

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

2

ROČNÍK 33 (LX)
PRAHA
ÚNOR 1987
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

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

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

OBSAH

Kvasňovský T., Jech J.: Konštrukcia plniaceho zariadenia zberacieho návěsu a jej vplyv na prácu návěsu	65
Vraný Z.: Vliv konstrukčních a provozních parametrů žacího stroje na spotřebu nafty	75
Saidl M.: Samočinné zakládání kolejových meziřádků při seti	85
Opáth R.: Analýza potreby času pri kŕmení hovädzieho dobytku linkou strojov so žlabovými dopravníkmi	97
Šesták J., Sklenka P., Škulavík L., Markovič R.: Statická stabilita a svahová dostupnosť horskej kosačky MT 8-046 SP2-212 a samojazdného zberacieho voza MT 6-063 ASN-055	105
Zemědělská technika v zahraničí	
Šťastný M.: Vysokotlaké lisy na obří hranolové balíky	123

СОДЕРЖАНИЕ

Кваснёвски Т., Ех Я.: Конструкция загружающего устройства полуприцепа-подборщика и ее влияние на работу полуприцепа	73
Браны З.: Влияние конструктивных и эксплуатационных параметров жатки с трактором на расход нефти	83
Сайдл М.: Автоматическая прокладка проездных междурядий при севе	94
Опат Р.: Анализ затраты времени на кормление крупного рогатого скота в условиях машинной линии с желобчатыми транспортерами	103
Шестак Й., Склєнка П., Шкулавик Л., Маркович Р.: Статическая стабильность и способность работать на склонах горной косилки MT 8-046 — SP2-212 и самоходной подборочной машины MT 6-063 ASN-055	122

CONTENTS

Kvasňovský T., Jech J.: Construction of the Filler of Loader Wagon and its Influence on the Wagon Operation	73
Vraný Z.: The Effect of the Design and Operation Parameters of the Tractor — Mower Combination on Diesel Oil Consumption	83
Saidl M.: Automatic Setting of Tramlines during Sowing	94
Opáth R.: Analysis of Time Requirement for Cattle Feeding by a Machine Line with Trough Conveyers	104
Šesták J., Sklenka P., Škulavík L., Markovič R.: Static Stability and Slope Performance of Hillside Reaper MT 8-046 — SP2-212 and Self-propelled Self-Loading Vehicle MT 6-063 ASN-055	122

KONŠTRUKCIA PLNIACEHO ZARIADENIA ZBERACIEHO NÁVESU A JEJ VPLYV NA PRÁCU NÁVESU

T. Kvasňovský, J. Jech

KVASŇOVSKÝ, T. — JECH, J. (Strojová a traktorová stanica, Nové Mesto nad Váhom; Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Konštrukcia plniaceho zariadenia zberacieho návesu a jej vplyv na prácu návesu*. Zeméd. Techn., 33, 1987 (2) : 65-74.

Dôležitým faktorom pre posúdenie efektívnosti práce zberacích návesov je náročnosť na príkon, ktorý poháňa pracovné orgány strojov. Preto sme sledovali vplyv niektorých konštrukčných prevedení na odoberaný príkon pri rôznych zberaných materiáloch. V praxi sme overovali refazové plniace zariadenie a bubnové plniace zariadenie zberacích návesov. Zberaný materiál bol v procese plnenia návesu porezaný až 23 nožmi. V príspevku sme chceli ukázať základný vplyv konštrukčných a fyzikálnych vlastností na prácu návesov, ktoré sa v súčasnosti overujú v našom poľnohospodárstve.

plniace zariadenie; konštrukcia čela; bubnový systém; refazový systém; priechodnosť; odoberaný príkon; počet nožov rezacieho zariadenia

Zberacie návesy sú dnes nezastupiteľným zberovým zariadením pri zbere krmovín. Výroba zberacích návesov značne prekročila plánované počty zo 60-tych rokov. Len na STS, n. p., Nové Mesto nad Váhom bolo vyrobených viac ako 10 000 návesov typu NTVS-4.

P u n č o c h á ě (1983) tvrdí, že so zväčšovaním podielu výroby sena a v snahe znížiť mernú energiu na rezanie ako veľmi perspektívna sa javí koncepcia zberacích návesov s rezacím ústrojenstvom o väčšom počte nožov.

Ak sa ukáže toto riešenie ako vhodné aj pre spôsoby konzervácie zavädnutých krmovín senážovaním, zníži sa spotreba energie na rezanie o 50 i viac percent v porovnaní s exaktnými rezačkami. I s e n s e e a B a l h o r n (1981) okrem mnohých iných výhod v používaní zberacích návesov uvádzajú menšie straty počas zberu než pri použití rezačiek, u ktorých sú straty vyfukovaním späť na pole mimo dopravného priestriedku oveľa vyššie. Na celkovú efektívnosť práce zberacieho návesu značne vplýva konštrukčné prevedenie jeho jednotlivých pracovných častí. Najdôležitejším zariadením je plniace zariadenie. V poslednom období sa všetky popredné zahraničné firmy zameriavajú na konštrukciu refazového a rotačného bubnového plniaceho zariadenia s väčším počtom nožov. Pre posúdenie celkovej efektívnosti práce treba zohľadniť viacero hľadísk. Funkcia plniaceho zariadenia je do značnej miery ovplyvnená druhom zberacieho zariadenia (ťahané, tlačené), druhom zberanej krmoviny a systémom rezania. Musí sa zvoliť taká konštrukcia,

ktorá bude najlepším kompromisom z hľadiska kvality a ekonomiky práce zberacieho návěsu pre prevládajúci druh zberanej krmoviny.

MATERIÁL A METÓDY

OPIS POUŽITÉHO ZARIADENIA

V STS Nové Mesto nad Váhom boli v rámci vývoja zberacích návěsov vyrobené funkčné modely a prototypy zberacích návěsov s refazovým plniacim zariadením a s bubnovým plniacim zariadením. Schémy zariadenia sú na obr. 10 a obr. 11. Refazové plniace zariadenie bolo skonštruované s ťahaným zberacím zariadením. Má 16 stacionárnych nožov. Bubnové plniace zariadenie je skombinované s tlačným zberacím zariadením, má 23 stacionárnych nožov.

MERANÝ MATERIÁL

Skúšky sa uskutočnili na slame s vlhkosťou 17 až 19 % po zbere obilným kombajnom E 512. Ďalej bol použitý zavádzaný materiál na seno a senáž v rozsahu vlhkosti 20 % až 60 % pri riadku vytvorenom zhrňovačom a pri riadku zhrabanom z dvojnásobnej šírky.

VLASTNÉ MERANIA

Merania prebiehali v JRD Bošáca a JRD Bzince pod Javorinou v okrese Trenčín v spolupráci s VÚPT Rovinka. Na zisťovanie energetickej náročnosti sme použili meraciu aparatúru RIKADENKI. Na zisťovanie priechodnosti sme používali bežné prostriedky metrológie a zhotovený profilomer riadku.

Merania sme sústredili na zistenie príkonu potrebného k naloženiu materiálu do nadstavby počas plnenia nadstavby zberaným materiálom. Svahovitost terénu neprekročila 4°. Nebol zisťovaný príkon potrebný na pohyb súpravy po poli.

VYHODNOCOVANIE VÝSLEDKOV

Priechodnosť (hmotný tok) stanovíme podľa známeho vzťahu

$$q_{11} = \frac{G_m}{T_{11}} \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

kde: G_m — hmotnosť materiálu, ktorý prešiel plniacim ústrojenstvom (kg)

T_{11} — čas, v ktorom prešiel materiál G_m plniacim ústrojenstvom návěsu (s)

Príkon stanovíme podľa známeho vzťahu

$$P = \frac{M_k \cdot n}{9557} \quad (\text{kW})$$

kde: M_k — krútiaci moment meraný na vývodovom hriadeli traktora (Nm)

n — otáčky merané na prívodovom hriadeli návěsu (min^{-1})

Výsledky sme vyhodnotili aproximácnou metódou súčtu najmenších štvorcov odchýliek na počítači SPU 800/TNS.

Jednotlivé závislosti sme riešili podľa rovnice priamky $Y = A + Bx$ a rovnice paraboly $y = A + Bx + Cx^2$. Jednotlivé body v grafoch sú priemerom z piatich meraní.

VÝSLEDKY

Odoberaný príkon je závislý od viacerých faktorov. Všeobecne možno tvrdiť, že

$$P = f(i_r)$$

$$P = f(q)$$

kde: P — odoberaný príkon (kW)
 i_r — počet nožov v plniacom kanáli (ks)
 q — priechodnosť (kg · s⁻¹)

alebo

$$P = f(\Sigma K; \Sigma O; \Sigma Z)$$

kde: ΣK — súhrn konštrukčných vlastností — počet nožov, otáčky plniaceho zariadenia, uhol nastavenia nožov v plniacom kanáli, kinematika zberacieho zariadenia a pod.

ΣO — súhrn technologických vplyvov — pojazďová rýchlosť, spôsob jazdy súpravy, správnosť plnenia nadstavby a pod.

ΣZ — súhrn fyzikálnych a mechanických vlastností zberanej krmoviny, vlhkosť, dĺžky stebľa, objemová hmotnosť, hmotnosť 1 bm riadku krmoviny a pod.

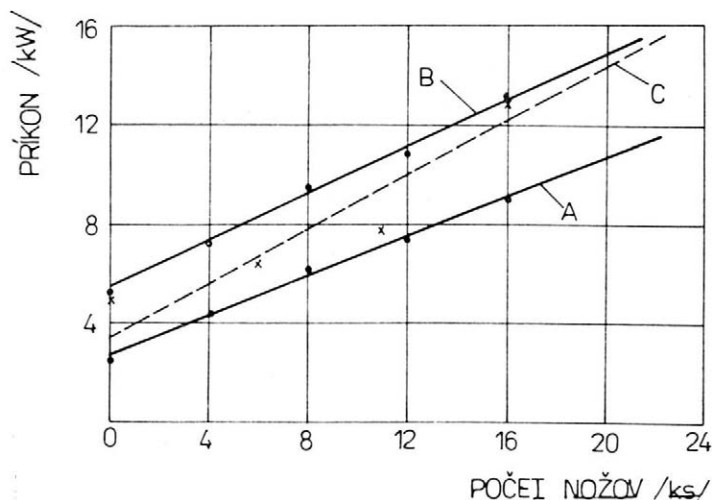
Rovnice zisťovaných závislostí sú uvedené v tab. I. Príkon na pohon pracovných častí úmerne narastal s postupným pridávaním počtu nožov do plniaceho kanála. Závislosť je znázornená na obr. 1 a 2.

I. Rovnice jednotlivých závislostí a ich štatistické hodnoty — Relations of the given relationships and their statistical values

Obrázok	Rovnica závislostí	Smerodajná odchýlka	Koeficient korelácie
1 A	$P = 2,54 + 0,40 i_r$	0,208	0,997
1 B	$P = 5,30 + 0,48 i_r$	0,158	0,999
1 C	$P = 3,59 + 0,55 i_r$	1,509	0,965
2 A	$P = 2,48 + 0,11 i_r$	0,144	0,984
2 B	$P = 4,36 + 0,37 i_r$	0,301	0,994
2 C	$P = 0,48 + 0,76 i_r$	4,238	0,879
3 A	$P = 1,61 + 0,15 q + 0,08 q^2$	0,416	0,993
3 B	$P = -1,08 + 1,92 q - 0,06 q^2$	0,770	0,987
3 C	$P = 3,17 + 0,02 q + 0,07 q^2$	1,236	0,909
4 A	$P = 3,49 - 0,04 q + 0,08 q^2$	0,224	0,998
4 B	$P = 11,19 - 3,11 q + 0,44 q^2$	0,753	0,992
5 A	$P = 1,91 + 0,59 q - 0,02 q^2$	1,287	0,644
5 B	$P = -7,23 + 4,34 q - 0,15 q^2$	0,241	0,998
5 C	$P = -2,19 + 4,14 q - 0,25 q^2$	3,029	0,853
6 A	$P = 4,24 - 2,12 q + 0,91 q^2$	0,897	0,854
6 B	$P = -1,08 + 1,92 q - 0,06 q^2$	0,770	0,987
6 C	$P = 5,71 + 12,72 q - 3,26 q^2$	2,875	0,834
9 A	$P = 3,39 + 0,87 q$	2,687	0,661
9 B	$P = 1,62 + 0,07 q$	0,993	0,921

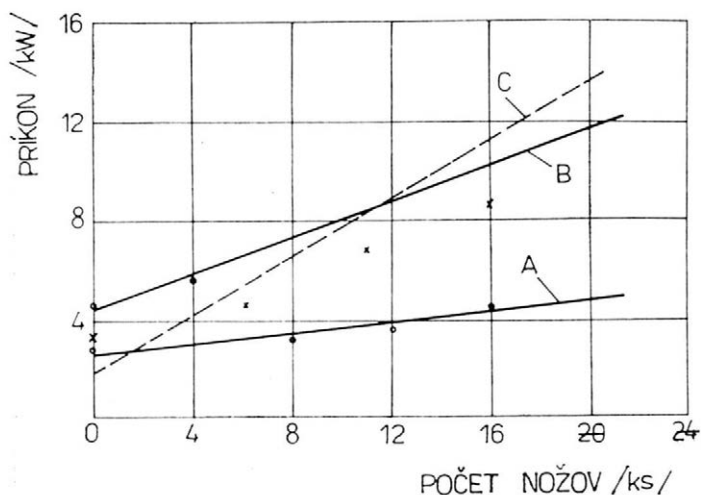
Na príkon pri určitom počte nožov má vplyv priechodnosť materiálu. Zrejmý je najmä nárast odoberaného príkonu pri plnom počte nožov a mohutnejšom riadku. Závislosti jednotlivých situácií sú znázornené na obr. 3—6.

Medzi konštrukčné prevedenia, ktoré vplyvajú na energetické ukazovatele, patrí aj spôsob vyhotovenia predného čela nadstavby nad plniacim kanálom. Zisťovali sme príkon u návesu s rovným čelom (obr. 7) a s oblúkovým predným čelom (obr. 8). Zaradených bolo všetkých 16 nožov reťazového plniaceho zariadenia.



1. Závislosť odoberaného príkonu od počtu nožov pre A — reťazové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 17 ‰, priechodnosť 3,5 kg.s⁻¹; B — reťazové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 17 ‰, priechodnosť 7,5 kg.s⁻¹; C — bubnové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 19,32 ‰, priechodnosť 2,6 kg.s⁻¹ — The dependence of input power on the number of knives for A — chain filler, straw with moisture content 17 ‰, throughput 3.5 kg.s⁻¹; B — chain filler, straw with moisture content 17 ‰, throughput 7.5 kg.s⁻¹; C — drum filler, straw with moisture content 19.32 ‰, throughput 2.6 kg.s⁻¹

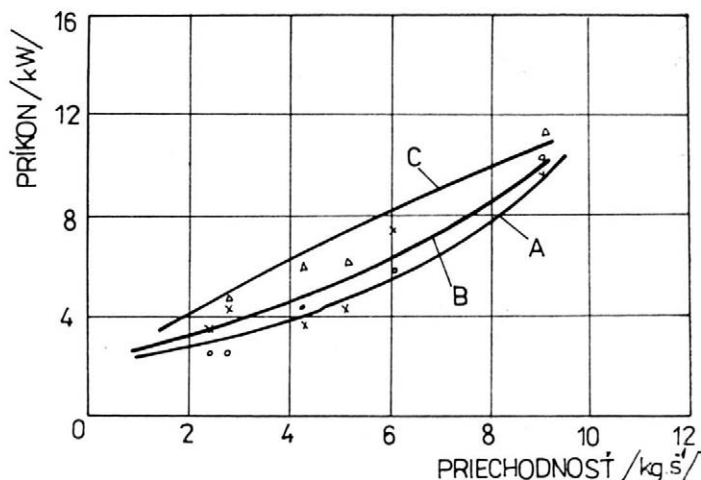
with moisture content 17 ‰, throughput 7.5 kg.s⁻¹; C — drum filler, straw with moisture content 19.32 ‰, throughput 2.6 kg.s⁻¹



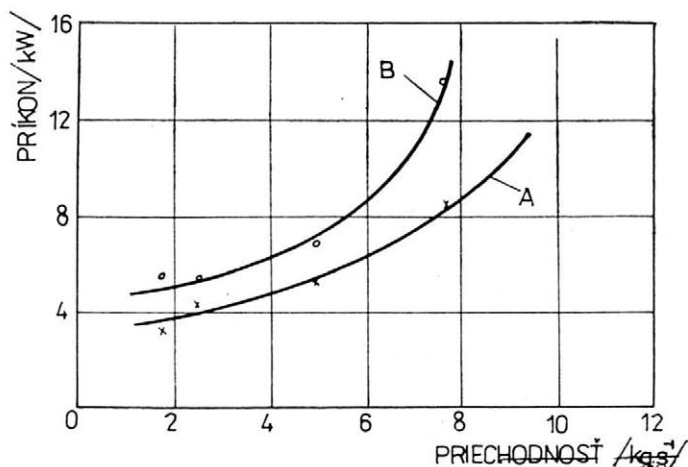
2. Závislosť odoberaného príkonu od počtu nožov pre A — reťazové plniace zariadenie, seno s vlhkosťou 31 ‰, priechodnosť 3,5 kg.s⁻¹; B — reťazové plniace zariadenie, seno s vlhkosťou 31 ‰, priechodnosť 6,8 kg.s⁻¹; C — bubnové plniace zariadenie, seno s vlhkosťou 59,14 ‰, priechodnosť 11,2 kg.s⁻¹ — The dependence of input power on the number of knives for A — chain filler, hay with moisture content 31 ‰, throughput 3.5 kg.s⁻¹; B — chain filler, hay with moisture content 31 ‰, throughput 6.8 kg.s⁻¹; C — drum filler, hay with moisture content 59.14 ‰, throughput 11.2 kg.s⁻¹

31 ‰, throughput 6.8 kg.s⁻¹; C — drum filler, hay with moisture content 59.14 ‰, throughput 11.2 kg.s⁻¹

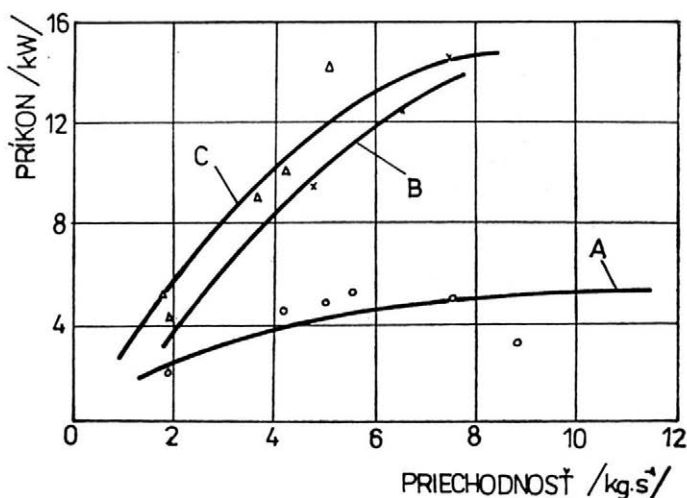
3. Závislosť odobraného príkonu od priechodnosti pre A — refazové plniace zariadenie, seno s vlhkosťou 20,04 %, bez nožov; B — refazové plniace zariadenie, seno s vlhkosťou 20,04 %, 8 nožov; C — refazové plniace zariadenie, seno s vlhkosťou 20,04 %, 16 nožov — The dependence of input power on throughput for A — chain filler, hay with moisture content 20.04 %, without knives; B — chain filler, hay with moisture content 20.04 %, 8 knives; C — chain filler, hay with moisture content 20.04 %, 16 knives

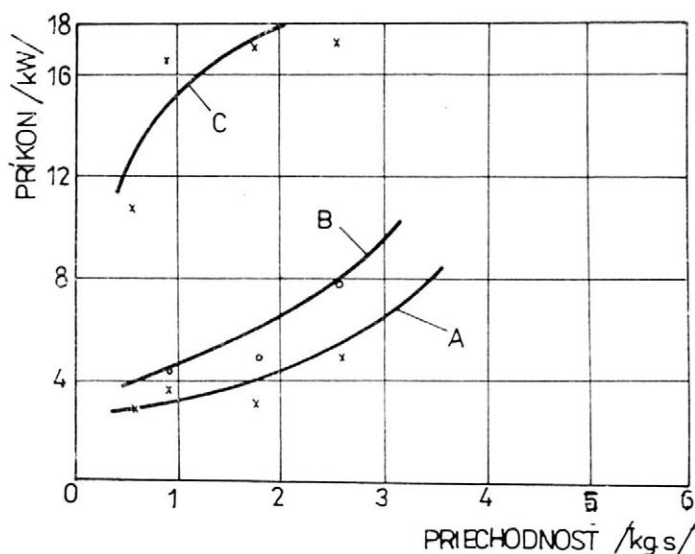


4. Závislosť odobraného príkonu od priechodnosti pre A — bubnové plniace zariadenie, seno s vlhkosťou 59,14 %, bez nožov; B — bubnové plniace zariadenie, seno s vlhkosťou 59,14 %, 11 nožov — The dependence of input power on throughput for A — drum filler, hay with moisture content 59.14 %, without knives; B — drum filler, hay with moisture content 59.14 %, 11 knives



5. Závislosť odobraného príkonu od priechodnosti pre A — refazové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 17 %, bez nožov; B — refazové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 17 %, 8 nožov; C — refazové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 17 %, 16 nožov — The dependence of input power on throughput for A — chain filler, straw with moisture content 17 %, without knives; B — chain filler, straw with moisture content 17 %, 8 knives; C — chain filler, straw with moisture content 17 %, 16 knives





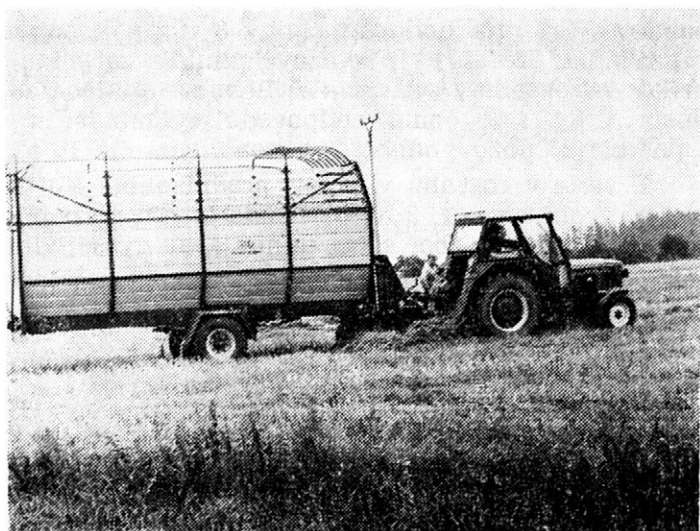
6. Závislosť odobraného príkonu od priechodnosti pre A — bubnové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 19 %, bez nožov; B — bubnové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 19 %, 11 nožov; C — bubnové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 19 %, 23 nožov — The dependence of input power on throughput for A — drum filler, straw with moisture content 19 %, without knives; B — drum filler, straw with moisture content 19 %, 11 knives; C — drum filler, straw with moisture content 19 %, 23 knives



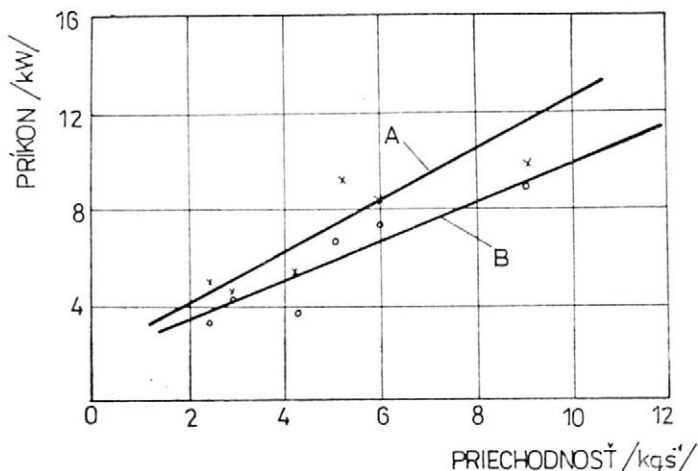
7. Zberací náves s rovným predným čelom — Loader wagon with the flat body front

Rozdiel v konštrukcii predného čela a jeho vplyv na energetickú náročnosť zberacieho návesu vidieť z obr. 9. Výsledky sú získané pri začiatku plnenia nadstavby.

8. Zberací náves s oblúkovým predným čelom
— Loader wagon with the arched body front



9. Závislosť odobraného príkonu od priechodnosti pre A — refazové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 17 ‰, rovné čelo (podľa obr. 7); B — refazové plniace zariadenie, slama s vlhkosťou 17 ‰, oblúkové čelo (podľa obr. 8)
— The dependence of input power on throughput for A — chain filler, straw with moisture content 17 ‰, flat body front (see fig. 7); B — chain filler, straw with moisture content 17 ‰, arched body front (see Fig. 8)



DISKUSIA

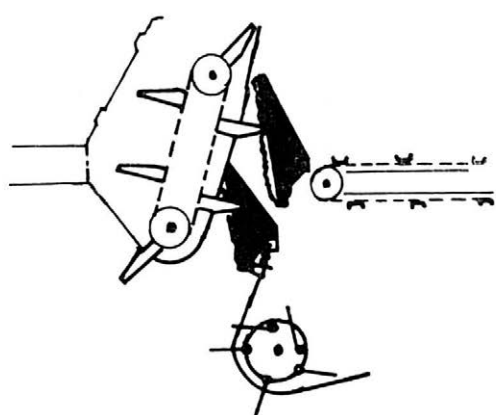
Overované plniace zariadenia sú v základných konštrukčných prvkoch podobné zariadeniam popredných zahraničných výrobcov zberacích návesov, ako sú: Pöttinger, Mengele, Claas a pod. Schéma refazového a bubnového zariadenia je na obr. 10 a 11.

