

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

9

ROČNÍK 16 (XLIII)
PRAHA,
ZÁŘÍ 1970
CENA 10 Kčs

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÝCH VĚD

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Miloslav Adam, ing. Karel Bernhard, ing. Jiří Fiala, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, ing. Karel Joza, doc. Karel Koskuba, CSc., ing. Ján Kuchár, ing. Alfonz Marko, CSc., ing. Vladimír Píša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Štefl, doc. ing. Miroslav Thér, CSc., prof. ing. Ján Tomovčík, CSc., ing. Alois Vávra, CSc., Josef Višínský, CSc.

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1970

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

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

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

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

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

631.353.73.004.1 631.353.73.004.5/.6

1. ÚVOD

Poznatky z výzkumu i provozu s agregáty pro sklizeň řezané píce (píce se v různém stavu vlhkosti sbírá, řeže na různou délku řezanky a nakládá do velkoobjemového vozu, zapojeného do agregátu) nám ukazují, že příkonové charakteristiky mohou být ovlivněny nejen druhem a stavem sklizeného materiálu a stavem terénních podmínek (Andert 1969a, b), ale i otupením nože řezacího ústrojí sběrací řezačky. Současně je sledován i vliv otáček řezačky na měrnou spotřebu energie pro řezání a nakládání sklizené píce do velkoobjemového vozu.

Proto budou v tomto pojednání blíže uvedeny poznatky o vlivu otupení ostří řezačky na spotřebu energie při řezání sbírané píce a vliv vyšších otáček řezačky na příkonovou charakteristiku pro pohon sklízecího agregátu.

2. METODICKÝ POSTUP

Při řešení této problematiky — zjištění energetické náročnosti pro pohon sklízecího agregátu pro řezanou píci — jsme postupovali při laboratorně provozních pokusech podle metodického postupu, který uvádí Andert (1969a). Při vyhodnocení velikosti otupení ostří řezačky se vycházelo z metody i poznatků, získaných Grundem při zkoumání průběhu opotřebení a trvanlivosti ostří nožů sklízecích řezaček v provozních podmínkách (Grund 1960).

Abychom mohli zkoumat vliv vyšších otáček pro pohon sběrací řezačky, zvýšili jsme otáčky motoru traktoru tak, aby otáčky vývodového hřídele traktoru stouply z 550 min^{-1} asi na 665 min^{-1} , tj. asi o 12 %. Laboratorně polní pokusy pro tyto oboje otáčky pak byly založeny ve stejných pracovních podmínkách a ze získaných údajů byly vypracovány charakteristiky příkonů a měrných spotřeb v závislosti na jezdové rychlosti nebo na výkonnosti agregátu.

Vliv otupení ostří řezacího ústrojí na charakteristiku příkonu pro pohon sklízecího agregátu a jeho variabilitu jsme zkoumali opět v laboratorně polních pokusech, při nichž stav ostří byl zjišťován po naplnění jednoho či více velkoobjemových vozů. Zjištěné poznatky nám umožnily určit vztah mezi velikostí otupení ostří a velikostí potřeby energie jak při samotném řezání (P_s^x), tak pro pohon řezačky (P'_s), popřípadě pro pohon celého agregátu (P_s).

3. PODMÍNKY POKUSŮ A POUŽITÉ MECHANIZAČNÍ PROSTŘEDKY

Laboratorně provozní pokusy byly založeny na účelovém hospodářství VÚZT v Řepích. Byly organizovány v rámci výzkumu nových technologií sklízecích pícnin na účelovém hospodářství, a proto se musely přizpůsobit provozním a výrobním účelům tohoto zemědělského závodu.

Pro pokusy jsme použili traktor Zetor 50 Super, který byl vybaven zařízením na měření průběhu změn velikosti odebíraného výkonu motoru (Andert, Bohata 1963) a který měl vyšší výkon než mají běžné sériové výrobky.

Traktor byl agregátován se sběracími řezačkami — bubnovou New Holland KS-69 nebo kolovou Ködel KB-Star. Mimo to byly použity velkoobjemové vozy Pz 0-35.

