80
τ_m	%	100	108	100	110
φ	°	34° 20'	35° 00'	36° 10'	38° 00'
j_k	cm	7,8	4,7	8,0	5,8
j_k	%	100	60	100	73
μ_m	—	0,85	0,93	0,82	0,89

Měření tahových vlastností kola s pneumatikou při několikanásobném průjezdu jednou stopou vykonal v půdním kanálu mnichovské techniky Holm (1969). Zajímavé jsou výsledky aplikované na vícenápravová vozidla (obr. 12). Třínápravové vozidlo má podstatně lepší vlastnosti než dvounápravové, kdežto zlepšení tahu u čtyř hnacích náprav je proti třem nápravám velmi malé. Holm (1969) ve svých výpočtech nepočítal se změnami v zatížení jednotlivých náprav vlivem momentu tahové síly.

V rámci vědecké přípravy ing. Kristka, jehož byl autor školitelem, byly v nedávné době systematicky proměřeny tahové vlastnosti hnací nápravy traktoru Zetor 5611 s pneumatikami 14,9/13-28 v kypré hlinité půdě při čtyřech průjezdech jednou stopou (Kristek 1972). Měření se kromě jiného vyznačovala tím, že v jednotlivých místech měřicí dráhy byl zachován při všech průjezdech stejný prokluz, takže byly dosti přesně interpretovány podmínky průjezdu vícenápravového vozidla s vázaným pohonem náprav. Výsledky měření Kristka v terénu ukazují na podobný trend jako měření Holma v půdním kanálu, avšak s menšími rozdíly.

Z naměřených výsledků byly na samočinném počítači vypočteny tahové vlastnosti dvou- až čtyřnápravových vozidel, u kterých se předpokládalo zavěšení náprav a skutečné proměnné zatížení jednotlivých kol. Výsledky tohoto výpočtu ukazují na podstatné zlepšení tahových vlastností třínápravových vozidel vzhledem k dvounápravovým, kdežto u čtyř náprav již nedochází k podstatnému zlepšení vlastností vzhledem ke dvěma nápravám. Pro zemědělské účely by tedy čtyřnápravový tahač byl neúměrně drahý; zavedení třínápravového tahače je velmi pravděpodobné.

Použitá označení

F_x	tahová síla, daN
G	tíha vozidla, daN
H	hnací síla na obvodu kol, daN
H_m	nejvyšší možná hnací síla, daN
R	odpor valení, daN
S	velikost dosedací plochy, cm ²
T	záloha hnací síly (suvná síla) vozidla, daN
Z	normálová reakce, daN
c	soudržnost půdy, daN/cm ²
j_k	charakteristický posuv půdy, cm
k	parametr, daN/cm ⁿ⁺²
l	délka dosedací plochy, cm
l_c	charakteristický rozměr vozidla, cm
n	exponent, —; počet hnacích náprav vozidla, —
q_s	střední kontaktní tlak, b
α_u	poměr μ/μ_m , —
δ	prokluz, —
δ_s	střední prokluz pro $\mu = \mu_m/2$, —
μ	součinitel záběru, —
μ_m	maximální hodnota součinitele lpění, —
η	účinnost pohonu, —
q_f	měrná tahová síla F_x/G , —
φ	úhel vnitřního tření v půdě, °
ψ	součinitel valení, —
ψ_t	vnější součinitel valení (deformace půdy), —

Literatura

- BABKOV V. F., BIRULJA A. K., SIDENKO V. M., 1959, Prochodimost' kolesnykh mashin po gruntu. Avtotransizdat, Moskva : 189 s.
- BARTOŠ J., 1972, K problematice hodnocení průchodivosti automobilů. Celostátní konference „Průjezdnost nákladních automobilů“, Tatra Kopřivnice : 16 s.
- BEKKER M. G., 1962, Evaluation and selection of optimum vehicle types under random terrain conditions. Mechanics of soil-vehicle systems, Minerva Tecnica, Torino : 772-786.

- FREITAG D. R., 1966, Dimensional analysis of the performance of pneumatic tires on clay Journal of Terramechanics 3 (3) : 51-68.
- FREITAG D. R., 1968, Dimensional analysis of performance of pneumatic tires on sand. Transactions ASAE 11 (5) : 669-672.
- GREČENKO A., 1967, Terramechanika. Studijní informace ÚVTI, zvláštní řada Zemědělská technika 9 : 143 s.
- GREČENKO A., 1970, Funkční vlastnosti traktorů. SPN, Praha : 202 s.
- GREČENKO A., 1972, Vozidlové části samohodných strojů. Vědecké symposium ČAZ „Traktory a samohodné stroje“, Praha : 144-150.
- HOLM I. C., 1969, Multi-pass behaviour of pneumatic tires. Journal of Terramechanics 6 (3) : 47-71.
- KNIGHT S. J., MEYER M. P., 1962, Soil trafficability classification scheme. Mechanics of soil-vehicle systems. Minerva Tecnica, Torino : 567-574.
- KNIGHT S. J., RULA A. A., 1962, Measurement and estimation of the trafficability of fine-grained soils. Mechanics of soil-vehicle systems, Minerva Tecnica, Torino : 371-384.
- KOLEKTIV, 1972, Terrain classification for swedish forestry. 4th international conference ISTVS, Field demonstrations : 25-28.
- KRISTEK R., 1972, Záběrové vlastnosti hnacích kol v jediné stopě s aplikací na zemědělské traktory. Kandidátská disertační práce, FM VŠZ Praha : 92 s.
- MARTINEC P., 1972, Současný stav teoretického řešení jízdního odporu kolových vozidel z hlediska mechaniky zemin. Celostátní konference „Průjezdnost nákladních automobilů“, Tatra Kopřivnice : 13 s.
- MORAVEC V., 1972, Posuzování průchodivosti automobilu v projekční a konstrukční fázi jeho vývoje. Celostátní konference „Průjezdnost nákladních automobilů“, Tatra Kopřivnice : 13 s.
- PAYNE P. C. J., FOUNTAINE E. R., NIAE Technical Memorandum No 116, cit. REECE A. R., 1964, Theory and practice of the off-the-road locomotion. Proceedings I Agr E, Vol. 20.
- RUSH E. S., 1967, Trafficability tests with two vehicles. Journal of Terramechanics 4 (1) : 31-48.
- SÖHNE W., 1970, Fahrwerksart, Triebkraft und Rollwiderstand geländegängiger Fahrzeuge bei unterschiedlich tragfähigen Böden. Veröffentlichungen des Instituts für Landmaschinen, Technische Hochschule München, Heft 1 : 141-169.
- SONNEN F. J., 1962, Zur Frage des Allradantriebs von Ackerschleppern. Landtechnische Forschung 12 (1) : 1-6.

Došlo dne 9. 1. 1973

GREČENKO A. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов, Чехословакия). Проходимость и тяговые свойства внедорожных транспортных средств. Zem. technika 19 (4) : 181-194, 1973.

В работе сделан синтез научно-исследовательских данных за последние пятнадцать лет из области проходимости внедорожных транспортных средств с учетом машин в сельском хозяйстве. Проходимость рассматривается как техническое свойство транспортного средства и как свойство местности с вероятностным характером. В работе объяснены главные методы оценки проходимости, отражено современное состояние техники вычисления тяговых свойств шин и гусениц и новые направления в развитии шин. И наконец, работа занимается концепцией транспортного средства с учетом проходимости и особенно вопроса контактного давления и тяговых свойств многоосных транспортных средств.

проходимость; внедорожное транспортное средство; тяговые свойства; шины

GREČENKO A. (Research Institute of Agricultural Machinery, Praha - Chodov, Czechoslovakia). *Off-the-road Mobility and Tractive Properties of Vehicles on Soft Terrain*. Zem. technika 19 (4) : 181-194, 1973.

The paper presents a synthesis of research and development progress made during the past fifteen years in the field of the off-the-road mobility of cross-country vehicles with respect to the transportation means and machines in agriculture. Off-the-road mobility is treated as a functional property of the vehicle and trafficability is considered a property of the ground with a probability character. The main methods of mobility and trafficability evaluation are analysed. The paper deals with

the present state of art of computation of the tractive properties of tyres and tracks and with new trends in the development of off-the-road tyres. In addition, the paper treats the concept of the vehicle with respect to mobility, particularly the problem of contact pressure and tractive properties of multiaxial vehicles.

trafficability; cross-country vehicle; tractive properties; tyres

GREČENKO A. (Forschungsinstitut für landwirtschaftliche Maschinen, Praha - Chodov, Tschechoslowakei). *Geländegängigkeit und Zugeigenschaften von Fahrzeugen auf weichem Gelände*. Zem. technika 19 (4) : 181-194, 1973.

Die Abhandlung faßt in Synthese die in den letzten fünfzehn Jahren gesammelten Forschungs- und Entwicklungserkenntnisse auf dem Gebiete der Geländegängigkeit von Geländefahrzeugen unter Berücksichtigung der Transportmittel und Maschinen in der Landwirtschaft zusammen. Die Geländegängigkeit wird als eine technische Eigenschaft des Fahrzeuges sowie jene des Geländes mit dem Wahrscheinlichkeitscharakter analysiert. Es werden Hauptmethoden der Bewertung von Geländegängigkeit beurteilt. Die Abhandlung erörtert den gegenwärtigen Stand der Berechnungstechnik von Zugeigenschaften der Reifen sowie Gleisketten und Entwicklungstendenzen für die Geländefahrt. Schließlich befaßt sich der Aufsatz mit der Konzeption des Fahrzeuges mit Rücksicht auf die Geländegängigkeit, und zwar vor allem mit der Frage des Kontaktdruckes und Zugeigenschaften von mehrachsigen Fahrzeugen.

Geländegängigkeit; Geländefahrzeug; Zugeigenschaften; Luftreifen

Adresa autora:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů,
149 43 Praha 4 - Chodov

FUNKČNÍ ROZBOR MECHANISMU PŘEPRAVY MATERIÁLU OTÁČIVÝM RAMENEM

J. Vorlíček

Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Řepy

VORLÍČEK J. *Funkční rozbor mechanismu přepravy materiálu otáčivým ramenem.* Zem. technika 19 (4) : 195-204, 1973.

V práci je řešen problém mechanismu pohybu hmotného bodu podél hrnouchého ramene, které se otáčí ve vodorovné rovině. Při tom je brán zřetel na pasivní odpory (tření o rameno a tření o podložku). Odvozená nelineární diferenciální rovnice druhého řádu byla řešena na analogovém počítači. V práci jsou rovněž vyšetřeny podmínky vzniku pohybu a vymezení oblasti relativního klidu částice vůči rameni. Vzhledem k tomu, že při řešení pohybové diferenciální rovnice i při řešení podmínky rovnováhy bylo použito obecných norem, mají výsledky obecnou platnost.

aplikovaná dynamika; manipulace s materiály; hrabivý dopravník

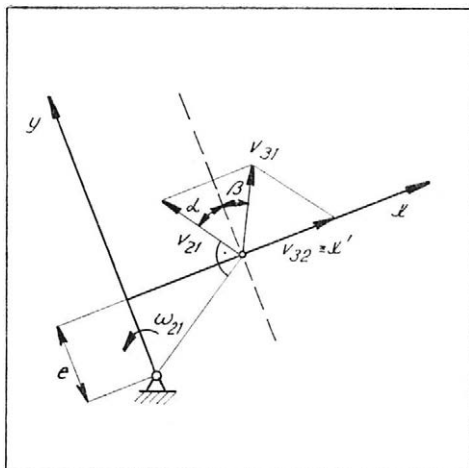
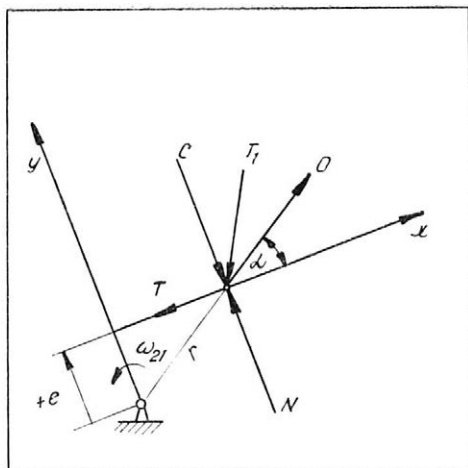
Při dopravě materiálu a manipulaci s ním se používá velmi často shrnovacích ramen, která se otáčejí ve vodorovné rovině kolem svislé osy. Tato ramena mají posouvat materiál buď pouze ve směru unášivé rychlosti otáčivého pohybu, nebo se má materiál pohybovat také podél otáčejícího se ramene, takže výsledná rychlost materiálu je potom vektorovým součtem rychlosti unášivé a rychlosti relativní. Jestliže se jedná o hrnouché rameno radiální, pak dochází k pohybu částice pouze od osy otáčení. Jestliže rameno nesměřuje do osy otáčení (vzdálenost ramene od osy otáčení se nazývá excentricita), potom jsou poměry značně složitější, neboť částice může být v relativním klidu vůči rameni, nebo se může pohybovat, a to jak od osy otáčení, tak i směrem opačným.

S tímto problémem se střetáváme i u zařízení na dopravu materiálů (krmivo, hnůž atp.). U hrabivých dopravníků dochází při náběhu hrabice na řetězové kolo ke stejným poměrům jako u otáčivého hrnouchého ramene.

METODIKA

Shrnovací rameno se otáčí v horizontální rovině úhlovou rychlostí ω kolem vertikální osy. Diferenciální rovnice popisující pohyb částice podél shrnovacího ramene je odvozena za následujících předpokladů:

1. Úhlová rychlost shrnovacího ramene je konstantní.
2. S dynamickými účinky vznikajícími při dotyku hmotného bodu se shrnovacím ramenem není počítáno.
3. Součinitel tření o základnu a shrnovací rameno nezávisí na rychlosti.



1. Síly působící na hmotný bod

2. Kinematické schema pohybu částice

SÍLY PŮSOBÍCÍ NA HNACÍ BOD (OBR. 1)

Třecí síla vznikající mezi částicí a podložkou; její velikost je

$$T_1 = m g f_1$$

kde: m — hmota částice
 g — gravitační zrychlení
 f_1 — součinitel tření o podložku

Tato síla působí vždy proti směru absolutní rychlosti částice v_{31} , pro kterou platí vektorově (obr. 2)

$$\vec{v}_{31} = \vec{v}_{21} + \vec{v}_{32}$$

Odstředivá síla O působí radiálně a její velikost je dána výrazem

$$O = m r \omega^2$$

kde: r — vzdálenost částice od středu otáčení
 ω — úhlová rychlost otáčení ramene

Velikost Coriolisovy síly C je potom

$$C = 2 m \omega x'$$

kde: x' — relativní rychlost částice vzhledem k rameni

Coriolisova síla působí proti směru Coriolisova zrychlení, jehož směr a smysl je shodný se směrem a smyslem vektoru vzniklého otočením druhotné rychlosti (x') o 90° ve směru otáčení unášivého pohybu.

Velikost normální reakce shrnovacího ramene N je možné určit z podmínky

$$N - T_1 \cos \beta + O \sin \alpha - C = 0$$

Třecí síla vznikající mezi částicí a ramenem je potom

$$T = N f$$

kde: f — součinitel tření o shrnovací rameno

Smysl třetí síly T směřuje proti smyslu relativní rychlosti částice vzhledem k rameni (x').

Zavedením setrvačných sil unášivého rotačního pohybu O a C je možné relativní pohyb částice vzhledem k rameni řešit jako absolutní. V souřadné soustavě x, y , spojené se shrnovacím ramenem (obr. 1), má pohybová rovnice při pohybu v kladném smyslu osy x následující tvar

$$mx'' = O \cos \alpha - T_1 \sin \beta - fN$$

Pro úhel α dále platí (obr. 1.)

$$\sin \alpha = \frac{e}{r} \quad \cos \alpha = \frac{x}{r}$$

Pro úhel β platí (obr. 2)

$$\sin \beta = \frac{x' - v_{21} \sin \alpha}{v_{31}} = \frac{x' - e\omega}{v_{31}}$$

$$\cos \beta = \frac{v_{21} \cos \alpha}{v_{31}} = \frac{x\omega}{v_{31}}$$

Velikost absolutní rychlosti částice v_{31} je (obr. 2)

$$v_{31} = \sqrt{v_{21}^2 + x'^2 - 2v_{21}x'\cos(90^\circ - \alpha)}$$

Dosazením uvedených vztahů do hlavní pohybové rovnice obdržíme po úpravě a při respektování obou smyslů relativního pohybu

$$x'' = -2\omega x'f + \omega^2 x - gf_1 \frac{x' - e\omega}{\sqrt{(x^2 + e^2)\omega^2 + x'^2 - 2\omega x'e}} - \operatorname{sgn} x' \left[gf_1 f \frac{x\omega}{\sqrt{(x^2 + e^2)\omega^2 + x'^2 - 2\omega x'e}} - f\omega^2 e \right]$$

Pohybová rovnice je tedy silně nelineární diferenciální rovnice druhého řádu a její řešení v uzavřeném tvaru není známé. Proto byla tato rovnice ještě s dalším rozбором podmínek vzniku pohybu řešena na analogovém počítači.

ŘEŠENÍ POHYBOVÉ ROVNICE

Aby výsledky řešení diferenciální rovnice, vystihující pohyb částice podél shrnovacího ramene, měly obecný charakter, je třeba rovnici upravit následujícím způsobem

$$\left(\frac{x''}{a\omega^2} \right) = -2f \left(\frac{x}{a\omega} \right) + \left(\frac{x}{a} \right) - \sin \beta - \operatorname{sgn} x' f \left[\cos \beta - \left(\frac{e}{a} \right) \right]$$

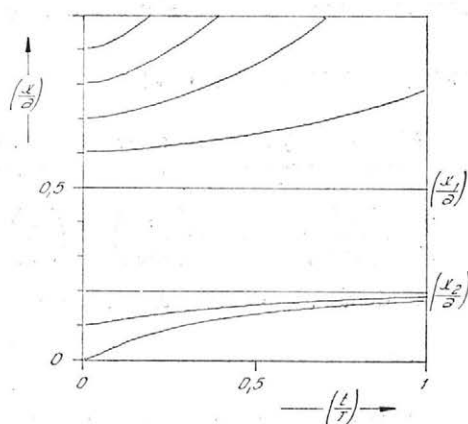
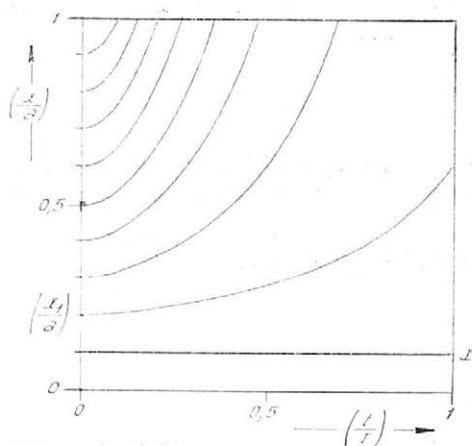
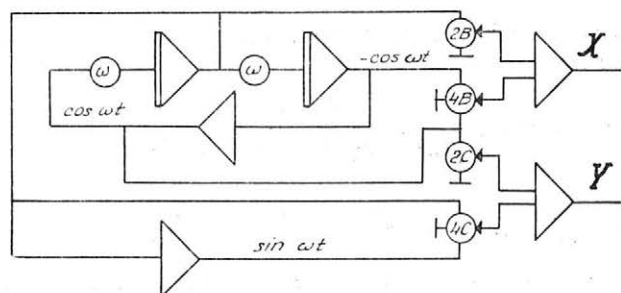
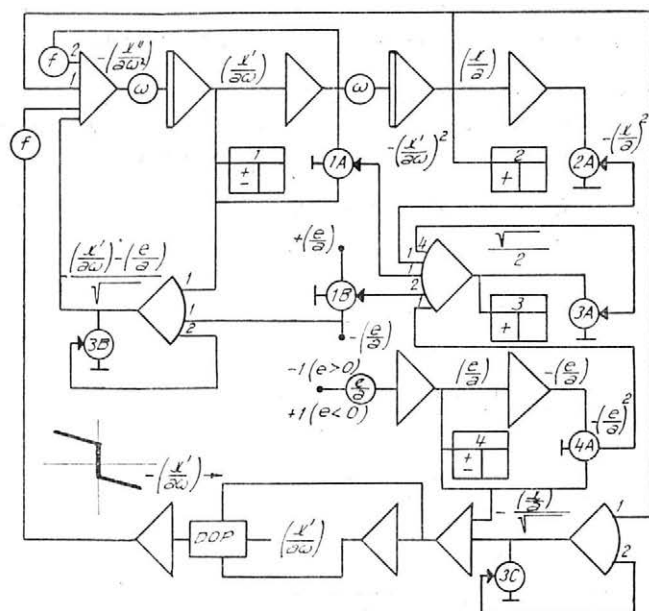
Hodnota a je při tom dána vztahem

$$a = \frac{gf_1}{\omega^2}$$

Obdobným způsobem jsou upraveny výrazy pro $\sin \beta$ a $\cos \beta$ (krácením hodnotou $a\omega$). Programové schema pro řešení odvozené diferenciální rovnice je na obr. 3.*

*) Pozn. Dirichletův faktor signum je realizován diodovým omezovačem proudu. Lze jej realizovat i jiným způsobem v závislosti na vybavení počítače.