K celkovému posúdeniu efektívnosti práce zariadenia z energetického hľadiska by bolo treba rozšíriť merania na viacero druhov materiálov s možnosťou meniť uhol rezu noža a tvaru jeho ostria. To však vyžaduje značný rozsah meraní, ťažko realizovateľný v základnom výskume. Napriek tomu, ako je zrejmé z obr. 1, obr. 5 a obr. 6, pre slamu v rozsahu vlhkostí predpísaných Kartou požiadaviek (1979) možno konštatovať, že k zberu slamy je vhodnejšie refazové plniace zariadenie ako

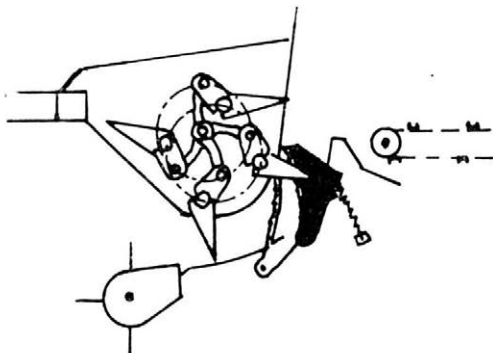
bubnové. Pri priechodnosti slamy $8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, čomu odpovedá výkonnosť v nakládke $28,8 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$, refazové plniace zariadenie s 16 nožmi odoberá príkon v rozsahu 13 až 14 kW. Bubnové plniace zariadenie pri priechodnosti $3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, čomu zodpovedá výkonnosť v nakládke $10,8 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ s počtom 23 nožov, odoberá príkon v rozsahu 15 až 16 kW.

U sena v rozsahu vlhkosti predpísanom Kartou požiadaviek (1979), ako je zrejmé z obr. 2 až 4, možno tvrdiť, že bubnové plniace zariadenie je vhodnejšie pre zber sena, najmä sena vyššej vlhkosti.

Možno konštatovať, že nárast príkonu na jeden nož u oboch zariadení sa pohybuje v rozmedzí 0,45 až 0,8 kW, čo je v súlade s hodnotou vyskytujúcou sa v literatúre.



10. Schéma refazového plniaceho zariadenia — Diagram of the chain filler



11. Schéma bubnového plniaceho zariadenia — Diagram of the drum filler

Z obr. 9 jasne vidieť výhodu konštrukcie oblúkového predného čela, ktoré napomáha postupnému uvoľňovaniu pozberaného materiálu do nadstavby návesu. Pri rovnom čele, ktoré používa najmä firma HEYWANG, sme zaznamenali vyššiu energetickú náročnosť.

ZÁVER

Merania ukázali, že nárast príkonu potrebného na pohon plniacich zariadení je z hľadiska konštrukčného prevedenia zariadení rôzny. Každý konštruktér zberacích návesov má možnosť voľiť druh plniaceho zariadenia.

Myslíme si, že k výrobe senáže naďalej treba venovať pozornosť zberacím návesom s väčším počtom nožov. Pri posudzovaní celkovej efektívnosti práce jednotlivých konštrukcií plniacich zariadení treba okrem energetického hľadiska brať do úvahy aj kvalitu práce (nízke straty), exploatačné ukazovatele, spoľahlivosť stroja a ekonomickú náročnosť konštrukčného prevedenia.

Literatúra

ISENSEE, E. — BALLHORN, U.: Kurzschnitt-ladewagen. Lohnunternehmen. Landforstwirtschaft, 36, 1981, č. 4, s. 210-215.

KARTA POŽADAVKŮ č. 83-02.2 pro sběrací traktorové návěsy. Praha, VÚZT 1979.

PUNČOCHÁŘ, Z.: Technika a mechanizace sklizně pícnin. In: Technika a mechanizace rostlinné výroby v 8. pétilce. Praha, ČAZ 1983, s. 16-26.

Došlo dňa 23. 4. 1986

KBACHĚVSKÍ, T. — EX, J. (MTC Нове Место над Вагом; Сельскохозяйственный институт, Нитра): *Конструкция загружающего устройства полуприцепа-подборщика и ее влияние на работу полуприцепа*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2) : 65-74.

Важным фактором для оценки эффективности работы полуприцепов-подборщиков является их подводимая мощность, которая приводит в действие рабочие органы машин. Поэтому мы прослеживали за влиянием некоторых конструкционных решений на потребность в подводимой мощности при разном подбираемом материале. Мы испытывали на практике цепные загружающие устройства и барабанные загружающие устройства полуприцепов-подборщиков. В процессе загрузки материал измельчался 23 ножами. Мы хотели показать в своей разработке влияния конструкции и физических свойств на работу полуприцепов, которые проходят испытания в нашем сельском хозяйстве.

загружающие устройства; конструкция торца; барабанная система; цепная система; проходимость; потребляемая мощность; количество резцов режущего устройства

KVASŇOVSKÝ, T. — JECH, J. (Machine and Tractor Station, Nové Mesto nad Váhom; University of Agriculture, Nitra): *Construction of the Filler of Loader Wagon and its Influence on the Wagon Operation*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2) : 65-74.

An important factor for evaluating the effectiveness of loader wagons is the demand for input power which drives the working parts of the machine. Therefore we studied the influence of several construction designs on the input power of the machine loading different materials. Chain and drum fillers of loader wagons were tested in practice. The loaded material was cut by up to 23 knives during the process of filling the wagon. The aim of this contribution is to point at the basic effect of constructional and physical properties on the operation of the loaders which are at present tested in Czechoslovak agriculture.

filler; construction of the body front; drum system; chain system; throughput; input power; number of knives of a cutting mechanism

KVASŇOVSKÝ, T. — JECH, J. (Maschinen-Traktoren-Station, Nové Mesto nad Váhom; Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra): *Konstruktion von Beschickungsvorrichtungen für Sammler-Einachsanhänger und ihre Einwirkung auf deren Arbeit*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2) : 65-74.

Ein wichtiger Faktor bei der Bewertung der Arbeitseffektivität von Sammler-Einachsanhängern ist die Höhe des die Arbeitsorgane der Maschine antreibenden Kraftbedarfs. Wir untersuchten daher die Einwirkungen verschiedener Konstruktionslösungen auf die aufgenommene Leistung beim Einbringen unterschiedlicher Materialien. In der Praxis testeten wir Ketten- und Trommelbeschickungsvorrichtungen zu den Einachsanhängern. Das einzubringende Gut wurde im Beschickungsprozeß zum Anhänger mittels bis zu 23 Messern zerkleinert. In unserem Beitrag

wollten wir den Elementareinfluß der Konstruktions- und der physikalischen Eigenschaften auf die Arbeit der Anhänger, die gegenwärtig in unserer Landwirtschaft getestet werden, aufzeigen.

Beschickungsvorrichtung; Bordwandkonstruktion; Trommelsystem; Kettensystem; Durchsatz; aufgenommene Leistung; Messerzahl der Häckseleinrichtung

Adresy autorov:

Ing. Tibor Kvasňovský, Strojová a traktorová stanica, n. p., 915 22 Nové Mesto nad Váhom

Doc. ing. Ján Jech, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 01 Nitra

VLIV KONSTRUKČNÍCH A PROVOZNÍCH PARAMETRŮ ŽACÍHO STROJE NA SPOTŘEBU NAFTY

Z. Vraný

VRANÝ, Z. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Vliv konstrukčních a provozních parametrů žacího stroje na spotřebu nafty*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2): 75–84.

V příspěvku jsou analyzovány vlivy hlavních konstrukčních a provozních parametrů soupravy traktoru s neseným talířovým žacím strojem a s čechračem při sečení s rozhozem trávy na spotřebu nafty. Cílem práce je kvantitativní zhodnocení vlivu změn těchto parametrů na ukazatele spotřeby pro dosažení úspor nafty. Úkol byl řešen na základě matematického vyjádření potřebných vztahů a sestavením algoritmu pro řešení na počítači. Byl prokázán největší vliv provozních parametrů, kterým v praxi pro neznalost souvislostí nebývá věnována patřičná pozornost. Zvlášť výrazný vliv na ukazatele spotřeby nafty má volba pojezdové rychlosti soupravy a výnos porostu, které spadají do sféry uživatelů soupravy.

energetika žacích strojů; rotační žací stroje; snižování spotřeby nafty

Změny a omezení, které u nás byly v posledních letech zavedeny v distribuci energie, jsou dostatečně známé. Přitom rozvoj výroby je většinou podmíněn zvýšením energetických vstupů. Nejcitelnější jsou opatření v zásobování kapalnými palivy, na něž je v resortu zemědělství nejvíce odkázána kromě dopravy téměř veškerá mechanizace v rostlinné výrobě. Přitom hospodářský plán na současnou pětiletku klade právě v oblasti rostlinné výroby požadavky na zvýšení její produkce. Tato skutečnost vyvolává potřebu nových přístupů k otázkám racionalizace ve využití a spotřebě kapalných paliv. Proto se věnuje spotřebě nafty u zemědělských strojů v posledních letech zvýšená pozornost a zkoumají se různé cesty v oblasti výzkumu i provozu mobilních zemědělských strojů se snahou co nejlépe využít energie k provedení požadovaných technologických operací.

V tomto příspěvku je uveden příklad výzkumu vlivu hlavních parametrů talířového žacího stroje s čechračem na ukazatele provozního režimu a spotřeby nafty. Úkol je řešen počítačem na základě známých nebo experimentálně ověřených zákonitostí v mnoha variantách a vzájemných kombinacích, aby výsledky poskytly názor na významnost jednotlivých konstrukčních i provozních parametrů. Touto metodou lze zhodnotit vliv mnoha činitelů, což by při experimentálním způsobu bylo nákladné a navíc by výsledky kromě nežádoucího rozptýlu měřených hodnot byly zatíženy i nežádoucími vlivy ze změn těch parametrů, které by měly zůstat během prací konstantní. Tyto nevýhody výpočtová metoda nemá, i když určitou měrou idealizace skutečné poměry schematizuje.

Výpočty jsou zaměřeny na nově vyvinutý šestitalířový žací stroj SP9-061 se základním záběrem 2,46 m, který má připojen jednorotorový čechrač se šikmou osou pro rozhoz pokosu z předchozí jízdy pro sušení. Předpokládá se sečení stojaté trávy při agregaci žacího stroje s traktorem typu Z 7045 (Z 7245), pracujícím při 2200 jmenovitých otáčkách motoru za minutu. Některé podklady pro řešení a zhodnocení vlivu otáček již byly uveřejněny (Vraný, 1983).

Symbol	Veličina	Jednotka	Hodnoty veličiny	
			základní	změněné
B	teoretický záběr žacího stroje	m	2,46	1,97; 2,95
f_s	součinitel tření lišty po strništi	—	0,40	0,10
f_v	součinitel valivého odporu traktoru a čechrače	—	0,06	0,04
F	tečná síla na hnacích kolech traktoru	N	—	
F_s	poměrný odpor lišty v porostu	N.m ⁻¹	20	
g	zemské zrychlení	m.s ⁻²	9,81	
m_s	hmotnost žacího stroje	kg	—	0,9.m _s
m_t	hmotnost traktoru s řidičem	kg	4150	0,9.m _t
q_1	průchodnost pro jednotkový záběr lišty	kg.s ⁻¹ .m ⁻¹	—	
Q_h	hodinová spotřeba nafty	l.h ⁻¹	—	
Q_{ha}	hektarová spotřeba nafty	l.ha ⁻¹	—	
Q_t	spotřeba nafty na tunu pokosu	l.t ⁻¹	—	
P_m	odebíraný výkon z motoru ($P_{max} = 47,5$)	kW	—	
P_p	výkon na motoru pro pojezd soupravy	kW	—	
P_v	výkon na motoru pro pohon vývod. hřídele	kW	—	
r	poloměr zaoblení břitů nožů	mm	0	0,45
v_t	teoretická pojezdová rychlost soupravy	km.h ⁻¹	8,00	6,4; 9,6; 12
V	výnos sečeného materiálu	kg.m ⁻²	3,00	1,5; 4,5
α	úhel stoupání podélného svahu	°	0	2; 4; 6; 8; —6
μ	součinitel využití adheze hnací nápravy	—	—	
η_m	mechan. účinnost převodů pojezdu	—	0,90	
η_p	prokluzová účinnost pojezdu	—	—	
η_v	účinnost pohonu vývod. hřídelem	—	0,95	
ε	poměrná část žacího stroje nesená traktorem (včetně čechrače)	—	0,55	0,70

FORMULACE MATEMATICKÉHO MODELU

Přehled použitých veličin je uveden v tab. I.

Při změnách konstrukčního záběru B vychází empirický vztah pro hmotnost žacího stroje s čechračem ze vztahu:

$$m_s \doteq 400 + 125 \cdot B$$

Tečná síla na hnacích kolech traktoru je složena z valivého odporu traktoru a nesené části žacího stroje včetně čechrače, vlečného odporu lišty (obojí pro podmínky podélného svahu) a odporu porostu

$$F = g \cdot [(m_t + m_s \cdot \xi) \cdot (\sin \alpha + f_v \cdot \cos \alpha) + m_s \cdot (1 - \xi) \cdot (\sin \alpha + f_s \cdot \cos \alpha)] + F_s \cdot B$$

Součinitel využití adheze kol zadní nápravy traktoru soupravy je

$$\mu = \frac{F}{5,9 (m_t + m_s \cdot \xi)}$$

Prokluzová účinnost (podle Grečenka, 1960 — pro standardní prokluz S_{p1}):

$$\eta_p = \frac{0,095 \mu^2 - 1,127 \mu + 0,89}{0,89 - \mu}$$

Průchodnost na jeden metr konstrukčního záběru lišty s korekcí na skutečný záběr, odpovídající podle výsledků měření čitateli pravého zlomku, uvádí vzorec

$$q_1 = \frac{V \cdot v_t \cdot \eta_p}{3,6} \cdot \frac{0,97 \cdot B - 0,1}{B}$$

Výkon na hřídeli motoru pro pohon vývodového hřídele (z experimentálních výsledků):

pro ostré nože ($r \doteq 0$)

$$P_v = \frac{B}{\eta_v} (3,5 + 1,20 \cdot q_1^{0,60})$$

pro otupené nože (s poloměrem otupení břitů $r = 0,45$ mm)

$$P'_v = \frac{B}{\eta_v} (3,5 + 1,30 \cdot q_1^{0,64})$$

Výkon na hřídeli motoru pro pojezd soupravy je

$$P_p = \frac{F \cdot v_t}{3600 \cdot \eta_m}$$

Celkový odebíraný výkon z motoru se určí podle vztahu

$$P_m = P_v + P_p$$

Pro výpis z tiskárny počítače byly jako základní ukazatele provozního režimu a spotřeby nafty zvoleny tyto veličiny:

- poměrné vytižení výkonu motoru $P_m/P_{\max}$,
- největší možný úhel vzestupného svahu $\alpha_{\max}$ pro plný výkon motoru $P_{\max}$ při daných podmínkách,
- hodinová spotřeba nafty Q_h pro práci soupravy v hlavním čase, kterou stanoví počítač interpolací mezi stavy zjištěnými na regulátorové části vnější rychlostní charakteristiky motoru Z 7001:

P_m	0	18,0	27,5	33,0	42,0	46,5	47,5
Q_h	4,2	6,8	8,9	10,2	12,4	13,9	14,1

- hektarová spotřeba odpovídající práci v hlavním čase:

$$Q_{ha} = \frac{10 \cdot Q_h}{(0,97 B - 0,1) \cdot v_t \cdot \eta_p}$$

- spotřeba nafty na posečení a rozhození jedné tuny pokosu

$$Q_t = \frac{Q_{ha}}{10 \cdot V}$$

II. Výsledky výpočtu ukazatelů provozního režimu a spotřeby nafty 11 až 16 při calculation of parameters 11 to 16 of operation regime and Diesel oil consumption in quantities 1 to 7

Pořadové číslo	Veličina	Základní uspořádání	Změny				
		1	2	3	4	5	6
1	B	2,46	1,97	2,95	2,46		
2	r	0			0,45	0	
3	f_s	0,40				0,10	0,40
4	v_t	8,00					
5	V	3,00					4,50
6	α	0					
7	ξ	0,55					
11	P_m/P_{max}	0,590	0,505	0,674	0,623	0,542	0,643
12	α_{max}	9,700	11,800	7,600	9,000	10,900	8,500
13	Q_h	9,023	8,098	9,971	9,381	8,491	9,618
14	Q_{ha}	5,047	5,715	4,621	5,268	4,723	5,380
15	Q_t	0,168	0,190	0,154	0,176	0,157	0,120
16	Q_t/Q_{tz}	1,000	1,132	0,916	1,044	0,935	0,711

Pro rychlou orientaci o důsledku změn parametrů od základního uspořádání byla vypočítávána i poměrná změna veličiny Q_t vůči téže veličině při základních podmínkách Q_{tz} . Veličina Q_t je podle definice pro stejný výnos úměrná hektarové spotřebě, takže i poměr Q_t/Q_{tz} za uvedené podmínky stejného výnosu charakterizuje kvantitativně shodné změny Q_{ha} a Q_t .

Program byl přepsán do programovacího jazyka FORTRAN IV (pod interním označením SPOTREBA 1 — Dědina, 1986) a výpočet byl proveden na počítači NOVA 820. S menším omezením lze však použít i vědeckého kalkulátoru, protože výpočet není rozsáhlý, záleží na počtu počítaných variant. Za základní uspořádání (variantu) se považuje stroj v dosavadní podobě a v obvyklém provozním režimu; jím příslušné velikosti parametrů jsou uvedeny v tab. I. Dále jsou uvedeny nejpodstatnější změny obvykle jednoho, dvou či tří parametrů z deseti od základního uspořádání, které odpovídají více či méně reálně změně úpravě stroje či provozního režimu.

Uvedená skladba výpočtu je založena na nelineárním převodu součtu příkonů dvou do značné míry nezávislých ústrojí (pro vlastní sečení a pro pojezd) na spotřebu, což nutně způsobuje, že každá dílčí změna jednoho parametru se promítá do spotřeby ve zmenšené míře a pro každý parametr jinak. Reálná rozpětí změn jednotlivých parametrů jsou také rozdílná — asi od 10 % u hmotnosti žacího stroje či traktoru až po celé násobky

veličin 1 až 7

7	8	9	10	11	12	13	14	15
								2,95
							9,60	8,00
1,50	3,00							
	2	4	6	8	— 6	0	6	
						0,70	0,55	
0,524	0,675	0,760	0,844	0,927	0,333	0,572	0,958	0,930
11,200	9,700	9,700	9,700	9,700	9,700	10,200	6,800	7,600
8,301	9,976	10,941	11,920	13,049	6,370	8,821	13,590	13,112
4,644	5,642	6,261	6,915	7,690	3,464	4,921	6,570	6,305
0,310	0,188	0,209	0,231	0,256	0,116	0,164	0,219	0,210
1,840	1,119	1,241	1,375	1,524	0,687	0,976	1,303	1,250

u součinitele tření lišty f_s a u výnosu V . Zvlášť velký vliv lze očekávat od změny úhlu podélného svahu α . Některé veličiny nebyly měněny (i když by to bylo možné); s ohledem na ustálenost koncepce se počítá se stálými účinnostmi převodů traktoru η_v , η_m . Dále se předpokládá neměnnost ztrát v převodech žacího stroje a čechrače.

VÝSLEDKY

Veškeré výsledky získané výpočtem na počítači jsou uvedeny v tab. II a III spolu s předpokládanými podmínkami a změnami od základního uspořádání. Výsledky platné pro základní uspořádání jsou v obou tabulkách ve sloupcích 1. Změněné parametry a jim odpovídající výsledky jsou pro 28 různých variant uspořádání ve sloupcích 2 až 29.

Změna záběru žací lišty o 20 %, odpovídající přibližně přidání jednoho talíře, se projeví na ukazatelích spotřeby — veličinách 14, 15, 16 — poklesem cca o 9 %, při stejném zmenšení záběru naopak jejich dost významným zvýšením o 13 %. Pro podmínky práce na rovinách ($\alpha \doteq 0$) vychází ukazatel 11 dost malý, takže je účelná volba zvětšeného záběru, se kterým lze teoreticky pracovat do svahu $7,6^\circ$ (ukazatel 12). Při práci na vztupném svahu 6° (sloupec 15) již vychází poměrné vytížení motoru 0,93. To je přibližně

III. Výsledky výpočtu ukazatelů provozního režimu a spotřeby nafty 11 až 16 při of parameters 11 to 16 of operation regime and Diesel oil consumption with the quantities 4 to 10

Pořadové číslo	Veličina	Základní uspořádání	Změny				
		1	16	17	18	19	20
4	V_t	8,0	6,4	9,6	12,0		8,0
6	a	0				— 6	0
8	m_t	4150					$0,9 \cdot m_t =$
9	m_s	707,5					
10	f_v	0,06					
11	P_m/P_{max}	0,590	0,525	0,656	0,746	0,360	0,577
12	α_{max}	9,700	14,100	6,800	3,900	3,900	10,900
13	Q_h	9,023	8,303	9,735	10,786	6,620	8,880
14	Q_{ha}	5,047	5,806	4,538	4,023	2,400	4,971
15	Q_t	0,168	0,194	0,151	0,134	0,080	0,166
16	Q_t/Q_{tz}	1,000	1,150	0,899	0,798	0,476	0,985

praktická mez dané podmínky; při krátkodobě větším svahu lze ovšem snížit pojezdovou rychlost. S původním záběrem lze na svahu lépe využít výkonu motoru zvýšenou rychlostí (sloupec 14).

Vliv otupení nožů se v uvedené míře projevuje na ukazatelích spotřeby již zřetelně (4,4 %, sloupec 4), zhoršuje se zároveň kvalita řezu a zvyšuje se výška strniště, zvláště u polehlého porostu.

Zmenšení součinitele tření lišty f_s z 0,4 na 0,1 se předpokládá jako náhrada klzného tření valivým, tedy náhradou plazů opěrnými kolečky. Realizace tohoto záměru by přinesla ve spotřebě úspory cca 6,5 % (sloupec 5), i když by jeho konstrukční řešení s dostatečnou provozuschopností v různých půdních podmínkách asi nebylo snadné.

Vliv výnosu V se projevuje na spotřebě nafty výrazněji a odlišněji pro veličiny 13 a 14 než pro veličiny 15 a 16. Zvýšení výnosu ze 3 kg.m⁻² o 50 % vede k nárůstu hodinové a hektarové spotřeby o 6,6 %, ale spotřeba na tunu pokusu klesá o 29 % (sloupec 6).

Opačný případ, kdy se seče tráva o polovičním výnosu 1,5 kg.m⁻² (sloupec 7), vede sice ke snížení hodinové a hektarové spotřeby o 8 %, ale spotřeba na tunu Q_t se zvyšuje o 84 %! Tato skutečnost má samozřejmě obrovský ekonomický význam, který nebyl po kvantitativní stránce dosud náležitě zhodnocen a v zemědělské praxi doceněn.

Vliv svahu se projevuje na všech ukazatelech spotřeby shodně a dost značně (sloupce 8–12). Pro každý stupeň podélného vzestupného svahu roste spotřeba cca o 6,2 %, u sestupného svahu naopak klesá cca o 5 %. Na rozdíl od práce na vodorovném

veličin 4, 6, 8, 9, 10

21	22	23	24	25	26	27	28	29
						9,6	12	
6		0		6			0	
= 3735			4150					
0,9 · m _s = 636,8					707,5			
					0,04			
0,809	0,797	0,570	0,582	0,832	0,798	0,904	0,599	0,678
10,900	11,300	11,300	10,100	10,100	10,800	7,900	7,900	5,000
11,510	11,379	8,796	8,938	11,787	11,390	12,671	9,120	10,006
6,687	6,602	4,920	4,996	6,830	6,559	6,080	4,228	3,711
0,223	0,220	0,164	0,167	0,228	0,219	0,203	0,141	0,124
1,331	1,310	0,975	0,990	1,354	1,300	1,205	0,838	0,735

pozemku a na vrstevnici se při jízdách po spádnici nahoru a dolů ($\pm 6^\circ$) spotřeba zvyšuje o 3,1 % (sloupce 1, 10, 12). Příčinou je větší prokluz při jízdě proti svahu a vyšší měrná spotřeba málo zatíženého motoru při jízdě se svahu.

Vliv nadlehčení žací lišty odpovídající zvětšení vezené poměrné části žacího stroje na traktor z 55 na 70 % (nadlehčení lišty o 1040 N) se projevuje úsporou ve spotřebě cca 2,4 % při jinak nezměněných ostatních parametrech základního uspořádání (sloupec 1 a 13). Meze této tendenci však klade požadavek uspokojivě kopírovat půdní nerovnosti, zvláště při vyšších jezdových rychlostech, což se promítá do výšky strniště za nerovnostmi. Na rovných a na méně únosných (vlhkých) pozemcích lze doporučit vyšší hodnotu nadlehčení.