4. VLIV ZVÝŠENÝCH OTÁČEK ŘEZAČKY NA ENERGETIKU ŘEZÁNÍ

Při zvyšování otáček řezačky se zvyšuje nejen rychlost samotného řezu, ale i rychlost podávající a dopravního ústrojí. Všeobecně lze očekávat, že z hlediska spotřeby energie se to projeví:

- vyšší spotřebou příkonu pro chod řezačky naprázdno, způsobenou jednak vyšší rychlostí v třecích plochách při stejných třecích odporech, jednak vyššími otáčkami, a tím větší dopravou vzduchu v dopravním zařízení pro přemístění řezanky do vozu;
- nižší spotřebou energie pro překonávání třecího odporu řezaného materiálu o stěny dopravní cesty, neboť při stejné výkonnosti je při vyšších otáčkách řezačky nižší okamžité množství řezaného materiálu v jednotlivých místech dopravní cesty;
- vyšší výkonnosti řezačky;
- vyšší spotřebou energie na řezání při vyšší řezné rychlosti (podle Součka 1961).

Založenými pokusy mají být získány poznatky o tom, jaká je vzájemná proporce těchto kladů a nedostatků a jak se projevují na celkovou energetiku agregátů, které budou v čs. zemědělství používány, popřípadě jakých ukazatelů se dosáhne u agregátů, ve kterém bylo použito sběrací řezačky z NSR.

Zvýšené otáčky vývodového hřídele kolisaly u traktoru Zetor 50-Super v rozmezí 665–720 min⁻¹ pod vlivem různého zatížení motoru, obdobně jako normalizované otáčky kolisají v rozmezí 545–600 min⁻¹.

Ze získaných údajů byly vypracovány pro uvedené agregáty a variace jejich pohonu — charakteristiky středního příkonu pro pohon celého agregátu i jeho částí při určité měrné hmotnosti řádku v závislosti na pojezdové rychlosti;

- charakteristiky měrného příkonu pro pohon agregátu $k_s = k/100 \text{ kg h}^{-1}$ v závislosti na výkonnosti celého agregátu;
- charakteristiky spotřeby mechanické práce na kilogram sklizené hmoty daným agregátem, a to v závislosti na jeho výkonnosti;
- charakteristiky měrné spotřeby paliva pro pohon agregátu v závislosti na výkonnosti agregátu;
- variabilita spektra četnosti výskytu různého příkonu pro pohon agregátu;
- úhrnná charakteristika středního příkonu pro pohon sklízecího agregátu při různé hmotnosti řádku v závislosti na pojezdové rychlosti. Charakteristika středního příkonu pro pohon agregátu v závislosti na pojezdové rychlosti (P_s) byla zpracována matematickou metodou (Andert 1969a) i pro charakteristiky příkonu při sklizni řádků s jinou měrnou hmotností (P').

Dosažené výsledky jsou pro agregát Zetor-50-Super + KS-69 + Pz 0-35 uvedeny na obrázku 1, pro agregát Zetor-50-Super + KB-Star + Pz 0-3 v jedné podmínce na obrázku 2 a v dalších podmínkách na obrázku 3.

Z dosažených výsledků vyplývá:

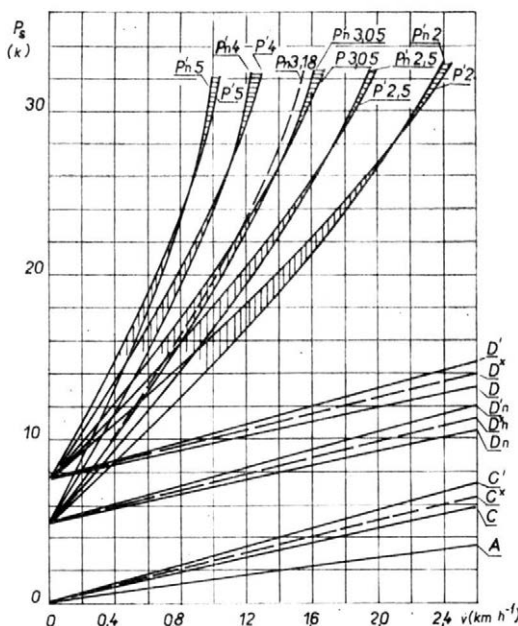
- Při zvýšených otáčkách řezačky je třeba většího příkonu pro chod řezačky naprázdno, což se okamžitě jeví jako energetická ztráta.
- Při zvyšování výkonnosti agregátu — řezačky se zvýšenými otáčkami — sledujeme, že příkon pro pohon řezačky se stoupající výkonností neroste tak rychle jako u agregátu, kde řezačka má normalizovaný počet otáček. Tím se zmírňuje při stoupající výkonnosti energetická ztráta, která je způsobena vyšším příkonem pro chod