3. Programové schema pro řešení pohybové rovnice a pro trajektorie absolutního pohybu



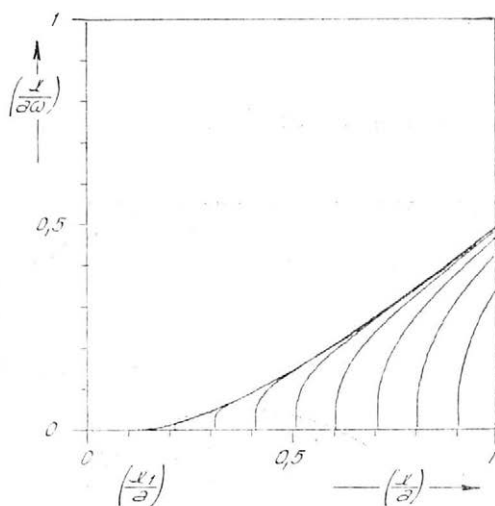
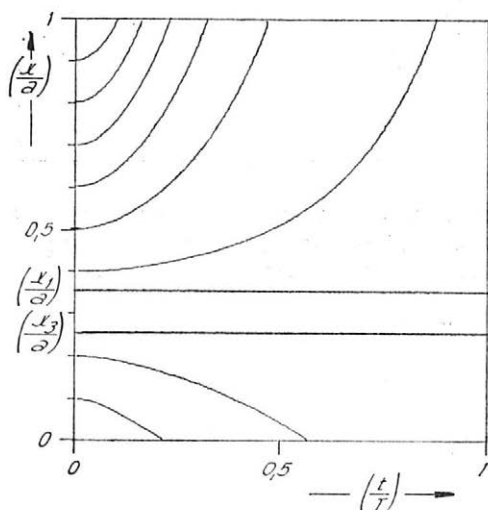
4. Odlehlost v závislosti na čase $\left[\left(\frac{e}{a}\right) = 0; f = 0,1\right]$ 5. Odlehlost v závislosti na čase $\left[\left(\frac{e}{a}\right) = 0,1; f = 0,8\right]$

Hodnota úhlové rychlosti ω se vyskytuje v programovém schématu pouze na vstupech integrátorů a ovlivňuje rychlost integrace. Řešení bylo provedeno pro počáteční podmínky $x'_0 = 0$ a $x_0 = 0,1; 0,2; 0,3; \dots 1$.

Na obr. 4 je znázorněna funkční závislost $x = f(t)$, a to pro $f = 0,1$ a $e = 0$. Stupnice pro odlehlost (x) platí číselně pouze pro hodnotu $a = 1$. Pro jinou hodnotu a (buď v důsledku změny f_1 nebo ω) je třeba osu proměnné x opatřit stupnicí od 0 do a . Obdobně osu x' opatříme stupnicí od 0 do $a\omega$. Hodnota T je doba jedné otáčky shrnovacího ramene a rovná se

$$T = \frac{2\pi}{\omega}$$

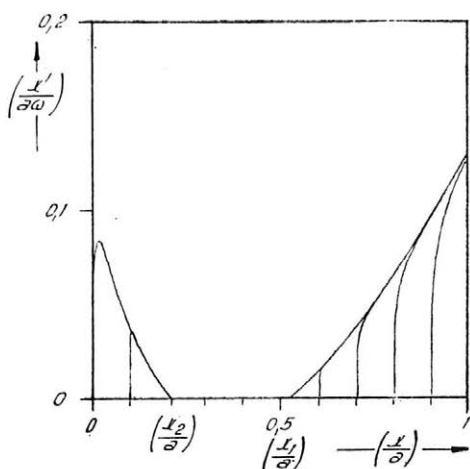
Na obr. 5 je řešení diferenciální rovnice pro hodnoty $\frac{e}{a} = 0,1$ a $f = 0,8$ a na obr. 6 pro hodnoty $\frac{e}{a} = -0,1$ a $f = 0,1$. Vedle závislosti odlehlosti na čase [$x = f(t)$] je pro celkové posouzení charakteru pohybu důležitá tzv. fázová trajektorie, což je závislost rychlosti na odlehlosti [$x' = f(x)$]. Tyto fázové trajektorie jsou na obr. 7, 8 a 9 pro tytéž hodnoty excentricity a součinitele tření f jako na obr. 4, 5 a 6. Z uvedených řešení vyplývá, že za určitých okolností se částice vůči rameni pohybuje, a to buď ke středu otáčení, nebo od středu otáčení, nebo zůstává vůči rameni v relativním klidu.



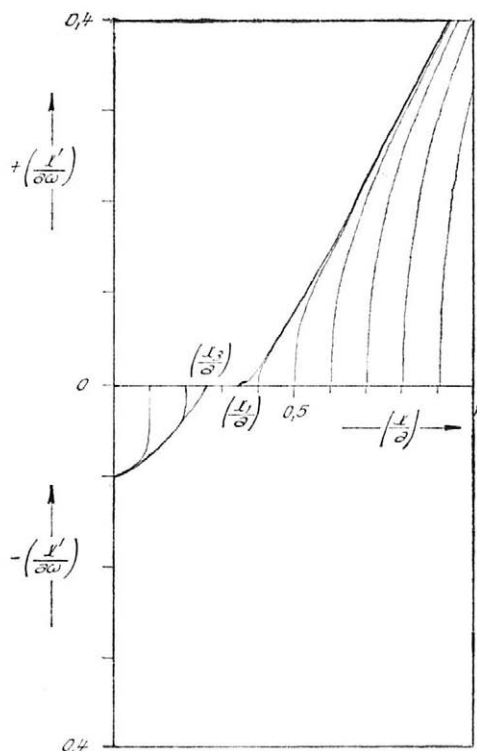
6. Odlehlost v závislosti na čase $\left[\left(\frac{e}{a}\right) = -0,1; f = 0,1\right]$ 7. Fázová trajektorie $\left[\left(\frac{e}{a}\right) = 0; f = 0,1\right]$

Jestliže je excentricita nulová ($e = 0$), potom do určité vzdálenosti od středu otáčení zůstává částice vůči rameni v absolutním klidu a k relativnímu pohybu od středu otáčení dochází až teprve v určité vzdálenosti $x_0 = x_1$. Tento případ je na obr. 4 a 7 pro počáteční podmínku $x'_0 = 0$.

Jestliže je excentricita kladná ($e > 0$), jsou poměry poněkud odlišné od předcházejícího případu. Jestliže počáteční podmínka pro odlehlost je $0 < x_0 < x_2$, dochází k relativnímu pohybu od středu otáčení. Částice při tom nepřekoná odlehlost x_2 (při $x'_0 = 0$). Jestliže počáteční podmínka pro odlehlost je $x_2 < x_0 < x_1$, zůstává částice vůči rameni v relativním klidu. Při $x_0 > x_1$ částice se opět začíná vůči rameni pohybovat, a to v klad-



8. Fázová trajektorie $\left[\left(\frac{e}{a} \right) = 0,1; f = 0,8 \right]$

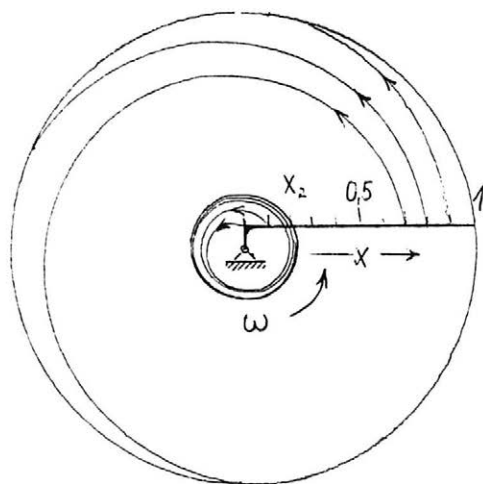


9. Fázová trajektorie $\left[\left(\frac{e}{a} \right) = -0,1; f = 0,1 \right]$

ném smyslu (od středu otáčení). Příklad $e > 0$ je znázorněn na obr. 5 a 8 a dále na obr. 10, na kterém jsou trajektorie absolutního pohybu částice (pohyb vůči podložce) dané v pevném souřadném systému X a Y s počátkem ve středu otáčení vztahy

$$X = e \cos \omega t + x \sin \omega t$$

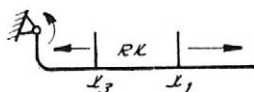
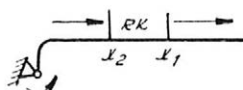
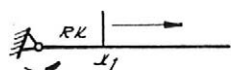
$$Y = e \sin \omega t - x \cos \omega t$$



10. Trajektorie absolutního pohybu částice $\left[\left(\frac{e}{a} \right) = 0,1; f = 0,8 \right]$

Jestliže je konečně $e < 0$, nastávají následující případy. Pro $0 < x_0 < x_3$ dochází k relativnímu pohybu částice vůči rameni, a to v záporném smyslu (ke středu otáčení). Pro $x_3 < x_0 < x_1$ je částice vůči rameni v klidu. Jestliže konečně $x_0 > x_1$, dochází opět k relativnímu pohybu v kladném smyslu.

Přehledně jsou tyto tři případy $e = 0$, $e > 0$ a $e < 0$ znázorněny na obr. 11., ve kterém jsou vyznačena pásma relativního klidu (RK) a šipkami jsou označeny směry relativního pohybu.



11. Oblasti relativního klidu pro různé poměry

VYŠETŘENÍ PODMÍNEK VZNIKU POHYBU

I když uvedená řešení pohybové rovnice mají vzhledem k obecnému normování obecnou platnost, nevystihují v obecnosti kvantitativně přesně podmínky, za kterých dochází ke vzniku pohybu nebo k relativní rovnováze. Jak je patrné z fázových trajektorií (obr. 7, 8 a 9), dochází k relativní rovnováze pouze za klidu. Pohyb se děje silou, která s odlehlostí narůstá a proto nedochází ke stavu rovnoměrného pohybu.

Podmínka pro vznik pohybu v kladném smyslu osy x (od osy otáčení) může být napsána ve tvaru (pro $x' = 0$)

$$x + fe - \frac{gf_1}{\omega^2} \frac{fx - e}{\sqrt{x^2 + e^2}} > 0$$

Tato podmínka je splněna s určitým omezením pro $e \geq 0$.

Podmínka pro vznik pohybu v záporném smyslu osy x je

$$-x + fe - \frac{gf_1}{\omega^2} \frac{fx + e}{\sqrt{x^2 + e^2}} > 0$$

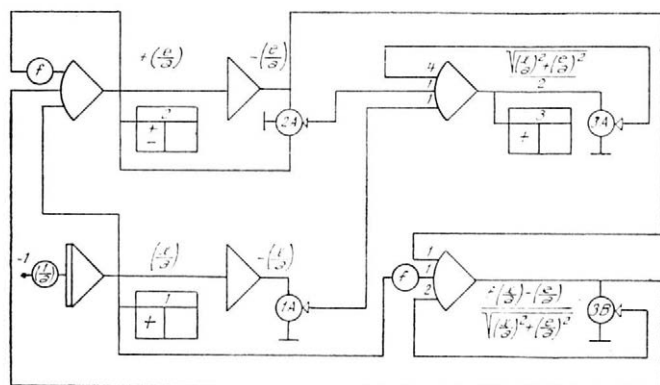
Tato podmínka je s určitým omezením splněna pouze pro $e < 0$.

Řešení první podmínky vzniku pohybu je zcela elementární pouze ve zvláštním případě pro $e = 0$ (radiální shrnovací rameno). Odlehlost, při které dochází ke vzniku pohybu při nulové počáteční rychlosti, je potom

$$x_1 = \frac{gf_1}{\omega^2} f$$

Nerovnosti vyjadřující podmínky vzniku pohybu byly také řešeny na analogovém počítači. Programové schema pro řešení první podmínky implicitní metodou je na obr. 12. Obdobně byla řešena i druhá podmínka (implicitně vzhledem k x). Výsledky řešení obou nerovností jsou pro různé hodnoty součinitele tření o rameno f uvedeny na obr. 13. Při řešení bylo opět použito obecné normy pro x a e jako při řešení vlastní pohybové rovnice. Hodnota normy je tedy opět

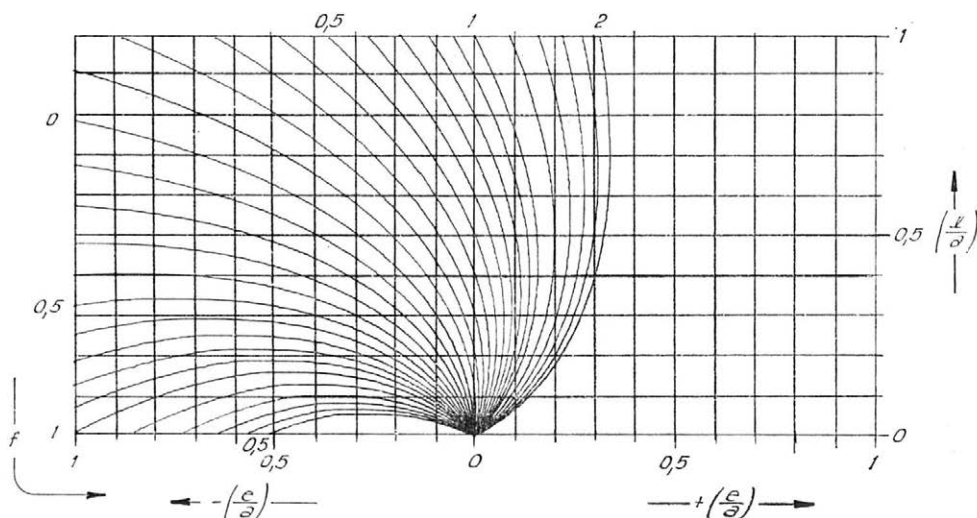
$$a = \frac{gf_1}{\omega^2}$$



12. Programové schéma pro implicitní řešení podmínky vzniku pohybu

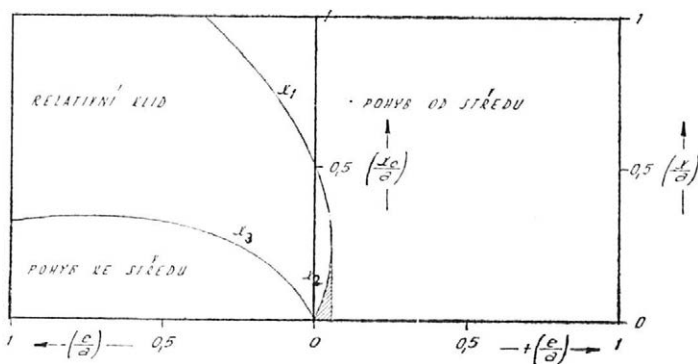
Okótování stupnic platí tedy opět pro $a = 1$. Pro zvláštní případ je třeba okótovat stupnice od 0 do a . Pro hrabivý dopravník hnoje, jehož řetězové kolo se otáčí úhlovou rychlostí $\omega \doteq 1$, a pro součinitel tření hnoje o hnojnou stružku $f_1 = 0,8$ platí potom $a = 8$ m. Pro součinitel tření materiálu o hrabici $f = 0,5$ je možné z grafu odečíst hodnotu x_1 . Pro radiální hrabici ($e = 0$) je $x_1 = 4$ m (tuto hodnotu je také možno určit poččetně).

Pro snadnější orientaci je na obr. 14 řešení obou nerovností pro hodnotu $f = 0,5$ s vyznačením oblastí klidu i relativního pohybu částice v obou směrech shrnovacího ramene. Pásmo relativního klidu se při stejné hodnotě součinitele tření f zmenšuje s rostoucím e . Při určité hodnotě excentricity pásmo relativního klidu neexistuje. Při konstantní hodnotě excentricity se pásmo relativního klidu zvětšuje s rostoucí hodnotou součinitele tření f . Hodnota x_3 , která je řešením druhé podmínky pro vznik pohybu, odděluje v grafu pásmo relativního klidu od pásma pohybu ke středu otáčení. Hodnota x_1 (která je řešením první podmínky pro vznik pohybu) odděluje pásmo relativního klidu od pásma pohybu od středu otáčení. Zajímavá z hlediska pohybu je oblast vyznačená na obr. 14 šrafováním. Hmotný bod se začíná pohybovat od středu otáčení pro hodnoty $0 < x_0 < x_2$, pohybuje se však pouze do hodnoty x_2 a při $x'_0 = 0$ tuto hodnotu nepřekročí.



13. Řešení podmínek vzniku pohybu pro různé hodnoty součinitele tření f

14. Řešení podmínek vzniku
pohybu pro $f = 0,5$



ZÁVĚR

V předložené práci je odvozena diferenciální rovnice popisující pohyb hmotného bodu vzhledem k shrnovacímu rameni, otáčejícímu se ve vodorovné rovině konstantní úhlovou rychlostí. Protože analytické řešení rovnice není možné, bylo použito analogové výpočetní techniky. Kromě pohybové rovnice byly řešeny podmínky vzniku pohybu v obou směrech (od středu i ke středu otáčení) při počáteční podmínce $x'_0 = 0$. Vzhledem k obecnému znormování rovnic (jak pohybové, tak podmínky vzniku pohybu) má řešení na počítači obecnou platnost.

Literatura

- PLANDER I., 1969, Matematické metody a programovanie analogových počítačov. Vydavateľstvo SAV Bratislava, 632 s.
ŠREJTR J., 1955, Technická mechanika II. Kinematika 2. část. SNTL Praha, 380 s.
ŠREJTR J., 1960, Technická mechanika III. Dynamika. SNTL Praha, 528 s.

Došlo dne 18. 1. 1973

ВОРЛИЧЕК Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага-Ржепы, Чехословакия). Функциональный анализ механизма транспортировки материала при помощи поворотного плеча. Зем. техника 19 (4): 195-204, 1973.

В работе решена проблема механизма движения материальной точки вдоль сгребающего плеча, которое поворачивается в горизонтальном положении с постоянной угловой скоростью. При этом принимаются во внимание пассивные сопротивления (трение о прокладку и трение о плечо). Решение основано на дифференциальном уравнении второго ряда и производилось на аналоговой вычислительной машине. В работе также производилось обследование условий возникновения движения и выделения области относительного покоя частиц по отношению к плечу. В связи с тем, что при решении дифференциального уравнения движения и при решении условий возникновения движения применялись общие нормы, результаты решения имеют общее действие.

примененная динамика; манипуляция с материалами; грабельный транспортер

VORLÍČEK J. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Řepy, Czechoslovakia). The Functional Analysis of the Mechanism of the Transport of Material with a Turning Boom. Zem. техника 19 (4): 195-204, 1973.

The paper deals with the problems of the mechanism of the movement of the mass point along the sweeping boom turning in a horizontal plane at a constant angular velocity. Attention is paid to the passive resistances (support friction, boom friction). The solution of a derived differential equation was performed on an analog computer. There is also a study concerning the conditions of the origin of movement

and the determination of the area of the relative rest of a particle in relation to the boom. The results of the solution are generally applicable, due to the fact that general standards were used in the solution of the movement differential equation as well as in the examination of the origin of movement.

applied dynamics; material handling; rake conveyer

VORLÍČEK J. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Řepý, Tschechoslowakei). *Funktionsanalyse des Mechanismus der Materialbeförderung mittels des Schwenkarmes*. Zem. technika 19 (4) : 195-204, 1973.

In der Arbeit wird das Problem des Mechanismus der Massenpunktbewegung dem Scharrarm entlang gelöst, der sich in der Horizontalebene mit konstanter Winkelgeschwindigkeit dreht. Dabei werden die passiven Widerstände in Rücksicht genommen (Reibung an der Unterlage und Armreibung). Die Lösung der abgeleiteten Differentialgleichung des zweiten Grades wurde an einem Analogrechner ausgeführt. In der Arbeit wird auch die Untersuchung der Bedingungen der Bewegungsentstehung und Abgrenzung des Bereiches der relativen Ruhe dem Arm gegenüber vorgenommen. In Anbetracht der Tatsache, daß bei der Lösung der Differentialgleichung der Bewegung und bei der Lösung von Bedingungen der Bewegungsentstehung allgemeine Normen angewandt worden sind, sind die Lösungsergebnisse allgemein gültig.

applizierte Dynamik; Materialenhandhabung; Rechenförderer

Adresa autora:

Ing. Jindřich Vorlíček, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha 6-Řepý

KOROZIVNÍ VLASTNOSTI PROSTŘEDÍ SLEPIČÍHO TRUSU NA KONSTRUKČNÍ MATERIÁL

Z. Šteffl, O. Doležal

Vysoká škola zemědělská, Brno

ŠTEFFL Z., DOLEŽAL O. *Korozivní vlastnosti prostředí slepičího trusu na konstrukční materiál.* Zem. technika 19 (4) : 205-216, 1973.

Práce se zabývá zjišťováním změn mechanických vlastností materiálů vystavených účinkům koroze v prostředí slepičího trusu, jeho podílu na úbytku hmotnosti a hodnocení kvalitativní klasifikace. V této etapě jsme se zaměřili nejprve na účinky prostředí za statického stavu materiálů bez časové závislosti. Výsledné hodnocení ukazuje na změny mechanických vlastností materiálů, a to v tahu σ_{pt} v hodnotě 5–9 % u ocelových materiálů; 0 % u nových hmot; až 23 % u pryže. Napadení korozí je nerovnoměrné a střídá se s vrstvami tvrdých sloučenin kovů s prostředím.

koroze; korozní prostředí; mechanické vlastnosti; metalografické hodnocení

Velkovýroba drůbeže se v posledních letech zaměřuje na klecový odchov, chov a výkrm. Proto je nutné najít takový materiál pro konstrukci technologického zařízení, který má v daném prostředí co nejlepší odolnost proti destruktivním (hlavně chemickým) vlivům prostředí a který tedy zajišťuje co nejvhodnější provozuschopnost a co možná nejdélší životnost.

Proto jsme se zaměřili na zkoumání běžně používaných a vhodných materiálů proti agresivním účinkům — korozivním vlastnostem:

- a) mikroklimatu chovných hal;
- b) drůbežího (slepičího) trusu.

Protože slepičí trus má výraznější korozivní vlastnosti než mikroklima chovných hal, zabývali jsme se prozatím pouze zkoumáním jeho vlastností. Doufáme, že námi získané výsledky měření přispějí k doplnění a k zdokonalení dosavadních poznatků o korozi, a tím i o ochraně proti ní.

MATERIÁL A METODY

VLASTNOSTI SLEPIČÍHO TRUSU

Chemické složení trusu je velmi variabilní a záleží na mnoha činitelích; na vlhkosti, krmivu, způsobu chovu atp. Chemický rozbor přirozeného drůbežího trusu s jeho širokou variabilitou je uveden v tab. I (BOCM 1965*).

Vlhkost drůbežího trusu je ovlivňována řadou faktorů; její hodnota se pohybuje v rozmezí 72–74 % (Nejedlá 1968).