Vliv vylehčení traktoru a žacího stroje (jednotlivě nebo oba o 10 %) se projevuje různě podle svažitosti půdy. Na rovině činí pokles spotřeby vylehčením traktoru o 1,5 %, vylehčením žacího stroje o 1,0 %, vylehčením obou o 2,5 %. Při jízdě proti svahu 6° se hmotnost soupravy projeví ve zvýšené míře; totéž vylehčení traktoru se projeví poklesem spotřeby o 3,3 %, vylehčení žacího stroje poklesem o 1,2 %, vylehčení obou sníženou spotřebou o 4,5 % (výpočet z parametru Q_t ze sloupců 1, 10, 20 až 25).

Vliv snížení součinitele valivého odporu z hodnoty 0,06 odpovídající běžné vlhké louce na hodnotu suché louky $s_{fv} = 0,04$ se projevuje na 6° svahu snížením spotřeby Q_t o 5,2 % při základní rychlosti (sloupec 10, 26) a snížením spotřeby při zvýšené rychlosti 9,6 km·h⁻¹ o 7,5 % (sloupce 14 a 27), na rovině a při stejné zvýšené rychlosti pak o 6,9 % (sloupce 17 a 28). Při rychlosti jízdy 12 km·h⁻¹ na rovině činí pokles spotřeby 8,8 % (sloupce 18 a 29). Vliv součinitele valivého odporu tedy může

dost ovlivnit ekonomiku práce nejen příznivě (jak bylo doloženo), nýbrž i negativně na málo únosných půdách.

Vliv pojezdové rychlosti se projevuje zcela jednoznačně a výrazně: při sečení rychlostí sníženou o 20 % proti základní úpravě stoupá spotřeba nafty Q_t o 15 % (sloupce 1 a 16), naopak při rychlosti zvýšené o 20 % klesá spotřeba Q_t o 10 % (sloupce 1 a 17), při zvýšení z 8 na 12 km.h⁻¹, tj. o 50 %, klesá spotřeba Q_t o 20 % (sloupce 1 a 18). Souprava je schopna v tomto velmi hospodárném režimu pracovat, pokud tomu nebrání jiné okolnosti (stav porostu, nerovnost a svažitost pozemku, výskyt skrytých překážek v podobě větších kamenů či jiných cizích předmětů apod.). Rychlosti 12 km.h⁻¹ odpovídá při ostatních podmínkách základního uspořádání a při plném vyřízení motoru maximální svah 3,9°. Této rychlosti je tedy možné využívat hlavně na vodorovných a málo svažitých pozemcích.

Z uvedených výsledků vyplývá, že zvyšování jak pojezdové rychlosti, tak i záběru vede ke snižování spotřeby Q_{ha} a Q_t a k růstu výkonnosti soupravy. Na vodorovném pozemku je vliv 20% změny rychlosti cca o 2 % výhodnější než u záběru (sloupce 3 a 17), na 6° podélném svahu vychází naopak o 4 % příznivější stejné zvětšení záběru (sloupce 14 a 15). Pro příliš vysoké zatížení motoru na 6° svahu jde spíše o teoretickou úvahu; na menších svazích jsou rozdíly v Q_{ha} a Q_t při stejných změnách rychlosti či záběru nepatrné. Pak převládají jiná hlediska, jako jsou otázky ceny a hmotnosti stroje, stability, manévrovatelnosti, vysečení půdního reliéfu, která pro svou jednoduchost a operativnost vyzní spíše pro možnost zvyšovat rychlost ve vazbě na různorodost pracovních podmínek.

ZÁVĚR

Analýza vlivu deseti hlavních parametrů a jejich kombinací, které se promítají do ukazatelů spotřeby nafty při provozu soupravy traktoru s talířovým žacíím strojem a čechračem, prokázala, že jejich vliv je kvantitativně značně rozdílný. Při zvolené základní koncepci stroje s ohledem na její provozní vlastnosti má její konstruktér jen dost omezené možnosti, jak spotřebu nafty snižovat. U většiny parametrů se možné úspory při obtížně proveditelných úpravách pohybují v rozpětí několika procent, za význačnější lze označit jen volbu záběru stroje. Ten je však třeba sladit s parametry traktoru (výkonem, hmotností, rozdělením tíhy na nápravy atd.), aby souprava s ekonomicky zvoleným záběrem mohla pracovat na pozemcích s danou svažitostí.

Na rozhodující ukazatel spotřeby — spotřebu nafty na tunu pokosu — mají podle výsledků výpočtů nejvýraznější vliv volba pojezdové rychlosti a zvláště výnos porostu. Ty se projevují ve spotřebě v hodnotách desítek procent, např. u soupravy při sečení rychlostí sníženou o 20 % (6,4 místo 8 km.h⁻¹) stoupá spotřeba na tunu o 15 %, při sečení porostu s polovičním výnosem (1,5 místo 3 kg.m⁻²) narůstá spotřeba na tunu pokosu o 84 %.

Je tedy patrné, že u zvolené koncepce stroje jsou největší možnosti v hospodaření naftou v rukou uživatelů. Pro realizaci úspor je nezbytné seznámit pracovníky zemědělských podniků s hlavními zásadami hospodárního provozu žací soupravy a zvláště vymýtit stále ještě někde zakofeněný názor přenesený neoprávněně ze spotřeby u automobilů, že použití vyšších výkonostních parametrů (rychlosti, záběru) by vedlo k vyšší spotřebě nafty. Zde je tomu právě naopak.

Literatura

- DĚDINA, L.: Program SPOTREBA 1. Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1986.
- GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. Praha, Státní zemědělské nakladatelství 1960.
- VRANÝ, Z.: Energetická náročnost provozu žacích strojů. Zeměd. Techn., 29, 1983, č. 7, s. 385-397.

Došlo dne 4. 6. 1986

ВРАНЫ, З. (Агрозет, Концерновый научно-исследовательский институт сельхозмашин, Прага - Ходов): **Влияние конструктивных и эксплуатационных параметров жатки с трактором на расход нефти.** Земед. Techn., 33, 1987 (2) : 75-84.

В статье анализируются влияния главных конструктивных и эксплуатационных параметров агрегата тракторов с навесной дисковой жаткой и ворошителем при кошении с разбросом травы на расход нефти. Цель разработки — количественная оценка влияния изменений этих параметров на показатели потребления для достижения экономии нефти. Задание решалось на основе математического выражения необходимых отношений и составления алгоритма для решения на вычислительной машине. Было доказано самое большое влияние эксплуатационных параметров, из-за незнания которых им не уделяется соответствующего внимания в производстве. Особо резко на показатели расхода нефти влияют выбор скорости передвижения агрегата и урожай травостоя, относящиеся к сфере потребителей агрегата.

энергетика жаток; ротационные жатки; потребление нефти

VRANÝ, Z. (Agrozet — Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *The Effect of the Design and Operation Parameters of the Tractor — Mower Combination on Diesel Oil Consumption.* Zeměd. Techn., 33, 1987 (2) : 75-84.

The main design and operation parameters of a tractor with a mounted disk mowing machine and a windrow aerator and tedder are analyzed as influencing the consumption of Diesel oil. The objective of the present paper was to evaluate in quantitative terms the influence of these parameters on the fuel consumption and how to achieve Diesel oil savings. The problem was solved on the basis of the mathematical expression of the relationships and on the basis of an algorithm for computer calculation. The operation parameters were found to have the greatest influence although they are not paid in practice much attention as they would deserve owing to lack of knowledge of the relationships. An especially great influence is exerted on the parameters of Diesel oil consumption by the travel speed of the machine and by the yield of the crop, i. e. parameters that can be influenced by the users.

power characteristics of mowers; rotary mowers; reduction of Diesel oil consumption

VRANÝ, Z. (Agrozet, Konzern-Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Chodov): *Auswirkung von Konstruktions- und Betriebsparametern der Mähmaschine mit Traktor auf den Dieselmotorkraftstoffverbrauch.* Zeměd. Techn., 33, 1987 (2) : 75-84.

Im Beitrag werden die Auswirkungen der Konstruktions- und Betriebsparameter eines Aggregats aus Traktor mit getragenen Tellerhäwerk und Zetter beim Mähen mit Schwadablage des Mähguts, auf den Dieselmotorkraftstoffverbrauch analysiert. Das Ziel der Arbeit ist eine quantitative Bewertung der Auswirkung von Veränderungen dieser Parameter auf Verbrauchskennwerte zur Erzielung von Dieselmotorkraftstoffeinsparungen. Die Aufgabe wurde aufgrund mathematischer Ausdrücke der erforderlichen Beziehungen und aufgrund einer Aufstellung des Algorithmus zur Lösung mittels Computer gelöst. Es wurde ein ausschlaggebender Einfluß der Betriebsparameter nachgewiesen, denen in der Praxis aus Unkenntnis der Zusammenhänge nicht entsprechende Aufmerksamkeit gewidmet wird. Einen besonders

großen Einfluß auf den Kraftstoffverbrauch hat die Wahl der Laufgeschwindigkeit des Aggregats sowie der Ertrag des Bestands, die in die Sphäre der Benutzer des Aggregats gehören.

Energetik der Mähmaschinen; Rotationsmähwerke; Senkung des Dieselkraftstoffverbrauchs

Adresa autora:

Ing. Zdeněk V r a n ý, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů,
140 03 Praha-Chodov

M. Saidl

SAIDL, M. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy): *Samochinné zakládání kolejových mezirádků při seti*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2): 85–95.

Předpokladem uplatnění kolejových mezirádků v našem zemědělství je vývoj a výroba zařízení pro jejich samochinné vytváření při seti. Toto zařízení by mělo být takové, aby bylo možné je jednoduše dodatečně montovat i na secí stroje již provozované. Pro přerušování výsevu výsevních jednotek, jejichž secí botky zasahují do pruhů vymezených pro kolejové mezirádky, bylo proto zvoleno uzavírání šoupátky, i když při něm dochází k prodávám výsevu. Činnost samochinné řídicí jednotky je založena na postupném zvyšování pořadí pracovních jízdy secího stroje. Dosáhne-li pořadí jízdy zvolené hodnoty, tzn., že nastane jízda, při níž se mají vytvářet kolejové mezirádky, sepne se ovládací obvod elektromagnetického rozvaděče tlakového vzduchu a uvedou se v činnost pneumatické válce, které uzavřou skupinovú šoupátka. V algoritmu samochinného vytváření kolejových mezirádků dochází ke změnám pořadí pracovní jízdy, uzavírání a otevírání výsevních jednotek při zahájení pracovní jízdy. Identifikace zahájení nové pracovní jízdy je založena na posloupnosti signálů od pracovního a souvratového čidla. Tato posloupnost odpovídá standardnímu průběhu události v intervalu mezi dvěma po sobě následujícími jízdami secí soupravy. Při odlišné posloupnosti signálů se pracovní jízda nezapočítává. Tím je činnost řídicí jednotky při přerušení přímé pracovní jízdy blokována. Objíždí-li se překážka, musí činnost jednotky zablokovat obsluha. Pořadí jízdy s kolejovými mezirádky je volitelné v rozsahu od druhé do páté jízdy.

secí stroje; samochinný postup; výsevní jednotky

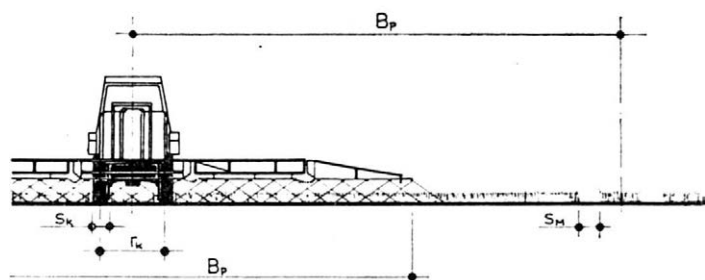
Kolejové mezirádky jsou neoseté pruhy pozemku uspořádané ve dvojicích tak, aby umožňovaly průjezd zemědělských strojů pro ošetřování porostů s daným pracovním záběrem, aniž by se porosty poškodily (obr. 1).

Zakládání kolejových mezirádků při seti přináší kromě vysoké přesnosti v dodržování pracovního záběru také nezanedbatelnou úsporu osiva. Je to však poměrně náročný technický problém, který v ČSSR doposud nebyl vyřešen.

Kolejové mezirádky při seti jednotlivě nasazenými secími stroji se vytvářejí dvěma na sebe vzájemně navazujícími úkony: stanovením pořadí pracovních jízdy a přerušováním výsevu příslušných výsevních jednotek. Oba úkony mohou být zabezpečeny různými způsoby (obr. 2).

Výsevní jednotky zasahující do kolejových mezirádků se vyřazují z činnosti buď spouštěním šoupátek, nebo vypínáním pohonu výsevního ústrojí. Vypínání pohonu odstraňuje prodlevy ve výsevu, ke kterým dochází při uzavírání šoupátek. Pro nesamochinné přičítání pořadí se v zahraničí používají různé svépomocně vyrobené pomůcky (Renaud, 1982).

Firmy Nodet Gougis a Sulky řeší ruční přičítání pořadí jízdy použitím elektronického čítače. Před zahájením další pracovní jízdy musí obsluha zmáchnout tlačítko. Pořadí jízdy je digitálně zobrazeno. Při naprogramovaném pořadí se příslušná výsevní ústrojí samochinně uzavřou.



B_p — pracovní záběr
strojů pro ošetřování
porostů
 r_k — rozchod kol
 s_k — šířka kol
 s_m — šířka meziřádků

1. Kolejové meziřádky jsou neosetě pruhy pozemku, umožňující neškodný průjezd strojů pro ošetřování porostů — Tramlines are unsown field stripes, enabling a harmless passage of machines for crop treatment

Ani sebedůmyslnějšími pomůckami nelze při ručním stanovení pořadí jízdy vyloučit opomenutí nebo omyl obsluhy.

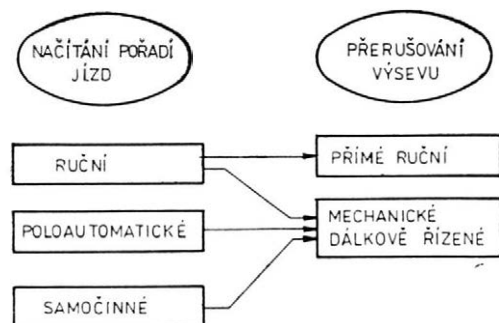
Automatické vytváření kolejových meziřádků je nejčastěji zabezpečováno mechanickými systémy s rohatkovým mechanismem. Přiřítání pořadí je odvozeno od zvedání secího stroje po ukončení pracovní jízdy. Blokuje se zvednutím západky. Na základě indikace polohy secích botek pracuje i většina samočinných elektronicky řízených zařízení (Sine, 1980). Je-li výsev častěji přerušován, protože se musí čistit secí stroj nebo je třeba objíždět překážky, zvyšují se nároky na obsluhu, a tím narůstá i u tohoto systému riziko omylu.

V ČSSR je vytváření kolejových meziřádků odkázáno převážně na ruční postupy. Přiřítání pořadí pracovních jízd zabezpečuje obsluha secího stroje nebo řidič traktoru. Výsev se vesměs přerušuje ručním uzavíráním šoupátek výsevních ústrojí. Ojedinelé se používají různá svépomocně vyrobená zařízení dálkově řízená řidičem traktoru.

ROZBOR PROBLÉMU

Kolejové meziřádky se při seti jednotlivě nasazovanými secími stroji vytvářejí tak, že se při zvolené pracovní jízdě periodicky přerušuje výsev u těch výsevních jednotek, jejichž secí botky zasahují do pruhů vymezených pro kolejové meziřádky. Pořadí pracovní jízdy s uzavřenými výsevními jednotkami je dáno poměrem pracovního záběru strojů pro ošetřování porostů vůči záběru secího stroje (tab. I). Pokud se secí stroje nasazují (např. z důvodů mechanizovaného plnění) skupinově, ovlivňuje pořadí pracovní jízdy s kolejovými meziřádky i počet secích strojů, které pracují současně na jednom záhonu (tab. II).

V ČSSR se pro výsev obilovin výhradně používají jen secí stroje o záběru 6 m. V provozuschopném stavu by mělo být téměř 6800 secích strojů. Z toho skoro 80 % tvoří secí stroje řady SeX z Agrozetu Roudnice nad Labem a zbytek připadá na secí stroje S045 z PLR.



2. Zakládání kolejových meziřádků při seti jednotlivě nasazenými secími stroji — Setting of tramlines during sowing by individually sowing machines

I. Pořadí pracovní jízdy s kolejovými meziřádky v závislosti na pracovních záběrech secích strojů a strojů pro ošetřování porostů — The succession of the operation setting tramlines in relation to the working widths of sowing machines for crop treatment

Pracovní záběr secích strojů (m)	Pořadí pracovní jízdy s kolejovými meziřádky při záběru strojů pro ošetřování porostů				
	12 m	18 m	24 m	30 m	36 m
3	4	×	×	×	×
6	2	3	4	5	×
12	×	—	2	—	3

× použití se nepředpokládá
— nelze použít

II. Vytváření kolejových meziřádků v závislosti na počtu použitých secích strojů o záběru 6 m a záběru strojů pro ošetřování porostů — The setting of tramlines in relation to the number of the sowing machines with the working width 6 m and to the working width of machines for crop treatment

Pracovní záběr strojů pro ošetřování (m)	Počet secích strojů		
	1	2	3
12	při každé druhé jízdě	jeden stroj trvale	nelze
18	při každé třetí jízdě	každý stroj při každé třetí jízdě	druhý stroj trvale
24	při každé čtvrté jízdě	první stroj při každé druhé jízdě	každý stroj při každé čtvrté jízdě
30	při každé páté jízdě	každý stroj při každé páté jízdě	každý stroj při každé páté jízdě

Podmínkou využívání kolejových meziřádků je, aby záběry strojů pro ošetřování porostů byly celým násobkem záběru secího stroje. V souladu s požadavky soustavy strojů se záběry strojů pro ošetřování porostů v průběhu vývoje postupně stabilizují v násobcích 6 m. Za základní záběr se považuje 18 m. V příznivých podmínkách se počítá s nasazením strojů o záběru 24 m, popřípadě i 30 m. V členitých podmínkách se uplatňuje záběr 12 m. Pro předpokládané kombinace záběrů je třeba kolejové meziřádky vytvářet při druhé až páté pracovní jízdě secího stroje (tab. I a II).

Pořadí periodicky se opakující pracovní jízdy s kolejovými meziřádky je dáno podílem pracovních záběrů strojů pro ošetřování porostů a záběru secího stroje.

$$N_p = \frac{B_{p_0}}{B_{p_s}} \quad (1)$$

kde: N_p — pořadí periodické jízdy s kolejovými meziřádky

B_{p_0} — pracovní záběr strojů pro ošetřování porostů

B_{p_s} — pracovní záběr secího stroje vytvářejícího kolejové meziřádky

Pořadí pracovní jízdy s kolejovými meziřádky se mění při zahájení setí podél okraje pozemku. Tak např. pro pracovní záběr strojů pro ošetřování během vegetace 18 m je třeba při nasazení jednotlivého secího stroje se záběrem 6 m vytvářet kolejové meziřádky při každé třetí jízdě. Pro ošetřování pozemku až k okraji se však musí při zahájení setí vytvářet kolejové meziřádky již při druhé pracovní jízdě. Podobně lze stanovit, že první jízda secího stroje s kolejovými meziřádky připadá na třetí pracovní jízdu, je-li záběr strojů pro ošetřování pětinasobkem záběru secího stroje. Je-li

podíl záběrů liché číslo, je pořadí zahajovací pracovní jízdy s kolejovými meziřádky nejbližší vyšším celým číslem, na něž lze zaokrouhlit polovinu podílu záběrů:

$$N_{z_l} = \frac{N_{p_l} + 1}{2} \quad (2)$$

kde: N_{z_l} — pořadí zahajovací jízdy s kolejovými meziřádky pro liché pořadí periodické jízdy
 N_{p_l} — liché pořadí periodické jízdy

Dosadíme-li do vztahu (2) za N_{p_l} podle vztahu (1), nabývá po úpravě vztah pro pořadí zahajovací jízdy tvaru

$$N_{z_l} = \frac{B_{p_o} + B_{p_s}}{2 B_{p_s}} \quad (3)$$

Je-li pořadí periodické jízdy sudé, je volba pořadí zahajovací jízdy závislá na tom, zda mohou stroje pro ošetřování pracovat s jednostranně zúženým záběrem. Stroje u nás v současné době dostupné tuto možnost neposkytují, a proto se musí zvolit pořadí zahajovací jízdy s kolejovými meziřádky tak, aby pracovaly stále na plný pracovní záběr. Pak je pořadí zahajovací jízdy s kolejovými meziřádky dáno vztahem

$$N_{z_s} = \frac{N_{p_s}}{2} + 1 = \frac{B_{p_o}}{2 B_{p_s}} + 1 \quad (4)$$

kde: N_{z_s} — pořadí zahajovací jízdy při sudém pořadí periodické jízdy
 N_{p_s} — sudé pořadí periodické jízdy

V těchto případech však vzniká podél okrajů pozemku neošetřený pás o šířce rovné polovině záběru secího stroje.

Při setí obilovin dochází v našich podmínkách k častému přerušování výsevu jednak kvůli čištění secího stroje, jednak kvůli překážkám.

Pro ošetřování během vegetace se v ČSSR používají traktorové návěsné a automobilové nesené stroje, které se od sebe podstatně liší rozchodem a šířkou kol. Proto jsou v systému kolejových meziřádků vzájemně nezastupitelné. Kromě toho se musí při vytváření kolejových meziřádků přihlížet také k rozměrům traktorových pneumatik, které jsou k dispozici. To způsobuje značnou variabilitu rozchodů a šířek kolejových meziřádků.

FORMULACE POŽADAVKŮ

Předpokladem uplatnění kolejových meziřádků v našem zemědělství je vývoj a výroba zařízení pro jejich samočinné vytváření při setí, které umožní jednoduchou dodatečnou montáž i na secí stroje již provozované. Zařízení je tvořeno mechanismem pro uzavírání výsevních jednotek a samočinnou řídicí jednotkou.

Z předchozího rozboru byly vyvozeny tyto požadavky na mechanismus uzavírání výsevních jednotek:

- a) nesmí ovlivňovat konstrukci secího stroje,
- b) nesmí zasahovat do prostoru pro pohyb obsluhy secího stroje,
- c) nesmí způsobovat prodlevy po ukončení a opětném zahájení výsevu,
- d) musí být konstrukčně jednoduchý, sestavený z běžně dostupných součástí, popřípadě vyrobitelný svépomocně v zemědělských závodech,
- e) musí být univerzálně použitelný pro všechny modifikace secích strojů řady SeX, popřípadě i jiné,
- f) musí umožňovat volbu počtu a polohy uzavíraných výsevních ústrojí pro rozdílné šířky a rozchody kol strojů k ošetřování během vegetace,
- g) pro automatické vytváření kolejových meziřádků musí umožňovat dálkové, nejlépe elektricky řízené ovládání.

Od řídicí jednotky se požaduje, aby umožňovala

- a) s ohledem na možnou variabilitu nasazení volbu pořadí pracovní jízdy s kolejovými meziřádky v rozsahu od druhé do páté jízdy,

- b) monitorovat jednotlivé pracovní jízdy a signalizovat jízdu s uzavřenými výsevními ústrojími pro vizuální kontrolu obsluhy,
- c) vyloučit vliv přerušení výsevu při přímé pracovní jízdě a dodržet pořadí jízdy po zajištění secího stroje k plnění, po přestávkách či přejezdech,
- d) obsluze seřadit nebo opravit pořadí jízdy,
- e) obsluze blokovat pořadí pracovní jízdy.

UZAVÍRÁNÍ VÝSEVNÍHO ÚSTROJÍ

Princip uzavírání výsevních ústrojí není z hlediska samočinného postupu vytváření kolejových meziřádků při seti rozhodující, pokud je možné dálkové ovládání. S ohledem na předpokládané uplatnění zařízení v praxi, a z toho vyplývající požadavek na dodatečnou montáž na secí stroje, bylo pro přerušování výsevu zvoleno uzavírání šoupátek výsevních ústrojí, i když při něm dochází k prodlevám ve výsevu.

Jednotlivá šoupátka výsevních jednotek, jejichž secí botky zasahují do prostoru kolejových meziřádků, byla nahrazena tzv. šoupátky skupinovými. K jejich uzavírání a otevírání byly použity dvojčinné pneumatické válce. Deformaci šoupátek při uzavírání, kdy dochází k jejich vzpěrovému namáhání, brání přidavná vodítka (obr. 3).

Použitím dvojčinných pneumatických válců se zabránilo prodlužování prodlevy ve výsevu, neboť tyto válce šoupátka uzavírají i otevírají mžikově.

Pro ovládání byl použit tlakový vzduch, protože na vnější okruh hydrauliky traktoru je již napojen secí stroj. Řešení se vzduchovým ovládáním je jednodušší a levnější. Zařízení se připojuje na vzduchotlakovou soustavu traktoru ohebnou hadicí s rychlospojku. Činnost pneumatických válců je řízena elektromagnetickým rozváděčem, který může ovládat obsluha nebo samočinná řídicí jednotka (obr. 8).