řezačky naprázdno, a to až do určité výkonnosti, kdy není rozdílu mezi tím, pracuje-li řezačka při normalizovaných nebo při zvýšených otáčkách. Pokud však výkonnost zvyšujeme dál, jeví se úspornější z hlediska energetiky, jestliže je řezačka poháněna vyššími otáčkami. Tuto energetickou výhodu lze zdůvodnit tím, že zvýšenými otáčkami se zkrátí celková doba pobytu materiálu v řezačce, což má za následek, že se sníží i energetické ztráty způsobené cpaním a třením materiálu o stěny dopravních cest v řezačce.

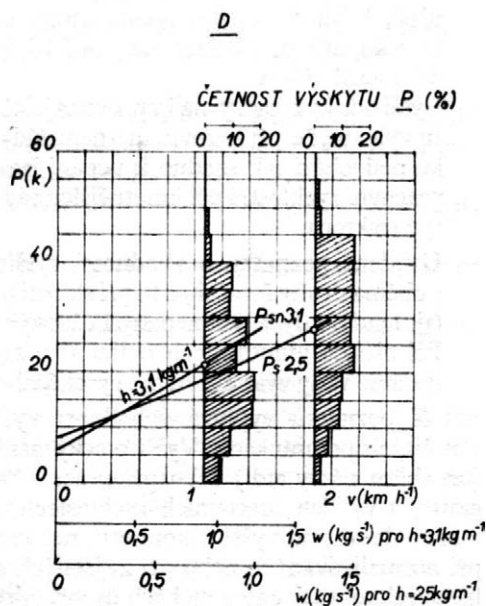
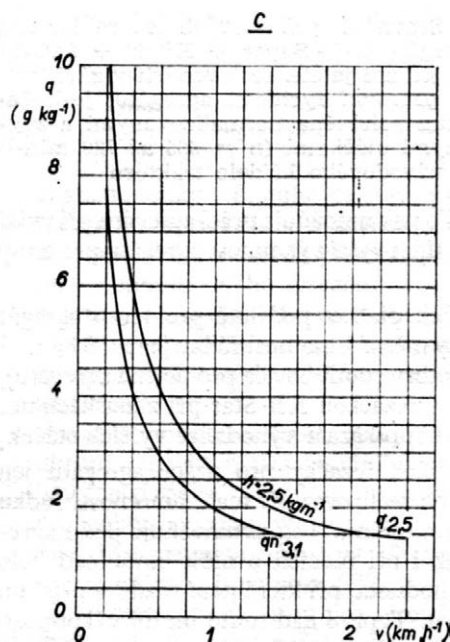
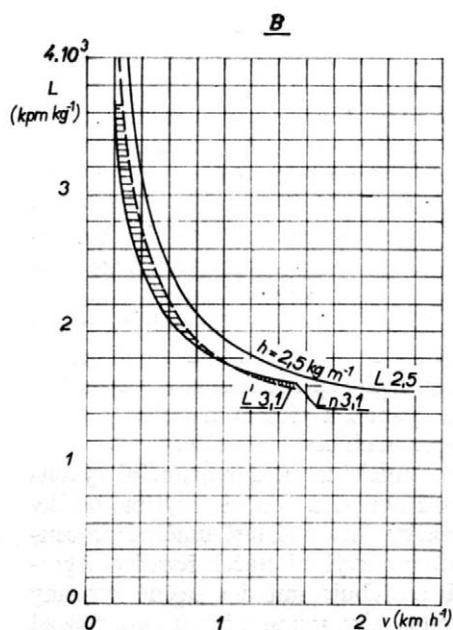
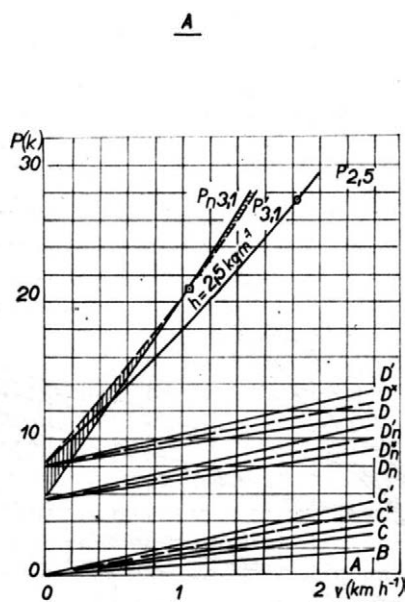
- Procentické zvýšení maximální výkonnosti agregátu tím, že zvýšíme otáčky řezačky, je v podstatě úměrné procentickému zvýšení otáček řezačky. Agregát potřebuje mít dostatečně výkonný motor, aby mimo příkon pro pojezd agregátu měl dostatečnou zálohu příkonu pro pohon řezačky při její maximální výkonnosti. Proto je vždy výhodnější, když motor pro pohon agregátu je výkonově předimenzován, než když má menší výkon.
- Vyšší otáčky řezačky mají v provozu ještě tu výhodu, že při nerovnoměrném řádku nedochází tak snadno k ucpání řezačky. To pak umožňuje práci agregátu při vyšší pracovní rychlosti i při hmotnějších řádcích, a tím i vyšší výkonnost agregátu pro daný typ traktoru.
- Uvedené poznatky o vhodnosti vyšších otáček platí v podstatě pro tento agregát s oběma druhy řezaček, a to při sklizni píce, kdy měrná hmotnost řádku je nad 3 kg m^{-1} (tj. tehdy, kdy se jen nepatrná část výkonu motoru spotřebovala pro pojezd agregátu). Při nižších hmotnostech řádku se u agregátu s řezačkou KB-Star při zkouškách nedosáhlo vždy výkonnosti tak vysoké, aby se při ní prokázala výhodnost vyšších otáček.