Biologické vlastnosti ukazují, že drůbeží trus je bohatý na

*) THE BRITISH OIL & CAKE MILLS LIMITED

I. Analýza čerstvého drůbežího trusu nosnic

Pramen	Vlhkost	N	P ₂ O ₅	K ₂ O	Sušina v základní látce		
					N	P ₂ O ₅	K ₂ O
	%	%	%	%	%	%	%
Ministry of Agriculture Bulletin 36	80	0,76	0,63	0,22	3,80	3,15	1,10
Ministry of Agriculture Bulletin 38	50–70	1,60	1,80	0,70	4,00	4,50	1,75
The British Oil Cake Mills Lm. Bulletin	67,7	1,89	1,29	0,47	5,85	4,02	1,47
Rutgers Agricultural Experimental Station					4,10	3,70	2,30
Yearbook of Agriculture U. S. Department of Agriculture					2,80	2,30	1,10
Průměrné hodnoty					4,23	3,28	1,51

II. Výsledné hodnoty účinků korozního prostředí slepičího trusu

Číslo vzorku	Materiál	Rozměry (mm)	Váha před zkouškou (g)	Váha po zkoušce (g)	Rozdíl vah (g)	Plocha (mm ²)	Úbytek váhy na 1 m ²
1	Ocelový plech 12312	162 × 230 × 3,0	858,12	857,35	–0,77	76 772	0,1003
2	Ocelový plech 12023	165 × 165 × 2,5	507,35	497,15	–10,25	56 100	1,8271
3	Ocelový plech 12010	150 × 150 × 1,8	308,47	304,92	–3,55	46 080	0,7704
4	Ocelový plech 11301	150 × 195 × 1,3	310,57	308,49	–2,08	59 397	0,3502
5	Ocelový plech 12023	150 × 150 × 2,5	427,52	429,06	+1,54	46 500	0,3312
6	Mosaz 4232,1	200 × 194 × 2,0	658,73	658,50	–0,23	79 184	0,0291
7	Hliník 424200	150 × 150 × 2,0	121,61	120,92	–0,69	46 200	0,1494
8	Pozinkovaný plech	150 × 206 × 0,5	132,72	130,71	–2,01	62 160	0,3234
9	Měděný plech 42300,1	150 × 83 × 1,8	180,85	185,10	+4,25	26 346	1,6107
10	Plexisklo	280 × 116 × 2,0	84,50	84,50	0,00	66 540	0,0000
11	Texgumoid	136 × 143 × 2,0	56,50	56,50	0,00	40 012	0,0000
12	Pertinax	190 × 89 × 5,0	91,35	91,35	0,00	29 090	0,0000
13	Teflon	150 × 110 × 2,0	40,64	40,64	0,00	34 040	0,0000
14	Novodur	175 × 230 × 4,0	223,04	223,04	0,00	83 740	0,0000
15	Gumový pás transportéru	140 × 140 × 5,0	155,35	156,85	+1,50	42 000	0,3571
16	Sílon Ø 14 délka 320 mm		35,25	35,25	0,00	—	0,0000
17	Trubka 11353	Ø 30 × 145 × 1,5	150,51	149,22	–1,29	6 929	1,8617
18	Trubka 11353	Ø 24 × 150 × 1,5	132,44	131,84	–0,60	5 752	1,0431
19	Ocelová tyč 12060	Ø 12 × 200	175,22	174,69	–0,53	7 985	0,6635
20	Ocelová tyč 11608	Ø 9 × 200	99,72	98,15	–1,57	5 802	2,7060
21	Ocelová tyč 11303	Ø 15 × 200	274,12	272,21	–1,91	10 262	1,8812

organické látky (BOCM 1965). V sušině trusu je 22 % jiných látek než organických; můžeme proto určit, že průměrná hodnota B.O.D*) trusu jedné nosnice při denní produkci je 0,3 mg O₂/mg objemu hmoty.

SLEDOVÁNÍ KOROZIVNÍCH VLASTNOSTÍ SLEPIČÍHO TRUSU

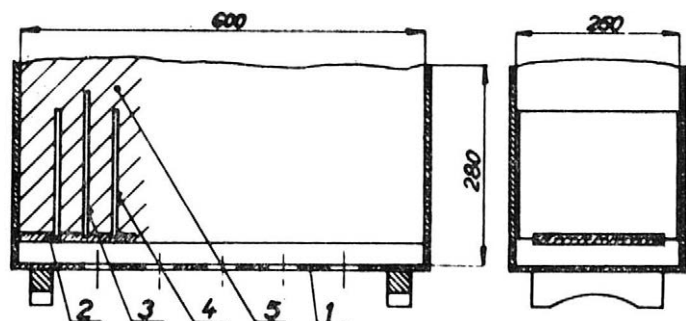
Korozivní vlastnosti slepičího trusu byly sledovány jednak u materiálů používaných v běžné strojírenské praxi, jednak u materiálů vhodných pro konstrukci zemědělských strojů a zařízení.

Použité materiály lze rozdělit do čtyř skupin:

- oceli: plechy, trubky a tyčový materiál,
- oceli: plechy s ochrannou vrstvou (pozinkování v ohni),
- barevné kovy: plechy,
- pryž a nové hmoty: silon, novodur, plexisklo, texgumoid, teflon.

*) Standardní míra ke stanovení aktivity výkalů je terminována zkratkou B. O. D. (biologicko-organický úbytek); je vyjádřena jako množství kyslíku v mikroorganismech, požadovaného na milión dílů objemu hmoty. Vypočítá se ze známého množství materiálu, který byl uložen do vody nasycené kyslíkem při 20 °C po dobu pěti dnů. Redukce kyslíku je mírou B. O. D., který způsobily mikroorganismy při aerobním rozkladu.

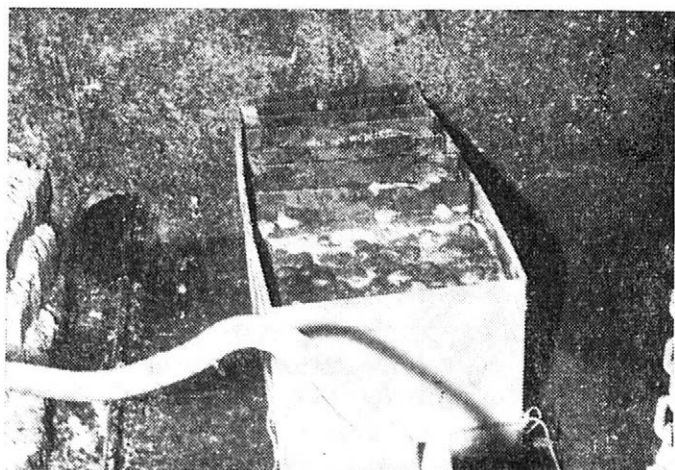
Pokles pevnosti v tahu (%)	Metalografické vyhodnocení fotografie zvětšených 200 ×	Obr.
0,00	nerovnoměrná mezikrystalová koroze o tloušťce 0,02 mm	7, 9
-8,40	povrch napaden korozi nerovnoměrně, nestejná tloušťka	3
-9,00	skvrnitě napadení korozním prostředím	4
0,00	skvrnitá, ojediněle i důlková koroze	9
-1,00	nerovnoměrné napadení korozním prostředím,	—
-2,20	přítomnost sirníku	9
0,00	tenká vrstvička Al ₂ O ₃ chrání dostatečně materiál před korozi	6
0,00	zinková vrstvička nestejně tloušťky je nerovnoměrně	5
0,00	napadena korozi	9
-11,80	povrch není napaden korozi, jenom pokryt vrstvičkou	—
—	kysličníku	7
-2,50		8
-1,40		8
-4,60		8
-23,40		8
-1,30		10
-5,45	po zhmoždění povrchu nerovnoměrné napadení korozi	
-8,40	vnitřní i vnější povrch napaden korozi nerovnoměrně	
0,00	nerovnoměrné napadení korozi	
0,00	materiál částečně oduhličený napaden nerovnoměrnou	
0,00	korozi	



1. Schéma novodurové krabice na sledování korozních účinků
- 1 – novodurová krabice
- 2 – novodurová podlážka
- 3 – novodurové přepážky
- 4 – uložení materiálu
- 5 – trus

III. Průběh pokusů při zjišťování korozivních vlastností materiálů. Založeno dne 20. 7. 1970 ve 12,00 hod.

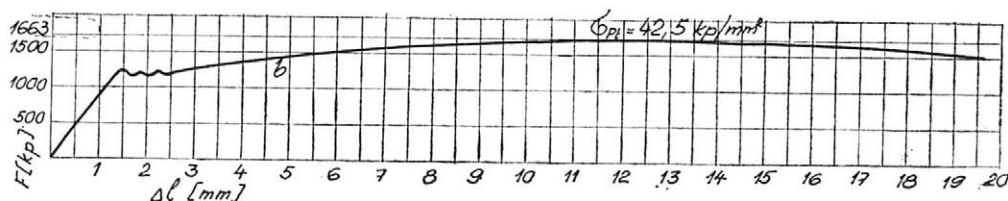
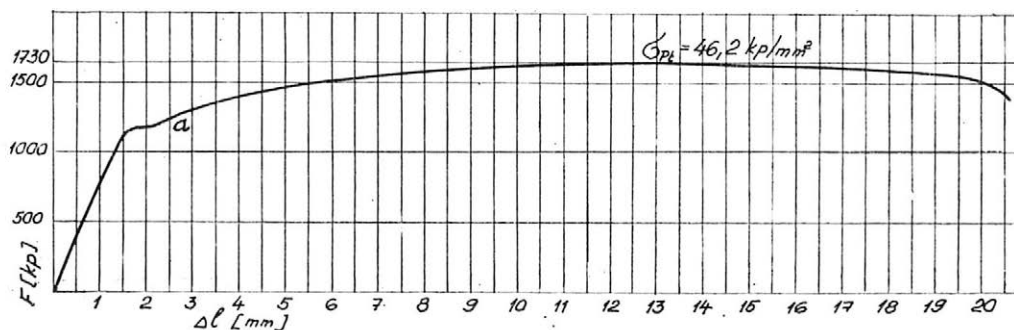
Datum	pH	Obsluha	Ovzduší		Teplota trusu	
			relativní vlhkost v %	teplota v °C	1. nádoby	2. nádoby
20. 7.	7,0–7,2	založeno	60	24,0	21,0	19,5
28. 7.	7,0–7,5	provlhčeno	88	22,0	20,0	19,2
3. 8.	7,0–7,5	promícháno	80	24,0	21,8	21,3
12. 8.	6,8–7,0	přidáno trusu	78	24,0	20,1	20,4
21. 8.	7,0–8,0	přidáno trusu promícháno	72	23,1	20,2	19,8
27. 8.	6,5–7,0	promícháno	77	21,2	18,4	18,3
2. 9.	6,5–7,5	provlhčeno	68	22,0	18,6	18,2
9. 9.	7,0–7,5	promícháno	75	23,0	17,8	17,4
22. 9.	6,5–7,5	provlhčeno	80	20,0	16,8	16,4
29. 9.	7,2–7,5	provlhčeno	65	19,0	17,2	16,8
3. 10.	6,5–7,0	promícháno	80	25,0	18,4	18,0
12. 10.	7,0–7,5	promícháno	75	21,0	19,2	19,0
23. 10.	6,5–7,5	skončeno	65	19,0	17,4	17,0



2. Uložení novodurových krabic na dno trusného koryta za shrnovací lopatou (ocelové materiály a barevné kovy dvacátý den uložení)

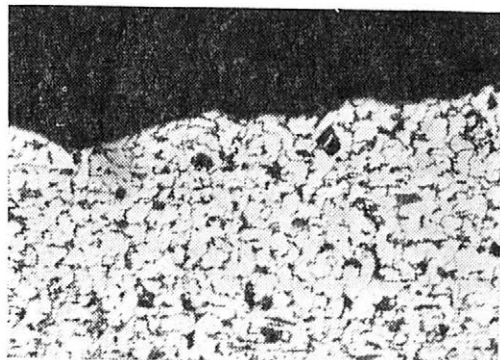
IV. Klasifikace korozního napadení

Stupeň klasifikace	Druh materiálu	Míra koroze (g m^{-2})
1	ocelová tyč 11107, 11609 ocelová trubka 11353 ocelový plech 12023	2,7062—1,8271
2	ocelová trubka 11350 ocelový plech 19312 12010, 11320	1,0431—0,3502
3	pozinkovaný plech hliník 4005,2 mosaz 3213,2	0,3234—0,0291
4	ples., texgumoid pertinax, teflon, novodur silon	0,0000



c)

d)



3. Trhací diagram ocelového plechu 12 023 vzorku č. 2

a) nekorodovaný

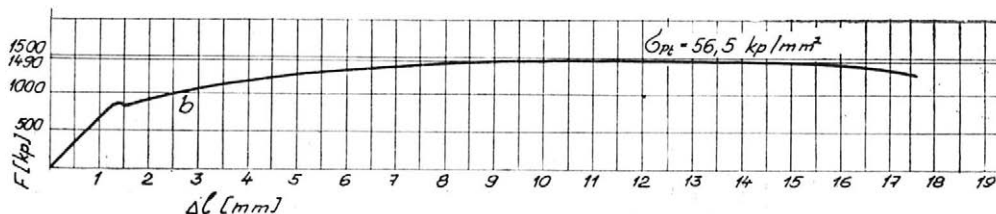
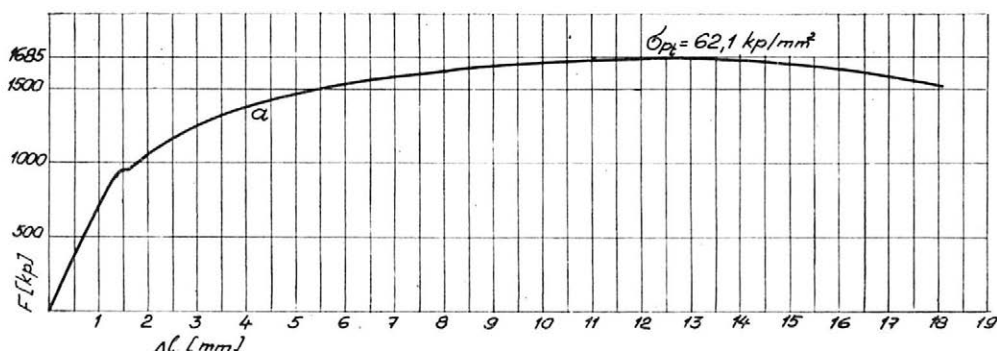
c) foto zkorodovaného ocelového plechu zv. 1 : 2

b) korodovaný

d) foto struktury ocelového plechu zv. 200 × Nital

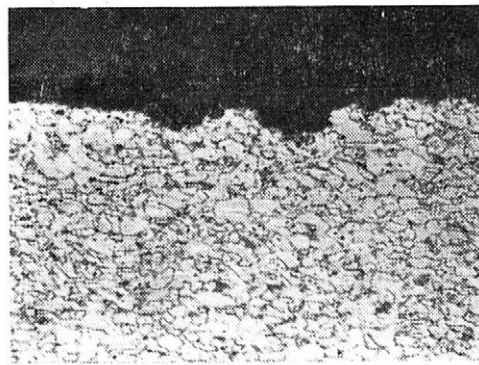
Materiály byly rozměrově upraveny tak, aby bylo možné přesně změřit plochu vystavenou korozi. Povrch byl očištěn a odmaštěn (chloridem uhličitým). Takto připravené vzorky byly očíslovány v každém rohu vyraženým číslem. Při manipulaci bylo dbáno, aby povrch nebyl nikterak mechanicky poškozen. Vzorky byly zváženy s přesností 0,01 g. Číslo každého vzorku, druh materiálu, rozměr, hmotnost vzorku před zkouškou a po zkoušce včetně ostatních hodnot jsou uvedeny v tab. II. Korozivní účinky slepičího trusu byly sledovány v novodurových krabicích o rozměrech 600 X 250 X 400 mm, naplněných slepičím trusem. 20 mm nad dnem byl na novodurových podložkách uložen rošt z novoduru (obr. 1). Krabice byly naplněny čerstvým slepičím trusem z jedné haly přímo od shrnovací lopaty. Novoduru bylo použito proto, že netvoří se žádným materiálem korozivní články.

Vzorky uložené do korozivního prostředí (slepičího trusu) byly upraveny pouze rozměrově. Korozivní vlastnosti slepičího trusu byly sledovány v drů-



c)

d)



4. Trhací diagram ocelového plechu 12 010 vzorek č. 3

b) korodovaný

d) foto struktury ocelového plechu, zv. 200 X Nital

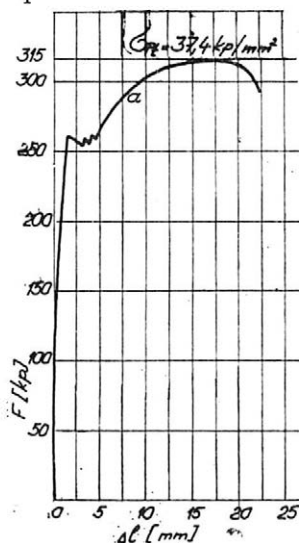
a) nekorodovaný

c) foto zkorodovaného plechu, zv. 1 : 2

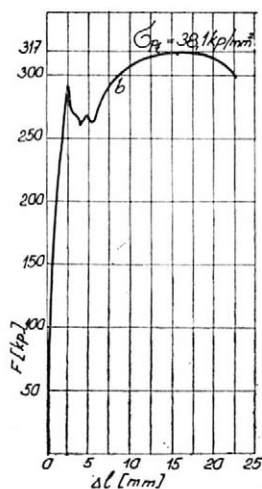
bežárně na farmě Velký Dvůr státního statku Pohořelice. Krabice byly uloženy přímo ve snáškové hale na dno trusné jámy, za shrnovací lopatu (obr. 2).

Vlhkost, teplota, množství výparů i chemické vlivy v místě uložení jsou shodné s prostředím, v němž probíhá manipulace se slepičím trusem. Vzorky materiálu byly rozříděny a do jedné krabice byly postupně uloženy ocelové materiály a barevné kovy, mezi něž byla vsunuta novodurová přepážka v rozestupu přibližně 30 mm (každý vzorek byl ve vlastním prostředí bez vlivu sousedního vzorku). Do druhé krabice byly uloženy vzorky nových hmot stejným způsobem.

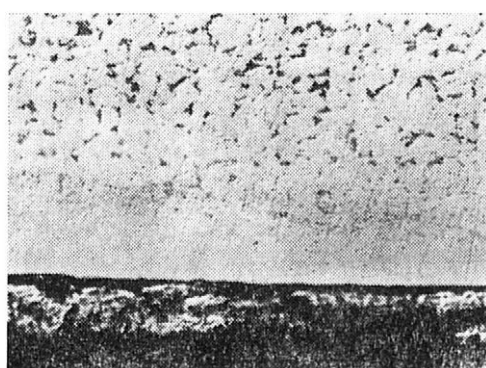
Během celé doby byly sledovány změny trusného prostředí, a to liphanovým indikátorem, a orientačně kontrolovány lakmusovým papírkem. pH se pohybovalo v neutrálním až slabě kyselém prostředí. Rovněž byla sledována teplota a vlhkost trusu, stejně tak i relativní vlhkost ovzduší a jeho teplota. Vliv korozivního prostředí na založené vzorky byl sledován 95 dnů (tab. III).



c)



d)



5. Trhací diagram pozinkovaného plechu vzorek č. 8

a) nekorodovaný;

b) korodovaný

c) foto zkorodovaného pozinkovaného plechu, zv. 1 : 2

d) foto struktury zkorodovaného pozinkovaného plechu, zv. 200 X Nital

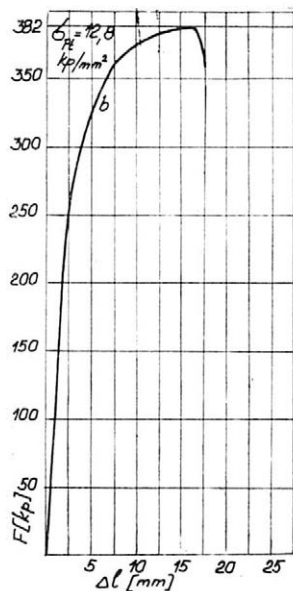
Po skončení této doby byly vzorky vyjmuty, jejich povrch opláchnut nejprve v teplé, potom ve studené vodě a ihned pasivovány dvouprocentním roztokem Na_2CO_3 . Při očištění i po něm bylo dbáno na to, aby se odstranil pouze nános slepičího trusu, ale aby se povrch vzorků jinak mechanicky nepoškodil. Vzorky byly po očištění znovu přesně zváženy a byl vyčíslen rozdíl před zkouškou a po ní.

VÝSLEDKY

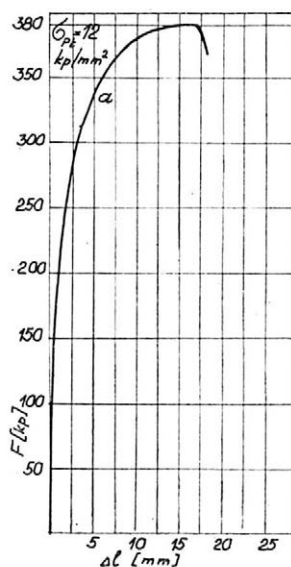
VIHODNOCENÍ SLEDOVANÝCH VZORKŮ

Při vyhodnocení byly sledovány:

- míra koroze (g m^{-2}),
- kvalitativní klasifikace,
- zkoušky mechanických vlastností.