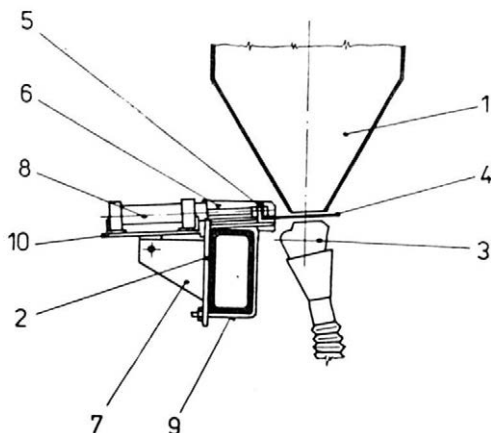
ALGORITMUS VYTVÁŘENÍ KOLEJOVÝCH MEZIŘÁDKŮ

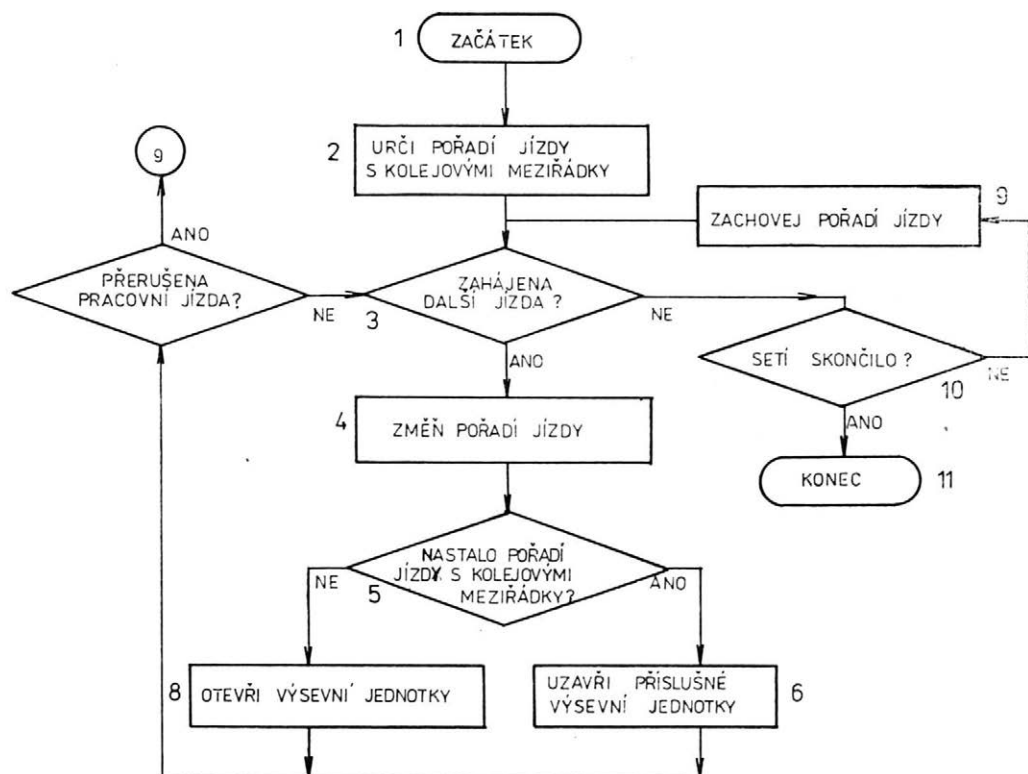
Nezbytným podkladem pro konstrukci řídicí jednotky zařízení pro samočinné vytváření kolejových meziřádků je algoritmus její činnosti.

Při automatizaci postupu vytváření kolejových meziřádků jde o náhradu řídicí činnosti obsluhy, která přiřídá pořadí pracovních jízdy a rozhoduje o tom, zda nastaly podmínky pro tvorbu kolejových meziřádků, či zda již skončily.

3. Mechanismus ovládání skupinových šoupátek secích strojů řady SeX — A mechanism controlling the group slide valves of sowing machines of the SeX series

1 — zásobník secího stroje, 2 — nosník rámu secího stroje, 3 — výsevní ústrojí, 4 — skupinové uzavírací šoupátko, 5 — spojovací nosník skupinového šoupátka, 6 — vodítka, 7 — upevňovací konzola, 8 — dvoučinný vzduchový válec, 9 — třmen, 10 — základová deska





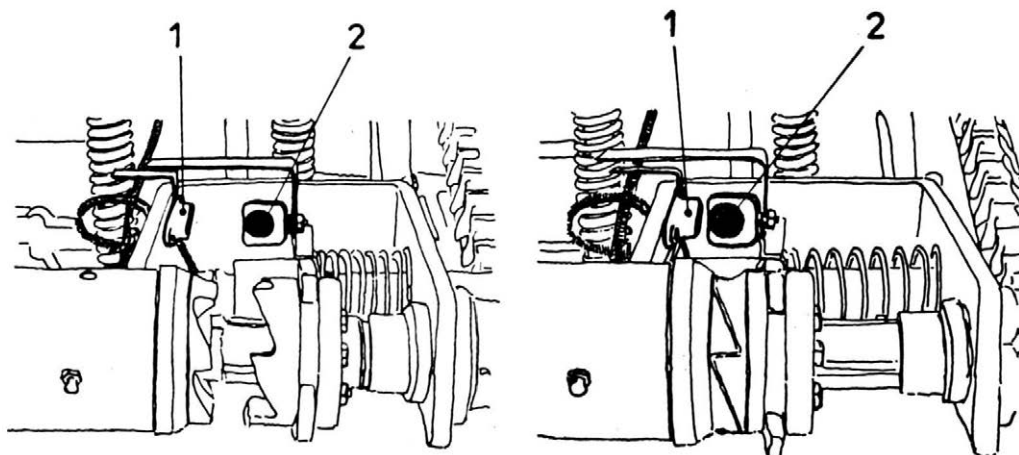
4. Algoritmus samočinného vytváření kolejových meziřádků — Algorithm of the automatic setting of tramlines

Činnost obsluhy při nesamočinném postupu vychází ze znalosti pořadí pracovní jízdy, při níž se mají zakládat kolejové meziřádky. Nastává-li nová pracovní jízda, označí obsluha její pořadí. Dosáhne-li pořadí hodnoty příslušné pracovní jízdě s kolejovými meziřádky, uzavře obsluha zvolené výsevní jednotky. Končí-li pracovní jízda s kolejovými meziřádky, výsevní jednotky se otevřou a pořadí jízdy se vynuluje. Postup se dále cyklicky opakuje až do ukončení setí, nesmí však být ovlivňován zajištěním secího stroje k plnění. Jestliže se setí během těžby pracovní jízdy přeruší, nemění se ani pořadí, ani stav výsevních ústrojí, proto je obsluha vůbec nezaznamenává.

Činnost obsluhy je založena na výběrové indikaci dvou stavů, tj. očekávaného zahájení další pracovní jízdy a ukončení jízdy s kolejovými meziřádky. Tyto stavy umí obsluha neomylně a dokonce v předstihu rozeznávat. Umění obsluhy předvídat je možné využít při nesamočinném postupu tak, aby se omezily prodlevy ve výsevu, k nimž dochází při uzavírání šoupátek výsevního ústrojí. Naproti tomu se obsluha dopouští častých omylů při přičítání pořadí pracovních jízd, což znehodnocuje přednosti kolejových meziřádků.

Při samočinném vytváření kolejových meziřádků nahrazuje obsluhu samočinná řídicí jednotka. Počet sledovaných stavů musí být omezen pouze na jeden, který bude jednoznačně identifikovatelný bez zásahu obsluhy v co možná největším počtu případů. Tomuto požadavku nejlépe vyhovuje okamžik zahájení pracovní jízdy.

V algoritmu samočinného vytváření kolejových meziřádků dochází ke změnám pořadí pracovní jízdy, uzavírání a otevírání výsevních jednotek při zahájení pracovní jízdy (obr. 4). Pořadí se zvyšuje po jedné až do hodnoty příslušné jízdě s kolejovými mezi-



5. Umístění pracovního čidla na spojce pohonu výsevního ústrojí: a) pohon vypnut, b) pohon zapnut — Position of an operation sensor on the clutch of the drive of a sowing mechanism: a) drive switch-off; b) drive switch-on

řádky. Další pracovní jízda je označena opět jako první. Aby po přerušení setí nebyla započítána další pracovní jízda, musí obsluha včasným zásahem zablokovat činnost jednotky, a tak zachovat pořadí bez změny.

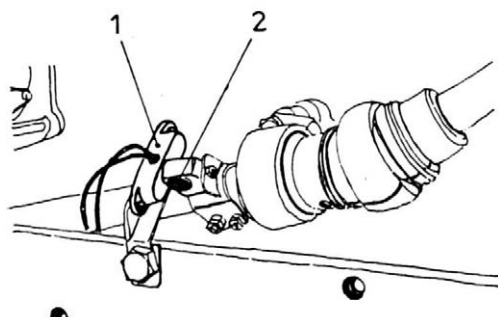
INDIKACE PRACOVNÍ JÍZDY SECÍHO STROJE

Indikace další pracovní jízdy při samočinném postupu vytváření kolejových meziřádků je založena na předpokladu, že v intervalu mezi ukončením předchozí jízdy a zahájením další pracovní jízdy se vyskytují události, které se vždy opakují a které se dají snadno nezaměnitelně zjišťovat.

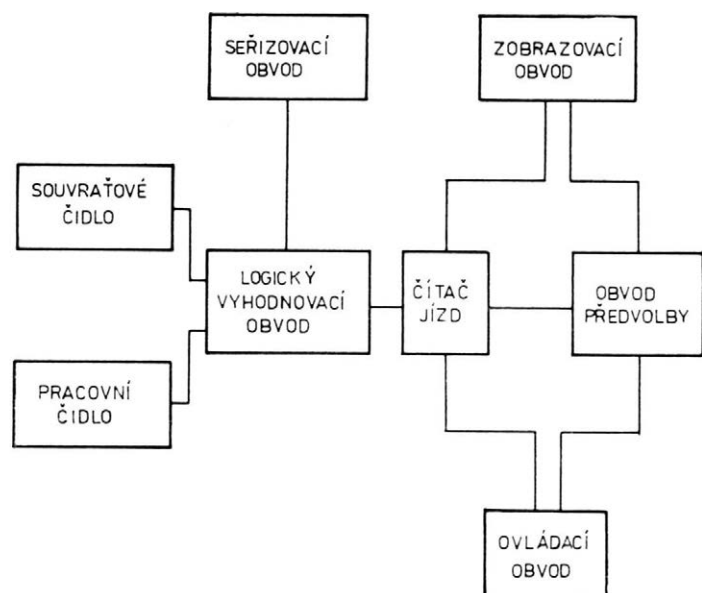
Z rozboru činnosti secího stroje vyplývá, že předchozí pracovní jízda je ukončena zastavením výsevu. Po něm zatočí souprava na souvrati, neboť při zakládání kolejových meziřádků při setí se uplatňuje výhradně člunkový způsob jízdy. Nová pracovní jízda nastává v okamžiku, kdy je opět zahájen výsev.

Přerušení výsevu secího stroje a jeho opětné zahájení lze převést na elektrický signál použitím tzv. pracovního čidla, které snímá polohu zubové spojky výsevního ústrojí nebo polohu btek secího stroje (obr. 5). Obdobně souvratové čidlo (obr. 6) snímá polohu řídicích kol traktoru nebo mechanismu řízení, a signalizuje tak zatočení soupravy na souvrati.

K identifikaci zahájení nové pracovní jízdy je zapotřebí posloupnosti signálů od pracovního a souvratového čidla, která odpovídá standardnímu průběhu událostí.



6. Umístění souvratového čidla na hřídeli řízení traktoru — Position of a headland sensor on the tractor main shaft



7. Blokové schéma řídicí jednotky — Block diagram of the control unit

Odlíšná posloupnost signálů započítání další pracovní jízdy nevyvolá. Tím je činnost řídicí jednotky při přerušení pracovní jízdy z důvodů čištění nebo překonávání překážky během přímé pracovní jízdy samočinně blokována. Je-li však pracovní jízda přerušena tím, že stroj objíždí překážku, čidla vyšlou signály v posloupnosti odpovídající zahájení další pracovní jízdy. Aby pořadí pracovní jízdy zůstalo zachováno, je třeba činnost řídicí jednotky zásahem obsluhy zablokovat.

SAMOČINNÁ ŘÍDÍCÍ JEDNOTKA

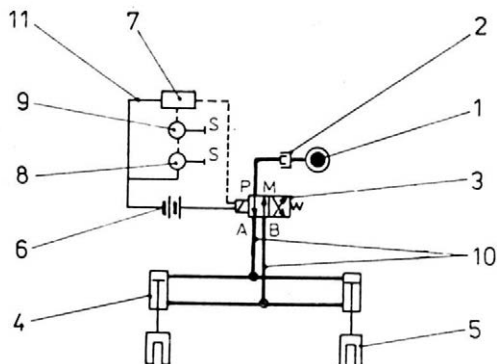
Řídicí jednotka byla sestavena z elektronických prvků s pevnou logikou, které jsou uspořádány v šesti základních obvodech (obr. 7).

Čidla pracovní jízdy jsou napojena na logický vyhodnocovací obvod, který vyhodnocuje vzájemnou posloupnost jejich signálů. Odpovídá-li posloupnost signálů posloupnosti požadované, generuje vyhodnocovací obvod příkaz ke změně obsahu čítače pracovních jízdy. Stav čítače pracovních jízdy je porovnáván s obsahem paměti obvodu předvolby. Je-li shodný, uvolní se výstup ovládacího obvodu, který ovládá mechanismus uzavírání výsevních jednotek kolejových meziřádků a ty se uzavřou. Stav čítače pracovních jízdy je zobrazován na dvoumístném zobrazovači zobrazovacího obvodu. Seřízení pořadí pracovní jízdy s kolejovými meziřádky, blokování činnosti řídicí jednotky a opravu pořadí umožňuje seřizovací obvod, kterým lze změnit obsah čítače pracovních jízdy i paměti obvodu předvolby.

Činnost samočinné řídicí jednotky je založena na postupném přičítání pořadí pracovních jízdy secího stroje. Dosáhne-li pořadí jízdy zvolené hodnoty, tzn., že nastane jízda, při níž se mají vytvářet kolejové meziřádky, sepne se ovládací obvod elektromagnetického rozvaděče tlakového vzduchu a uvedou se v činnost pneumatické válce uzavírání skupinových šoupátek. Obvod zůstává sepnutý po celou dobu pracovní jízdy (obr. 8).

Řídicí jednotka je umístěna na konzole, která umožňuje seřadit polohu v zorném poli řidiče traktoru (obr. 9). Je napojena na palubní zásuvku traktoru a kabely spojena s čidly a elektromagnetickým rozvaděčem. Uvádí se do provozu hlavním vypínačem. Po jeho zapnutí se na číslicovém zobrazovači zobrazí jednička.

1 — zdroj tlakového vzduchu, 2 — rychlospojka, 3 — elektromagnetický rozvaděč, 4 — dvojčinný vzduchový válec, 5 — skupinové uzavírací šoupátko, 6 — zdroj stejnoměrného elektrického proudu, 7 — řídicí jednotka, 8 — souvratové čidlo, 9 — pracovní čidlo, 10 — rozvod tlakového vzduchu, 11 — elektrické vodiče



8. Uspořádání samočinného zařízení pro vytváření kolejových meziřádků při seti
— Arrangement of the automatic equipment for setting tramlines during sowing

Před zahájením seti nastaví obsluha seřizovacím tlačítkem požadované pořadí pracovní jízdy s kolejovými meziřádky. Pořadí lze zvolit v rozsahu od druhé do páté jízdy. Čítač pracovních jízď musí být při seřizování odblokován. Při stisknutí seřizovacího tlačítka se obsah čítače postupně zvyšuje po jedné, jeho stav se zaznamená v obvodu předvolby a současně se zobrazuje na zobrazovači. Při zobrazení požadovaného pořadí pracovní jízdy s kolejovými meziřádky se tlačítko uvolní. Tím se automaticky nastaví čítač pracovních jízď na první pracovní jízdu, ale obsah paměti obvodu předvolby zůstane zachován. Je-li blokovací přepínač přestaven do polohy blokování, lze stisknutím seřizovacího tlačítka provést korekci pořadí pracovní jízdy, zobrazovaného na zobrazovači. Tak je možné kontrolovat i nastavení pořadí pracovní jízdy s kolejovými meziřádky, neboť ta je zobrazena samostatným znakem před číslicí udávající pořadí pracovní jízdy. Je-li pracovní jízda přerušena nebo ukončena, je na to obsluha upozorněna přerušovaným svitem číslice označující pořadí pracovní jízdy. Je-li důvodem přerušování nutnost objet překážky apod., je třeba zabránit blokování tomu, aby se započítávala další pracovní jízda při opětovném zahájení seti. Blokování se provede přepnutím blokovacího přepínače. Číslice označující pořadí pracovní jízdy svítí po celou dobu blokování přerušovaně.

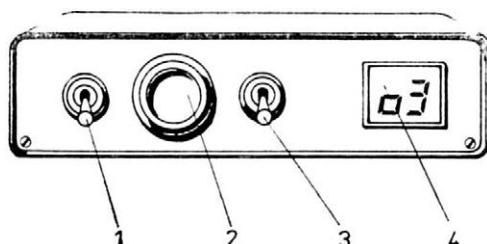
Pořadí pracovní jízdy není ovlivněno ani zajížděním secího stroje k plnění, pokud nedojde k samovolnému spuštění secích btek do pracovní polohy.

Činnost čidel a řídicí jednotky se kontroluje na místě simulací činnosti soupravy při ukončení seti a otáčení soupravy na souvrati.

Při zahájení seti je třeba zvolit pořadí zahajovací pracovní jízdy tak, aby se kolejové meziřádky vytvářely v požadované vzdálenosti. Např. mají-li se vytvářet při každé třetí jízde, je třeba zahajovací jízdu označit jako jízdu druhou.

9. Řídicí jednotka. Na zobrazovači je monitorována jízda s kolejovými meziřádky — Control unit. An operation setting wheel-track inter-rows is monitored on the screen

1 — hlavní vypínač, 2 — seřizovací tlačítko, 3 — blokovací spínač, 4 — dvoumístný zobrazovač



Provozní ověřování zařízení pro samočinné vytváření kolejových mezírádků prokázalo, že mezírádky lze při samočinném postupu vytvářet na pozemcích bez překážek s vyloučením chyb. Chyby se projevily pouze výjimečně v případech, kdy obsluha neodoblokovala řídicí jednotku po objetí překážky apod. Je proto třeba zvýraznit signalizaci blokování zvukovým výstražným signálem.

Prodlevy ve výsevu neovlivňují zřetelnost kolejových mezírádků. Obsluha je schopna je spolehlivě odlišit i při prvním zásahu během vegetace. Možnost dodatečné montáže zařízení i na seči stroje již provozované tuto nevýhodu tlumí natolik, že na základě požadavků praxe byla zahájena jeho sériová výroba.

Literatura

RENAUD, J.: Traceurs et jalonneurs. Motor. Techn. Agric., 1982, č. 1, s. 7-16.

SINE: Kolejový systém pěstování rostlin a jeho opodstatnění v Británii. In: Zahradniční aktuality, výzkum a perspektivy, Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1980, s. 1-9.

Došlo dne 3. 9. 1986

САЙДЛ, М. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Автоматическая прокладка проездных междурядий при севе. Земед. Techn., 33, 1987 (2) : 85-95.

Предпосылкой для прокладывания проездных междурядий в нашем сельском хозяйстве является проектирование и производство устройств для их автоматического образования во время сева. Такое устройство должно позволять легкую сборку добавочно на уже работающих сеялках. Вот почему для перерыва работы высевальных органов, затрагивающих полосы, выделенные для проездных междурядий, были выбраны задвижки, хотя это продляет сев. Работа автоматического управляющего органа основана на постепенном прибавлении очередности рабочих проездов сеялки. Как только очередность дойдет до определенной величины, т. е. когда наступает проезд, при котором образуются междурядья, сцепляется цепь управления электромагнитного распределителя напорного воздуха и в работу включаются пневмоцилиндры, которые замыкают групповые задвижки. В алгоритме автоматического образования междурядий очередность рабочих проездов меняется, а высевальные органы замыкаются и открываются, когда начинается рабочий проезд; его идентификация основана на очередности сигналов со стороны датчика сева и поворотной полосы. Эта очередность отвечает стандартному ходу работ в интервале между двумя чередующимися проездами сеялки с агрегатом. При иной очередности рабочий проезд не зачисляется, что и блокирует работу органа управления при перерыве прямого рабочего проезда. При объезде препятствия этот орган блокируется обслуживающим работником. Очередность проезда с междурядьями можно налаживать в пределах от второго до пятого проездов сеялки; автоматический ход; высевальные органы

SAIDL, M. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Ržepy): Automatic Setting of Tramlines during Sowing. Zeméd. Techn., 33, 1987 (2) : 85-95.

A pre-requisite for application of tramlines in Czechoslovak agriculture is the development and manufacture of an equipment for their automatic setting during sowing. This equipment ought to be easy to be mounted as an additional implement to sowing machines currently in use. To interrupt the operation of the sowing units whose drill coulters reach into the rows for wheel tracks, closing by help of slide valves was designed even though it delays the sowing operations. The operation of the automatic control unit is based on a gradual addition of the successions of seeding operations. If the succession of seeding operations reaches

given number, an operation during which the tramlines are to be set is about to start, the control circuit of the electromagnetic distributor of compressed air is connected and pneumatic cylinders which close the group slide valves are set in motion. In the algorithm of the automatic setting of tramlines, there occur changes in the succession of seeding operations, closing and opening of the sowing units during the start of the seeding operation. Identification of the start of another seeding operation is based on the succession of the signals of seeding and headland sensors. Such succession corresponds to the standard pattern of events in the interval between two successive operations of the sowing machine. If the sequence of the signals is different, the operation is not included. Thus the operation of the control unit is blocked if the direct seeding operation is interrupted. When an obstacle is to be by-passed, the operation of the unit must be blocked by an operator. The succession of the operation setting the tramlines can be selected within the range from the second to the fifth operation.

sowing machines; automatic progression; sowing units

SAIDL, M. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Řepý): *Automatisches Anlegen der Spurzwischenreihen bei der Aussaat*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2) : 85-95.

Voraussetzung für die Nutzung von Spurzwischenreihen in unserer Landwirtschaft ist die Entwicklung und Herstellung einer Einrichtung für deren selbständige Bildung bei der Aussaat. Diese Einrichtung sollte eine einfache zusätzliche Montage auch auf bereits in Einsatz befindliche Sämaschinen gewährleisten. Zum Unterbrechen des Saatvorgangs von Säeinheiten, deren Drillschare in die für die Spurzwischenreihen vorgesehenen Streifen eingreifen, wurde das Verschließen mittels Schieberverschluß gewählt, obwohl es bei dessen Einsatz zu Verzögerungen des Saatvorganges kommt. Die Tätigkeit der automatischen Steuerungseinheit beruht auf einem aufeinanderfolgenden Zurechnen der Folge der Arbeitsfahrten der Sämaschine. Wenn die Arbeitsfahrtenfolge den erwählten Wert erreicht hat, d. h. wenn jene Fahrt eintritt, während der die Spurzwischenreihen zu ziehen sind, wird der Betätigungskreis des elektromagnetischen Druckluftverteilers eingeschaltet und die pneumatischen Zylinder, die die Gruppenschieber schließen, werden in Tätigkeit gesetzt. Im Algorithmus der automatischen Gestaltung der Spurzwischenreihen kommt es zu Veränderungen der Reihenfolge der Arbeitsfahrten, zum Öffnen und Schließen der Säeinheiten beim Beginn der Arbeitsfahrt. Die Identifizierung der Inangriffnahme einer neuen Arbeitsfahrt beruht auf der Folge der Signale vom Arbeits- und Gewendemeßgeber. Diese Folge entspricht dem Standardverlauf der Begebenheiten im Intervall zwischen zwei aufeinanderfolgenden Fahrten des Säaggregats. Bei unterschiedlicher Folge wird die Arbeitsfahrt nicht einberechnet. Dadurch wird die Tätigkeit der Steuerungseinheit bei Unterbrechung der direkten Arbeitsfahrt blockiert. Falls ein Hindernis zu umfahren ist, muß die Tätigkeit der Einheit von der Bedienung blockiert werden. Die Reihenfolge der Fahrten mit Spurzwischenreihen ist im Bereich von der zweiten bis fünften Fahrt wählbar.

Sämaschinen; automatisches Verfahren; Säeinheiten

Adresa autora:

Ing. Miloslav Saidl, Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha-Řepý

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

Uvedené publikace je možné si půjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Půjčovní doba: pondělí, úterý a čtvrtek od 9.00 do 16.00 hod., středa od 9.00 do 18.00 hod., pátek od 9.00 do 15.30 hod. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

IRLA, E.

C 19.978/243

Maschinen und Verfahren für die Kartoffelkrautbeseitigung.

Tänikon, FAT 1984. 10 s., 11 obr., 4 tab. Blätter für Landtechnik 243. (Bramborová naf — ničení — mechanizace)

D 69.307/408

Wühlmaus 1-rk. kartoffeloptager type 1033.

Fabrikant: Maschinenfabrik Nievöhner GmbH, Vesttyskland. Anmelder: A S Wühlmaus Landbrugsmaskiner Vamdrup.

Bygholm, SjF 1984. 7 s., tab. Proverapport 408. (Vyoravače brambor — jednořádkové — nakladače — zkoušení — Dánsko — zprávy)

BULICH, C.

C 28.776/18

Die Wirkung von Erntemaschinen und -systemen auf die Qualität der Zuckerrübe.