Z poznatků vyplývá výhodnost vyšších otáček řezačky pro práce agregátu jen v určitých podmínkách. Vyšší otáčky není vhodné realizovat při malé hmotnosti řádku (při sběru slámy atd.) nebo při práci v členitějším terénu. Ten neumožňuje jízdu agregátu při vyšších pracovních rychlostech, aby tak i při řádcích o nižší hmotnosti bylo možno dosahovat vyšší výkonnosti, než je mezní hodnota, při které není rozdíl v příkonu při normalizovaných nebo při zvýšených otáčkách. Teprve nad touto mezní výkonností lze dosáhnout jak energetických úspor, tak i zvýšené výkonnosti řezačky vlivem zvýšených otáček nad normalizované.

Výrobci sběracích řezaček se doporučuje, aby pro ty zemědělské závody, které mají k dispozici výkonnější traktory (80–100 k), dodávali řezačky s vyšší pracovní rychlostí i při odběru pohonu z vývodové hřídele s normálními otáčkami. Při vývoji nových typů výkonných řezaček se doporučuje zejména zdokonalit pracovní orgány a umožnit podstatně vyšší rychlost průchodu materiálu řezačkou a tím i vyšší výkonnost, aniž by se zvětšovaly pracovní orgány. Doporučuje se rovněž zavést u řezaček používání více druhů otáček.