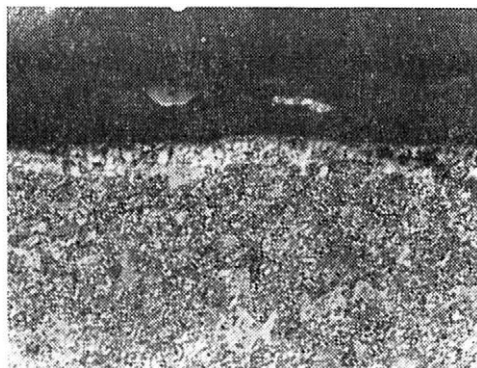


a) nekorodovaný



b) korodovaný

6. Trhací diagram hliníku 42 4200 vzorku č. 7



- a)
7. Fotografie struktury zkorodovaných materiálů
a) ocelový plech 12 312 vzorek č. 1, zv. 200× Nital
b) textumoid vzorek č. 11, zv. 200× Nital

1. Míra koroze (g m^{-2})

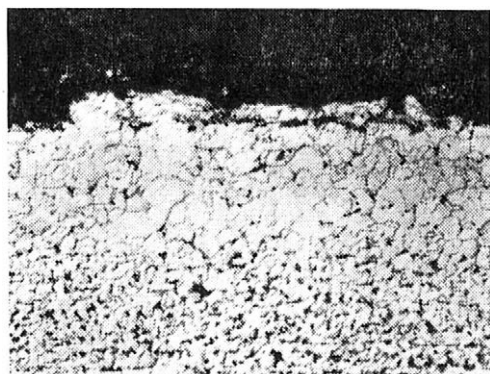
Při vizuálním zkoumání povrchů vzorků byla shledána místa napadená korozí a místa s nánosem sloučenin prostředí s kovem. Sloučeniny vykazovaly v průměru větší tvrdost než vlastní kov, daly se odstranit jen obtížně běžnými strojírenskými nástroji. Výsledky získané k vyjádření korozního napadení metodou hmotnostního rozdílu nevyjadřují tedy plný rozsah poškození materiálu, protože působením a složením trusu dochází nejen k úbytku, ale i k přírůstku hmoty (měděný plech, ocelový plech, pryž pásu dopravníku ap.).

Některé sloučeniny s daným materiálem jsou rozpustné v prostředí slepičího trusu a vykazují tedy úbytek na váze, jiné naopak vytvářejí ochrannou vrstvu proti korozi a projevují se přírůstkem hmotnosti zkoumaného materiálu. Tyto sloučeniny převážně vznikají působením organického materiálu.

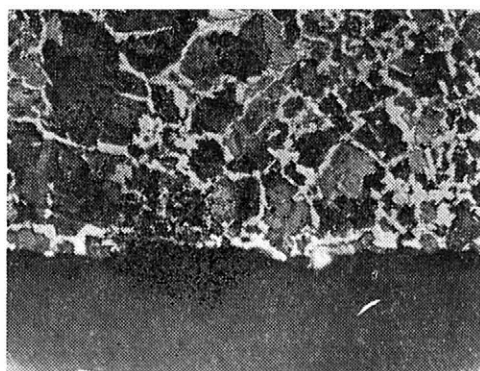
2. Kvalitativní klasifikace

Z výsledků hodnocení korozní rychlosti a korozní odolnosti (viz ČSN 03 8001) byla sestavena tab. IV. V ní jsou tyto výsledky porovnány s výslednými hodnotami mechanických a metalografických zkoušek.

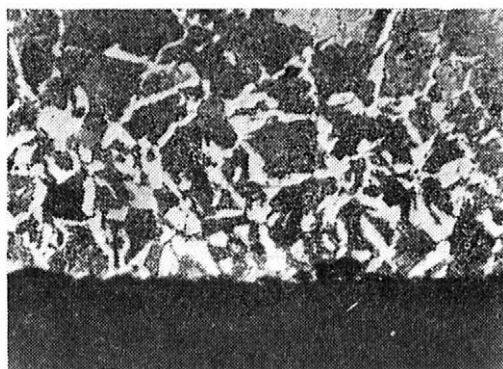
Další metoda vyhodnocení korozní odolnosti určováním úbytku tloušťky v mm nebyla použita.



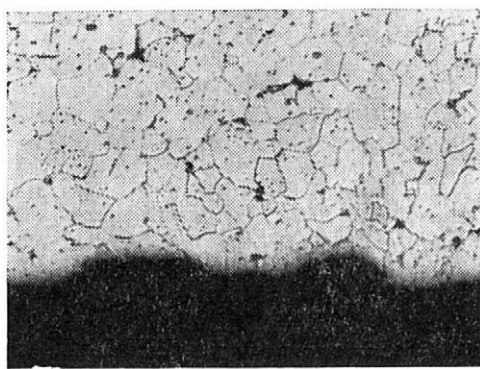
a)



b)



c)



d)

8. Fotografie struktury zkorodovaných materiálů

- a) pertinax, vzorek č. 12, zv. 100× Nital
- b) teflon, vzorek č. 13, zv. 200× Nital
- c) novodur, vzorek č. 14, zv. 200× Nital
- d) pryž transportéru, vzorek č. 15, zv. 200× Nital

3. Zkoušky mechanických vlastností

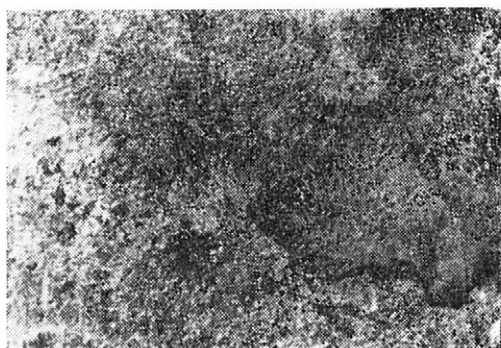
Zkoušky mechanických vlastností se skládaly ze zjištění:

- a) pevnostních hodnot v tahu u vzorků zkorodovaných s porovnáním hodnot u vzorků nezkorodovaných;
- b) metalografického vyhodnocení.

Z výsledků vyplývají následující závěry:

Vyhodnocení mechanických zkoušek: porovnání hodnot pevnosti v tahu σ_{pt} z hlediska vlivu korozního prostředí ukazují, že dané prostředí snižuje pevnost některých ocelových materiálů v průměru o 5–9 % (vzorek č. 2, 3, 7, 17, 18 — obr. 3, 4, 10). U ostatních plechů je pevnost téměř nezměněna (vzorek č. 5, 7, 8, 9 — obr. 5, 6, 9). Velmi výrazně se projevuje pokles pevnosti až o 23 % vlivem daného korodujícího prostředí u vzorku č. 15, který byl odebrán z pryžového pásu dopravníku. Struktury zkorodovaných materiálů (ocel, nové hmoty) ukazují fotografie na obr. 7, 8.

U některých vzorků se projevila vyšší pevnost ve zkorodovaném stavu než u vzorků nekorodovaných. U vzorku č. 1, 19, 21 je tato disproporce pravděpodobně způsobena místní nehomogenitou materiálu (tab. II). Korozní pro-



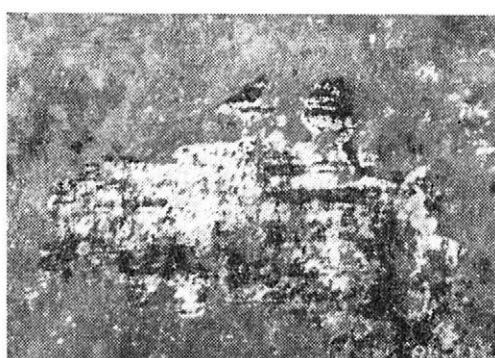
a)



b)



c)

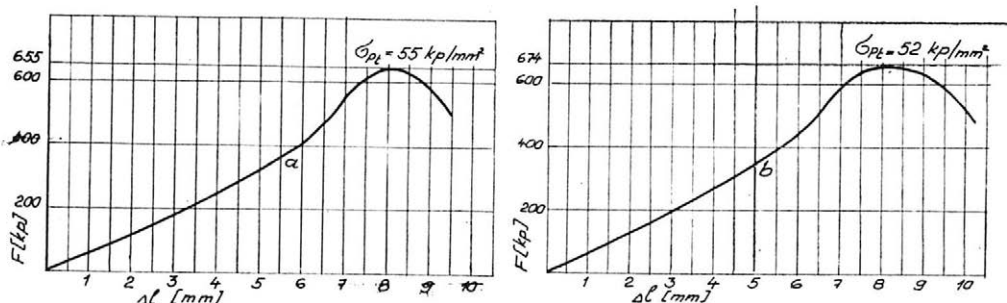


d)

9. Fotografie zkorodovaných materiálů

- a) ocelový plech 12 312, vzorek č. 1, zv. 1 : 2
- b) ocelový plech 11 301, vzorek č. 4, zv. 1 : 2
- c) mosazný plech 42 32,1, vzorek č. 6, zv. 1 : 2
- d) měděný plech 42 300,1, vzorek č. 9, zv. 1 : 2

středí nemá vliv na materiály (nové hmoty, silonové lano, mosazný plech) z hlediska pevnostních hodnot σ_{Pl} . U plexiskla byl sice zjištěn pokles pevnosti o 12 % σ_{Pl} , je ovšem třeba přihlídnout k velkému rozptylu zjištěných hodnot. Všechny zkušební tyčinky praskly u hlavy. Silonové lano se vytahovalo z čelistí, a proto bylo rozpleteno a přetrhnut pouze jeden pramen. Hodnoty σ_{Pl} u nových hmot jsou v kp cm^{-2} , u ostatních materiálů jsou hodnoty σ_{Pl} v kp mm^{-2} . Z výsledků vyplývá, že u materiálů, které přijdou do styku s trusem, je nutné dbát všeobecně běžných zásad o ochraně proti korozi (krytí materiálu ochrannou vrstvou laku, PVC, pokovováním atp.).



10. Trhací diagram trubky $\varnothing 30$ mm, jakost materiálu 11 353, vzorek č. 17

- a) nekorodovaný
- b) korodoavný

Pcsuzujeme-li uvedené zkoušky z hlediska komplexního hodnocení agresivity prostředí slepičího trusu a jeho vlivu na změny materiálu, jedná se o působení korozního prostředí za statického stavu materiálu bez časové závislosti. Za provozu technických zařízení přistupuje však k uvedeným vlastnostem ještě vliv prostředí za dynamického působení materiálu, při němž kromě již uvedených druhů koroze působí ještě koroze za napětí. Tu můžeme považovat za nejpůsobivější složku korozní, která celkové poškození materiálů korozi urychluje a je předmětem dalšího zkoumání.

Při tomto pokusu nebyla sledována ani časová závislost působení prostředí. Pokud je nám známo, nebyly dosud v ČSSR uváděny žádné výsledky o vlivu prostředí slepičího trusu na materiál. Vzhledem k tomu, že v posledních letech se začínají budovat velkokapacitní drůbežárny, jsou nezbytně nutné zkoušky a rozbor působení slepičího trusu i v této základní formě.

Určitý podíl na procesu koroze má rovněž otěr. Při dynamickém silovém působení je největší u kovů.

Literatura

- FIALA J., Zpráva 521, ČSAV – VÚZT Řepy : 72 str.
- MELNIKOVA V., 1962, Mechanizacija životnovodčeskich farem, Moskva.
- NEJEDLÁ H., 1968, Využití drůbeží podestýlky v krmení přežvýkavců. Studijní informace zvl. řada, živočišná výroba, Praha : 78 str.
- , 1965, Poultry manure and its disposal. British Oil Cake Mills Lm. The Poultry Advisory Department. London : 36 str.

Došlo dne 14. 12. 1972

ШТЕФФЛ З., ДОЛЕЖАЛ О. (Сельскохозяйственный институт, Брно, Чехословакия). коррозионные свойства среды куриного помета и его влияние на конструкционный материал. *Zem. technika* 19 (4) : 205-216, 1973.

Указанная работа посвящена определению изменений механических свойств материалов, подверженных влиянию коррозии в среде куриного помета и его доли в потере веса, оценке качественной классификации. На этом этапе внимание было сначала сосредоточено на действии среды при статистическом положении материалов независимо от времени. Результирующая оценка показала изменения механических свойств материалов, а именно в прочности при растяжении $\sigma_{ПТ}$ величиной в 5—8 % у стальных материалов; 0 % у новых материалов; вплоть до 23 % у резины. Действие коррозии неравномерно и чередуется со слоями твердых соединений металла со средой.

коррозия; коррозионная среда; механические свойства; металлографическая оценка

ŠTEFFL Z., DOLEŽAL O. (University of Agriculture, Brno, Czechoslovakia). *The Corrosive Effect of the Poultry Dung Environment on the Building Material*. *Zem. technika* 19 (4) : 205-216, 1973.

The paper deals with the examination of the changes in the mechanical characteristics of materials exposed to the effects of corrosion in the environment of poultry droppings and with the determination of the effect of this environment on the reduction of weight. The problems of evaluation and classification are also treated. At this stage, the primary attention is oriented to the effects of environment in the statistical state of materials without dependence on time. The resultant evaluation indicates changes in the mechanical characteristics of materials — tensile strength σ_{PT} 5—9 % in steel materials, 0 % in new materials, up to 23 % in rubber. The rust attack is not uniform; there is an interstratification with the layers of harder metallic compounds and with the environment.

corrosion; corrosive environment; mechanical characteristics; metallographic evaluation

ŠTEFFL Z., DOLEŽAL O. (Landwirtschaftliche Hochschule, Brno, Tschechoslowakei). *Auswirkungen der korrosiven Eigenschaften des Hennenkotanfalls auf das Konstruktionsmaterial*. *Zem. technika* 19 (4) : 205-216, 1973.

Die Arbeit befaßt sich mit Feststellung der Änderungen von mechanischen Eigenschaften der in Hennenkotanwesenheit den Korrosionsauswirkung ausgestellten Materialien und dessen Anteils an der Massenvolumenabnahme und mit der Bewertung der qualitativen Klassifizierung. In dieser Etappe haben wir uns zuerst auf die Auswirkungen der Umwelt, ausgegangen vom statischen Stand der Materialien, eingestellt, ohne auf den zeitlichen Zusammenhang Rücksicht zu nehmen. Die resultierende Auswertung weist folgende Änderungen der mechanischen Eigenschaften der Materialien aus: in der Zugfestigkeit σ_{PT} bei Stahlmaterialien um 5—9 %, bei neuen Stoffen um 0 %, beim Gummi bis zu 23 %. Der Korrosionsbefall ist ungleichmäßig und wechselt sich mit den Schichten der harten Metallverbindungen mit der Umwelt ab.

Korrosion; korrosive Umwelt; mechanische Eigenschaften; metallographische Bewertung

Adresa autorů:

Prof. ing. Zdeněk Šteffl, ing. Otmar Doležal, Vysoká škola zemědělská, katedra vnitropodnikové mechanizace a elektrizace, 662 65 Brno, Zemědělská 1

F. Zacharda

Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, Rovinka

ZACHARDA F. *Doprava trusu závitovkovým dopravníkom*. Zem. technika 19 (4) : 217-225, 1973.

Práca sa zaoberá použitím závitovkového dopravníka na dopravu hydinového trusu v rozsahu vlhkosti $W = 65 - 75 \%$ z klieťového chovu. Experimentálne overenie sa previedlo na funkčnom modeli so závitovkou o priemere 320 mm, stúpaní $s = 0,6 D$, $s = 0,8 D$ a $s = 1 D$ a v rozsahu otáčok závitovky $45 - 90 \text{ min}^{-1}$. Boli merané závislosti $Q - n$, $v - n$, $\psi - n$ a $\psi - W$. Namerané hodnoty boli spracované matematickou štatistikou. Porovnaním s teoreticky vypočítanými hodnotami podľa ČSN 26 2802 bola potvrdená platnosť základných vzťahov pre výpočet pri doprave hydinového trusu. Stupeň zaplnenia sme namerali vyšší ako uvádza ČSN 262802. Závitovkový dopravník bol overený i v praktickej prevádzke.

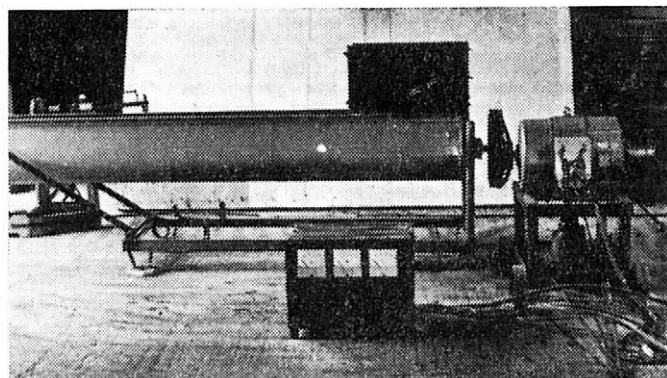
hydínový trus; vlhkosť trusu; doprava trusu; závitovkový dopravník; výkonnosť; rýchlosť dopravy; stupeň zaplnenia dopravníka

Súčasný stav dopravy trusu na farme možno charakterizovať nasledovne. V prevažnej miere sa na dopravu používajú mobilné dopravné prostriedky, traktorové prívesy alebo fekálne prívesy. Závisí to od vlhkosti vyprodukovaného trusu, množstva pridávanej odpadovej vody a od možností spracovania. Perspektívne sa uvažuje so spracovaním hydinového trusu z klieťových chovov priamo na farme alebo v blízkosti farmy buď sušením, kompostovaním alebo iným vhodným spôsobom. K tomu bude potrebné riešiť i vhodný spôsob dopravy trusu. Najmä ak sa bude trus spracovávať na farme, bude doprava pomocou traktorových prívesov značne nákladná a využitie prívesov minimálne. Účelom tejto práce bolo overiť si možnosť využitia závitovkových dopravníkov na dopravu hydinového trusu. Tým by sa zjednodušila manipulácia s trusom, vylúčilo by sa použitie prívesov, zvýšila by sa samotná hygiena práce a zlepšilo pracovné prostredie. Problematika použitia závitovkových dopravníkov na dopravu hydinového trusu nebola dosiaľ podrobne rozpracovaná, i keď sa doporučuje použiť dopravník na dopravu lepkavých materiálov (ČSN), medzi ktoré môžeme zaradiť i hydínový trus z klieťového chovu.

METODIKA

Na overenie vhodnosti závitovkového dopravníka sme použili funkčný model (obr. 1) s týmito parametrami:

priemer závitovky D	320 mm
stúpanie závitovky s	$0,6 D$; $0,8 D$; $1 D$
dĺžka závitovky L	3000 mm



1. Funkčný model závitkového dopravníka s pohonem a tyristorovým regulátorom

Pohon závitovky je odvodený od jednosmerného elektromotora s tyristorovým regulátorom na plynulú zmenu otáčok v rozmedzí 0 až 3000 min⁻¹.

Otáčky závitovky sme volili 45, 60, 75 a 90 min⁻¹. Stupeň zaplnenia závitovky podľa ČSN 26 2802: 0,125–0,32.

Materiál: slepačí trus z klieťkových batérií

vlhkosť trusu W 65,7 %

merná hmotnosť ρ 1180 kg m⁻³

I. Namerané a vypočítané hodnoty Q , v , ψ pre závitovku $s = 0,6 D$

Por. číslo	Otáčky n (min ⁻¹)	Výkonnosť Q (kg s ⁻¹)		Rýchlosť v (m s ⁻¹)		Stupeň zaplnenia ψ (—)	
		namer.	vypoč.	namer.	vypoč.	namer.	vypoč.
1	45	5,05	5,36	0,100	0,115	0,460	0,489
2	44	5,50	5,36	0,100	0,115	0,570	0,489
3	43	4,70	5,36	0,120	0,115	0,490	0,489
4	44	5,36	5,36	0,125	0,115	0,496	0,489
5	45	4,80	5,36	0,110	0,115	0,490	0,489
6	60	6,93	6,51	0,166	0,164	0,460	0,474
7	59	7,00	6,51	0,166	0,164	0,460	0,474
8	60	6,37	6,51	0,165	0,164	0,450	0,474
9	62	6,93	6,51	0,150	0,164	0,475	0,474
10	60	6,75	6,51	0,200	0,164	0,455	0,474
11	76	10,20	7,67	0,166	0,213	0,436	0,459
12	77	7,08	7,67	0,200	0,213	0,460	0,459
13	76	7,10	7,67	0,200	0,213	0,436	0,459
14	78	8,00	7,67	0,230	0,213	0,470	0,459
15	75	7,30	7,673	0,250	0,213	0,455	0,459
16	90	9,00	8,82	0,280	0,262	0,460	0,444
17	90	7,83	8,82	0,250	0,262	0,460	0,444
18	90	8,67	8,82	0,280	0,262	0,460	0,444

Poznámka: Vy počítané hodnoty Q , v , ψ sú pri stupnici otáčok $n = 45, 60, 75, 90$ min⁻¹

Merali sme nasledovné parametre:

- výkonnosť dopravníka Q (kg s^{-1})
- rýchlosť dopravy v (m s^{-1})
- otáčky závitovky n (min^{-1})
- stupeň zaplnenia ψ (—)

Ďalej sme zisťovali závislosť stupňa zaplnenia dopravníka ψ na vlhkosti trusu W . Pritom sme použili trus o vlhkostiach 65,7 %; 67,1 %; 69,5 %; 70,5 %; 71,7 %; 73,1 % a 74,1 %. Namerané hodnoty boli spracované tak, aby sa dali určiť funkčné závislosti:

- a) $Q-n$ výkonnosť na otáčkach
 - b) $v-n$ rýchlosť dopravy na otáčkach
 - c) $\psi-n$ stupeň zaplnenia dopravníka na otáčkach
 - d) $\psi-W$ stupeň zaplnenia dopravníka na vlhkosti trusu
- Pri výpočte teoretických hodnôt výkonnosti sme použili vzťahy podľa ČSN 26 2802

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 60} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot \rho$$

II. Namerané a vypočítané hodnoty Q , v , ψ pre závitovku $s = 0,8 D$

Por. číslo	Otáčky n (min^{-1})	Výkonnosť Q (kg s^{-1})		Rýchlosť v (m s^{-1})		Stupeň zaplnenia ψ (—)	
		namer.	vypoč.	namer.	vypoč.	namer.	vypoč.
1	45	4,58	5,26	0,14	0,153	0,325	0,321
2	50	7,10	5,26	0,18	0,153	0,325	0,321
3	48	6,15	5,26	0,12	0,153	0,347	0,321
4	46	5,83	5,26	0,20	0,153	0,325	0,321
5	45	4,91	5,26	0,20	0,153	0,325	0,321
6	60	8,40	7,45	0,25	0,229	0,237	0,349
7	60	6,60	7,45	0,21	0,229	0,410	0,349
8	60	7,08	7,45	0,25	0,229	0,388	0,349
9	58	6,04	7,45	0,25	0,229	—	0,349
10	58	7,30	7,45	0,24	0,229	—	0,349
11	77	9,70	9,64	0,31	0,306	0,368	0,378
12	77	10,00	9,64	0,36	0,306	0,388	0,378
13	75	9,80	9,64	0,31	0,306	0,410	0,378
14	75	9,40	9,64	0,26	0,306	—	0,378
15	75	10,20	9,64	0,26	0,306	—	0,378
16	94	13,10	11,83	0,40	0,382	0,430	0,406
17	90	11,30	11,83	0,32	0,382	0,388	0,406
18	92	12,00	11,83	0,41	0,382	0,388	0,406