Bonn, Institut für Landtechnik der Universität 1984. 2 s., 2 obr., 4 tab. Sonderdr. aus Die Zuckerrübe Nr. 5 (Sept. 1984). (Cukrovka — sklizeň — mechanizace — jakost — vztahy)

D 50.564/37

Mechanizacija proizvodstvennych processov v sadovodstve.

Mičurinsk, Vsesojuz. nauč.-issled. inst. sadovodstva im. I. V. Mičurina 1982. 120 s., tab., obr. Sbornik naučných trudov, vyp. 37. (Ovocné sady — mechanizace — sborník — SSSR)

RAMON GUTIERREZ, Z.

C 19.314/16 9

Accidentes mortales por vuelco de tractor.

Zaragoza, b. n. 1984. 14 s., tab. 16. conferencia internacional de mecanizacion agraria, Zaragoza, 1984. Comunicacion 9. (Traktory — převrácení — úrazy smrtelné — výzkum — Španělsko)

TAVLYBAJEV, F. N.

D 75.159

Remont traktorov Kirovec.

Moskva, Kolos 1983. 349 s., obr., tab. (Traktory kolové — opravy — Kirovec — příručka)

ANALÝZA POTREBY ČASU PRI KŔMENÍ HOVÄDZIEHO DOBYTKA LINKOU STROJOV SO ŽLABOVÝMI DOPRAVNÍKMI

R. Opáth

OPÁTH, R. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Analýza potreby času pri kŕmení hovädzieho dobytká linkou strojov so žlabovými dopravníkmi*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2): 97–104.

Na základe výsledkov práce pre veľkokapacitné farmy so stabilnou vnútornou časťou kŕmnych liniek možno navrhovať tieto opatrenia: 1. Analyzovať dopravu zabezpečujúcu prísun krmiva do objektov pre všetky kategórie hovädzieho dobytká a na základe výsledkov počítať s náhradou traktorovej dopravy nákladnými autami s veľkoobjemovými nadstavbami. 2. Priamo na farme vybudovať skladové priestory na kŕmnu slamu a seno, ako aj na siláž a senáž s dostatočnou kapacitou. 3. Na farme vybudovať miešareň objemových krmív. 4. Pre kontrolu množstva zakladaného krmiva inštalovať do linky váhy s kontinuálnou činnosťou. 5. Uvažovať o možnosti zriadiť v poľnohospodárskom podniku samostatnú organizačnú jednotku, ktorej úlohou by bolo zabezpečovať kŕmenie hovädzieho dobytká, celú manipuláciu s krmivami, ich hospodárne využívanie a pre tento účel odborne pripraviť pracovníkov. 6. Upraviť osevný postup tak, aby potrebné množstvo krmív bolo možné získať v blízkosti farmy.

kŕmna dávka; priestorová štruktúra pracovísk; čas operatívny; čas produktívny; potreba manuálnej práce; priebežný čas práce linky strojov

Vysoká koncentrácia zvierat na farmách s chovom hovädzieho dobytká znamená výrazný kvalitatívny obrat v spôsobe výroby, ktorý vytvára predpoklady pre zavádzanie progresívnych veľkovýrobných technologických postupov. Tieto nové technologické postupy znamenajú zmeny v spôsobe chovu a v organizácii práce (Lobotka a i., 1980; Melnikov a i., 1980; Vašek a Opáth, 1985).

Na úseku zavádzania a uplatňovania veľkovýrobných technológií v chove hovädzieho dobytká sa už získali niektoré poznatky a skúsenosti. Môžeme však konštatovať, že v súčasnosti sme ešte stále v období hľadania najvhodnejších koncepcií a riešení pre veľkovýrobné technologické postupy v chove jednotlivých kategórií hovädzieho dobytká.

Zvyšovanie koncentrácie zvierat na farmách a zavádzanie nových veľkovýrobných technológií do chovu hovädzieho dobytká si nevyhnutne vyžaduje aj nové mechanizačné zariadenia. Zatiaľ čo pri nízkych koncentráciách zvierat bolo možné zabezpečiť výrobný proces jednoduchou mechanizáciou so samostatnými strojmi, v súčasnosti sú nutné komplexné mechanizované linky strojov. Takáto mechanizácia si vyžaduje plné využitie a dokonalú organizáciu práce. Dobrá organizácia práce umožní racionálne využiť čas pracovného nasadenia, čo je jeden z predpokladov aj pre znižovanie spotreby energie vynakladanej na zabezpečenie výrobného procesu.

CIEĽ PRÁCE A METÓDA

Cieľom práce je zistiť potrebu času na zakladanie objemového krmiva pomocou linky strojov s nadžlabovým dopravníkom v chove hovädzieho dobytku za bežných prevádzkových podmienok. Pre splnenie tohoto cieľa bola použitá nasledovná metodika:

1. charakteristika podmienok, za ktorých linka pracovala;
2. charakteristika krmnej linky;
3. merania;
4. vyhodnotenie výsledkov meraní a analýza práce krmnej linky.

VLASTNÁ PRÁCA A VÝSLEDKY

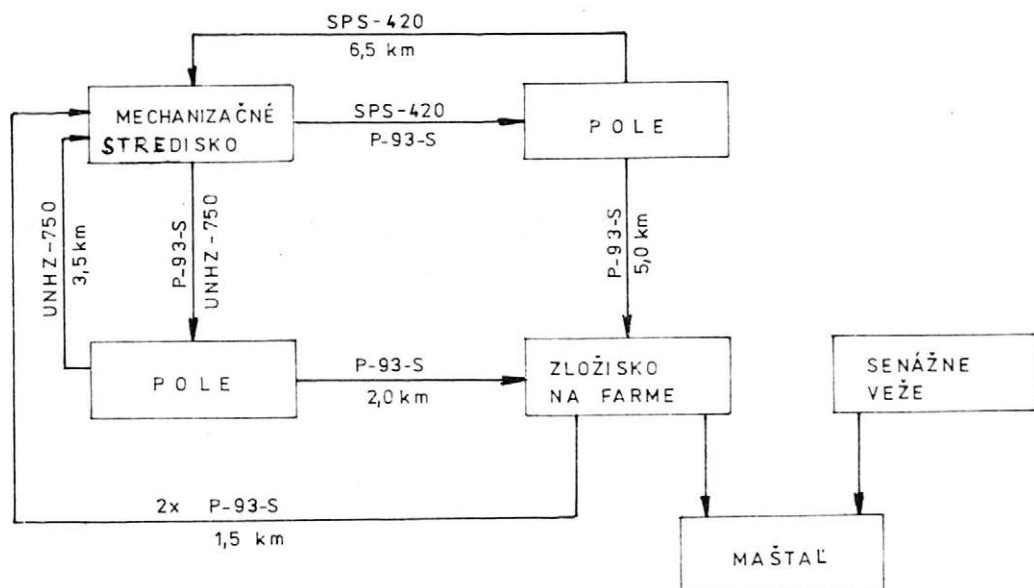
Merania sme vykonali počas letného krmného obdobia na farme dojnic s kapacitou 980 zvierat. Farma je riešená ako monoblok a ustajňovacie priestory sú členené na tri časti. Dve produkčné časti majú kapacitu po 400 dojnic a v strede umiestnená reprodukčná časť má kapacitu 180 kráv. Dojnice sú ustajnené v produkčných častiach voľne, v skupinách po 50 kusoch. Na zakladanie krmiva sa používa žlabový pásový dopravník s odvíjaním pásu z bubna. Je riešený ako združený a zakladá krmivo pre dve skupiny dojnic.

Kŕmenie zabezpečujú dvaja traktoristi s veľkoobjemovými prívesmi, jeden pracovník na nakladači, jeden pracovník na zberacej rezačke, dvaja mechanici pracujúci so stabilnou časťou krmnej linky a dvaja manuálni pracovníci. Jeden z nich nakladal na stabilnú časť linky slamu, druhý kontroloval a odstraňoval prípadné funkčné poruchy prihrňacej závitovky.

Určená kŕmna dávka v čase meraní bola: zelené krmivo (perko) 40 kg, senáž 7 kg a slama 4 kg.

Merania sme robili v jednej produkčnej časti farmy.

Kŕmna linka mala mobilnú a stacionárnu časť. Mobilná časť bola tvorená týmito strojmi:



1. Priestorová štruktúra pracovísk krmnej linky — Spatial structure of workplaces with the feeding line

1. traktor Z-6911 agregátovaný s nakladačom UNHZ-750;
2. traktor Z-8011 s veľkoobjemovým prívesom P-93-S, v ďalšom označený ako dopravný prostriedok č. 1;
3. traktor Z-8011 s veľkoobjemovým prívesom P-93-S, v ďalšom označený ako dopravný prostriedok č. 2;

4. zberacia rezačka SPS-420 so žacím stolom ŽT-420.

Stabilná časť linky mala zloženie:

1. závitkový prihrňáč SP-1000 s možnosťou otáčania v rozsahu do 180°;
2. systém pásových dopravníkov;
3. vyberač senáže VSH-8.5-2;
4. štyri pásové žlabové dopravníky ŽPD-1.

Dopravný prostriedok č. 2 s nakladačom UNHZ-750 zabezpečovali prísun slamy. Prísun zeleného krmiva ku stabilnej časti linky bol riešený dopravným prostriedkom č. 1 a zberacou rezačkou SPS-420.

Priestorová štruktúra pracovísk s uvedením vzdialeností medzi nimi je naznačená na obr. 1.

Priemerné časy práce jednotlivých strojov, ako aj celej linky, vypočítané z desiatich opakovaných meraní sú uvedené v tab. I.

Zistené priemerné časy práce umožnili vypočítať:

— čas operatívny

$$t_{02} = t_1 + t_2 \quad (\text{s})$$

kde: t_1 — čas hlavný, keď mechanizačné zariadenie vykonáva činnosť, pre ktorú je určené; u žlabových dopravníkov je to čas na zakladanie krmiva (s)

t_2 — čas pomocný (s)

pričom:

$$t_2 = t_{21} + t_{22} + t_{23} \quad (\text{s})$$

kde: t_{21} — čas na naloženie krmiva (s)

t_{22} — potreba času na dopravu; u stabilnej časti linky je to čas na prísun materiálu pomocou systému dopravníkov ku žlabovému dopravníku, ktorý zakladá krmivo zvieratám (s)

t_{23} — čas na vyloženie krmiva (s)

— čas produktívny

$$t_{04} = t_{02} + t_3 \quad (\text{s})$$

kde: t_3 — čas dennej údržby (s)

— celkový čas pracovného nasadenie

$$t_{07} = t_{04} + t_5 + t_6 + t_7 \quad (\text{s})$$

kde: t_5 — čas prestojov zavinených obsluhou (s)

t_6 — čas prejazdov na pracovisko a späť (s)

t_7 — čas prestojov z organizačných príčin (s)

— koeficient využitia operatívneho času

$$k_{02} = \frac{t_1}{t_{02}} \quad (—)$$

— koeficient využitia produktívneho času

$$k_{04} = \frac{t_1}{t_{04}} \quad (—)$$

— výkonnosť v čase hlavnom

$$Q_1 = \frac{M}{t_1} \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

kde: M — hmotnosť založeného krmiva (kg)

I. Časy práce krmnéj linky so žlabovými dopravníkmi — Worktime of the feeding line with trough conveyers

Parameter	Sym- bol	Jednotka	Celá linka	Stabilná časť	Mobilná časť	UNHZ-750	SPS-420	Dopravný prostriedok	
								č. 1	č. 2
Potreba času na dennú údržbu	t_3	[s]	20 400,0	6000,0	14 400,0	3600,0	3600,0	3600,0	3600,0
Potreba času na prejazdy	t_6	[s]	6 611,3	—	6 611,3	1395,6	2584,3	1623,2	1008,2
Čas zakladania krmiva	t_{21}	[s]	15 468,0	7002,6	8 465,4	2118,6	2114,1	2114,1	2118,6
Čas na dopravu	t_{22}	[s]	13 882,8	7787,8	6 095,0	—	—	3944,3	2150,7
Čas vyprázdňovania prívosov	t_{23}	[s]	1 687,9	—	1 687,9	—	—	612,0	1075,9
Čas zakladania krmiva	t_1	[s]	7 142,8	7142,8	—	—	—	—	—
Prestoje zavinené obsluhou	t_5	[s]	866,0	—	866,0	259,6	—	226,8	379,6
Čas prestojov z organizačných príčin	t_7	[s]	11 608,6	9000,0	2 608,6	2608,6	—	—	—

— výkonnosť v čase pracovného nasadenia

$$Q_{07} = \frac{M}{t_{07}} \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

— spotreba ľudskej práce

$$P_c = n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3 + n_5 \cdot t_5 + n_6 \cdot t_6 + n_7 \cdot t_7 \quad (1)$$

kde: $n_{i=1 \div 7}$ — počet pracovníkov vykonávajúcich určitú pracovnú operáciu (s)

— potreba ľudskej práce bez stratových časov

$$P = n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3 + n_6 \cdot t_6 \quad (\text{s})$$

— merná spotreba ľudskej práce

$$P_c' = \frac{P_c}{M} \quad (\text{s} \cdot \text{kg}^{-1})$$

— podiel manuálnej práce

$$P_m = \frac{t_m \cdot 100}{P_c} \quad (\%)$$

— spotreba priebežného času na založenie krmiva, t. j. času od začiatku práce prvého stroja až po skončenie práce posledného stroja kŕmnej linky

$$t_{p1} = \frac{t_p}{M} \quad (\text{s} \cdot \text{kg}^{-1})$$

kde: t_p — priebežný čas práce (s)

Priebežný čas práce linky bol $t_p = 25\,227,2$ s.

Žlabový dopravník č. 1 založil počas meraní denne priemerne $M = 4980,9$ kg objemového krmiva. Žlabový dopravník č. 2 založil $M = 5075,9$ kg; žlabový dopravník č. 3 založil $M = 5172,4$ kg a žlabový dopravník č. 4 založil $M = 4995,1$ kg objemového krmiva. Krmivo sa zakladalo dvakrát denne.

Výsledky meraní sú uvedené v tab. II.

Vysoké prestojové časy z organizačných príčin boli spôsobené súčinnosťou kŕmnej linky s linkou strojov na dojenie. Prestoje vznikli konkrétne preto, lebo nasledujúci pásový žlabový dopravník mohol začať zakladať krmivo až po odchode poslednej dojnice, pre ktorú zakladal krmivo do dojárne.

Relatívne vysokú mernú spotrebu ľudskej práce a podiel manuálnej práce spôsobila nesprávna exploatácia kŕmnej linky, pretože slama, ako komponent kŕmnej dávky, bola dávkovaná na systém dopravníkov ručne. Túto pracovnú operáciu mohla po navrstvení slamy na zelené krmivo zabezpečiť prihrňacia závitovka SP — 1000/180°.

ZÁVER

Z výsledkov práce vyplýva, že v podmienkach, v ktorých sa merania uskutočnili, bola spotreba priebežného času na založenie objemového krmiva $1,247 \text{ s} \cdot \text{kg}^{-1}$. Merná spotreba ľudskej práce bola 6,12 sekundy na kilogram založeného krmiva, pričom podiel manuálnej práce z celkovej spotreby ľudskej práce bol 13,99 %. Z práce je zrejmé, že časy na prejazdy dopravných prostriedkov sú neprimerane vysoké, čo spôsobili veľké vzdialenosti, z ktorých sa krmivo na farmu dovážalo.

II. Analytická tabuľka časov práce kŕmnej linky so žlabovými dopravníkmi — Analytic table of worktime of the feeding line with trough conveyers

Parameter	Sym- bol	Jednotka	Celá linka	Stabilná časť	Mobilná časť	UNHZ-750	SPS-420	Dopravný prostriedok	
								č. 1	č. 2
Čas operatívny	t_{02}	[s]	—	—	—	2118,6	2114,1	6 670,4	5 345,2
Čas produktívny	t_{04}	[s]	—	—	—	5718,6	5714,1	10 270,4	6 945,2
Celkový čas pracovného nasadenia	t_{07}	[s]	—	—	—	9982,4	8296,4	12 120,4	10 333,0
Koeficient využitia operatívneho času	k_{02}	—	—	—	—	1,000	1,000	0,500	0,402
Koeficient využitia produktívneho času	k_{04}	—	—	—	—	0,370	0,370	0,330	0,240
Výkonnosť v čase hlavnom	Q_1	[kg · s ⁻¹]	—	—	—	0,739	7,390	3,970	0,728
Výkonnosť v čase pracovného nasadenia	Q_{07}	[kg · s ⁻¹]	—	—	—	0,157	1,887	1,292	0,151
Spotreba ľudskej práce	P_c	[s]	123 769,7	81 347,6	42 422,1	9982,4	8298,4	12 732,4	11 408,9
Spotreba ľudskej práce bez strátových časov	P	[s]	102 295,1	63 347,6	38 947,5	7114,2	8298,4	12 505,6	11 029,3
Merná spotreba ľudskej práce	P_c'	[s · kg ⁻¹]	6,120	4,020	2,260	4,881	0,530	0,810	7,287
Spotreba manuálnej práce	t_m	[s]	17 315,1	15 627,2	1 687,9	—	—	612,0	1 075,9
Podiel manuálnej práce	P_m	[%]	13,990	19,210	3,980	0,000	0,000	4,890	9,430
Spotreba priebežného času	t_{p1}	[s · kg ⁻¹]	1,247	0,830	0,654	4,077	0,135	0,544	4,300

Literatúra

LOBOTKA, J. a kol.: *Technika a mechanizácia živočíšnej výroby*. Bratislava, Príroda 1980.

MELNIKOV, S. V. a kol.: *Ekspluatácia technologičeskovo oborudovanija životnovodčeskich ferm i komplexov*. Moskva, Kolos 1980.

VAŠEK, V. — OPÁTH, R.: *Technika a mechanizácia živočíšnej výroby*. Bratislava, Príroda 1985.

Došlo dňa 10. 3. 1986

ОПАТ, Р. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): *Анализ затраты времени на кормление крупного рогатого скота в условиях машинной линии с желобчатыми транспортерами*. *Zeměd. Techn.*, 33, 1987 (2) : 97-104.

На основе результатов разработок можно рекомендовать следующие меры для крупных ферм со стационарным внутренним участком кормолиний: 1. Анализировать транспорт, обеспечивающий подвозку кормов в объекты ко всем категориям скота, а на основе результатов вычислить замену тракторного транспорта грузовиками с крупногабаритными настройками. 2. Прямо на ферме построить хранилища кормовой соломы и сена, а также силоса и сенажа в достаточном объеме. 3. Построить на ферме цех для смешивания объемных кормов. 4. Установить на ферме весы с континуальной эксплуатацией для контролирования расходуемого корма. 5. Взвесить возможность создания в хозяйстве отдельной организационной группы по обеспечению кормления крупного рогатого скота, всех связанных с кормами работ, экономный их расход; обучить для этой цели работников. 6. Приспособить севооборот к цели получать нужное количество кормов вблизи фермы.

кормодоза; пространственное упорядочение рабочих мест; оперативное время; продуктивное время; затрата физического труда; текущее время работы машинной линии

OPÁTH, R. (University of Agriculture, Nitra): *Analysis of Time Requirement for Cattle Feeding by a Machine Line with Trough Conveyers*. *Zeměd. Techn.*, 33, 1987 (2) : 97-104.

The results of the study suggest the following measures for large farms with the stationary inner part of feeding lines. It is recommendable: 1. To analyze transportation of feed to the houses for all categories of cattle and using the results to calculate the replacement of tractors by trucks with superstructures. 2. To build storehouses for fodder straw and hay as well as for silage and haylage with sufficient capacity right on the farm. 3. To build a plant for mixing bulk fodder. 4. To install a continually operating balance in the line for checking the amount of feed. 5. To consider a possibility of establishing an independent unit on the farm whose task would be securing the feed for cattle, the manipulation with the feed and its effective employment and to train employees for this purpose. 6. To adjust the crop rotation in order to get the needed amount of feed in the vicinity of the farm.

feed ration; spatial structure of workplaces; operational time; productive time; manual labour requirement; worktime of a machine line

OPÁTH, R. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra): *Analyse des Zeitbedarfes bei der Fütterung der Rinder mit Hilfe der Maschinenstrasse mit Trogförderern*. *Zeměd. Techn.*, 33, 1987 (2) : 97-104.

Aufgrund der Arbeitsergebnisse können für Grosskapazitätsfarmen mit stabilen eingebauten Fütterungsstrassen folgende Massnahmen empfohlen werden: 1. Den Futtertransport in die Objekte für alle Rindertierkategorien analysieren und aufgrund der Ergebnisse den Ersatz der Traktoren durch LKW mit Grossvolumenaufsätzen berechnen. 2. Direkt auf der Farm Lagerräume für Futterstroh und Heu als auch für Silage und Gärheu mit genügender Kapazität zu sichern. 3. Auf der Farm

eine Mischanlage für Rauhfuttermittel bauen. 4. Zur Kontrolle der Menge der zu verfütternden Futtermittel in der Fütterungsstrasse eine Waage mit kontinuierlicher Funktion installieren. 5. Die Möglichkeit erwägen, im Landwirtschaftsbetrieb eine selbstständige Organisationseinheit zu schaffen, deren Aufgabe es wäre, die Fütterung der Rinder, die Manipulation mit Futtermitteln und ihre ökonomische Ausnutzung zu sichern und für diesen Zweck auch Spezialisten zu schulen. 6. Die Fruchtfolge so gestalten, dass die notwendige Futtermenge in der Nähe der Farm zu gewinnen wäre.

Futtermittelration; Raumstruktur der Arbeitsstätten; Operativ- und Produktivzeit; Bedarf an manueller Arbeit; durchlaufende Arbeitszeit der Maschinenstrasse

Adresa autora:

Ing. Rudolf O p á t h, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 01 Nitra

STATICKÁ STABILITA A SVAHOVÁ DOSTUPNOSŤ HORSKEJ KOSAČKY MT 8-046-SP2-212 A SAMOJAZDNÉHO ZBERACIEHO VOZA MT 6-063 ASN-055

J. Šesták, P. Sklenka, L. Škulavík, R. Markovič

ŠESTÁK, J. — SKLENKA, P. — ŠKULAVÍK, L. — MARKOVIČ, R. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra; Štátna skúšobňa poľnohospodárskych, lesníckych a potravinárskych strojov, Rovinka): *Statická stabilita a svahová dostupnosť horskej kosačky MT 8-046-SP2-212 a samojazdného zberacieho voza MT 6-063 ASN-055*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2): 105 — 122.

Statická stabilita horských strojov je v súčasnej praxi rozhodujúcim činiteľom na určenie ich svahovej dostupnosti. Svahová dostupnosť sa stanovuje z maximálneho uhla statickej stability pomocou súčiniteľa bezpečnosti. Vykonali sme experimentálne meranie statickej stability strojov na naklápacej rovine a porovnali sme ich s výsledkami počítačovej simulácie náhradného matematického modelu stroja. Stanovené hodnoty svahovej dostupnosti sme porovnali s hodnotami ekvivalentných zahraničných výrobkov.

súčiniteľ bezpečnosti; počítačová simulácia náhradného matematického modelu stroja

Problematika svahovej dostupnosti a stability samojazdných strojov pracujúcich na svahovitých lúkach v horských a podhorských oblastiach vystúpila do popredia v našich podmienkach v roku 1975, keď vo VÚPT Rovinka započal vývoj samojazdných zberacích vozov SVS-7 a SSV-4. V priebehu ďalších rokov boli vyvinuté samojazdné zberacie vozy UNIHOT-80 a nakoniec v poslednom období v spolupráci VÚPT Rovinka s VVÚ ZŤS Zvolen nosič náradia MT 8-046 s adaptérmi a univerzálna horská hnacia jednotka (UHHJ) MT 6-063 s adaptérmi na zber sena a aplikáciu priemyselných hnojív.

V príspevku uvádzame experimentálne stanovenie statickej stability nosiča náradia MT 8-046 s aplikovanou čelnou protibežnou lištou SP2-212 a UNHJ MT 6-063 s veľkoobjemovou nadstavbou ASN-055, ktoré sme v spolupráci so ŠSPPLS v Rovinke urobili podľa platnej normy (ČSN 47 0147, ST SEV 3921-82). Praktická svahová dostupnosť je následne určená pomocou súčiniteľa bezpečnosti. Na porovnanie experimentálne získaných hodnôt statickej stability je urobená počítačová simulácia matematického modelu strojov, ktorý zohľadňuje ich základné technické parametre aj určujúce väzby medzi podložkou a strojom.

Podľa Tydlačku (1982), ktorý vykonal obsiahlu expertízu platných štandardov a odporúčaní, chápeme svahovou dostupnosťou taký svah (definovaný nielen uhlom sklonu, ale aj inými vlastnosťami, napr. tvarom a stavom povrchu a pod.), na ktorom môže stroj bezpečne (z hľadiska OBP), primerane produktívne a akostne pracovať bez toho, aby boli ohrozené vlastnosti samotného stroja a prostredia, v ktorom pracuje.

Na základné príčiny spôsobujúce neschopnosť pohybu stroja na svahu upozornil Andert (1971). Svahovú dostupnosť odporúča hodnotiť z týchto hľadísk:

— hľadisko energetické (dostatočná hodnota ťahového výkonu a výkonu na pohon technológie),

— hladisko sklzávaní (potrebná súdržnosť pojazďového mechanizmu s podložkou v smere spádnicí a vrstevnicí),

— hladisko stability (záloha reakcie odľahčených kolies a kinematické budenie podložky).