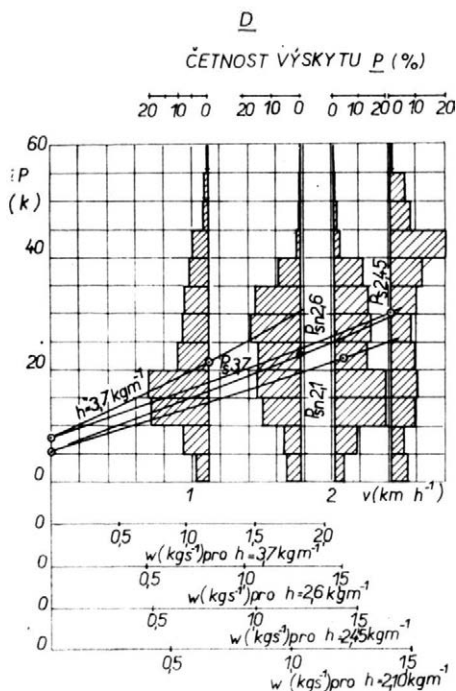
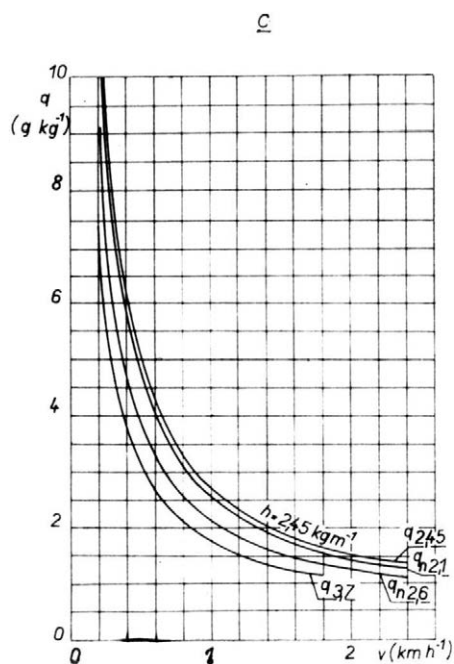
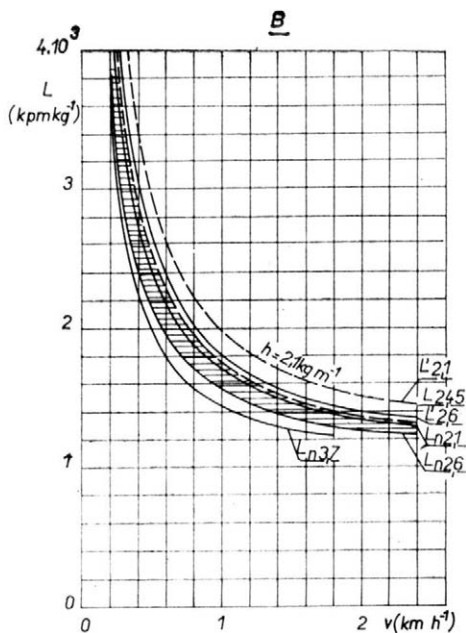
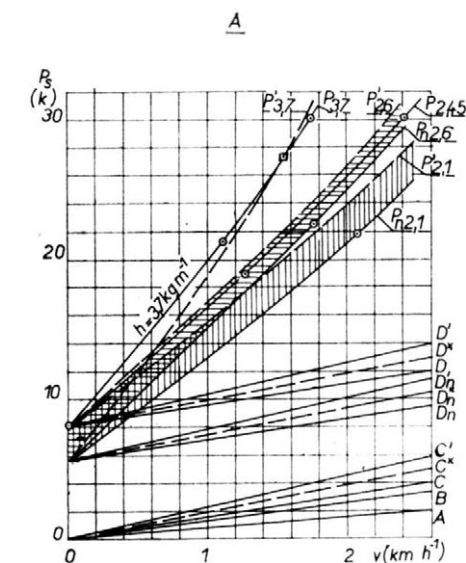


1. Srovnání příkonových charakteristik agregátu Z-50 Super + KS-69 + PzO-35 při sklizni jetele, sestavených v závislosti na pracovní rychlosti agregátu, je-li řezačka poháněna normalizovanými a zvýšenými otáčkami ($n = 665$ až 720 min^{-1}) od vývodového hřídele traktoru