Poznámka: Vypočítané hodnoty Q , v , ψ sú pri stupnici otáčok $n = 45; 60; 75; 90; \text{min}^{-1}$

III. Namerané a vypočítané hodnoty Q , v , ψ pre závitovku $s = 1 D$

Por. číslo	Otáčky n (min^{-1})	Výkonnosť Q (kg s^{-1})		Rýchlosť v (m s^{-1})		Stupeň zaplnenia ψ (—)	
		namer.	vypoč.	namer.	vypoč.	namer.	vypoč.
1	48	8,0	7,580	0,220	0,241	0,262	0,366
2	45	8,8	7,580	0,240	0,241	0,326	0,366
3	45	7,6	7,580	0,250	0,241	0,360	0,366
4	45	7,0	7,580	0,220	0,241	0,390	0,366
5	47	6,9	7,580	0,230	0,241	0,360	0,366
6	60	10,0	9,695	0,310	0,281	0,326	0,355
7	60	10,0	9,695	0,310	0,281	0,425	0,355
8	58	8,75	9,695	0,260	0,281	0,390	0,355
9	60	10,3	9,695	0,280	0,281	0,390	0,355
10	60	9,7	9,695	0,330	0,281	—	0,355
11	78	12,0	11,810	0,270	0,321	0,390	0,343
12	75	11,7	11,810	0,310	0,321	0,390	0,343
13	76	12,1	11,810	0,357	0,321	0,360	0,343
14	76	12,1	11,810	0,360	0,321	0,375	0,343
15	75	11,4	11,810	0,320	0,321	—	0,343
16	90	16,0	13,925	0,360	0,361	0,360	0,332
17	91	12,6	13,925	0,360	0,361	0,262	0,332
18	92	13,8	13,925	0,350	0,361	0,248	0,332

Poznámka: Vypočítané hodnoty Q , v , ψ sú pri stupnici otáčok $n = 45; 60; 75; 90 \text{ min}^{-1}$

IV. Rovnice funkčných závislostí

Závitovka	Závislosť	Rovnica*)	Korelačný koeficient	Významnosť
$s = 0,6 D$	$Q - n$	$Q = 0,07695 n + 1,9020$	0,868	99,9 %
	$v - n$	$v = 0,00327 n - 0,0320$	0,933	99,9 %
	$\psi - n$	$\psi = - 0,000995 n + 0,5339$	0,563	95,0 %
$s = 0,8 D$	$Q - n$	$Q = 0,146 n - 1,3060$	0,965	99,9 %
	$v - n$	$v = 0,0051 n - 0,0765$	0,941	99,9 %
	$\psi - n$	$\psi = 0,00188 n + 0,2370$	0,759	99,0 %
$s = 1 D$	$Q - n$	$Q = 0,141 n + 1,2350$	0,942	99,9 %
	$v - n$	$v = 0,00265 n + 0,1226$	0,851	99,9 %
	$\psi - n$	$\psi = - 0,000766 n + 0,4010$	0,745	99,0 %

*) platí v intervale otáčok $n = 45 - 90 \text{ min}^{-1}$

a pre výpočet rýchlosti:

$$v = \frac{s \cdot n}{60}$$

Na výpočet stupňa zaplnenia uvádza Vierling a Ephremidis (1957) vzťah

$$\psi = \frac{q}{\frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot \varrho}$$

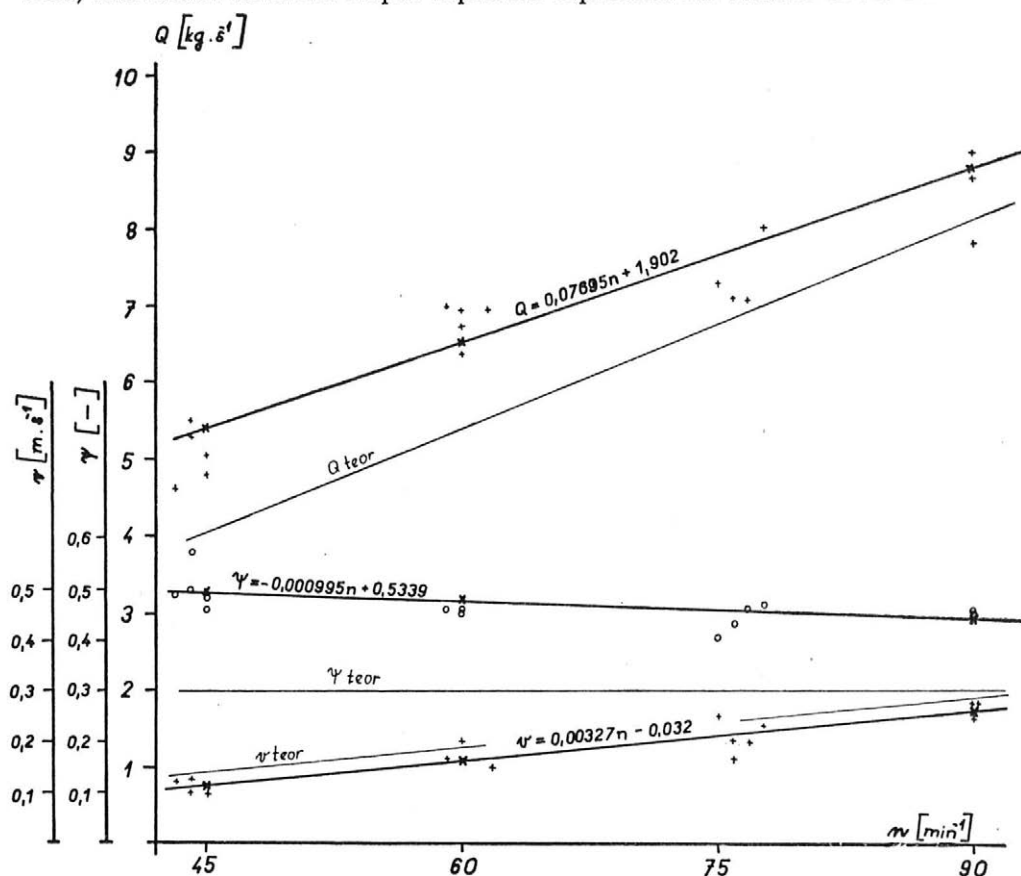
kde: q — skutočná hmotnosť materiálu v jednom stúpaní závitovky (kg)

VLASTNÍ PRÁCA

Namerané hodnoty Q , v , ψ v závislosti na otáčkach závitovky boli spracované štatisticky. Boli stanovené rovnice regresných priamok a koeficienty korelácie (Renner 1970).

Namerané hodnoty Q , v a ψ a hodnoty vypočítané podľa korelačných závislostí veličín $Q-n$, $v-n$ a $\psi-n$ sú uvedené v tabuľkách. V tab. I sú hodnoty pre závitovku $s = 0,6 D$, v tab. II pre závitovku $s = 0,8 D$ a v tab. III pre závitovku $s = 1 D$.

Rovnice funkčných závislostí $Q-n$, $v-n$ a $\psi-n$ pre všetky závitovky sú v tab. IV. Ďalej sme merali závislosti stupňa zaplnenia dopravníka na vlhkosti trusu. Namerané



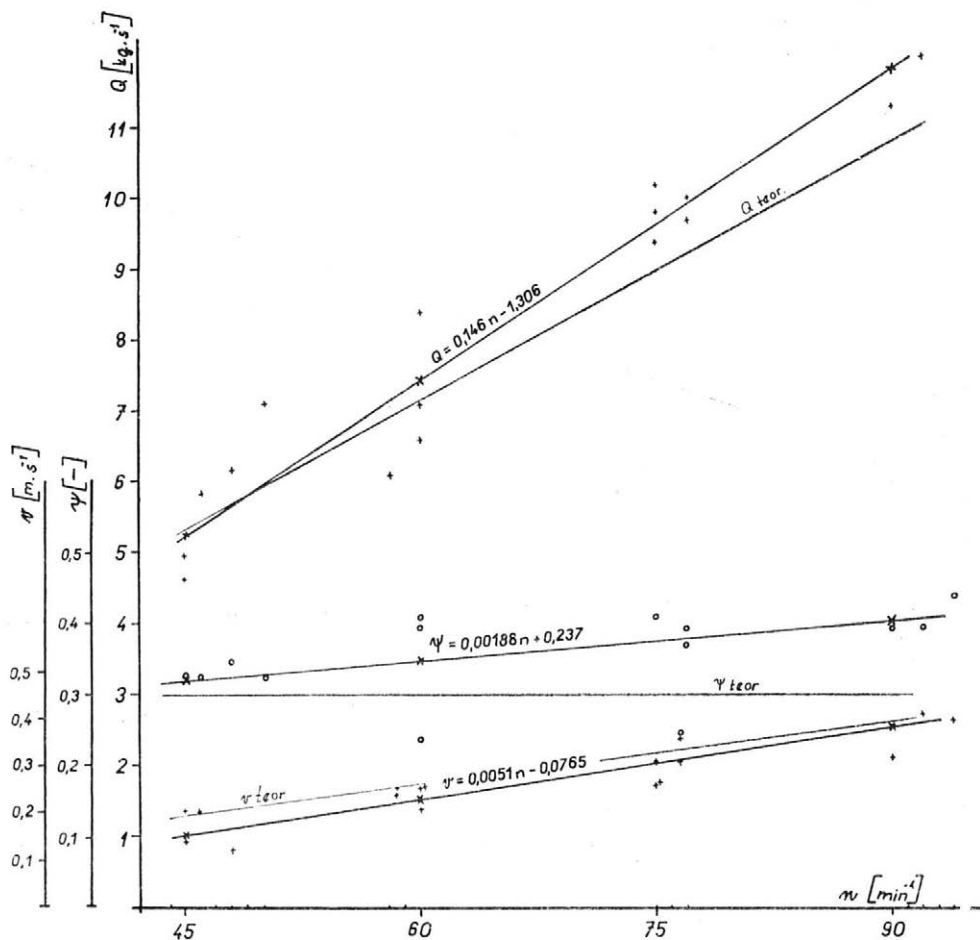
2. Závislost výkonnosti dopravníka Q , rýchlosti dopravy v a stupňa zaplnenia ψ na otáčkach závitovky n pre $s = 0,6 D$

Číslo merania	W	ψ
1	65,7	0,327
2	67,1	0,350
3	69,5	0,425
4	70,5	0,429
5	71,7	0,454
6	73,1	0,467
7	74,1	0,466

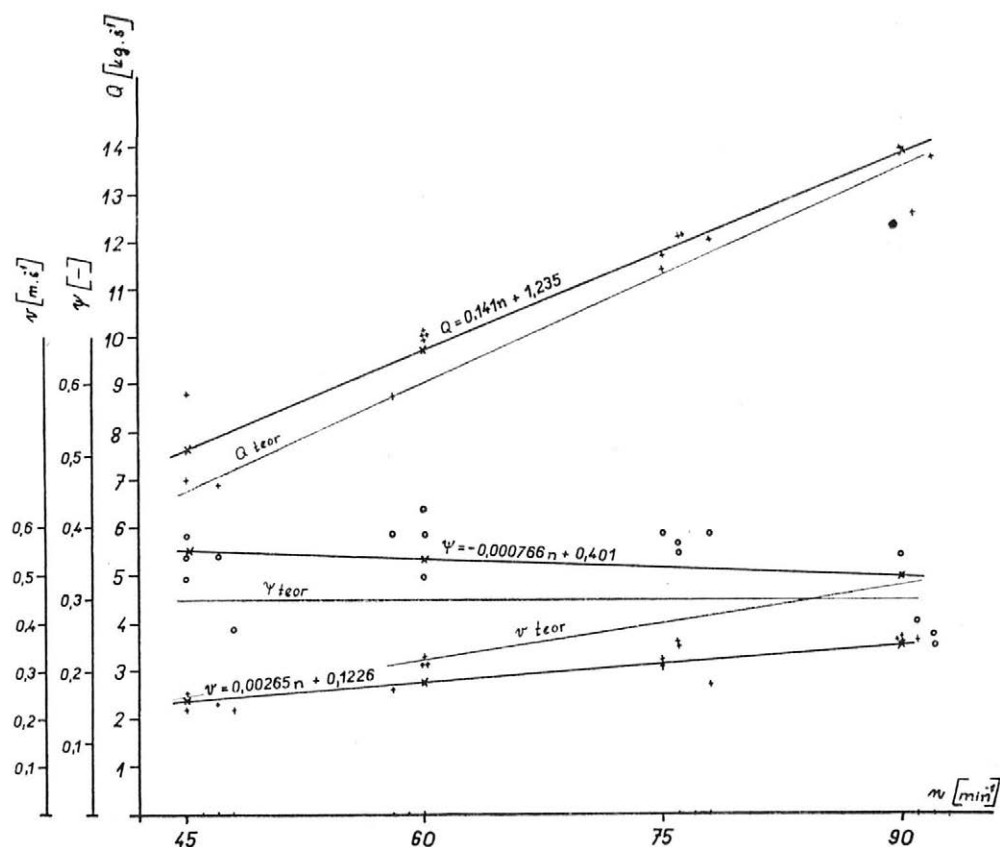
hodnoty sú v tab. V. Pri každej hodnote vlhkosti trusu W bolo prevedených 5 meraní stupňa zaplnenia. Pre skrátenie tabuľky uvádzame priemerné hodnoty stupňa zaplnenia ψ .

Korelačným výpočtom sme získali rovnicu funkčnej závislosti $\psi - W$ v tvare: $\psi = 0,01725 W - 0,795$ s hodnotou korelačného koeficienta 0,944 na hladine významnosti 99,9 %. Namerané hodnoty sme ďalej porovnávali s teoreticky vypočítanými hodnotami podľa vzťahov, ktoré uvádza ČSN 26 2802. Stupeň zaplnenia dopravníka sme volili podľa normy $\psi_t = 0,3$. Vypočítané hodnoty podľa rovníc empirických

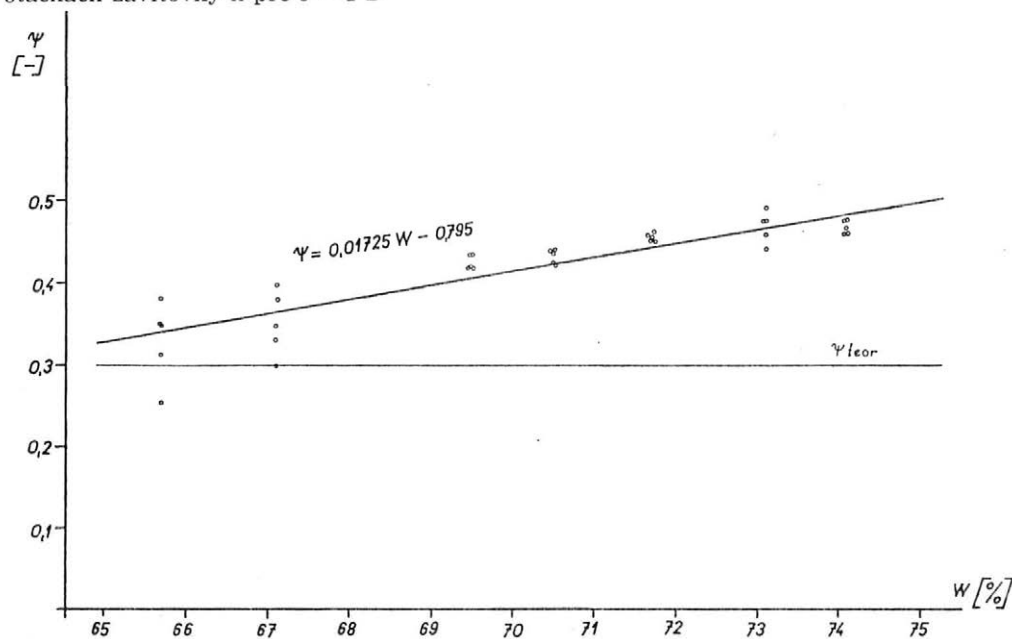
závislostí $Q-n$, $v-n$, $\psi-n$ a $\psi-W$ a teoretické hodnoty podľa ČSN sú znázornené na grafoch. Obr. 2 znázorňuje funkčné závislosti pre závitovku $s = 0,6 D$, obr. 3 pre závitovku $s = 0,8 D$, obr. 4 pre závitovku $s = 1 D$ a obr. 5 znázorňuje funkčnú závislosť $\psi-W$ v rozsahu vlhkosti 65 až 75 %.



3. Závislosť výkonnosti dopravníka Q , rýchlosti dopravy v a stupňa zaplnenia ψ na otáčkach závitovky n pre $s = 0,8 D$



4. Závislosť výkonnosti dopravníka Q , rýchlosti dopravy v a stupňa zaplnenia ψ na otáčkach závitovky n pre $s = 1 D$



5. Závislosť stupňa zaplnenia dopravníka ψ na vlhkosti trusu W

DISKUSIA

Cieľom práce bolo overiť si možnosť použitia závitkového dopravníka na dopravu hydinového trusu. Vlhkosti, pri ktorých boli merania prevádzané, boli volené zámerne, pretože je tendencia manipulovať s trusom, ktorý sa hodí priamo na spracovanie, t. j. do vlhkosti 75 % (kompostovanie, sušenie). Meranie bolo prevádzané s funkčným modelom v horizontálnej polohe. Podľa situovania väčšiny hydinárskych fariem takéto budú i požiadavky. Pri všetkých meraniach sme dosiahli väčšie výkonnosti ako sú hodnoty vypočítané podľa ČSN. Je to dané tým, že pri meraniach, hoci bola rýchlosť dopravy nižšia ako teoretická, čo je i logické, bol stupeň zaplnenia dopravníka vyšší ako zvolený stupeň zaplnenia podľa normy. Môžeme teda povedať, že pri navrhovaní závitkových dopravníkov na dopravu hydinového trusu sa môže postupovať podľa vzťahov, ktoré udáva ČSN 26 2802. Stupeň zaplnenia je možné voliť vyšší, pre trus o vlhkosti 65–75 % a otáčkach závitovky 45–90 min⁻¹ môžeme voliť $\psi = 0,25–0,45$.

ZÁVER

V práci sme dokázali, že závitkové dopravníky sú vhodné na dopravu trusu. Túto možnosť sme si overili i v praxi na hydinárskej farme. Nahradili sme dopravu pomocou traktorových prívesov závitkovými dopravníkmi, ktoré sa i v prevádzke plne osvedčili.

Literatúra

- RENNER E., 1970, Mathematisch-statistische Methoden in der praktischen Anwendung, 116 s.
VIERLING A., EPHREMIDIS CH., 1957, Untersuchungen zum Fördervorgang beim wagerechten Schneckenförderer, Fördern und Heben 9-10: 433-440, 490-497.
ZACHARDA F., 1972, Výskum dopravy trusu na hydinárskych veľkofarmách. S-012, VÚPT Rovinka.
—, ČSN 26 2802 a súvisiace normy.

Došlo dne 10. 1. 1973

ЗАХАРДА Ф. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Ровинка, Чехословакия). Транспортировка помета шнековым транспортером. Зем. техника 19 (4) : 217-225, 1973.

Работа посвящена применению шнекового транспортера для транспортировки помета домашней птицы при влажности $W = 65–75\%$, и при клеточном разведении. Экспериментальное испытание производилось на действующей модели с шнеком диаметром $\varnothing 320$ мм и с шагом $s = 0,6 D$, $s = 0,8 D$ и $s = 1 D$ с количеством оборотов 45–90 в мин. Измерялись зависимости $Q-n$, $v-n$, $\psi-n$, $\psi-W$. Измеренные величины обрабатывались при помощи математической статистики. Путем сравнения с теоретически вычисленными величинами согласно ЧСН 26 28 02 были подтверждены основные отношения для вычисления при транспортировке помета. Степень наполнения была выше, чем приводит ЧСН 26 28 02. Шнековый транспортер был испытан и на практике.

помет домашней птицы; влажность помета; транспортировка помета; шнековый транспортер; производительность; скорость транспортировки и степень наполнения транспортера

ZACHARDA F. (Research Institute of Farm Machinery, Rovinka, Czechoslovakia). The Transport of Droppings by a Screw Conveyor. Zem. техника 19 (4) : 217-225, 1973. The paper deals with the use of the screw conveyor for the transport of poultry droppings in the cage-type rearing system; the moisture content of the material transported ranged from $W = 65$ to $W = 75\%$. The conveyor was experimentally checked on a function model with a screw 320 mm in diameter, with the lead of $s = 0,6 D$, $s = 0,8 D$ and $s = 1 D$. The screw turned at the rate of 45–90 r. p. min⁻¹.

The dependences $Q-n$, $v-n$, $\phi-n$ and $\phi-W$ were measured. The values obtained from the measurement were subject to statistical processing. The comparison with the values calculated theoretically according to the standard ČSN 26 28 02 demonstrated the validity of the relations for calculation in poultry dropping transport. The measured filling coefficient was higher than mentioned in the standard ČSN 26 28 02. The screw conveyor was checked also in practical operation.

poultry droppings; moisture content of droppings; dropping transportation; screw conveyor; efficiency; transportation speed and degree of conveyor filling

ZACHARDA F. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Rovinka, Tschechoslowakei). *Kotbeförderung mit einer Förderschnecke*. Zem. technika 19 (4) : 217-225, 1973.

Der Aufsatz befaßt sich mit den Einsatz der Förderschnecke für die Beförderung des Geflügelkotes im Käfighaltungsverfahren im Feuchtigkeitsbereich $W = 65-75\%$. Die versuchsweise Überprüfungen erfolgten an einem Funktionsmodell mit der Schraubenlinie von 320 mm $\varnothing$ und Steigung von $s = 0,6 D$, $s = 0,8 D$ und $s = 1 D$, im Drehzahlbereiche der Schraubenlinie von $45-90 \text{ min}^{-1}$. Es wurden Abhängigkeiten $Q-n$, $v-n$, $\phi-n$ und $\phi-W$ gemessen. Die Meßwerte wurden mittels der mathematischen Statistik bearbeitet. Durch den Vergleich mit den theoretisch errechneten Werten gemäß dem Standard ČSN 26 28 02 wurde die Gültigkeit von Grundbeziehungen bei der Geflügelkotbeförderung bestätigt. Der Auffüllungsgrad wurde höher gemessen als mit dem ČSN 26 28 02 gemessen. Die Förderschnecke wurde auch im praktischen Einsatz erprobt.