Chovanie traktora pri práci na spádnici charakterizoval Gilfilan (1970) pomocou adhézných vlastností pri kontakte na odľahčené kolesá. Závislosť uhla svahu od zložiek odporu autor pre rôznu voľbu súčiniteľa adhézie znázornil graficky. Hladisko adhézie použil na stanovenie limitného uhla svahu v smere spádnicí Syrový (1972). Problémami stability traktorov delených zvislým čapom sa zaoberali Gibson a Biller (1974). Graficky znázornili väzby medzi uhlom svahu a uhlom smeru pohybu orientovaným voči spádnici v statických podmienkach. Na neúčinnosť stanovenia priečnej stability traktora pri prechode cez osamotenú prekážku na určenom svahu poukázali Sirekanjan a i. (1971). Ich výsledky, založené v zásade na korelačnej analýze stochastických procesov realizácií dynamických reakcií, nie je možné zovšeobecniť.

Grafické znázornenie hraníc statickej a dynamickej stability na základe simulácie postavených matematických modelov strojov urobil Daskalov (1971). Podobné diagramy statickej stability používali Reichmann (1972) a Hunter (1982). Svahovú dostupnosť strojov určenú zo statickej stability pomocou súčiniteľa bezpečnosti stanovili Iljev a i. (1974). Z ich záverov zisťujeme, že stroj môže pracovať na takom svahu, ktorý má maximálny sklon v stupňoch v hodnote 30 až 50 % stanoveného maximálneho uhla statickej stability. Autori nerozlišovali určenie priečnej a pozdĺžnej svahovej dostupnosti.

Svahovú dostupnosť určenú zo statickej stability stroja používal vo výklade štandardu platného v NDR Stengler (1974). Dynamická hranica rovnováhy voči preklopeniu stroja (priečna stabilita) je určená ako 50% časť statickej hranice rovnováhy voči preklopeniu. Dynamický preklápací moment (pozdĺžna stabilita) v pozdĺžnom smere stroja je určený ako 60% časť zo statického preklápacieho momentu, a to pre jazdu do svahu i zo svahu.

Svahová dostupnosť strojov je v ŠSLPPS Rovinka tiež určovaná súčiniteľom bezpečnosti. Praktický sklon svahu je pre jazdu po vrstevnici stanovený ako 50% časť zo zistených statickej stability na naklápacej plošine pri postavení stroja na vrstevnici v oboch smeroch jazdy.

Účinkom pružnosti pneumatík na zmenu svahovej dostupnosti sa zaoberal Zahne (1975). Určil, že teoreticky zistený maximálny uhol stability v priečnom smere treba zmenšiť o 7 % až 10 % z dôvodov pruženia pneumatík.

Využitím doteraz známych matematických modelov strojov pracujúcich na svahoch spracovali pre fázu projektového riešenia a funkčného hodnotenia diagramy hraníc statickej stability Šesták a i. (1981, 1982) a Turza a i. (1982). Následné zrovnania týchto strojov so strojmi svetovej úrovne v praxi ukázali, že dosahujú rovnocenné parametre svahovej dostupnosti. Ak spotrebiteľsky rešpektujeme doteraz zverejnené poznatky terramechaniky, najmä väzby adhézie versus preklz, bočná sila závislá od smerovej úchyľky a sily normálovej (Schwanghart, 1981; Grečenko, 1972, 1984, 1985; Untáru a i., 1981), ako aj určenie tangenciálnej sily na hnacích kolesách využitím adhézneho elipsy či adhézneho kružnice (Ellis, 1969 a iní), a reálne pripustíme, že všetky určujúce parametre sa menia stochasticky, potom z nich vyhodnotená svahová dostupnosť môže mať predikčné určenie, zrejme zatažené nielen chybou merania, ale aj chybou metódy použitou na spracovanie získaných realizácií meraných parametrov. Domnievame sa, že využitie takto stanovenej svahovej dostupnosti vo fáze návrhu a projektovania je opodstatnené.

Z porovnateľných typov nákladných automobilov odporúčil získavať statickú stabilitu na naklápacej plošine Aksenov (1972). Jeho overovanie, uskutočnené jazdou v kruhu,

1. Univerzálny nosič náradia MT 8-046 — Universal implement carrier MT 8-046



je však z dynamického hľadiska nevhodné. Rompe (1971) experimentálne i teoreticky zisťoval statickú stabilitu dvojposchodového autokaru na naklápacej plošine a výsledky porovnával so simuláciou priestorového matematického modelu. Inšpirujúce sú jeho jazdné skúšky — vjazd do zatáčky, zmena smeru jazdy, jazda cez zatáčku. Maurath (1973) publikoval nomogramy, ktoré umožňujú približný výpočet hraníc preklopenia.

Všeobecne zhrňujeme, že medzery sú v definovaní a zisťovaní dynamickej stability proti prevracaniu.

TECHNICKÝ OPIS STROJOV

Nosič náradia MT 8-046 (obr. 1) je určený do všetkých výrobných oblastí, najmä však do zemiakárskych a horských. Strojmi pripojenými k tejto hnacej jednotke uskutočňujeme technologické operácie: kosenie a obracanie so zhrňovaním. Nosič náradia s agregátovanou čelnou protibežnou žacou listou je určený na kosenie tenkostebelnatých krmovín s výškou rastlín od 150 do 1000 mm, s hrúbkou stebiel vo výške rezu 0,7 až 3,1 mm a s pracovnou vlhkosťou 60 až 85 %.

Stroj má obidve nápravy hnacie, zadnú časť pretočiteľnú voči prednej. Kontaktné body pneumatík s podložkou sú vyhodne rozmiestnené, čo s nízko položeným ťažiskom dáva dobré predpoklady pre prácu v horských svahovitých podmienkach. Základné technické údaje pre nosič náradia MT 8-046 a pre protibežnú žaciu listu vyznačujeme v tab. I a II.

Univerzálna horská hnacia jednotka MT 6-063 s aplikovanými adaptérmi (obr. 2) je určená na zbieranie, ukladanie, odvoz a vyprázdňovanie zavádznutých a suchých tenkostebelnatých krmovín z pokosených riadkov, aplikáciu kvapalných priemyselných hnojív, plošné rozhadzovanie tuhých granulovaných priemyselných hnojív a dovoz a odvoz pevných sypkých hmôt a rôznych materiálov pre intenzívne využívanie lúk a pasienkov.

MT 6-063 je zložený z dvoch hlavných celkov:

- z prednej časti, ktorú tvorí kabína s pracoviskom obsluhy, hnací motor s hydro-mechanicou prevodovkou, s redukčnou prevodovkou a prednou nápravou,
- zo zadnej časti, tvorenej spojovacou rúrou (rázvorou) a zadnou nápravou.

Predná časť so zadnou sú spojené klzným ložiskom s dorazmi umožňujúcimi vzájomný výkyv náprav rozsahu $\pm 15^\circ$.

I. Základné technické údaje nosiča náradia MT 8-046 a kosačky Reform-Metrac 3000
 — Basic data of the implement carrier MT 8-046 and the reaper Reform-Metrac 3000

Parameter	Jednotka	MT 8-046 hodnota	Reform- Metrac 3000 hodnota
Prevádzková hmotnosť	kg	1053	1345
Dĺžka stroja	m	2,480	2,810
Výška stroja	m	1,820	1,980
Šírka stroja	m	1,940	1,910
Rozchod kolies:			
predné vonkajší	m	1,850	1,555
vnútorný	m	1,495	
zadné vonkajší	m	1,685	1,420
vnútorný	m	1,330	
Rázvor	m	1,640	1,650
Pneumatiky	"	6.15/155-14	Good Year 31 × 15.150/15
Hustenie	kPa	80	60
Svetlá výška podvozku	mm	140	210
Vonkajší stopový polomer otáčania:			
vpravo	m	3,770	7,700
vľavo	m	3,930	7,700
Pozdĺžny prechodový uhol	°	148	140
Priečny prechodový uhol	°	152	136
Otáčky hnacieho motora	min ⁻¹	3000	2700
Výkon motora	kW	14,700	26,000
Maximálna rýchlosť	km . h ⁻¹	20,740	22,800
Pracovné rýchlosti:			
prevod I	km . h ⁻¹	3,660	5,030
II	km . h ⁻¹	6,580	8,460
III	km . h ⁻¹	9,900	14,040
Otáčky vývodového hriadeľa	min ⁻¹	600	532 vpredu 533 vzadu

Prenos výkonu je zabezpečený spojovacími hriadeľmi, ktoré sú uložené súoso v rázvore.

Zberacia nadstavba je zložená z veľkoobjemovej korby s pohyblivým dopravníkom dna a zo zberacieho a lisovacieho mechanizmu. Zadné čelo je odklápaťelné a slúži na vyprazdňovanie nadstavby. Pod zadnou časťou korby za zadnými kolesami UHHJ je pripojené podávacie a lisovacie zariadenie. Základné technické údaje UHHJ MT 6-063 a veľkoobjemovej zberacej nadstavby ASN-055 uvádzame v tab. III a IV, kde dokumentujeme aj niektoré významné parametre zrovnávacích strojov Reform-Muli 150/50 a Reform-Metrac 3000 (v tab. I).

Parameter	Jednotka	Hodnota
Dĺžka	m	1,260
Šírka	m	2,000
Výška	m	0,918
Hmotnosť	kg	120
Pracovný záber	m	1,890

2. Univerzálna horská hnacia jednotka MT 6-063 s nadstavbou ASN-055 — Universal hillside power unit MT 6-063 with the superstructure ASN-055



MATEMATICKÝ MODEL PRE POČÍTAČOVÚ SIMULÁCIU

Matematický model je zostavený tak, aby v ňom boli zahrnuté kinematické štruktúry a experimentálne zistené parametre univerzálneho nosiča náradia MT 8-046 s adaptovanou lištou SP2-212 a univerzálnej horskej hnacej jednotky MT 6-063 s aplikovanou zberacou nadstavbou ASN-055.

V modeli rešpektujeme kinematickú väzbu prednej a zadnej časti oboch strojov, ktorá je konštrukčne riešená axiálnym čapom. Jeho os leží vo zvislej rovine symetrie stroja. Pretočenie zadnej časti stroja voči prednej okolo axiálneho čapu nie je obmedzené ďalšou väzbou. Stroj sa pohybuje konštantnou rýchlosťou. Kolesá sú dokonale tuhé, takisto ako aj podložka. Pohon nápravy sa uskutočňuje kardanovým hriadeľom.

Potom s využitím modelov spracovaných Daskalovom (1971) a Reichmannom (1972) pre vozidlo schématicky znázornené na obr. 3, ktoré sa pohybuje po povrchu svahu so sklonom β v smere orientovanom voči spádnicí uhlom α , definujeme stratu stability podmienkou, že reakcia podložky pod ľubovoľným kolesom klesne na nulu:

$$\vec{R}_i = \vec{0} \quad (1)$$

kde: $R = A, B, C, D$

Táto podmienka zodpovedá citácii ČSN 47 0174, odstavce 4, časť 4.8. Podmienková rovnica (1) však vyžaduje, aby reakcie pôsobiace na jedno koleso vozidla boli obsiahnuté v rovnici obsahujúcej smer pohybu (α) a uhol svahu (β).

III. Základné technické údaje univerzálnej horskej hnacej jednotky MT 6-063 a voza Reform-Muli 150/50 — Basic performance data of the universal hillside power unit MT 6-063 and the vehicle Reform-Muli 150/50

Parameter	Jednota	MT 6-063 hodnota	Reform- -Muli 150/50 hodnota
Prevádzková hmotnosť	kg	2703	7870
Dĺžka stroja	m	5,183	6,140
Šírka stroja	m	2,630	2,200
Výška stroja	m	2,102	2,525
Rozchod kolies:			
vpredu	m	1,778	1,580
vzadu vonkajší	m	2,364	1,690
vnútorný	m	1,778	
Rázvor	m	3,400	2,970
Pneumatiky	"	10-15/(8PR šp.)	vpredu Firestone 10/75-15 vzadu Semperit 6.50-16 AS
Hustenie	KPa	350	200
Svetlá výška podvozku	mm	243 (238)	
Vonkajší stopový polomer otáčania	m	6,7	
Vnútorný stopový polomer otáčania	m	5,6	
Otáčky hnacieho motora	min ⁻¹	2000	36,6 s ⁻¹
Výkon motora	kW	40	33,8
Pracovná rýchlosť	km . h ⁻¹	0—10	0—1,25 m . s ⁻¹
Prepravná rýchlosť	km . h ⁻¹	0—25	0—25
Otáčky vývodového hriadeľa vpredu i vzadu stroja:	min ⁻¹		613
nezávisle od pojazdovej rýchlosti			
I. stupeň	min ⁻¹	540	
II. stupeň	min ⁻¹	1000	
závisle od pojazdovej rýchlosti			
I. stupeň	min ⁻¹	0—1450	
II. stupeň	min ⁻¹	500—1450	

V poslednej dobe boli účelne stanovené experimentálne vzťahy medzi tromi zložkami reakcie podložky pod jedným kolesom, využívajúce parametre smerovej odchýlky, adhézných vlastností podložky a preklzu (Swanghart, 1981; Grečenko, 1985), ktoré výrazne zohľadňujú dynamiku pohybu. Napriek tomu sme v našom modeli použili jednoduchšie predpoklady pre zostavenie doplnkových rovníc, ktoré, ako sa zdôvodňuje ďalej pri porovnaní experimentu a počítačovej simulácie, na stanovenie hraníc statickej stability s dostatočnou presnosťou vyhovujú. Z hľadiska statického riešenia platia pre celé vozidlo rovnovážne podmienky:

$$\vec{A}_i + \vec{B}_i + \vec{C}_i + \vec{D}_i + \vec{G}_i = \vec{0} \quad (2)$$

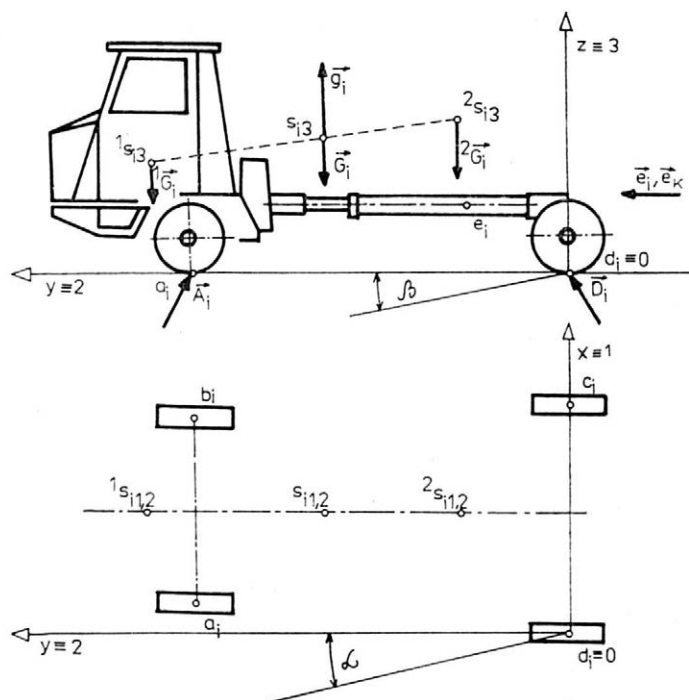
$$\vec{a}_i \times \vec{A}_i + \vec{b}_i \times \vec{B}_i + \vec{c}_i \times \vec{C}_i + \vec{d}_i \times \vec{D}_i + \vec{s}_i \times \vec{G}_i = \vec{0} \quad (3)$$

Pre jeden stupeň voľnosti v axiálnom čape a pre pretočiteľnosť prednej (zadnej) časti voči zadnej (prednej) časti vozidla platí rovnováha dvojíc:

$$\begin{aligned} (\vec{a}_i - \vec{l}_i) \times \vec{A}_i + (\vec{b}_i - \vec{l}_i) \times \vec{B}_i + ({}^1\vec{s}_i - \vec{l}_i) \times {}^1\vec{G}_i + \vec{e}_k M_h = \\ = (\vec{c}_i - \vec{l}_i) \times \vec{C}_i + (\vec{d}_i - \vec{l}_i) \times \vec{D}_i + ({}^2\vec{s}_i - \vec{l}_i) \times {}^2\vec{G}_i - \vec{e}_k M_h \end{aligned} \quad (4)$$

IV. Základné technické údaje veľkoobjemovej nadstavby ASN-055 — Basic performance data of the large-volume superstructure ASN-055

Parameter	Jednotka	Hodnota
Prevádzková hmotnosť	kg	1434
Šírka dna	mm	1640
Dĺžka dna	mm	3495
Celková dĺžka	mm	3835
Ložný objem	m ³	14 a 20
Výška dna od podlahy	mm	935



3. Výpočtová schéma vozidla — Calculation scheme of a vehicle

Zavedením praktických predpokladov, keď:

$$a_2 = b_2 \quad (5)$$

$$c_2 = d_2 \quad (6)$$

$$a_3 = b_3 = c_3 = d_3 \quad (7)$$

sú zložky reakcií A_1, B_1 a C_1, D_1 nahradené výslednicami:

$$A_1 + B_1 = V_1 \quad (8)$$

$$C_1 + D_1 = Z_1 \quad (9)$$

Ak ďalej predpokladáme, že všetky štyri kolesá sú hnacie s otvorenými nápravovými diferenciálmi, bude:

$$A_2 = B_2 \quad (10)$$

$$C_2 = D_2 \quad (11)$$

Pri zanedbaní odporov v transmisii medzi motorom a kolesami ďalej platí:

$$M_h = \frac{r}{p_P} (A_2 + B_2) = \frac{r}{p_Z} (C_2 + D_2) \quad (12)$$

Potom lineárnu sústavu deviatich rovníc zobrazených rovnicami (2), (3), (4), (10) a (11) s ôsmimi neznámymi — $V_1, Z_1, A_2, C_2, A_3, B_3, C_3, D_3$ — pretransformujeme na tvar:

$$F(R_2, R_3, {}^k G_i) = 0 \quad (13)$$

kde: $R = A, B, C, D$
 $i = 1, 2, 3$
 $k = 1, 2$

Ďalej zohľadnením podmienky straty kontaktu jedného kolesa s podložkou:

$$R_2 = 0; \quad R_3 = 0 \quad (14)$$

dostaneme rovnicu:

$$\tau({}^k G_i) = 0 \quad (15)$$

Využitím vzťahov:

$$\vec{g}_i = \begin{Bmatrix} \sin \alpha & \sin \beta \\ \cos \alpha & \sin \beta \\ & \cos \beta \end{Bmatrix} \quad (16)$$

$$\vec{G}_i = -\vec{g}_i \cdot G \quad (17)$$

$$\vec{G}_i = {}^1 \vec{G}_i + {}^2 \vec{G}_i \quad (18)$$

nakoniec dostaneme podmienku hraničnej stability v tvare:

$$\varphi(\beta_R, \alpha_R, {}^k G, G) = 0 \quad (19)$$

kde: $R = A, B, C, D$
 $k = 1, 2$

Keď rovnice (19) graficky zobrazíme v rovine svahu, v polárnej súradnej sústave, kde $\text{tg } \beta_R$ je argumentom a α_R smernicou, dostaneme hraničné oblasti statickej stability. Detailnejšie rozboru uviedli Šesták a i. (1982).

METODICKÝ POSTUP

URČENIE HMOTNOSTI A POLOHY ŤAŽÍSK

Hmotnosti UHHJ — MT 6-063 s nadstavbou ASN-055 s prázdnu aj s plnou nadstavbou, ako aj alternatívnym plnením, a hmotnosť UNN — MT 8-046 s lištou SP2-212 boli stanovené zo zistených tlakov pod jednotlivými kolesami pomocou podložkových váh WL 100 (Švajčiarsko).

Súradnice ťažiska prednej a zadnej časti obidvoch sledovaných strojov boli určené klasickými postupmi po rozpojení strojov. Zvislá súradnica ťažiska (prednej a zadnej časti ako aj celého stroja) bola zistená pre alternatívne vyklopenie od 20° do 34°. Súradnice ťažiska celého stroja boli zisťované tiež samostatne. Pri postupnom naplňovaní nadstavby hmotou bola experimentálne zisťovaná poloha ťažiska celého stroja. Zmena polohy ťažiska zadnej časti bola stanovená analyticky pri rešpektovaní známych súradníc ťažiska prednej časti.

GEOMETRICKÉ A KINEMATICKÉ PARAMETRE

Poloha kontaktných bodov kolies s podložkou bola stanovená meraním rázvoru a rozchodu strojov, pričom pri dvojmontáži boli kontaktné body uvažované v zvislej osi vonkajšej pneumatiky. Polomer hnacích kolies bol definovaný katalógovým údajom.

Celkový prevod medzi motorom a hnacím kolesom bol prevzatý z výkresovej dokumentácie.

POČÍTAČOVÁ SIMULÁCIA STATICKEJ STABILITY

Podľa experimentálne stanovených parametrov ťažísk, hmotností, geometrických a kinematických pomerov bol na základe algoritmu spracovaný program v jazyku BASIC-S, ktorý bol uplatnený v riešeníach na počítači SPU-800-TNS. Výstupné zostavy boli využité na spracovanie plošného diagramu oblasti statickej stability — polárny diagram. Z tohto diagramu boli ďalej určené hodnoty statickej stability v polohe stroja na vrstevnici a spádnicí.

EXPERIMENTÁLNE STANOVENIE STATICKEJ STABILITY

Statická stabilita bola stanovená meraním uhla naklápacej plošiny s horizontálnou rovinou v okamihu, keď reakcia pod jedným kolesom stroja klesla na nulu (dosiahla nulu pri pozorovaní stupnice podložkovej váhy) (obr. 4, 5).

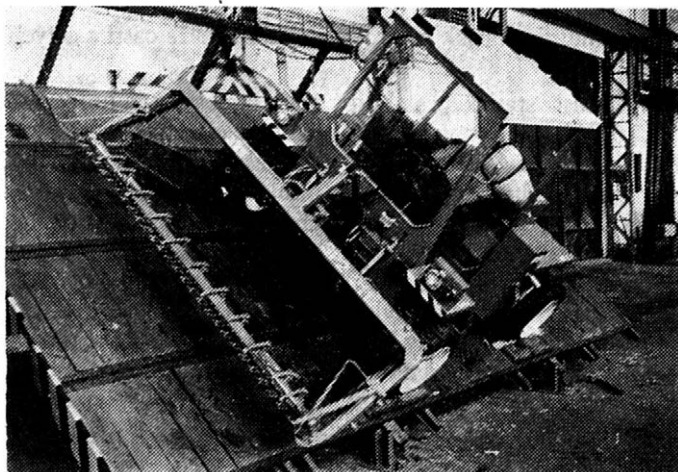
Naklápacia plošina svými rozmermi umožňovala také postavenie stroja, že všetky kontaktné body pneumatík s podložkou boli na plošine.

Stroj bol na plošine postavený na fixovaných podložkových váhach, pričom proti bočnému zosunutiu bol zabezpečený opierkami s výškou 20 mm.

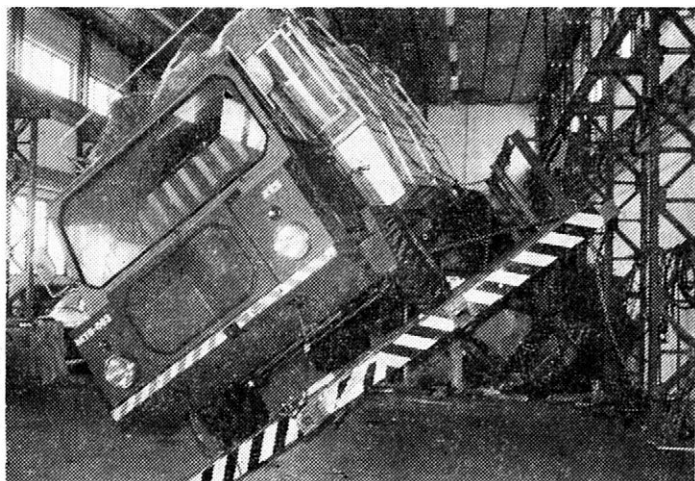
Náklon plošiny bol plynule meniteľný a merateľný mechanickým sklonomerom.

Proti prevráteniu po dosiahnutí medzného uhla statickej stability bol stroj zaistený reťazami.

Na overenie preukaznosti matematického modelu sa tiež zisťovali medzné uhly statickej stability vo všeobecnom postavení stroja, pričom fixačný smer bol určený spádniciou naklonenej roviny orientovanej hore.



4. Postavenie MT 8-046 s SP2-212 na naklápacej rovine — Position of MT 8-046 with SP2-212 on an inclined plane



5. Postavenie MT 6-063 s ASN-055 na naklápacej rovine — Position of MT 6-063 with ASN-055 on an inclined plane

Možné natočenia pozdĺžnej osi voči spádnicí, orientované proti smeru pohybu hodinových ručičiek, boli stanovené takto:

— Univerzálny nosič náradia MT 8-046 samostatný, ako aj s lištou SP2-212: 0° ; $39,5^\circ$; 90° ; $146,47^\circ$; 180° ; $234,86^\circ$; 270° ; $321,8^\circ$; 360° .

— Univerzálna horská hnacia jednotka MT 6-063 s naplnenou veľkoobjemovou nadstavbou ASN-055: $80,17^\circ$; 90° ; $100,31^\circ$; $261,85^\circ$; 270° ; $278,15^\circ$.