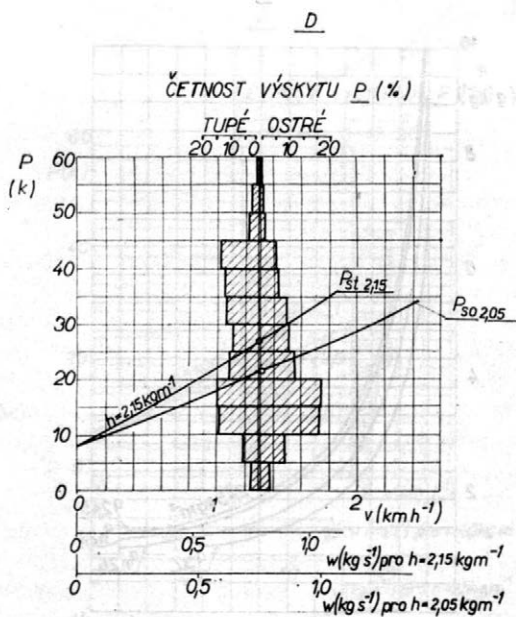
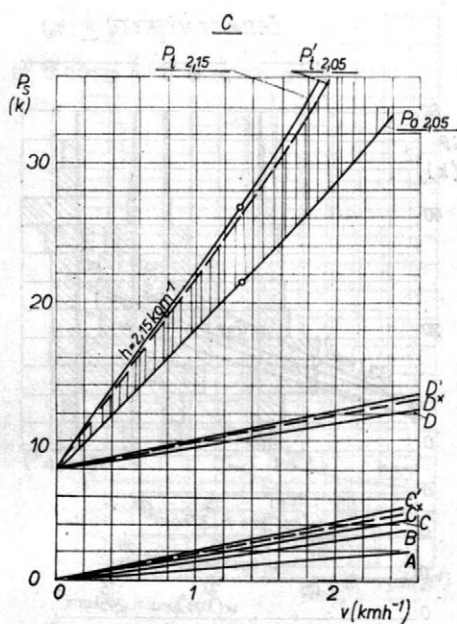
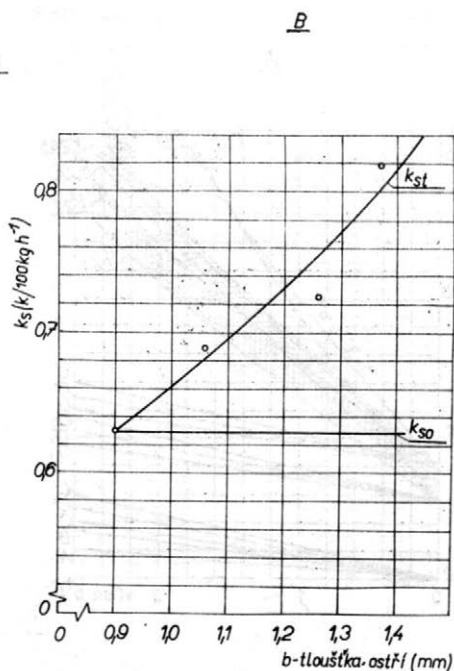
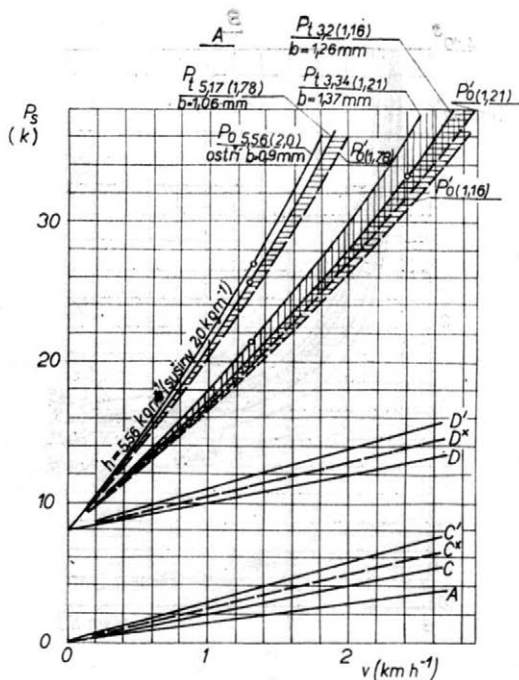
2. Vliv zvýšení otáček vývodového hřídele z normalizovaných na 665 až 720 min⁻¹ při sklizni zaváděného jetele (40 až 45 % sušiny) agregátem Z-50 Super + KB-Star + PzO-35 na charakteristiky energetické potřeby v závislosti na jezdové rychlosti