Geflügelkot; Kotfeuchtigkeit; Kotbeförderung; Förderschnecke; Leistung; Beförderungsgeschwindigkeit und Grad der Förderschneckenanfüllung

Adresa autora:

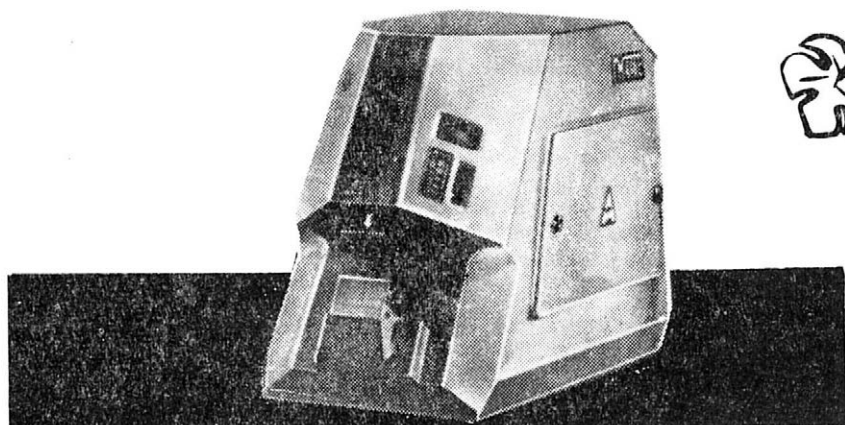
Ing. František Zacharda, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, 900 42 Rovinka

Stroj na šlechtění révy

PM-450

Novým originálním strojem PM-450 lze velmi snadno a pohodlně pomáhat procesu šlechtění rostlinných kultur, při němž se používá prutů vinné révy, maliníku, moruší aj.

Stroj obsluhovaný jediným pracovníkem, zpracuje šlechtěný materiál asi 6—12 mm silný a dosahuje přitom výkonu 450ks/h.



Agromachinaimpex

Vývozce: **AGROMACHINAIMPEX BULHARSKO, SOFIA,**
Aksakovova 5, telefon: 88 53 25; dálnopis: 022 563

Další informace si vyžádejte na Bulharské obchodní misi,
Praha I, Krakovská 6, ČSSR

A. Hašek, J. Kotry

Výskumný ústav živočíšnej výroby, Nitra

HAŠEK A., KOTRY J. *Skupinové chomútové viazanie pre krátke stojiská*. Zem. technika 19 (4) : 227-232, 1973.

V predloženej práci sme vyriešili doterajší nedostatok vhodných chomútových viazaní pre krátke stojiská so skupinovým ovládaním, ktoré plne vyhovuje všetkým zootechnickým a veľkovýrobným požiadavkám a okrem produktivity práce zvyšuje aj jej bezpečnosť a kultúrnosť. Nový systém viazania sa vyznačuje tým, že jeho konštrukcia je jednoduchá a spoľahlivá. Ramená chomútov sú otočné, zavesené na vozíkoch pohybujúcich sa po vodorovnej nosnej trubke. Tieto vozíky sú napojené na ovládací mechanizmus pomocou strmičiek, ktoré súčasne umožňujú aj individuálne priväzovanie a odväzovanie. Rukoväť ovládacieho pákového mechanizmu je vo výške pásu dospelého človeka čo značne uľahčuje jeho ovládanie. Sklopením rukoväte zaistí sa ovládací mechanizmus proti roztvoreniu chomútov. Viazanie umožňuje prispôbiť aj šírku chomútov k telesným rozmerom ustajnených zvierat. Týmto sa odovzdáva poľnohospodárskej praxi nové chomútové viazanie pre krátke stojiská, ktoré sa pri overovaní v prevádzke plne osvedčilo.

hovádzí dobytok; ustajnenie; pútanie zvierat

Nové smery uplatňované pri rozvoji živočíšnej výroby, najmä jej špecializácie, ovplyvňujú nielen zavádzanie novej techniky chovu, ale aj rozvoj prefabrikácie stavieb a veľkovýrobných technologických liniek. Najväčšou snahou tohto celého vývoja je znížiť namáhavosť pracovných procesov, ale i celkovú potrebu ľudskej práce pri podstatnom zvyšovaní produktivity práce a intenzity výroby.

Jedným z najdôležitejších zariadení pre technologické linky v maštaliach s krátkymi stojiskami je viazanie. Jeho dôležitosť vstupuje do popredia najmä vtedy, keď pri vyšších koncentráciách zvierat prichádza do úvahy denné odväzovanie a priväzovanie ustajnených zvierat, a to či už pri vypúšťaní do výbehov, na pastvu, alebo do dojárne.

Nakoľko nedostatok vhodného viazania pre krátke stojiská je celoštátnym problémom a súčasne i prekážkou k rozvoju bezpodstielkového ustajnenia dojníc, rozhodli sme sa vyvinúť nové viazanie so skupinovým a individuálnym ovládaním, vhodným pre uvedený systém chovu.

Podkladom pre riešenie problematiky vhodného viazania pre krátke stojiská boli okrem našich skúseností a poznatkov aj literárne podklady rôznych domácich i zahraničných autorov (Bosy 1966, Meyer 1967, Wander 1967, Grommers 1969, Doležal 1970, Hašek, Kotry 1970a, b a i.) ako aj prospekty rôznych firiem (Alfa — Laval, Bauer, Fuchs, Holz a i.).

METODIKA

Pozornosť sme zameriavali hlavne na nasledovné detaily:

1. na najvýhodnejšiu konštrukciu závesu pre ramená chomútov,
2. na vyriešenie najjednoduchšej konštrukcie pre individuálne odväzovanie a priväzovanie zvierat,
3. na vyriešenie jednoduchého a spoľahlivého ovládacieho mechanizmu.

Postupovali sme tak, že navrhnuté detaily sme odskúšavali v maštali a osvedčené sme potom použili pri kompletizácii konštrukcie viazania, hoci v niektorých prípadoch sme tieto ešte naďalej vylepšovali.

VÝSLEDKY

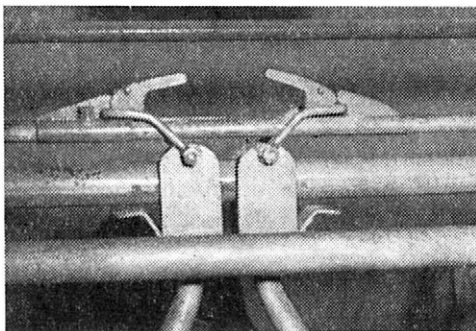
ZÁKLADNÝ PRINCÍP NOVÉHO CHOMÚTOVÉHO VIAZANIA

Hlavným pútačim prvkom vlastného viazania je chomút so závesným vozíkom, ktorý sa pohybuje po ocelevej trubke základnej nosnej konštrukcie a je ukotvený reťazou do dlažby stojiska. Viazanie má individuálne a skupinové ovládanie, ktorého detaily sú originálnym riešením. Tak isto je novinkou i konštrukcia závesu chomútových ramien.

KONŠTRUKCIA A DETAILS CHOMÚTOVÉHO VIAZANIA

Základná nosná konštrukcia pozostáva zo stĺpkov a hlavnej nosnej, vodorovnej, hrubostennej ocelevej trubky Ø 50 mm. K stĺpkom sú pripojené bočné zábrany, ktoré súčasne podporujú i stabilitu základnej konštrukcie.

Závesné vozíky sú základným detailom pre zavesenie chomútových ramien a súčasne pre ovládanie viazania pri otváraní a zatváraní chomútov (obr. 1). Závesné vozíky majú kostru z pásového železá tvaru „U“, do ktorej je vmontovaný válček s hriadeľom. Týmto válčekom sa pohybuje vozík po nosnej rúre. Dno vozíka má otvor pre otočné zavesenie chomútového ramena.



Na hriadeľi válčeka je z vonkajšej strany vozíka namontovaný strmienok pre jeho uchytenie k držiaku tiahla.

Aby sa ramená chomútov nevykláňali v smere nosnej trubky a tým sa nezväčšovala svetlá šírka chomútov, opatril sa vozík nárazníkom. V čelnej strane vozíka sú otvory pre uzamykacie skoby pre prípad, že sa chomút nemá roztvoriť pri skupinovom otváraní.

Otočný záves chomútových ramien sme riešili tak, že rameno chomúta je prevlečené do otvoru na dne vozíka

1. Závesné vozíky

a na koniec chomútového ramena je naražený a privarený prstenec, ktorý vytvára vlastný otočný záves. Ako vidno, záves je jednoduchý a výrobne nenáročný.

Spodné spojenie chomútov je prevedené retiazkou. Od tejto refaze, ktorá spája obidve ramená chomútov, je z jej stredu vedená kotevná refaz na uchytenie v dlažbe stojiska. Pre uchytenie kotevnej refazy je do dlažby zabetonovaná trubka, ktorá má v prečnievajúcim konci otvory. Kotevná refaz sa spustí do trubky a prevlečením skrutkového svorníka sa uchyťí.

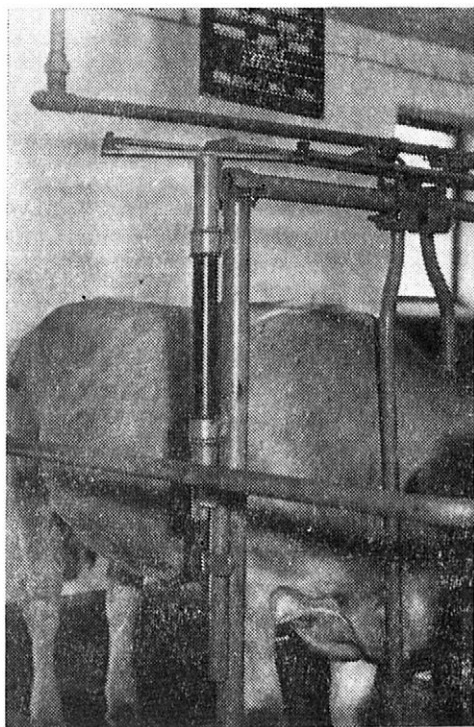
OVLÁDANIE CHOMÚTOV

Pre ovládanie chomútov sme zvolili dve tiahla, ktoré sa pomocou pákového systému protismerne posunujú a tým sa chomúty buď otvárajú, alebo zatvárajú.

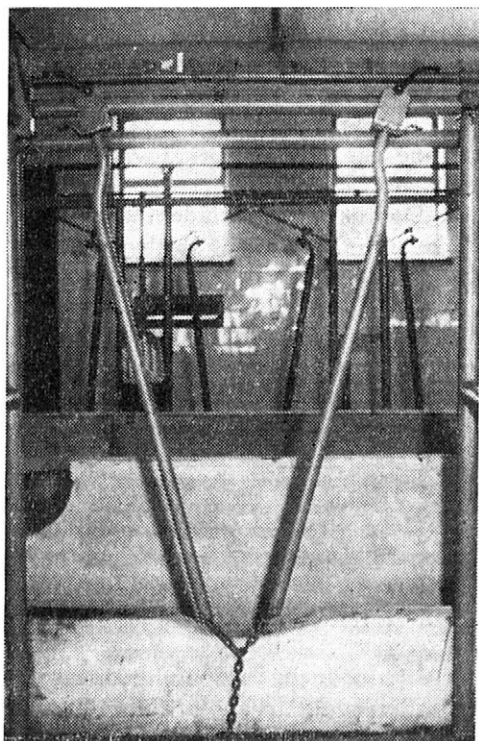
Každý chomút má dva závesné vozíky, ktoré sú, ako sme už uviedli, strmienkami uchytené k držiakom pripevneným na posunovacie tiahla. Tieto držiaky pozostávajú z trubky, ku ktorej je privarená úchytká z oceleového plechu spolu aj s poistným uzáverom pre uchytenie strmienka od závesného vozíka. Ďalej je na trubke privarená i matica s fixovacou skrutkou.

Držiaky sú striedavo navlečené na posunovacie tiahla a fixovacími skrutkami na ne upevnené. Fixovacie skrutky súčasne umožňujú nastaviť šírku chomútov podľa hrúbky krku priväzovaných zvierat.

Posunovacie tiahla z oceleových trubiek sú uložené nad vodorovnou nosnou trubkou základnej konštrukcie a vedené cez podporné objímky nad stĺpkami konštrukcie.



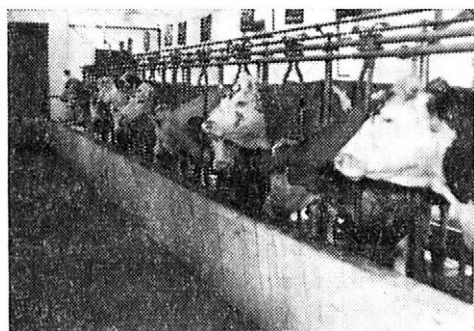
2. Pákový systém pre ovládanie skupinovného chomútového viazania



3. Roztvorené ramená chomútov

Konštrukcia závesných vozíkov a ich uchytenie na ovládací systém je základným princípom nového chomútového viazania so skupinovým a individuálnym ovládaním.

Pre ovládanie skupinového chomútového viazania sme navrhli pákový systém osobitého riešenia (obr. 2). Toto pozostáva zo zvislej otočnej rúry, na



4. Overovanie viazania v prevádzkových podmienkach

ktorú hore je privarený ocelový pás. Ten tvorí rovnoramennú páku, od ktorej sú vedené k posunovacím tiahlám tiahla ovládacie.

Na spodnú časť zvislej otočnej rúry je pripevnená sklopná ovládacia rukoväť. Ovládacie zariadenie nie je náročné na priestor, nakoľko po sklopení rukoväte dostane sa táto tiež do zvislej polohy. Sklopením rukoväte za zarážku sa súčasne ovládací systém zaistí proti otočeniu a roztváraniu chomútov.

Pri individuálnom otváraní uvoľnia sa poistné uzávery držiakov a z ich úchytiak sa ručne nadvihnú strmienky od závesných vozíkov. Takto uvoľnené

závesné vozíky sa roztlačia a ramená chomútov sa roztvoria (obr. 3). Pri zatváraní chomútov stačí, keď roztvorené ramená sa iba stlačia proti sebe. Strmienky závesných vozíkov automaticky zapadnú do zárezu úchytky držiakov a ich poistný uzáver tieto zaistí.

PRÍSLUŠENSTVO A DOPLNKOVÉ ZARIADENIE

Nutným príslušenstvom základnej konštrukcie viazania sú bočné — postranné zábrany. Sú zriaďované spôsobom, ako sa to vyžaduje pri úprave krátkych stojísk.

Doplnkovým zariadením sú konzole pre napájačky, ktoré sa pripevnia vo výške 65—70 cm od dlažby stojiska, pričom jedna napájačka bude slúžiť pre dve zvieratá. Pre rozvod vody môže sa použiť samostatné vedenie, alebo sa pre tento účel využije vodorovná trubka základnej nosnej konštrukcie. Ovšem, v tom prípade dôjde k úprave i u stĺpkov konštrukcie.

V prípade, že sa v maštali dojí na stojisku, potom ďalším doplnkovým zariadením sú konzole pre podtlakové a mliečne potrubie. Pre zavedenie evidenčných tabuliek sa základná konštrukcia dopĺňa držiakmi s nosným lankom.

ZÁVER

Nové chomútové viazanie, ktoré sme skonštruovali so zreteľom na požiadavky veľkovýrobnej technológie, má oproti iným systémom viazania veľa predností:

- umožňuje ako skupinové, tak aj individuálne priväzovanie a odväzovanie zvierat,
- je jednoduché a spoľahlivé, čo predom vylučuje akékoľvek poruchy a tým zabezpečuje trvalé pripútanie zvierat,
- umožňuje prispôbiť šírku chomútov k šírke krku uväzovaných zvierat,
- pákový mechanizmus pre skupinové ovládanie zabezpečuje ľahkú manipuláciu a nepotrebuje skoro žiadny priestor na svoje umiestnenie.

Dalšie výhody tohto viazania sú v tom, že zvyšujú okrem produktivity práce aj jej bezpečnosť a kultúrnejšiu prevádzku.

Pri overovaní v prevádzkových podmienkach sa viazanie z každého hľadiska plne osvedčilo a preto ho môžeme našej praxi zodpovedne doporučiť (obr. 4).

Podotýkame, že výrobu nášho nového viazania pre krátke stojiská sme zabezpečili na Slovensku u Opravovní poľnohospodárskych strojov, n. p., Nitra, závod Galanta, v Čechách a na Morave u Agra, n. p., Přelouč.

Literatúra

- BOSYJ V., 1966, Privjazi dĹa skota. Moločnoe i mjasnoe skotovodstvo 8 : 32-35.
DOLEŽAL O., 1970, Technologické řešení bezsteliťových odchoven skotu. Živočišná výroba 12 : 865-874.
GROMMERS F. J., 1969, Der Kuhtrainer — eine Lösung des Standlängenproblems bei einstreulosen Gitterrostaufstellungen. Bauen auf dem Lande 3 : 72-74.
HAŠEK A., KOTRY J., 1966, Vyskúšanie rôznych typov viazania kráv. Záverečné oznámenie VÚŽV — Nitra.
HAŠEK A., KOTRY J., 1970a, Nové chomútové viazanie pre krátke stojiská československej konštrukcie. Živočišná výroba 12 : 875-881.
HAŠEK A., KOTRY J., 1970b, Samopúťacie kŕmne zábrany pre dojnice. Čiastková záverečná správa, VÚŽV — Nitra.
MEYER H., 1967, Halsrahmenfangvorrichtung. Deutsche Agrartechnik 8 : 385-386.
ORDOLF D., Anbindevorrichtungen für Rindviehställe. Der Tierzüchter 9 : 302-303.
WANDER J. F., 1967, Der Kurzstand und seine Anbindevorrichtung. Die Grüne 27 : 1028-1038.
WANDER J. F., FRICKE W., 1967, Verhaltensuntersuchungen an Milchkühen als Planungsgrundlage für Kurzstände. Landbauforschung Völkensrode 1 : 43-46.

Prospekty výrobných firiem

Alfa-Laval, AG. 1121 Wien, Wienerbergstrasse 31
Cornmatic ETS S.E.T.A. 67 Elsenheim, France
Bauer Rudolf, 8570 Voistberg — Austria
Fuchs Johs, K. G. 7257 Ditzingen Württ.
Girton, Milchville, Pensilvania, USA
Gascoignes, Reading, England
Hölz A. KG. Wangen — Allgau
Nägele Martin, 8939 Ettringen — Buchloe
Weissenhorner Fritz, KG. 8945, Legau — Allgau

Došlo dne 29. 3. 1972

ГАШЕК А., КОТРЫ Я. (Научно-исследовательский институт животноводства, Нитра, Чехословакия). Групповое хомутное привязывание для кратких стойл. Зем. техника 19 (4) : 227-232, 1973.

В предлагаемой работе мы разработали способ приемлемого хомутного привязывания для кратких стойл с групповым управлением, которое полностью удовлетворяет все зоотехнические и крупнопроизводственные требования и, кроме производительности труда, повышает безопасность и культуру обслуживания. Новая система привязывания отличается тем, что ее конструкция проста и надежна. Плечи хомутов вращаются, подвешиваются к тележкам,двигающимся по горизонтальной несущей трубке. Эти тележки подключены к механизму управления при помощи скоб, которые одновременно позволяют и индивидуальное привязывание и отвязывание. Рукоятъ рычажного механизма управления находится на уровне пояса взрослого человека, что в значительной мере облегчает управление. При помощи передвижения рукоятки вниз управляющий механизм будет предохранен от открывания хомутов. Привязывание позволяет приспособить также ширину хомутов к размерам тел животных. Таким образом, сельское хозяйство получает новую систему хомутного привязывания для кратких стойл, которая полностью оправдала себя в практике.

крупный рогатый скот; содержание; привязывание животных

HAŠEK A., KOTRY J. (Research Institute of Animal Production, Nitra, Czechoslovakia). *Group Yoke Stanchions for Short Stalls*. Zem. technika 19 (4) : 227-232, 1973. The study has yielded results removing the existing lack of suitable yoke-type stanchions for short stalls, with group control; the new system fully meets all the animal-husbandry and large-scale production requirements, and increases both labour productivity and safety of work, as well as the cultural level of the work. The construction of the new stanchions is simple and reliable. The arms of the yoke are reversible; they are hinged on a car moving along a horizontal supporting tube. These cars are connected with the controlling mechanism through clips allowing, at the same time, also for individual tying and untying. The handle of the controlling lever system is in the height of the waist of an adult man - this makes handling much easier. The down-position of the handle prevents the opening of yokes. The stanchion system also provides for the adjustment of the width of the yoke according to the body measures of the animals. Thus a new yoke stanchion system for short stalls is provided for agricultural practice. The system proved very good when checked under the conditions of practical operation.

cattle; housing; tying of animals

HAŠEK A., KOTRY J. (Forschungsinstitut für tierische Produktion, Nitra, Tschechoslowakei). *Gruppenhalsbandbindung für Kurzstände*. Zem. technika 19 (4) : 227-232, 1973.

Im vorliegenden Aufsatz hat man den bisherigen Mangel an geeigneten Halsbandbindungen für Kurzstände mit Gruppenbetätigung gelöst, die allen zootechnischen und Großproduktionsforderungen völlig nachkommen und nebst der Arbeitsproduktivität auch den Arbeitsschutz und die Arbeitskultur steigern. Das neue Anbindesystem wird dadurch gekennzeichnet, daß dessen Konstruktion einfach und betriebs-sicher ist. Die Halsbandarme sind auf den an einem waagerechten Tragrohr laufenden Karren drehbar aufgehängt. Diese Karren an den Steuermechanismus mittels Bügel angeschlossen, die gleichzeitig auch Einzelanbindung und Losbindung gestatten. Der Griff des Steuerhebelmechanismus befindet sich in der Taillenhöhe eines erwachsenen Menschen, wodurch seine Betätigung wesentlich erleichtert wird. Durch das Kippen des Griffes wird der Steuermechanismus vor der Öffnung des Halsbandes gesichert. Die Halsbindung macht es möglich, auch die Halsbandbreite den körperlichen Abmessungen von aufgestellten Tieren anzupassen. Dadurch wird der landwirtschaftlichen Praxis eine neue Halsbindung für Kurzstände übergeben, die sich in Einsatzprüfungen völlig bewährt hat.