Univerzálna horská hnacia jednotka MT 6-063 s veľkoobjemovou nadstavbou ASN-055 so simulovaným plnením:

0,8 tiaže náplne: $79,69^\circ$; 90° ; 100° ; 261° ; 270° ; $285,82^\circ$;

0,6 tiaže náplne: $80,34^\circ$; 90° ; $99,88^\circ$; 261° ; 270° ; $281,8^\circ$;

0,4 tiaže náplne: $80,34^\circ$; 90° ; $100,31^\circ$; $257,07^\circ$; 270° ; $281,62^\circ$;

0,2 tiaže vozidla: $81,03^\circ$; 90° ; $100,31^\circ$; $257,07^\circ$; 270° ; $281,62^\circ$.

— Univerzálna horská hnacia jednotka MT 6-063 samostatná:

$78,04^\circ$; 90° ; $100,95^\circ$; $257,88^\circ$; 270° ; $282,12^\circ$.

Pri nulovom uhle pootočení bol stroj postavený tak, že smer pohybu išiel po spádnicí hore a pozdĺžna os symetrie stroja ležala v rovine kolmej na povrch plošiny obsahujúcej aj spádnicu.

VÝSLEDKY A HODNOTENIE

Základné kinematické a geometrické charakteristiky hodnotených strojov vyznačujeme v tab. V.

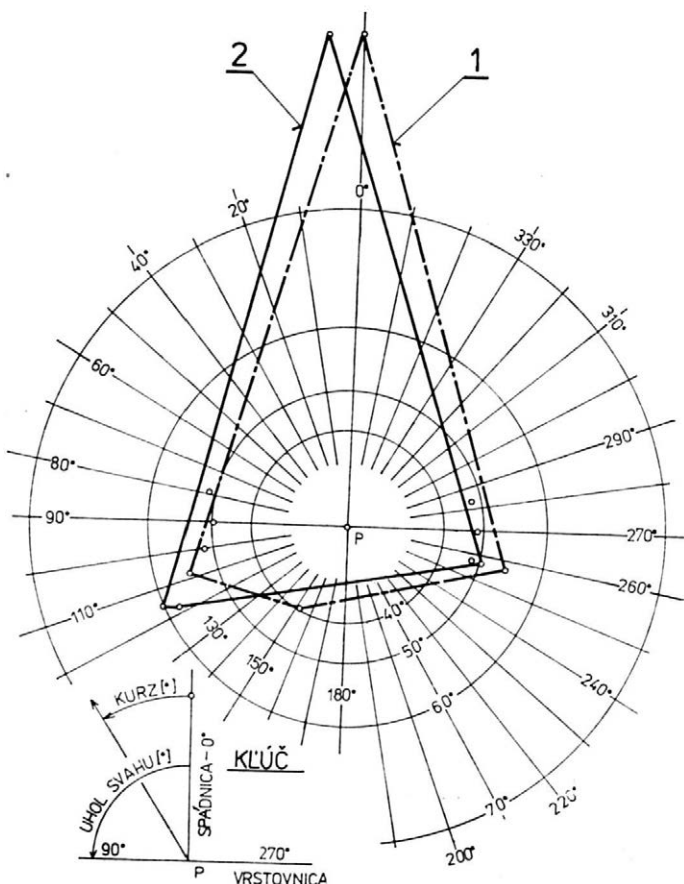
Súradnice ťažísk pre zodpovedajúce tiaže častí a celých strojov sú súborne zaznamenané v tab. VI.

Oblasť statickej stability pre samostatnú univerzálnu horskú hnaciu jednotku MT 6-063 sme vyznačili v diagrame na obr. 6, kde bodovými pozíciami dokumentujeme hodnoty získané z experimentu na naklápacej plošine. Preukazne sme zistili, že hodnoty statickej stability z počítačovej simulácie zvoleného matematického modelu sa nevýznamne odlišujú od hodnôt získaných z experimentu, pričom rozdiel je maximálne 10 % pri uvažovaní kontaktných bodov s podložkou v priesečníku zvislej, pozdĺžnej a priečnej roviny vonkajšieho kolesá stroja s rovinou podložky. Ak kontaktné body dislokujeme do osi dvojmontáže, je chyba voči experimentu maximálne 5 %.

Alternatívne zmeny hraníc statickej stability pri naplňovaní v konfrontácii počítačovej simulácie vyznačujeme na obr. 7. Tu je patrný významný rozdiel v hodnotách priečnej a pozdĺžnej stability pri naplnení na 20 až 40 % záťaže korby oproti 60% až 80% zaplneniu korby. Rozdiely v naplnení na 20 % a 40 % a tiež medzi 60 % až 80 % nemajú na statickú stabilitu preukazný účinok.

Parameter	Univerzálna horská hnacia jednotka MT 6-063			Univerzálny nosič náradia MT 8-046		
Kontaktné body s podložkou	X	Y	Z	X	Y	Z
	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]
$a_i \equiv A(I)$	0,295	3,4	0	-0,080	1,61	0
$b_i \equiv B(I)$	2,075	3,4	0	1,757	1,61	0
$c_i \equiv C(I)$	2,370	0	0	1,674	0	0
$d_i \equiv D(I)$	0	0	0	0	0	0
Os axiálneho čapu						
$l_i \equiv L(I)$	1,185	0	0,6	0,837	0	0,3
$e_i \equiv E(I)$	0	1	0	0	1	0
Os rozvodového hriadeľa						
$e_k \equiv EK(I)$	0	1	0	0	1	0
Polomer hnacích kolies [m]		0,355			0,30	
Celkový prevod (I)		58,5			62,47	

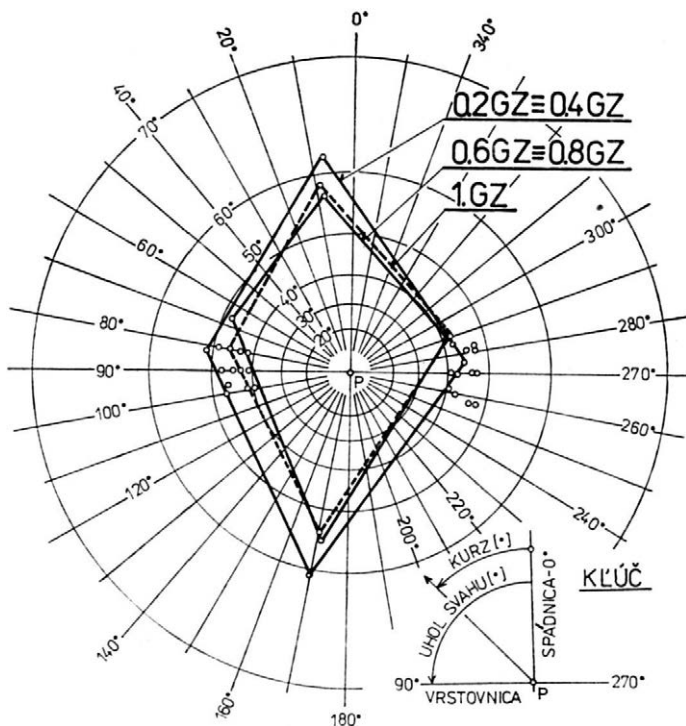
6. Hranice statickej stability UHHJ MT 6-063 (1 — kontaktný bod vzadu — vo zvislej osi dvojmontáže; vpredu — vo zvislej osi pneumatiky; 2 — kontaktný bod vzadu — vo zvislej osi vonkajšej pneumatiky; vpredu — vo zvislej osi pneumatiky) — Limits of the static stability of UHHJ MT 6-063 (1 — contact point at the back — in vertical axis of the double fitting of the tyres, in front — in vertical axis of the tyre; 2 — contact point at the back — in vertical axis of the outer tyre, in front — in vertical axis of the tyre)



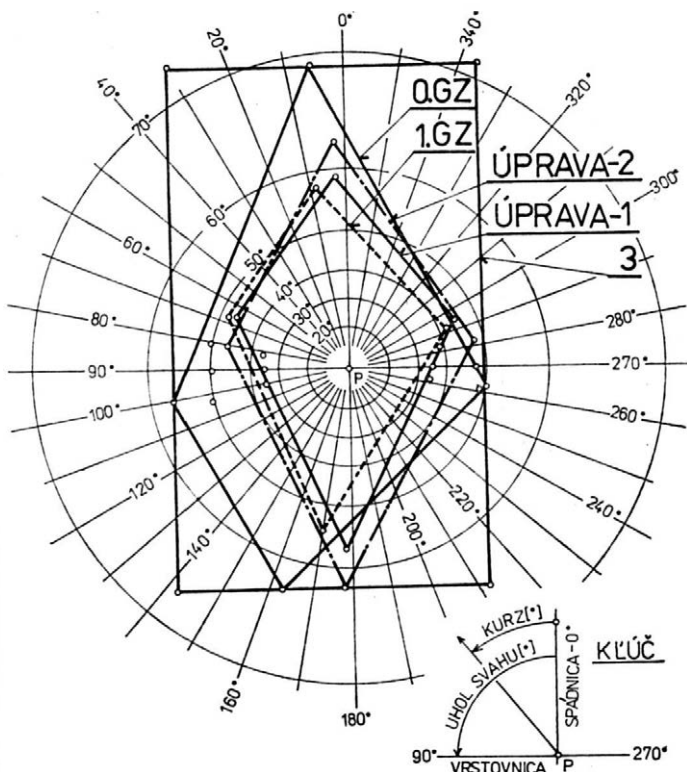
VI. Dislokácia tiaže a polohy ťažiska — Dislocation of the weight and centre-of-gravity position

Hodnotený agregát	Predná časť				Zadná časť				Celý agregát			
	celková ťaž [N]	súradnice ťažiska			celková ťaž [N]	súradnice ťažiska			celková ťaž [N]	súradnice ťažiska		
		X [m]	Y [m]	Z [m]		X [m]	Y [m]	Z [m]		X [m]	Y [m]	Z [m]
UHHJ MT 6-063	20 430	1,290	3,660	0,748	6 600	1,290	0,515	0,460	27 030	1,290	2,897	0,678
UNN MT 8-046 s SP2-212	5 793	0,944	1,265	0,510	4 740	0,837	0,252	0,461	10 533	0,896	0,810	0,487
UHHJ s nadstavbou, MT 6-063 s ASN-055 (nadstavba prázdna)	20 430	1,290	3,660	0,748	20 940	1,290	0,310	0,742	41 370	1,290	1,970	0,745
UHHJ s nadstavbou, MT 6-063 s ASN-055 (nadstavba naplnená)	20 430	1,290	3,660	0,748	30 840	1,290	0,524	1,388	51 270	1,290	1,776	1,133
UHHJ s nadstavbou, MT 6-063 s ASN-055 plnenie nadstavby:												
0,2 GZ	20 430	1,290	3,660	0,748	21 970	1,290	-0,015	1,098	42 400	1,290	1,756	0,930
0,4 GZ	20 430	1,290	3,660	0,748	24 870	1,290	0,218	1,073	45 300	1,290	1,756	0,927
0,6 GZ	20 430	1,290	3,660	0,748	25 770	1,290	0,310	1,433	47 200	1,290	1,736	1,137
0,8 GZ	20 430	1,290	3,660	0,748	28 180	1,290	0,347	1,415	48 610	1,290	1,710	1,135
1,0 GZ	20 430		3,660	0,748	30 840	1,290	0,524	1,388	51 270	1,290	1,776	1 133
Úprava 1 = posunutie nad- stavby o 140 mm dolu	2 043	1,290	3,660	0,748	30 840	1,290	0,465	1,248	51 270	1,290	1,738	1,049
Úprava 2 = úprava 1 a zmen- šená nosnosť na 18 m ³	2 043	1,290	3,660	0,748	28 840	1,290	0,465	0,958	49 270	1,290	1,738	0,871

7. Hranice statickej stability UHHJ MT 6-063 s ASN-055 pri plnení nadstavby (GZ — maximálna záťaž nadstavby) — Limits of the static stability of UHHJ MT 6-063 with ASN-055 during the filling of superstructure (GZ — maximal load of the superstructure)



8. Hranice statickej stability UHHJ MT 6-063 s ASN-055 (3 — axiálny čap zablokovaný; GZ — maximálna záťaž nadstavby) — Limits of the static stability of UHHJ MT 6-063 with ASN-055 (3 — axial locked-up pin, GZ — maximal load of the superstructure)



VII. Statická stabilita a svahová dostupnost — Static stability and slope rating

Hodnotený agregát	Poloha — vrstevnica						Poloha — spádnic							
	statistická stabilita				svahová dostupnosť		statistická stabilita				svahová dostupnosť			
	smer				smer		smer				smer			
	vľavo		vpravo		vľavo	vpravo	hore		dolu		hore		dolu	
	vyp.	exp.	vyp.	exp.	exp.	exp.	vyp.	exp.	vyp.	exp.	vyp.	exp.	vyp.	exp.
	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]
UHHJ - MT 6-063	53,90	49,32	47,20	48,45	24,66	24,225	73,00		25,90		43,80		15,54	
UNN - MT 8-046 s SP2-212	61,69	55,64	57,00	52,06	27,82	26,030	53,90	72 ?	57,29	62,14	32,34	43,2 ?	34,37	37,28
UHHJ MT 6-063 s ASN-055 (nadstavba prázdna)	54,46	49,72	47,87	47,87	27,23	24,860	64,53		52,73		38,71		31,60	
UHHJ MT 6-063 s ASN-055 (nadstavba plná)	39,15	36,28	32,15	35,53	18,14	17,765	52,73		45,80		31,64		27,48	
Reform-Muli 150/50 (nadstavba prázdna) Rakúsko		47,00		47,00	23,50	23,500								
Reform-Muli 150/50 (nadstavba plná) Rakúsko		40,50		41,50	20,25	20,750								
Reform-Muli 150/50 čistý nosič		46,50		47,50	23,25	23,750								
Reform-Metrac 3000 Rakúsko		40,50		44,00	20,25	22,000								
UHHJ MT 6-063 s ASN-055 — úprava 1	36,30		35,50		18,44*	17,760*	57,52		55,39		34,15		33,32	
UHHJ MT 6-063 s ASN-055 — úprava 2	42,43		44,17		21,215*	22,085*	61,32		60,55		36,79		36,33	

* — výpočet, vyp. — výpočet, exp. — experiment

Významný efekt na statickú stabilitu pre prázdnu a plnú korbu vyznačujeme pre UHHJ — MT 6-063 s nadstavbou ASN-055 na obr. 8.

Praktickú svahovú dostupnosť stroja UHHJ — MT 6-063 s nadstavbou ASN-055 sme ďalej stanovili porovnaním so strojom Reform-Muli 150/50. Kritériom porovnania pre obidva stroje bolo stanovenie ich priečnej a pozdĺžnej stability.

Priečnu stabilitu pri jazde po vrstevnici smerom doprava i doľava sme určili súčiniteľom bezpečnosti 2. Jeho veľkosť je odôvodnená hlavne praktickou skúsenosťou z prevádzky strojov Reform-Muli 150/50 v našich horských oblastiach, kde pracujú bezpečne a technologicky účinne na vrstevnici svahu do 22° .

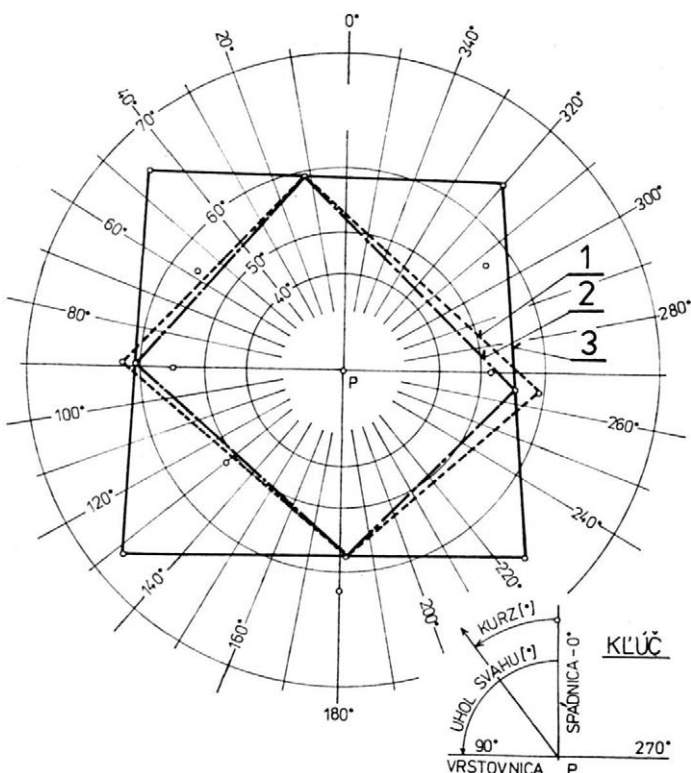
Pre pozdĺžnu stabilitu stroja pri jazde smerom hore i dolu po spádnicí sme určili súčiniteľ bezpečnosti 1,66, ktorý v dostatočnej miere zaručuje riaditeľnosť pri jazde smerom hore po spádnicí.

I napriek tomu, že o nami stanovených súčiniteloch bezpečnosti možno viesť odborné i teoretické diskusie, je preukazné, že porovnanie vyvíjaného stroja so strojom osvedčeným v praxi pri rovnakom kritériu zrovnania je opodstatnené. Takto stanovená svahová dostupnosť, doplnená požiadavkou na konštrukciu stroja, ktorá zabezpečí, aby nedošlo ku „kotúľaniu“ zo svahu, je pre praktickú prevádzku dostačujúca.

Svahovú dostupnosť hodnotených strojov súborne uvádzame v tab. VII. Tu sme stanovili, že UHHJ — MT 6-063 s nadstavbou ASN-055, ktorá je prázdna, dosahuje lepšiu svahovú dostupnosť než Reform-Muli 150/50.

Pre plné samojazdné zberacie vozy Reform-Muli 150/50 a UHHJ s ASN-055 dosahuje lepšiu svahovú dostupnosť prvý voz. Pre zvýšenie svahovej dostupnosti UHHJ s ASN-055 bola uskutočnená úprava tak, že nadstavba bola spustená o 140 mm dolu (úprava 1). Po simulácii sme zistili, že je neúčinná (obr. 8). Po ďalšej úprave (úprava 2)

9. Hranice statickej stability MT 8-046 s lištou SP2-212 (1 — kontaktné body vzadu aj vpredu vo zvislej osi vonkajšej pneumatiky; 2 — kontaktné body vzadu aj vpredu vo zvislej osi dvojmontáže pneumatík; 3 — axiálny čap zablokováný) — Limits of the static stability of MT 8-046 with the cutter bar SP2-212 (1 — contact points both at the back and in front in vertical axis of the outer tyre; 2 — contact points both at the back and in front in vertical axis of the double fitting of tyres; 3 — axial locked-up pin)



odporúčanej výrobcovi (spustenie nadstavby o 140 mm dolu a zníženie výšky korby o 260 mm, čím bude účinný obsah cca 18 m³) bolo po simulácii modelu stanovené, že priečna statická stabilita bude pri jazde po vrstevnici vľavo 42,43° a vpravo 44,17°. Ak rešpektujeme chybu simulácie voči experimentu, možno predpokladať, že voz UHHJ ASN-055 po úprave 2 dosiahne rovnocennú priečnu svahovú dostupnosť ako Reform-Muli 150/50.

Na základe rovnocenných kritérií sme vyhodnotili svahovú dostupnosť nosiča náradia MT 8-046 s aplikovanou žacou listou SP2-212. Hranice statickej stability získané simuláciou modelu a doplnené experimentom vyznačujeme na obr. 9. Zistili sme, a uvádzame to v tab. VII, že nosič náradia MT 8-046 so žacou listou SP2-212 má vyššiu svahovú dostupnosť než porovnávaný stroj Reform-Metrac 3000.

V rovnakých podmienkach porovnávania dosahuje nosič náradia MT 8-046 s listou SP2-212 lepšiu svahovú dostupnosť než porovnávaný zahraničný výrobok. UHHJ s ASN-055 po úpravách bude dosahovať rovnocennú svahovú dostupnosť ako porovnávaný zahraničný stroj, pričom užitočný objem korby bude cca o 20 % väčší.

ZÁVER

Na určenie hraníc statickej stability a svahovej dostupnosti nosiča náradia MT 8-046 s aplikovanou listou SP2-212 a samojazdného zberacieho voza UHHJ MT 6-063 s nadstavbou ASN-055 sme vykonali experimentálne merania na naklápacej plošine a uskutočnili počítačové simulácie zostaveného matematického modelu. Parametre určujúce svahovú dostupnosť týchto strojov sme porovnali s parametrami získanými pre stroje Reform-Muli 150/50 a Reform-Metrac 3000.

Zistili sme, že horská kosačka MT 8-046 s listou SPS-212 dosahuje vyššiu svahovú dostupnosť než zrovnateľný zahraničný výrobok Reform-Metrac 3000. UHHJ MT 6-063 s nadstavbou ASN-055 po technických úpravách a po znížení užitočného objemu nadstavby cca na 18 m³ dosiahne rovnocenné parametre svahovej dostupnosti ako stroj Reform-Muli 150/50.

Použitie označenie

$[\alpha] = ^\circ$	—	smerový uhol vozidla
$[\beta] = ^\circ$	—	uhol svahu
$[G_i] = \text{N}$	—	tiaž vozidla
$[g_i] = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	—	jednotkový vektor tiaže
$\vec{a}_i, \vec{b}_i, \vec{c}_i, \vec{d}_i$	—	polohové vektory dotykových bodov kolies s podložkou
$\vec{s}_i$	—	polohový vektor ťažiska
$\vec{R}_i, \vec{A}_i, \vec{B}_i, \vec{C}_i, \vec{D}_i$	—	vektory reakčných účinkov
$\vec{e}_i$	—	jednotkový vektor osi axiálneho čapu
$\vec{e}_k$	—	jednotkový vektor osi hnacieho hriadeľa
$[M_h] = \text{NM}$	—	hnacia dvojica
$[r] = \text{m}$	—	polomer kolesa
$[p] = 1$	—	prevod

Literatúra

- ANDERT, A.: Přesnější metody pro rychlé určení svahové dostupnosti traktoru a jeho vhodnosti pro práci v proměnných zemědělských podmínkách. Zeměd. Techn., 17, 1971, č. 5, s. 321-334.
- AKSENOV, P. V.: Sootnošeniye pokazatelej poperečnoj statičeskoj i dinamičeskoj ustojčivosti avtomobilja protiv oprokidyvanija. Avtomob. Promyš., 38, 1972, č. 4, s. 26-27.
- DASKALOV, A.: Vrchu dinamičnata ustojčivost traktorite kresču prekaturvane. Selskostop. Techn., VIII, 1971, č. 5, s. 3-15.
- ELLIS, J. R.: Vehicle dynamics. London, Business Books, Ltd. 1969.
- ČSN 47 0147, ST SEV 3921-82. Jednotná metodika zkoušek a hodnocení. Bezpečnost a hygiena práce. Statická stabilita.
- GIBSON, H. G. — BILLER, G. J.: Side slope stability of logging tractors and forwarders. Trans. ASAE, 1974, s. 245-250.
- GILFILLAN, G.: Tractor behaviour during motion uphill. II. Comparisons of behaviour. J. agric. Engng Res., 15, 1970, č. 3, s. 236-243.
- GREČENKO, A.: Teorie pohybu kola s pneumatikou po měkkém terénu při působení hnací a boční síly. Zeměd. Techn., 18, 1972, č. 8, s. 481-496.
- GREČENKO, A.: Pohyb zemědělských vozidel na příkrých travnatých svazích. Zeměd. Techn., 30, 1984, č. 6, s. 321-333.
- GREČENKO, A.: Jízdní vlastnosti terénních vozidel při existenci bočních sil. Zeměd. Techn., 32, 1985, č. 10, s. 579-595.
- HUNTER, A. G. M.: A physical model for demonstrating tractor accidents on slopes. J. agric. Engng Res., 27, 1982, s. 163-168.
- ILIEV, B. — DIMITRO, J. — STOJČEV, C.: O meroprijatijach po racionalnoj i bezopasnoj rabote traktorov na sklonach. Selskostop. Techn., XI, 1974, s. 27-32.
- MAURATH, R.: Beitrag zur Frage der Kippsicherheit von Nutzfahrzeugen. Automobil-Industrie, 18, 1973, č. 4, s. 53-60.
- ROMPE, K.: Die Kippgrenze von Doppeldeckomnibussen. DKF, 1971, č. 214.
- REICHMANN, E.: Hangstabilität landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Forsch.-Ber. Bundesvers.-Prüf. Anst. Masch. Geräte, Wiesenburg 1972.
- SIREKANJAN, R. V. — ŠACHBAZJAN, R. V. — ZACHARJAN, E. B.: O kriterii poperečnoj dinamičeskoj ustojčivosti traktorov. Trakt. sel'-choz. Maš., 1971, č. 9, s. 12-14.
- SYROVÝ, O.: Teoretický rozbor některých činitelů omezujících svahovou dostupnost sběracích vozů. Zeměd. Techn., 18, 1972, č. 2, s. 131-146.
- SCHWANGHART, H.: Measurements of forces on steered, towed wheels. 7th intern. Conf., Calgary, Alberta, Canada, Proceedings, 1981, Vol. I, s. 335-356.
- ŠTENGLER, K. Ch.: Opredeleniye statičeskogo predela ustojčivosti k oprokidyvaniju selch. techn. sredstv. Selskostop. Techn., XI, 1974, č. 7, s. 36-39.
- ŠESTÁK, J. — SKLENKA, P. — ŠKULAVÍK, L.: Statická stabilita samohybných zberacích vozov. Zeměd. Techn., 27, 1981, č. 10, s. 601-612.
- ŠESTÁK, J. — SKLENKA, P. — ŠKULAVÍK, L.: Matematický model samohybného zberacieho voza rozdeleného axiálnym čapom, určený na posúdenie jeho statickej stability. Zeměd. Techn., 28, 1982, č. 8, s. 451-463.
- TYDLÁČKA, V.: Definícia svahovej dostupnosti z hľadiska noriem. In: Zbor. Ref. ČSVTS-ZTS Martin, 1982, s. 90-107.
- TURZA, V. a kol.: Výskum a vývoj zberacej nadstavby na seno UHHJ novej generácie. [Konceptný projekt S-380.] Rovinka, Výsk. ústav poľnohosp. techniky 1982.
- UNTARU, M. — POTINCU, G. — PERES, G. — TABACU, I.: Dinamica autovehiculelor peroti. Bucuresti, Editura didactica si pedagogica 1981.
- ZAHNE, C. de: Effeti della deformazione dei pneumatici sulla stabilita della trattrice — Trattice snodata. Revta Ingeg. agrar., 3, 1975, Bologna s. 119-126.