Rindvieh; Aufstallung; Anbindung der Tiere

Adresy autorů:

Ing. Anton Hašek, CSc., arch. Július Kotry, Výskumný ústav živočišnej výroby, 949 42, Nitra

STANOVENIE MEDZIOPRAVÁRSKEJ DOBY MOTOROV V PREVÁDZKOVÝCH PODMIEKACH

J. Salanci

Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra

SALANCI J. *Stanovenie medziopravárskej doby motorov v prevádzkových podmienkach*. Zem. technika 19 (4) : 233-241, 1973.

Nová koncepcia špecializácie prevádzania opráv traktorov podľa agregátov vyžaduje poznanie medziopravárskej doby jednotlivých agregátov. Medziopravárska doba motorov traktorov Zetor 3011 a 3511, ktorých je v súčasnosti v SSR 5550 kusov, vychádza v priemere po 2750 motorhodinách. Táto doba bola zistená z medznej vôle 0,25 mm medzi 1. tesniacimi krúžkami a drážkami piestov. Pri tejto medznej vôle bol výkon nameraný 21,1 k a merná spotreba paliva 0,255 kg k⁻¹ h⁻¹. Pri tých istých motoroch, avšak po vylúčení vplyvu zlého technického stavu palivového a rozvodového systému, bol výkon nameraný 25,1 k a merná spotreba paliva 0,234 kg k⁻¹ h⁻¹. Výsledky sa dosiahli na základe premerania 100 motorov, ktoré podľa dĺžky prevádzky boli roztriedené do 5 tried charakterizovaných rozpätím odpracovaných motorhodín od 1400 do 3600. Výsledky ukazujú, že pokles výkonov motorov a narastanie merných spotreb palív silne ovplyvňuje nesprávne nastavený palivový a rozvodový systém. Zlepšenie tohoto stavu je možné riešiť uplatnením preventívnych údržieb a opráv na základe diagnosticky zdôvodnenej potreby. Diagnostika umožní vo väčšej miere využiť variabilitu fyzickej životnosti jednotlivých motorov. Metodiku stanovenia medziopravárskej doby je možné použiť i pre ostatné typy motorov u nás používaných.

spalovací motor; piest; valec; palivová sústava; rozvodové ústrojenstvo

Od roku 1973 sa zavádza v SSR a ČSR nová koncepcia špecializácie prevádzania opráv traktorov podľa agregátov, z ktorých je traktor zložený. Jednotlivé agregáty majú rôznu medziopravársku dobu. Zavádzaný systém opráv vyžaduje znalosť medziopravárskeho obdobia agregátov, a to na základe najkratšej životnosti súčiastky alebo skupiny súčiastok, ktoré vzájomne spolupracujú a sa ovplyvňujú. Medziopravárska doba jednotlivých agregátov zatiaľ vedecky nie je stanovená, a preto tento problém v praxi prebieha živelne. Živelnosť spôsobuje v mnohých prípadoch plytvanie náhradnými dielmi a zvyšovanie nákladov na opravy pri predčasnom pristavení agregátu do opravy.

Riešenie tejto problematiky pri motoroch traktorov Zetor 3011 a 3511, ktorých máme v SSR v súčasnosti 5550 kusov, bolo predmetom skúmania mojej práce.

Technicko-exploatačné vlastnosti spalovacieho motora sú zásadne ovplyvňované technickým stavom pracovnej skupiny piest — valec, technickým stavom palivovej sústavy a technickým stavom rozvodového ústrojenstva. Tento

technický stav je možno v súčasnosti zistiť niektorými diagnostickými metódami, ktoré sa začínajú uplatňovať a používať aj v poľnohospodárstve.

Týmto metódami však nie je možné zistiť absolútne hodnoty opotrebovania jednotlivých súčiastok a presne posúdiť ich technický stav.

Zistenie absolútnych hodnôt opotrebovania pracovnej skupiny piest — valec, zistenie poklesu výkonnosti motorov a narastanie merných spotreb palív v závislosti na dobe prevádzky umožňuje metodika uvádzaná v ďalšej časti, ktorá je overená na motoroch traktorov Zetor 3011 a 3511.

Problematickou stanovenia životnosti pracovnej skupiny piest — valec sa zaoberalo viac autorov, najmä sovietskych.

Nitscke (1963) uvádza, že životnosť pracovnej skupiny piest — valec sa pohybuje v rozpätí 2000 až 18 500 litrov spotreby pohonných látok pri motoroch RS 01/40.

Podľa Fomina a kol. (1959) a Veličkina (1958) traktory DT-54 môžu pracovať 3000 až 4000 motorhodín bez výmeny pracovnej skupiny piest — valec.

Podľa Artemieva (1964) a Zubietova a Veličkina (1960) životnosť vložiek je 2000 motorhodín a životnosť piestov 3500 motorhodín pri traktoroch Belorus.

Podľa Salancih (1971) životnosť pracovnej skupiny piest — valec, zistená u traktorov DT-54 v prevádzkových podmienkach Východoslovenského kraja, sa pohybuje v rozpätí 1725 až 2100 motorhodín.

METODIKA

Pre stanovenie prvého medziopravárenského obdobia som použil vlastnú metódu „ekonomicko-medznú“.

Metóda zahŕňa riešenie týchto problémov:

1. Zistenie medziopravárenského obdobia motorov na základe životnosti pracovnej skupiny piest — valec, vyjadreného v motorhodinách. Životnosť som zistil z medznej vôle 0,25 mm medzi 1. tesniacimi krúžkami a drážkami piestov.
2. Zistenie výkonov pri medznom opotrebovaní.
3. Zistenie merných spotreb palív pri medznom opotrebovaní. Zistenie technicko-exploatačných vlastností motor a premeranie opotrebovania sa previedlo v týchto opravovniach: OPS Košice, STS Prešov a Michalovce. Pre meranie boli vybrané motory, ktoré nepoužívali renovované vložky. Bolo preskúšaných 100 motorov, ktoré podľa dĺžky prevádzky boli roztriedené do 5 tried charakterizovaných týmto rozpätím odpracovaných motorhodín:

1. 1400—1600 motorhodín
2. 1900—2100 motorhodín
3. 2400—2600 motorhodín
4. 2900—3100 motorhodín
5. 3400—3600 motorhodín

V každej skupine, ktorá je charakterizovaná počtom motorhodín v určitom rozpätí, bolo premeraných po 20 motorov.

Skôr ako sa motory podrobili demontáži, preskúšali sa na hydraulickej brzde DPX-4 za účelom zistenia technicko-exploatačných vlastností motorov podľa ČSN 30 2008. Meralo sa dvakrát za sebou pri 2000 otáčkach kľukového hriadela. Prvé preskúšanie sa uskutočnilo v stave v akom došli motory do

I. Namerané hodnoty motorov Zetor 3001 na hydraulickej brzde DPX-4 pri 2000 ot min⁻¹

Skupina motorov Z-3001	Odpracované motorhodiny v tis.		Preskúšanie motorov	Namerané hodnoty									
				F (kp)		t (s)	t_1 (°C)	O (cm ³)		t_o (°C)		p_o (torr)	
	min. – max.	Ø		min. – max.	Ø			min. – max.	Ø	min. – max.	Ø	min. – max.	Ø
I	1,4 – 1,6	1,5	I. preskúšanie	28,4 – 34,0	30,4	1200	85	2293 – 2417	2343	17 – 22	18	731 – 737	734
			II. preskúšanie	32,7 – 36,2	35,0	1200	85	2380 – 2450	2405	17 – 22	18	731 – 737	734
II	1,9 – 2,1	2,0	I. preskúšanie	27,7 – 32,1	30,0	1200	84	2226 – 2367	2293	19 – 23	21	734 – 738	736
			II. preskúšanie	29,2 – 35,2	33,4	1200	85	2305 – 2460	2430	19 – 23	21	734 – 738	736
III	2,4 – 2,6	2,5	I. preskúšanie	24,8 – 30,2	27,1	1200	85	2146 – 2350	2250	18 – 21	19	724 – 734	728
			II. preskúšanie	27,3 – 32,8	31,8	1200	85	2260 – 2460	2405	18 – 21	19	724 – 734	728
IV	2,9 – 3,1	3,0	I. preskúšanie	21,0 – 27,0	24,4	1200	84	2100 – 2350	2250	16 – 19	17	732 – 739	737
			II. preskúšanie	22,9 – 30,8	25,6	1200	85	2240 – 2460	2390	16 – 19	17	732 – 739	737
V	3,4 – 3,6	3,5	I. preskúšanie	16,9 – 21,2	19,1	1200	85	1900 – 2300	2140	18 – 23	21	734 – 741	739
			II. preskúšanie	20,2 – 26,8	23,0	1200	85	2180 – 2440	2390	18 – 23	21	734 – 741	739

II. Vypočítané hodnoty motorov Zetor 3001 z nameraných výsledkov na hydraulickej brzde DPX-4 pri 2000 ot min⁻¹

Skupina motorov Z-3001	Odpracované motorhodiny v tis.		Preskúšanie motorov	Vypočítané hodnoty									
				P (k)		P_r (k)		M_k (kpm)		Q (kg h ⁻¹)		g (kg k ⁻¹ h ⁻¹)	
	min. – max.	Ø		min. – max.	Ø	min. – max.	Ø	min. – max.	Ø	min. – max.	Ø	min. – max.	Ø
I	1,4 – 1,6	1,5	I. preskúšanie	23,7 – 28,4	25,3	23,7 – 28,2	26,4	8,50 – 10,1	9,4	5,55 – 5,85	5,68	0,206 – 0,234	0,215
			II. preskúšanie	27,0 – 30,4	29,1	27,2 – 30,2	29,1	9,80 – 10,8	10,3	5,75 – 5,94	5,85	0,196 – 0,212	0,202
II	1,9 – 2,1	2,0	I. preskúšanie	23,1 – 26,8	25,0	23,2 – 26,8	24,9	8,30 – 9,6	8,9	5,40 – 5,74	5,60	0,214 – 0,233	0,227
			II. preskúšanie	24,4 – 29,6	28,1	24,3 – 29,4	28,2	8,70 – 10,6	10,1	5,60 – 5,95	5,90	0,202 – 0,230	0,208
III	2,4 – 2,6	2,5	I. preskúšanie	20,7 – 25,1	22,6	20,6 – 25,1	22,5	7,30 – 9,0	8,1	5,20 – 5,70	5,45	0,227 – 0,252	0,242
			II. preskúšanie	22,7 – 27,5	26,5	22,8 – 27,3	26,4	8,20 – 9,8	9,4	4,50 – 5,95	5,85	0,218 – 0,240	0,222
IV	2,9 – 3,1	3,0	I. preskúšanie	17,5 – 22,7	20,3	17,4 – 22,6	20,2	6,25 – 8,1	7,1	5,10 – 5,70	5,40	0,252 – 0,293	0,268
			II. preskúšanie	19,2 – 25,8	23,5	19,1 – 25,7	23,4	6,80 – 9,2	8,1	5,45 – 5,95	5,80	0,232 – 0,286	0,248
V	3,4 – 3,6	3,5	I. preskúšanie	14,1 – 17,7	15,9	14,2 – 17,5	15,8	5,05 – 6,2	5,5	4,90 – 5,60	5,20	0,320 – 0,344	0,330
			II. preskúšanie	16,8 – 32,3	19,1	16,8 – 22,3	19,3	6,00 – 8,0	6,8	5,30 – 5,90	5,80	0,264 – 0,312	0,300

III. Experimentálne výsledky poklesu výkonov motorov, narastanie merných spotreb palív, opotrebovanie vložiek valcov, vôle medzi 1. tesniacimi krúžkami a drážkami piestov a vôle medzi piestami a vložkami valcov v závislosti na prevádzkovej dobe

Skupina motorov Z-3001	Odpracované motorhodiny v tis.		Preskúšanie motorov	Experimentálne zistené veličiny porovnané s novým motorom											
				pokles výkonov			narastanie mernej spotreby palív			maximálne opotrebovanie vložiek		max. vôle medzi 1. tesniacimi krúžkami a drážkami piestov		max. vôle medzi piestami a vložkami valcov	
	(k)			%	(kg k ⁻¹ h ⁻¹)		%	(mm)		(mm)		(mm)			
	min. — max.	Ø		min. — max.	Ø	Ø	min. — max.	Ø	Ø	min. — max.	Ø	min. — max.	Ø	min. — max.	Ø
I	1,4—1,6	1,5	I. preskúšanie II. preskúšanie	2,6— 7,1 1,6— 3,6	4,4 1,7	13,5 5,2	0,011—0,039 0,001—0,017	0,020 0,007	4	0,06—0,26	0,15	0,14—0,20	0,17	0,19—0,32	0,26
II	1,9—2,1	2,0	I. preskúšanie II. preskúšanie	4,0— 7,6 1,4— 6,5	5,9 2,6	18,1 8,0	0,019—0,038 0,070—0,035	0,032 0,013	7	0,06—0,27	0,17	0,15—0,22	0,18	0,19—0,34	0,29
III	2,4—2,6	2,5	I. preskúšanie II. preskúšanie	5,7—10,2 2,5— 8,0	8,3 4,4	25,6 13,5	0,032—0,057 0,023—0,045	0,047 0,027	13	0,10—0,35	0,23	0,18—0,27	0,22	0,23—0,38	0,34
IV	2,9—3,1	3,0	I. preskúšanie II. preskúšanie	8,2—13,4 5,1—11,7	10,6 7,4	32,7 22,8	0,057—0,098 0,037—0,091	0,073 0,053	27	0,14—0,42	0,29	0,19—0,33	0,27	0,27—0,48	0,40
V	3,4—3,6	3,5	I. preskúšanie II. preskúšanie	13,3—16,6 8,5—14,0	15,0 11,5	46,2 35,4	0,125—0,149 0,069—0,117	0,135 0,105	54	0,19—0,53	0,37	0,22—0,38	0,33	0,29—0,57	0,47

opravy. Druhé preskúšanie sa uskutočnilo po výmene vstrekovacieho čerpadla, vstrekovacích ventilov, po správnom nastavení predvstrekú paliva a vôle ventilov, aby sa vylúčil vplyv palivovej sústavy a rozvodového ústrojenstva na výkon motorov.

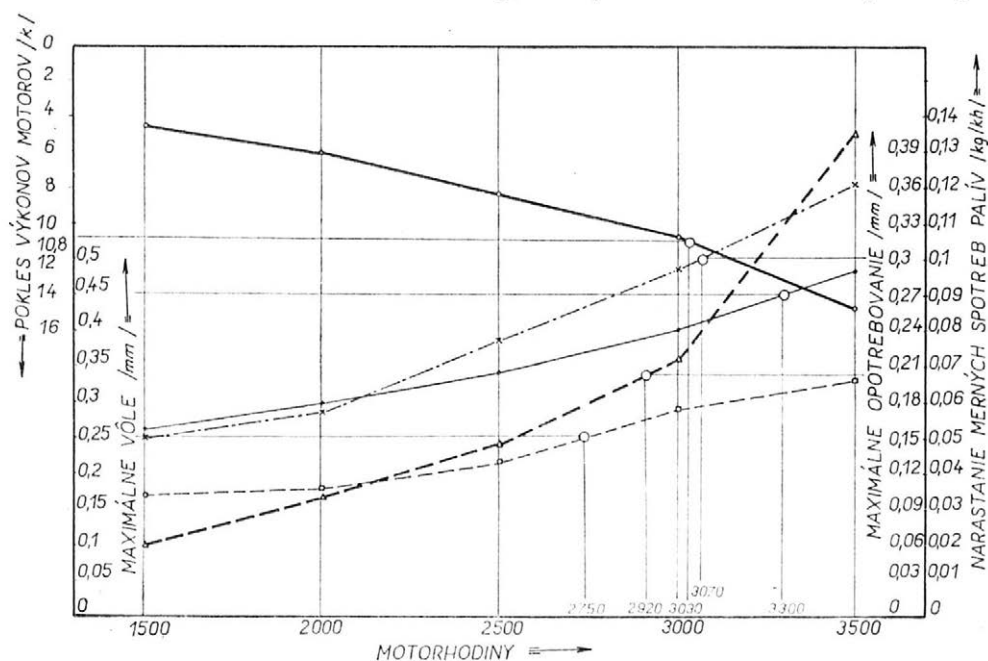
Po zistení technicko-exploatačných vlastností motorov na brzde bola prevedená demontáž a zistené vôle medzi krúžkami a drážkami piestov, vôle medzi piestami a vložkami valcov a opotrebovanie vložiek.

Vôle medzi krúžkami a drážkami piestov boli premerané listovými mierkami. Vôla medzi piestom a vložkou valca sa merala listovými mierkami k tomuto účelu prispôbenými. Meralo sa zo spodnej časti, t.j. vo vzdialenosti 95 mm od horného okraja vložky valca. Opoťrebovanie vložiek sa previedlo dutinovým indikátorom vo vzdialenosti 20 mm od horného okraja vložky.

VÝSLEDKY A ZHODNOTENIE

Z traktorov pristavených do opravovní, ktoré boli v prevádzkovom stave, boli vymontované motory a boli pripojené k hydraulikej brzde DPX-4 za účelom zistenia hlavných technicko-exploatačných vlastností motora.

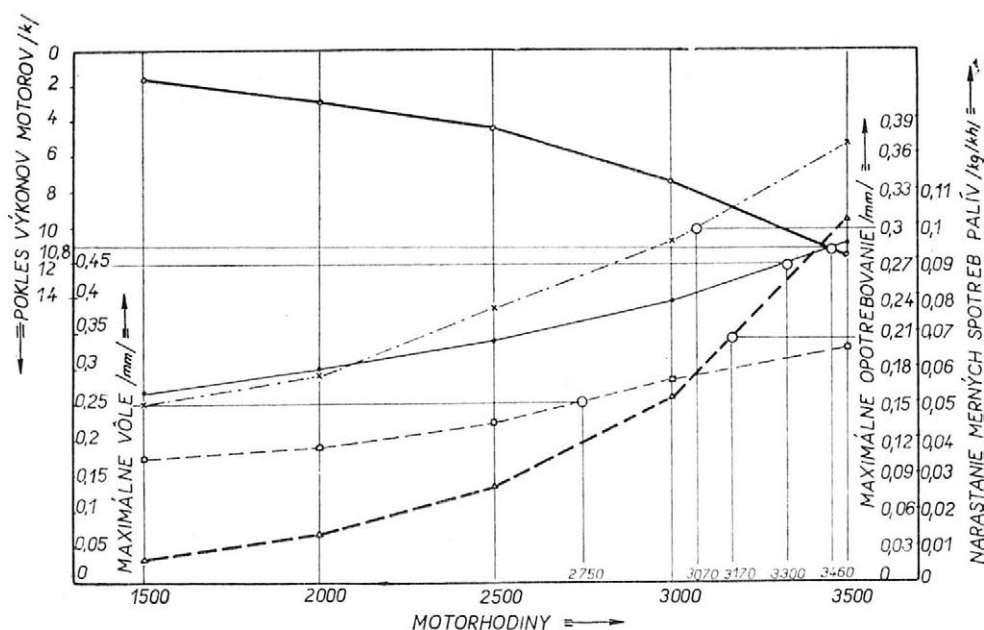
Namerané hodnoty z jednotlivých skupín motorov Zetor 3001, získané na hydraulikej brzde pri prvom a druhom skúšaní v závislosti od motorhodín, sú uvedené v tab. I. Namerané veličiny, ako je sila zaťaženia brzdy F (kp),



1. Graf stredných experimentálnych výsledkov poklesu výkonov motorov, narastania merných spotrieb palív, opotrebovania valcov, vôle medzi 1. tesniacimi krúžkami a drážkami piestov a vôle medzi piestami a vložkami v závislosti na prevádzkovej dobe (I. preskúšanie)

Legenda k obrázku 1 aj k obrázku 2

- pokles výkonov motorov
- .-.- maximálne opotrebovanie vložiek
- - - maximálne vôle medzi 1. tesniacimi krúžkami a drážkami piestov
- maximálne vôle medzi piestami a vložkami valcov
- - - narastanie merných spotrieb palív



2. Graf stredných experimentálnych výsledkov poklesu výkonov motorov, narastania merných spotreb palív, opotrebovania valcov, vôle medzi 1. tesniacimi krúžkami a drážkami piestov a vôle medzi piestami a vložkami v závislosti na prevádzkovej dobe (II. preskúšanie)

spotreba paliva Q (cm^3), tlak barometrický p_o (torr) a teplota vzduchu v skúšobnej miestnosti t_1 ($^{\circ}\text{C}$), sú uvedené v dosiahnutých rozpätiach (minimálne a maximálne) a vo vypočítaných stredných hodnotách. Veličiny, ako je doba brzdenia t (s), otáčky brzdy (totožné s otáčkami motora n (ot min^{-1}) a teplota motora t ($^{\circ}\text{C}$), boli zvolené.

Vypočítané hodnoty z hodnôt nameraných pri motoroch Zetor 3001 sú uvedené v tab. II. Vypočítané veličiny, ako sú výkon motora P (k), redukovaný výkon motora P_r (k), krutiaci moment M_k (kpm), hodinová spotreba paliva Q (kg h^{-1}) a merná spotreba paliva g ($\text{kg k}^{-1} \text{h}^{-1}$), sú uvedené v rozpätiach minimálnych, maximálnych a v stredných hodnotách.

V tab. I, II a III „I. preskúšanie“ značí, že sa jedná o preskúšanie motorov v stave, v akom došli do opravy. Označenie „II. preskúšanie“ značí, že sa jedná o preskúšanie motorov po výmene vstrekovacieho čerpadla, vstrekovacích ventilov a nastavení rozvodového ústrojenstva, aby sa vylúčil vplyv palivového a rozvodového ústrojenstva.