Došlo dňa 28. 3. 1986

ШЕСТАК, Й. — СКЛЕНКА, П. — ШКУЛАВИК, Л. — МАРКОВИЧ, Р. (Сельскохозяйственный институт, Нитра; Госиспытательная станция сельскохозяйственных, лесных и пищевых машин, Ровинка): *Статическая стабильность и способность работать на склонах горной косилки MT 8-046 — SP2-212 и самоходный подборочной машины MT 6-063 ASN-055*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2) : 105-122.

Статическая устойчивость горных машин — решающий фактор определения их способности работать на склонах, что выводится из макс. угла стат. устойчивости с помощью коэффициента безопасности. В экспериментальном порядке устойчивость измеряли на плоскости тангажа и сравнивали с данными вычислительного имитирования на запасной математической модели машины. Промеренные величины работоспособности на склонах сопоставляли с величинами эквивалентных зарубежных средств.

коэффициент безопасности; вычислительное имитирование запасной математической модели машины

ŠESTÁK, J. — SKLENKA, P. — ŠKULAVÍK, L. — MARKOVIČ, R. (University of Agriculture, Nitra; State Testing Plant of Agricultural, Forestry and Food Machines, Rovinka): *Static Stability and Slope Performance of Hillside Reaper MT 8-046 — SP2-212 and Self-propelled Self-Loading Vehicle MT 6-063 ASN-055*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2) : 105-122.

Static stability of hillside machines is a decisive factor when their slope performance is determined. Slope rating is determined by the maximum angle of static stability by help of a safety factor. Experimental measurements of the static stability of machines were made on an inclined plane and they were compared with the results of computer simulation of a substitute mathematical model of the machine. The values of slope rating were confronted with the parameters of equivalent foreign machines.

safety factor; computer simulation of a substitute mathematical model of the machine

ŠESTÁK, J. — SKLENKA, P. — ŠKULAVÍK, L. — MARKOVIČ, R. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra; Staatliche Prüfungsstation für Land-, Forst- und Lebensmittelmaschinen, Rovinka): *Statische Stabilität und Einsatzbarkeit im Hangterrain der Bergmäschine MT 8-046 — SP2-212 und des selbstfahrenden Wagens MT 6-063 ASN-055*. Zeměd. Techn., 33, 1987 (2) : 105-122.

Die statische Stabilität der Bergmaschinen ist in der gegenwärtigen Praxis der entscheidende Faktor zur Ermittlung deren Einsatzbarkeit im Hangterrain. Die Einsatzbarkeit im Hangterrain wird aufgrund des maximalen Winkels der statischen Stabilität mit Hilfe des Sicherheitskoeffizienten festgelegt. Es wurden Versuchsmessungen der statischen Stabilität der Maschinen im Hangterrain durchgeführt, deren Ergebnisse mit denen der Computersimulation des mathematischen Ersatzmodells der gegebenen Maschine verglichen wurden. Die festgelegten Werte der Einsatzbarkeit im Hangterrain wurden mit denen der äquivalenten ausländischen Erzeugnisse verglichen.

Sicherheitskoeffizient; Computersimulation des mathematischen Ersatzmodells der Maschine

Adresy autorov:

Doc. ing. Jozef Šesták, CSc., ing. Peter Sklenka, CSc., prom. ped. Ladislav Škulavík, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 01 Nitra

Ing. Richard Markovič, Štátna skúšobňa poľnohospodárskych, lesníckych a potravinárskych strojov, 900 42 Rovinka

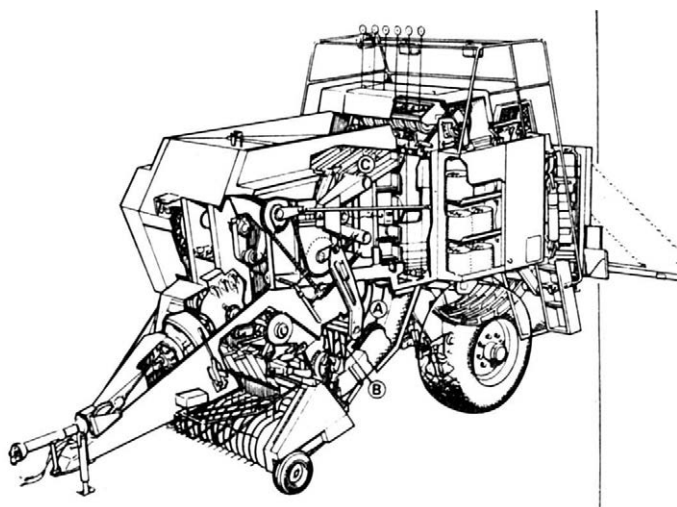
VYSOKOTLAKÉ LISY NA OBŘÍ HRANOLOVÉ BALÍKY

Ve Velké Británii jsou vysokotlakové lisy na obří hranolové balíky určeny pro velké zemědělské závody a pro podniky služeb, provádějící práce ve mzdě. Využívá se výkonu traktorů, které jsou na těchto farmách k dispozici. V roce 1987 se na trhu ve Velké Británii objeví výkonné modely vysokotlakových lisů Fiatagri, Vicon, Welger, Freeman, Massey-Ferguson a New Holland.

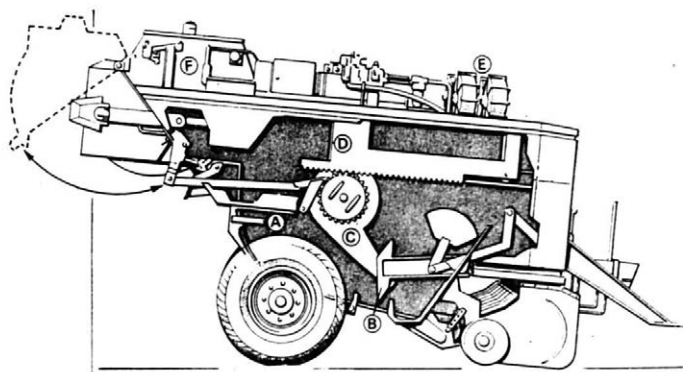
FIATAGRI HESSTON 4800 A 4700

Firma Fiatagri představila dva modely. „Velký“ typ Hesston 4800 a „střední“ typ Hesston 4700 (obr. 1). Oba typy jsou ve Velké Británii připraveny na trh v roce 1987.

Model Hesston 4800 je určen k lisování sena a slámy. Produkuje balíky o šířce 1,22 m, výšce 1,29 m a délce až 2,44 m. Maximální hmotnost balíků je 900 kg u sena a 660 kg u slámy. Denní výkonnost je až 200 tun materiálu. Minimální výkon traktoru na vývodovém hřídeli je 96 kW. Lis je poháněn přes hypoidní převod a setrvačnick, a to vývodovým hřídelem traktoru s počtem otáček 1000 min^{-1} . Vkládací mechanismy pístu a uzlovače jsou poháněny řetězem, hustota balíku je regulována hydraulicky dvěma hydraulickými válci umístěnými na vrcholu a na stranách lisovací komory. Sběrací zařízení o záběru 190 cm vkládá materiál do 1,2 m širokého ústí dvěma šnekovými dopravníky ještě před lisovací komorou (A), za pomoci čtyř párů vidlic. Po naplnění komory se aktivuje sekundární vkládací mechanismus, jehož osm hrotů (B) zvedne náplň do lisovací komory před píst (C), kde je stlačena do 37,5 až 63,5 mm tlustých vrstev. Píst má 26 zdvihů za minutu a je připojen na hydraulický mechanismus lisu. Po dosažení požadované délky zaváže balík motouzem šest dvojitých uzlovačů po odjištění spojky. Vázací mechanismus je jištěn třecí spojkou a střížnými pojistkami. Celková délka lisu Hesston 4800 je 8,45 m, šířka 2,82 m a výška 3,2 m. Hmotnost stroje je 7800 kg.



1. Vysokotlaký lis
Hesston 4700



2. Lis na hranolové balíky Vicon HP 1600

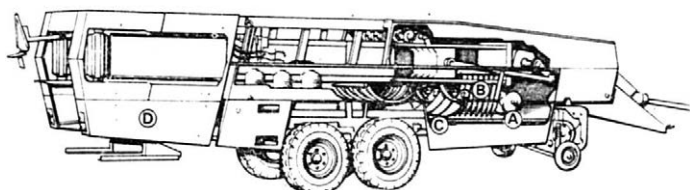
VICON HP 1600

Firma Vicon vyrábí model HP 1600 (obr. 2), který vytváří hranolové balíky o šířce 1,6 m, výšce 0,7 m a délce 1,2 m. Lisy jsou vhodné pro lisování sena, slámy a siláže o vyšší sušíně. Maximální hmotnost balíků z těchto materiálů je 350, 200 a 600 kg, výkonnosti jsou ve stejném pořadí 21, 12 a 36 t.h⁻¹. Na rozdíl od ostatních lisů používá tento model jako vázací materiál drát. Lis Vicon HP 1600 vyžaduje traktor o výkonu 74 kW na vývodovém hřídeli s počtem otáček 1000 .min⁻¹. Balík se tvaruje v uzavřené lisovací komoře kombinovaným působením mechanických a hydraulických sil. Tyto síly jsou aktivovány elektronickou skříňkou a sérií magnetických spínačů.

Seno nebo sláma se nejdříve rozprostře na řádku vibračním nastýlačem, teprve potom se sbírá 200 cm širokým sběracím zařízením do velké komory (A) za asistence excentrického vkládacího zařízení. Po naplnění komory jsou ostatní funkce řízeny hydraulicky. Na signál z fotoelektrické buňky přivádí rotační vkládací zařízení (C) materiál do hlavní komory, v níž píst (D) stlačuje materiál proti uzavřenému zadnímu dveřím silou až 36 tun. Tato činnost se přibližně sedmkrát opakuje, než se vytvoří balík. Po dosažení nastaveného tlaku na hydraulickém systému se kolem balíku hydraulicky omotají čtyři silné galvanizované dráty (E) a vázacím mechanismem se sváží. Po zavázání vystrčí další zdvih pístu balík odjištěnými zadními dveřmi ven. Autonomní hydraulický systém pohání hydraulický píst, rotační vkládací mechanismus a vázací mechanismus. Pracuje se dvěma tlaky — 20 MPa pro vázání a 35 MPa pro lisování. Výhodou tohoto systému lisování je kontinuálnost provozu bez zastávek při vypouštění balíků na zem. Délka stroje je 6,1 m, šířka 2,85 m a výška 2,85 m. Hmotnost je 7000 kg.

WELGER DELTA 5000

WestMac Welger vyrábí model Welger Delta 5000 (obr. 3) na lisování sena, slámy a siláže o vysokém obsahu sušiny do balíků o průřezu 1,2 × 0,4 m a o délce 1,5 až 2,5 m. Model je vybaven stohovacím (paletizačním) modulem, který se může nastavit na vytváření bloků vysokých 0,8 m (dva balíky) nebo 1,2 m (tři balíky). Zařízení lisu umožňuje nastavit hmotnost balíků podle kapacity manipulačního a nakládacího zařízení na farmě. Doporučený výkon traktoru pro lis Welger Delta 5000 je 81 kW na vývodovém hřídeli. Zařízení na regulaci hustoty balíků je ovládáno z kabiny traktoru. Materiál se sbírá 200 cm širokým sběracím zařízením

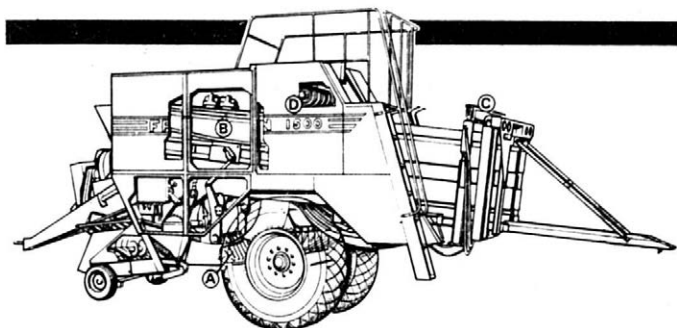


3. Schéma vysokotlakého lisu Welger Delta 5000

a pomocí šnekového dopravníku (A), pýchovacího hřebenu (B) a vidlice (C) je přiváděn do lisovací komory. Konvenční hydraulický píst, poháněný vývodovým hřídelem traktoru s počtem otáček 1000 min^{-1} , stlačuje materiál při 70 zdvizech za minutu. Balík se váže plastovým motouzem v pěti uzlovačích uložených v samomazných ložiskách. Zavázané balíky jsou umísťovány v modulu (D) a ukládány na zem za pohybu stroje. Sběrací zařízení, plnicí mechanismy a uzlovače jsou poháněny mechanicky, všechny řetězy jsou mazány automaticky. Hustota balíků slámy je $150 \text{ až } 180 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, sena $150 \text{ až } 220 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, siláže $230 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Hmotnost balíků v závislosti na hustotě, délce a vlhkosti je u slámy $80 \text{ až } 600 \text{ kg}$, u sena $120 \text{ až } 900 \text{ kg}$ a u siláže $250 \text{ až } 1500 \text{ kg}$. Maximální hodinová výkonnost u těchto materiálů je 4 ha , 3 ha a 2 ha . Celková délka stroje je $9,3 \text{ m}$, šířka $2,5 \text{ m}$ a výška $2,3 \text{ m}$. Hmotnost je 5700 kg .

FREEMAN 1500

Lis Freeman 1500 (obr. 4) byl v poslední době podroben polním zkouškám ve Velké Británii a v Nizozemí. Zkoušky prokázaly jeho vhodnost pro lisování nejen sena a slámy, ale i siláže. Model 1500 vytváří balíky o šířce $1,2 \text{ m}$, výšce $0,97 \text{ m}$ a délce od $1,2$ do $2,4 \text{ m}$. Maximální hmotnost balíku slámy je 635 kg . Rozměry balíků umožňují jejich ukládání po třech na výšku ve standardních přívěsech s dob-



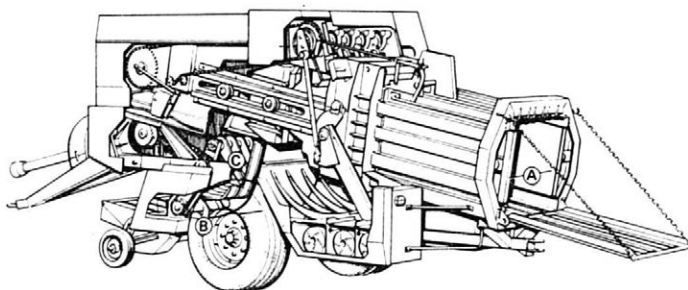
4. Vysokotlaký lis
Freeman 1500

rým využitím ložného prostoru. Některé typy přívěsů převáží i čtyři vrstvy balíků. Lisy jsou vybaveny 200 cm širokým sběracím zařízením, které materiál dopravuje do lisovací komory pomocí vidlice (A) poháněné řetězovým dopravníkem. Balík je tvarován hydraulicky poháněným pístem (B) unikátní konstrukce. Tyto písty jsou určeny pro lisy s otevřenou lisovací komorou. Počet zdvihů pístu je 30 min^{-1} , pracovní zdvih je uskutečňován hydraulickým čerpadlem poháněným klínovými řemeny od setrvačnicku lisu. Počet otáček vývodového hřídele traktoru je 1000 min^{-1} . Nepracovní zdvih pístu je uskutečňován dvěma malými písty umístěnými po stranách hlavního pístu. Tyto písty rovněž vracejí olej do integrální nádrže o kapacitě 409 litrů .

Použití hydrauliky umožňuje klidný a tichý chod. Rovnoměrné hustoty balíků se dosahuje pomocí čtyř hydraulických válců (C), které stlačují balík ze všech stran. Balík se váže šesti uzlovači (D), mazanými automaticky. Uzlovače jsou vybaveny zvukovým zařízením, které při závadě varuje řidiče. Výkonnost stroje je 32 ha za den při výnosu $6 \text{ t} \cdot \text{ha}^{-1}$. Příkon stroje je 90 kW na vývodovém hřídeli. Celkové rozměry lisu jsou: délka $7,3 \text{ m}$, šířka 3 m , výška $2,9 \text{ m}$. Hmotnost lisu je 8620 kg .

MASSEY-FERGUSON MF 5

Lis Massey-Ferguson MF 5 (obr. 5) je určen pouze pro lisování slámy a sena. Šířka balíků je $0,8 \text{ m}$, výška $0,8$ a délka od $0,8$ do $2,6 \text{ m}$. Tyto rozměry jsou voleny s ohledem na snadnou manipulaci s balíky a na jejich ukládání do ložného prostoru dopravních prostředků (po čtyřech na sobě). Hustota balíků je až $150 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Reguluje se integrálním hydraulickým systémem se dvěma válci, které jsou umístěny na konci dvou postranních panelů lisovací komory (A), a to podle stavu

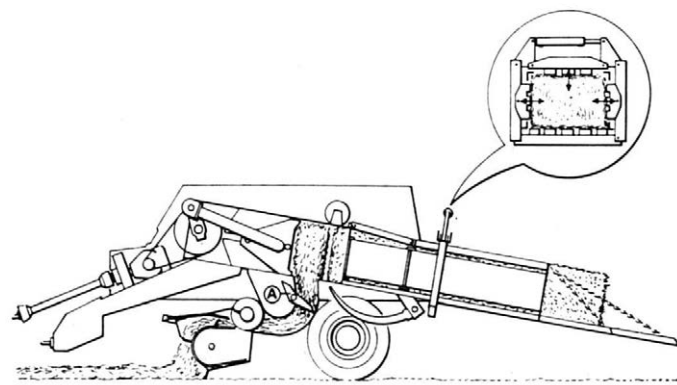


sklizené plodiny. Doporučený výkon tažného traktoru je 66 kW na vývodovém hřídeli. Kroučící moment se přenáší z vývodového hřídele s počtem otáček $1000 \cdot \text{min}^{-1}$ dvojitým válečkovým řetězem přes setrvačnik a převodovku. Materiál je sbírán 190 cm širokým sběracím zařízením a přiváděn ke dvěma krátkým šnekovým dopravníkům (B) a do pěchovacího mechanismu (C). Ten má prstový mechanismus, který pracuje třikrát rychleji než píst a má různou délku trajektorie každého zdvihu. Počet zdvihů pístu je $46 \cdot \text{min}^{-1}$. Spodek pístu je ostrý, takže je i spodní strana balíku zarovnaná. Při tvarování balíků je lisovaný materiál přidržován po každém zdvihu pístu jedním velkým hrotem. Balíky se váží čtyřmi zesílenými uzlovacími Rassepe 5, které se pro údržbu mohou jednotlivě vyjmát a seřizovat. Motouz je silný a je uložen hluboko v balíku v drážkách vytvořených žlábkovacími deskami, vestavěnými do lisovací komory. Tento lis, jehož francouzský „ekvivalent“ Rivierre Casalis RC 8080 byl oceněn stříbrnou medailí na výstavě SIMA, má při sklizni slámy výkonnost 15 až $18 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$. Celková délka stroje je 6,75 m, šířka 2,3 m a výška 2,5 m. Hmotnost lisu je 4650 kg.

NEW HOLLAND D 1000

V roce 1986 se ve Velké Británii začal prodávat lis New Holland D 1000 (obr. 6). Tento lis je určen pro lisování sena a slámy. Produkuje balíky o šířce 0,9 m, výšce 0,6 m a délce 1,2 až 2,5 m. Hmotnost nejkratších balíků slámy je 100 kg, hmotnost nejdelších balíků 200 kg. Kombinace velikosti balíků a hustoty nastavované na lisu umožňují uživatelům vytvořit takové balíky, aby byly jak dopravní, tak i nakládací prostředky zcela využity. To se týká i skladovacího prostoru.

Seno nebo sláma se sbírá 190 cm širokým sběracím zařízením Super Sweep se šesti tyčemi a dopravuje se rotačním vkládacím mechanismem (A) před čelo pístu, který má 46 zdvihů za minutu při počtu otáček vývodového hřídele traktoru $1000 \cdot \text{min}^{-1}$. Kroučící moment je přenášen řetězovým převodem přes hypoidní převodovku. Hustota balíku je o 15 % vyšší než u klasických balíků a je udržována hydraulicky ovládaným třístranně regulovatelným ústím lisu. Jakmile se dosáhne nastavené délky balíku, vázací zařízení se čtyřmi centrálně mazanými silnými



6. Lis na obří hranolové balíky New Holland D 1000

I. Základní parametry vysokotlakých lisů na hranolové balíky

Model	Hmotnost (kg)	Hmotnost balíku (kg)	Záběr (cm)	Počet zdvihů pístu (min ⁻¹)	Příkon (kW)	Výkonnost (t. h ⁻¹)	Rozměry balíku (m) š × v × d	Celkové rozměry stroje (m) d × š × v	Cena (brit. £)
Fiatagri Hesston 4800 a 4700	5000	900 660	190	26	96	200 t. den ⁻¹	1,2 × 1,3 × 2,44	8,45 × 2,82 × 3,2	39 950
Vicon HP 1600	7000	350 (seno) 200 (sláma) 600 (siláž)	200	—	74	21 12 36	1,6 × 0,7 × 1,2	6,1 × 2,85 × 2,85	38 500
Welger Delta 5000	5700	80—600 120—900 až 1500	200	70	81	4 3 2	1,2 × 0,4 × 1,5 až 2,5	9,3 × 2,5 × 2,3	38 950
Freeman 1500	8620	až 635	200	70	90	32 ha. den ⁻¹	1,2 × 0,97 × 1,2 až 2,4	7,3 × 3,0 × 2,9	49 950
Massey- Ferguson MF 5	4650	hustota 150 kg. m ⁻³	190	46	66	15—18 (sláma)	0,8 × 0,8 × 0,8 až 2,6	6,75 × 2,3 × 2,5	31 900
New Holland D 1000	3900	až 200	190	46	66	—	0,9 × 0,6 × 1,2 až 2,5	6,25 × 2,42 × 2,22	—

uzlovači zaváže balík, a to při poloze pístu v horní úvrati, aby se udržela nastavená hustota balíků. Minimální příkon lisu D 1000 je 66 kW na vývodovém hřídeli. Ochrana hnacího mechanismu je zajištěna třecí spojkou, ochrana vkládacího mechanismu a setrvačníku střížným kolíkem. Údržba je usnadněna pohodlným přístupem pod dva zavěšené postranní kryty. Lis je vybaven hydraulickými brzdami a zásobníkem na 12 klubek motouzu. Celková délka stroje je 6,25 m, šířka 2,42 m a výška 2,22 m. Hmotnost je 3900 kg. Cena stroje dosud nebyla oznámena.

Základní parametry všech popsanych vysokotlakých lisů na hranolové balíky jsou sestaveny do přehledu v tab. I.

Ing. Milan Š t a s t n ý

Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha

INHALT

Kvasňovský T., Jech J.: Konstruktion von Beschickungsvorrichtungen für Sammler-Einachsanhänger und ihre Einwirkung auf deren Arbeit	73
Vraný Z.: Auswirkung von Konstruktions- und Betriebsparametern der Mähmaschine mit Traktor auf den Dieselmotorkraftstoffverbrauch	83
Saidl M.: Automatisches Anlegen der Spurzwischenreihen bei der Aussaat	95
Opáth R.: Analyse des Zeitbedarfes bei der Fütterung der Rinder mit Hilfe der Maschinenstrasse mit Trogförderern	103
Šesták J., Sklenka P., Škulavík L., Markovič R.: Statische Stabilität und Einsatzbarkeit im Hangterrain der Bergmähmaschine MT 8-046 — SP2-212 und des selbstfahrenden Wagens MT 6-063 ASN-055	122

Rukopisy odevzdány k tisku 21. 10. 1986 — Podepsáno k tisku 12. 1. 1987

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA • Vydává Československá akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství • Vychází měsíčně • Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková • Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 257541 • Vytiskl MÍR, Novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2 • © Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha 1987

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, závod 01 — AOT, Kafkova 19, 160 00 Praha 6; PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru 2, 656 07 Brno; PNS-ÚED Praha, závod 03, Kubánská 1539, 708 72 Ostrava-Poruba. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kafkova 19, 160 00 Praha 6.