Tab. III obsahuje zaznamenané a vypočítané tieto veličiny: pokles výkonov motorov (k), narastanie mernej spotreby palív ($\text{kg k}^{-1} \text{h}^{-1}$) maximálne opotrebovanie vložiek valcov (mm), maximálne vôle medzi 1. tesniacimi krúžkami a drážkami piestov (mm) a maximálne vôle medzi piestami a vložkami valcov (mm). Uvedené veličiny sú udávané v hodnotách stredných, minimálnych a maximálnych.

Na základe týchto výsledkov boli zostrojené grafy na obr. 1 a 2, z ktorých je možné odčítať pri akej dobe prevádzky motorov sa dosiahlo medzných veličín, ktoré ovplyvňujú technický stav pracovnej skupiny.

Medznej vôle 0,25 mm medzi 1. tesniacimi krúžkami a drážkami piestov sa dosiahlo v priemere po odpracovaní 2750 motorhodín.

Medznej vôle 0,45 mm medzi piestami a vložkami valcov sa dosiahlo v priemere po odpracovaní 3300 motorhodín.

Medzného opotrebovania vložiek valcov 0,3 mm se dosiahlo v priemere po odpracovaní 3070 motorhodín.

Navrhnutého medzného výkonu motora 20 koní sa dosiahlo po prvom preskúšaní v priemere po odpracovaní 3030 motorhodín a po druhom preskúšaní po odpracovaní 3460 motorhodín.

Navrhnuitej medznej mernej spotreby palív $0,263 \text{ kg k}^{-1} \text{ h}^{-1}$ sa dosiahlo po prvom preskúšaní v priemere po odpracovaní 2920 motorhodín a po druhom preskúšaní po odpracovaní 3170 motorhodín.

Pri medznej vóli 0,25 mm medzi 1. tesniacimi krúžkami a drážkami piestov bol v priemere výkon motorov nameraný 21,1 k, čo predstavuje pokles o 31 % oproti výkonu nového motora. Merná spotreba paliva bola nameraná $0,255 \text{ kg k}^{-1} \text{ h}^{-1}$, čo predstavuje zvýšenie o 30 % oproti novému motoru. Pri tých istých motoroch však po úprave palivového systému a zoradení rozvodového ústrojenstva bol v priemere výkon nameraný 25,1 k, čo predstavuje pokles iba o 18 % oproti výkonu nového motora. Merná spotreba paliva bola nameraná $0,234 \text{ kg k}^{-1} \text{ h}^{-1}$, čo predstavuje zvýšenie iba o 20 % oproti novému motoru.

Z nameraných výsledkov jasne vyplýva, že pokles výkonov motorov a nárast merných spotreb palív silne ovplyvňuje nesprávne nastavený palivový a rozvodový systém. Zlepšenie tohoto stavu je možné riešiť uplatnením preventívnych údržieb a opráv na základe diagnosticky zdôvodnenej potreby. Zavedenie diagnostiky prinesie značné úspory na prevádzkových nákladoch, najmä preto, že umožní vo väčšej miere využiť variabilitu fyzickej životnosti jednotlivých skupín.

Na základe nameraných výsledkov v prevádzkových podmienkach Východoslovenského kraja ako aj urobených rozborov vyplýva, že motory Zetor 3001 môžu bez opravy pracovnej skupiny piest — valec pracovať v priemere 2750 motorhodín. Vychádza to približne u doterajšieho platného systému údržieb a opráv pri technickej údržbe IV. stupňa, avšak v poradí druhej. Výsledky platia iba pre motory, ktoré nepoužili renovované vložky.

Zavedením navrhnutého medziopravárskeho obdobia do praxe sa zaistí úspora úzkoprofilových náhradných dielov, predĺži sa doba životnosti, a tým sa znížia celkové náklady na opravy.

Literatúra

- ARTEMIEV J. N., 1964, Technicko-ekonomičeskije osnovy remonta. Mechanizacija i elektrifikacija 3.
- FOMIN J. V., STEPANOV P. L., SVENOVSKIJ P. J., 1959, Pokazateli sovremennych traktornych dvigatelej. Traktory i selchozmašiny 7.
- NITSCKE K., 1963, Technologija i organizacija sel'skochozjajstvenno-proizvodstva u Germanskoj demokratičeskoj respubliky. Zborník referátov zo zasadnutia členských zemí RVHP o poľnohosp. opravárstve. GOSNITI Moskva.
- SALANCI J., 1969, Opotrebovanie a životnosť pracovnej skupiny piest — valec pri motoroch traktorov DT-54, zisťované v prevádzkových podmienkach Východoslovenského kraja. Acta technologica agriculturae. Nitra, III: 163-172.
- SALANCI J., 1971, Stanovenie periodicity opráv motorov traktorov v prevádzkových podmienkach Východoslovenského kraja. Výskumná zpráva, VŠV Košice.

- VELIČKIN I. N., 1958, Iznosostojkost traktorných dizelej DT-54. Traktory i sel'choz-mašiny 6.
- VELIČKIN I. N., ZUBIJETOVA M. P., MOROZOV P. N., 1968, Metodika usskorennoj ocenki dolgovečnosti traktorných dvigatelej. Traktory i sel'chozmašiny 7.
- ZUBIJETOVA M. P., VELIČKIN I. N., 1960, Uskorennyje ispitaniya traktorných dvigatelej na abrazivnoje iznošivanie. Traktory i sel'chozmašiny 9.
- , —, ČSN 30 2008.

Došlo dne 25. 8. 1972

САЛАНЦИ Я. (Сельскохозяйственный институт, Нитра, Чехословакия). Определение промежуточного периода между ремонтами двигателей в эксплуатационных условиях. Zem. technika 19 (4) : 233-241, 1973.

Новая концепция специализации ремонтных работ у тракторов в зависимости от агрегатов требует установления промежуточного периода между ремонтами отдельных агрегатов. Межремонтный период у двигателей тракторов Зетор 3001, 3511, которых в настоящее время в СССР насчитывается 5550 штук, составляет в среднем по 2750 моточасов. Это время было установлено на основе предельного зазора 0,25 мм между 1. прокладочными кольцами и канавками поршневого кольца. При этом предельном зазоре мощность составляла 21,1 л.с., а удельная затрата топлива 0,255 кг/л.с./час. С этими же двигателями, однако, после исключения влияния плохого технического состояния топливной и распределительной системы, мощность составляла 25,1 л.с., а удельная затрата топлива 0,234 кг/л.с./час. Результаты были достигнуты на основе измерения 100 двигателей, которые в зависимости от длительности эксплуатации были разделены на 5 классов, характеризующихся диапазоном отработанных моточасов от 1400 до 3600. Результаты показали, что понижение мощности двигателей и возрастание удельной затраты топлива сильно зависит от неправильно регулируемой топливной и распределительной системы. Улучшения этого положения можно достигнуть при помощи предварительных ремонтных работ на основе диагностики обусловленной потребности. Диагностика позволит в большей степени использовать вариантность физической долговечности отдельных двигателей. Методику определения межремонтного периода можно использовать и для других типов применяемых у нас двигателей.

двигатель внутреннего сгорания; поршень; цилиндр; топливная система; распределительная система

SALANCI J. (University of Agriculture, Nitra, Czechoslovakia). *The Determination of the Inter-Repair Time of the Engines under Operational Conditions*. Zem. technika 19 (4) : 233-241, 1973.

The new conception of the specialization of tractor repairing according to aggregates requires the knowledge of the inter-repair time of the different aggregates. The inter-repair time of the engines of the Zetor 3001 and 3511 tractors is about 2750 engine hours, on the average. At present, there are 5550 tractors of the mentioned marks in Slovakia. The average inter-repair time was derived from the limit clearance of 0.25 mm. between the first sealing rings and the piston grooves. At this limit clearance the power was 21.1 HP and the specific consumption of fuel was 0.255 kg k⁻¹ h⁻¹. In the same engines, unaffected by a bad condition of the fuel assembly and distribution system, the power was 25.1 HP and the specific fuel consumption was 0.234 kg k⁻¹ h⁻¹. The results were obtained on the basis of the measurement of 100 engines in five classes, according to the time of use. The classes were characterized by the engine-hours of operation ranging from 1400 to 3600. As indicated by the results, a decrease of the engine power and an increase of the specific fuel consumption may be due, to a considerable degree, to bad adjustment of the fuel assembly and distribution system. These problems can be removed on the basis of preventive maintenance and repairing, after a proper diagnostic determination of the requirement for such measures. To a larger degree, the diagnostic service will provide for the use of the variability of the physical life of different engines. The method of the determination of the inter-repair time can be used also for other types of engines used in Czechoslovakia.

combustion engine; piston; cylinder; fuel system; distribution system

SALANCI J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra, Tschechoslowakei). *Bestimmung der Zwischenreparaturzeit von Motoren in Einsatzbedingungen*. Zem. technika 19 (4) : 233-241, 1973.

Die neue Konzeption der Spezialisierung bei der Durchführung von Schlepperreparaturen entsprechend den Aggregaten verlangt die Kenntnis der Zwischenreparaturzeit von einzelnen Aggregaten. Die Zwischenreparaturzeit der Motoren von Schleppern Zetor 3001 und 3511, die zur Zeit in der Slowakischen SR in der Anzahl von 5550 Stück vorhanden sind, ergibt sich im Durchschnitt auf je 2750 MotPS. Diese Zeit wurde von dem Grenzspiel von 0,25 mm zwischen 1. Dichtungsringen und Kolbennuten gewonnen. Bei diesem Grenzspiel war die Istleistung 21,1 PS und der spezifische Kraftstoffverbrauch $0,255 \text{ kg PS}^{-1} \text{ h}^{-1}$. Bei denselben Motoren, jedoch nach dem Ausschließen der Beeinflussung durch den schlechten technischen Zustand des Kraftstoff- und Steuerungssystems war die Istleistung 25,1 PS und der spezifische Kraftstoffverbrauch $0,234 \text{ kg PS}^{-1} \text{ h}^{-1}$. Die Ergebnisse wurden aufgrund der Messung von 100 Motoren erzielt, die je nach der Einsatzdauer in 5, durch den Bereich der geleisteten Motor-Pferdestärkestunden von 1400 bis 3600 gekennzeichneten 5 Klassen eingeteilt wurden. Die Ergebnisse lassen erkennen, daß die Senkung der Motorleistungen und Aufstieg der Kraftstoffmeßverbräuche durch das unrichtig eingestellte Kraftstoff- und Steuerungssystem stark beeinflußt wird. Die Verbesserung dieses Zustandes kann durch Anwendung von vorbeugenden Instandhaltungs- und -setzungsmaßnahmen aufgrund des diagnostisch begründeten Bedarfes gelöst werden. Die Diagnostik wird gestatten, in höherem Maße die Variabilität der physischen Lebensdauer von Einzelmotoren auszunützen. Die Methodik der Bestimmung des Einzelmotoren auszunützen. Die Methodik der Bestimmung der Zwischenreparaturzeit kann auch für sonstige bei uns gebräuchliche Motortypen angewandt werden.

Verbrennungsmotor; Kolben; Zylinder; Kraftstoffsystem; Steuerungsgetriebe

Adresa autora:

Ing. Ján Salanci, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, mechanizačná fakulta, 949 67 Nitra

Upozorňujeme čtenáře, že číslo 6 časopisu

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

bude věnováno otázkám mechanizace pěstování sklizně a zpracování brambor a budou v něm uveřejněny následující články:

V i š i n s k ý J.: Problematika specializace výroby brambor v ČSR

S e d l á k J.: Progresivní pracovní postupy při pěstování a sklizni stolních brambor

F i š e r Z.: Zavádění progresivních manipulačních metod do toků zemědělských materiálů

H a n o u s e k B.: Vliv rostlinných příměsí v separované směsi na činnost prosévacího ústrojí sklizeče brambor

B ř e č k a J.: Mechanické poškození brambor při sklizni

S k u p i n J.: Pestovanie zemiakov na šírku riadkov 75 cm pri využití ťažšej mechanizácie

K y d l í č e k J.: Zhodnocení základních technologií průmyslového loupání brambor

TRANZISTOROVÝ PRÍSTROJ NA MERANIE ČASU PRI POĽNOHOSPODÁRSKÝCH PRACOVNÝCH OPERÁCIÁCH

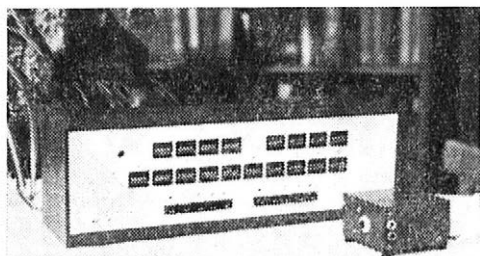
Racionalizácia výrobných programov si vyžaduje dokonalý časový súlad pracovných operácií. Z toho dôvodu musíme poznať presné časové snímky jednotlivých pracovných operácií, čo umožní vypracovanie efektívnejších pracovných postupov. Doteraz sa merali pracovné operácie v poľnohospodárstve výhradne pomocou stopiek. Pri použití stopiek v zložitejších operáciách vznikali chyby pri odčítavaní časov, čo znamenalo chyby pri konečnom vyhodnotení nameraných hodnôt. Tento spôsob bol pomerne pracný, pretože hlavne pri zložitejších časových snímkach (meraných viac operácií súčasne) bol na obsluhu potrebný väčší počet pracovníkov a stopiek. Aj tak sa stávalo, že sa niektoré operácie nestačili zvládnuť. Pokiaľ boli stopky so šesťdesiatinovým delením, bolo potrebné časy prepočítavať na stotínové delenie, kvôli jednoduchšiemu matematickému vyhodnocovaniu. Samozrejme taktiež počet operácií bolo nutné zapisovať pri každom dielčom čase.

Na VÚPT bol vyvinutý a zhotovený tranzistorový prístroj MČ-1 (obr. 1), ktorý sa dá použiť i pri meraní zložitých operácií. Kapacita merača času MČ-1 umožňuje okamžite merať dva celkové časy, ďalších 8 dielčích časov a zároveň zaznamenáva počet operácií. Je ním možné merať súčasne dva nezávislé časové snímky a použiť ho za každých podmienok. Pri meraní časových snímkov prístrojom MČ-1 sa ušetrí 4 pracovné sily, pri zložitejších aj viac. Práca s ním je veľmi jednoduchá, pohodlná a dá sa s ním merať v rôznych polohách. Na obsluhu stačí jedna osoba. Jeho prednosť je v tom, že prístroj MČ-1 je ľahký

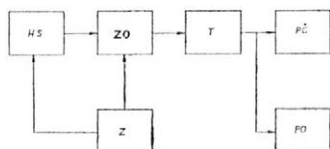
a môžu s ním pracovať aj ženy. Farebná povrchová úprava predného panelu zabezpečuje dokonalý prehľad i pri rýchlom striedaní sa meraných operácií. Vyhodenie časových snímkov pomocou tohoto prístroja sa urýchli niekoľkokrát oproti doterajšiemu spôsobu.

POPIS PRÍSTROJA MČ-1

Pulzy sú odobrané z hodinového stroja pomocou fotodiódy a privádzané na trojstupňový tranzistorový zosilovač (obr. 2). Na obr. 3 je doštička tlačenej spojov zosilovača s rozmiestnením súčiastok. V poslednom tranzistore je ako zapažovací odpor zapojené mikrorelé, ktoré spína vo frekvencii 100 kmitov za minútu a privádza jednosmerné napätie 12 V cez tlačítka do elektromagnetických počíta-

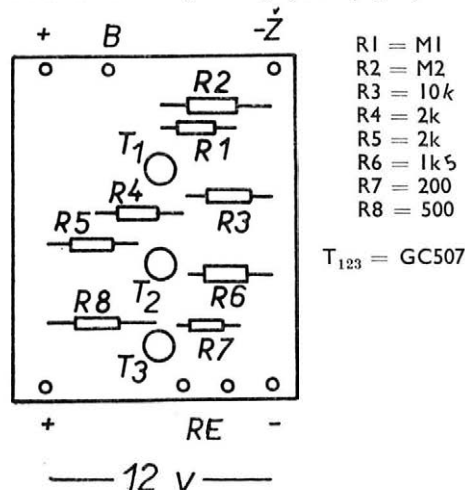


1. Celkový pohľad na tranzistorový prístroj na meranie času MČ-1



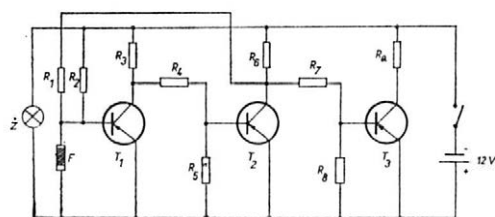
2. Blokové schéma prístroja MČ-1
 HS — hodinový stroj; ZO — zosilovač;
 T — tlačítka; PČ — počítačlá času; PO — počítačlá operácií; Z — interný, externý zdroj

diel. Prístroj MČ-1 je možné napájať striedavým napätím zo siete 220 V, ktoré sa usmerňuje kremíkovým usmerňovačom na 12 V, prípadne z batérie 12 V. Stabilizovaný zdroj je zapojený tak,



3. Doska zo strany súčiastok

$R1 = M2$; $R2 = M1$; $R3 = 10k$; $R4 = 2k$; $R5 = 2k$; $R6 = 1k5$; $R7 = 200$; $R8 = 100$; $T_{123} = GC507$



4. Elektrické schéma zosilovača

Jozef Mrva

Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, Rovinka, 900 42 Nové Košariská

že je ho možné použiť ako nabíjačku externých zdrojov, ktoré sa počas dňa vybili (obr. 4).

Technické údaje

Rozmery: 500 X 150 X 150

Váha: 4,60 kg

Napájanie: 12 V-

Spotreba: 1 A

Po ročných skúškach v rôznych prevádzkových podmienkach konštatujeme, že prístroj MČ-1 pracoval bez porúch a spĺňa všetky nároky naň kladené. Konštrukcia prístroja umožňuje zmenu počtu sledovaných údajov. Zvýšením počtu počítadiel a príslušných tlačítek sa dá podľa požiadaviek spotrebiteľa zostaviť vhodná kombinácia celkových a dielčích časov a merania počtu operácií, samozrejme s úmernou zmenou vonkajších rozmerov prístroja. Táto možnosť bola využitá pri stavbe ďalších dvoch prístrojov na meranie času. Prístroj MČ-2 má dva celkové a 14 dielčích časov, prístroj MČ-3 umožňuje merať jeden celkový a 14 dielčích časov. Tranzistorový prístroj na meranie času je vhodný nielen na meranie času pracovných operácií v poľnohospodárstve, v priemysle, výskumných ústavoch hlavne ekonomického smeru, ale všade tam, kde sa mera čas pri pracovných operáciách a normovaní.

Vzhľadom na zefektívňovanie výroby a prevádzkanie časových snímkov pracovných operácií nadobúda tranzistorový prístroj MČ-1 na meranie času stále väčší význam a uplatnenie v poľnohospodárskej praxi.

Dokumentálny materiál k tomuto prístroju sa nachádza v oddelení meracej techniky VÚPT Rovinka.

OBSAH

Grečenko A.: Průjezdnost a tahové vlastnosti vozidel v měkkém terénu	181
Vorlíček J.: Funkční rozbor mechanismu přepravy materiálu otáčivým ramenem	195
Štefl Z., Doležal O.: Korozivní vlastnosti prostředí slepičího trusu na konstrukční materiál	205
Zacharda F.: Doprava trusu závitovkovým dopravníkom	217
Hašek A., Kotry J.: Skupinové chomútové viazanie pre krátke stojiská	227
Salanci J.: Stanovenie medziopravárskej doby motorov v prevádzkových podmienkach	233
Nové metódy	
Mrva J.: Tranzistorový prístroj na meranie času pri poľnohospodárskych pracovných operáciach	243

СОДЕРЖАНИЕ

Греченко А.: Проходимость и тяговые свойства внедорожных транспортных средств (193). — Ворличек Й.: Функциональный анализ механизма транспортировки материала при помощи поворотного плеча (203). — Штефл З., Долежал О.: Коррозионные свойства среды куриного помета и его влияние на конструкционный материал (216). — Захарда Ф.: Транспортировка помета шнековым транспортером (224). — Гаšek А., Котры Я.: Групповое хомутное привязывание для кратких стойл (231). — Саланци Я.: Определение промежуточного периода между ремонтами двигателей в эксплуатационных условиях (241).

CONTENT

Grečenko A.: Off-the-road Mobility and Tractive Properties of Vehicles on Soft Terrain (193). — Vorlíček J.: The Functional Analysis of the Mechanism of the Transport of Material with a Turning Boom (203). — Štefl Z., Doležal O.: The Corrosive Effect of the Poultry Dung Environment on the Building Material (216). — Zacharda F.: The Transport of Droppings by a Screw Conveyor (224). — Hašek A., Kotry J.: Group Yoke Stanchions for Short Stalls (232). — Salanci J.: The Determination of the Inter-Repair Time of the Engines under Operational Conditions (240).

INHALT

Grečenko A.: Geländegängigkeit und Zugeigenschaften von Fahrzeugen auf weichem Gelände (194). — Vorlíček J.: Funktionsanalyse des Mechanismus der Materialbeförderung mittels des Schwenkarmes (204). — Štefl Z., Doležal O.: Auswirkungen der korrosiven Eigenschaften des Hennenkotanfalls auf das Konstruktionsmaterial (216). — Zacharda F.: Kotbeförderung mit einer Förderschnecke (225). — Hašek A., Kotry J.: Gruppenhalsbandbindung für Kurzstände (232). — Salanci J.: Bestimmung der Zwischenreparaturzeit von Motoren in Einsatzbedingungen (241).

TABLE DES MATIÈRES

Grečenko A.: Capacité de franchissement et propriétés de traction des véhicules dans un terrain mou (Res. An/193, Al/194). — Vorlíček J.: Analyse fonctionnelle du mécanisme du transport du matériel à l'aide du bras pivotant (Res. An/203, Al/204). — Štefl Z., Doležal O.: Influence des propriétés corrosives du milieu des excréments de poules sur le matériel des constructions (Res. An, Al/216). — Zacharda F.: Transport des excréments à filets (Res. An/224, Al/225). — Hašek A., Kotry J.: Attaches de colier en groupe pour les stalles courtes (Res. An, Al/232). — Salanci J.: Détermination du temps entre les réparations des moteurs dans les conditions d'exploitation (Res. An/240, Al/241).

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 22, 120 00 Praha 2.