A — charakteristiky příkonu; B — charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce; C — charakteristiky měrné spotřeby paliva; D — variability spektra různé četnosti příkonu



3. Vliv zvýšeného obsahu sušiny (50—55 %) sklizeného jetele na změnu charakteristik energetické potřeby v závislosti na pojezdové rychlosti při pohonu agregátu Z-50 Super + KB-Star + PzO-35 při pohonu agregátu s normalizovanými i vyššími otáčkami (665—720 min⁻¹) vývodového hřídele

A — charakteristiky příkonu; B — charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce; C — charakteristiky měrné spotřeby paliva; D — variability spektra různých četností příkonu



4. Vliv velikosti otupení ostří řezačky při sklizni zavadlého jetele (40–45 % sušiny) u agregátu Z-50 Super + KB-Star + PzO-35 na charakteristiky energetické potřeby v závislosti na pojezdové rychlosti nebo na tloušťce ostří

A — charakteristiky příkonu; B — charakteristiky měrného příkonu pro pohon řezačky (včetně jejího chodu naprázdno, a to na jednotku výkonnosti — $\text{k}/100 \text{ kg h}^{-1}$); C — charakteristiky příkonu pro jiné terénní podmínky; D — variability spektra různé četnosti příkonu

5. VLIV OTUPENÍ OSTŘÍ ŘEZAČKY NA ENERGETIKU SKLIZNOVÉHO AGREGÁTU

Na energetickou potřebu, spojenou s pohonem agregátu pro sklizeň zavadlé píce, která je sklízena ze řádků a rozřezávána do připojeného vozu, má vliv pro daný agregát — mimo proměnnost terénních podmínek a různost druhu a stavu materiálu — také další proměnný parametr, a to velikost otupení ostří řezačky.

V této stati jsou rozvedeny poznatky, které byly získány s uvedenými typy sklizecích agregátů: vliv změny ostří nožů řezačky na charakteristiky příkonu pro pohon agregátu i na měrnou spotřebu energie k požadovanému zpracování jednotkového množství materiálu.

5.1 SKLÍZECÍ AGREGÁT ZETOR-50-SUPER + KB-STAR + PZ 0-35

5.1 Sklizecí agregát Zetor-50-Super + KB-Star + Pz 0-35

Poznatky z laboratorně polních pokusů při sklizni zavadlého jetele s agregátem Zetor-50-Super + KB-Star + Pz 0-35 jsou pro jedny pracovní podmínky uvedeny v charakteristikách na obrázku 4 (A, B); změna měrné spotřeby, mechanické práce na zpracování jednotkového množství materiálu a variabilita spektra četnosti různého příkonu jsou patrné z obrázku 4 (C, D). Charakteristiky středního příkonu pro pohon agregátu a jeho částí v závislosti na jezdové rychlosti, uvedené na obr. 3 (D), byly zjištěny při různém stavu otupení. Aby byl patrný vliv otupení na změnu potřeby příkonu pro pohon agregátu, jsou zde uvedeny charakteristiky transformované na jednotnou tloušťku ostří 0,9 mm (P_o). Rozdíly mezi takto srušenými charakteristikami (P_{ox} a P_{tx}) nám ukazují zvýšenou potřebu příkonu, závislou na zvýšení tloušťky ostří.

5.2 SKLÍZECÍ AGREGÁT ZETOR-50-SUPER + KS 69 + PZ 0-35

Zjištěné poznatky o energetické potřebě pro pohon tohoto sklizecího agregátu s různě otupenými ostřími nožů u sběrací řezačky KS-69 při sklizni zavadlého jetele byly zpracovány do příslušných charakteristik a pro určité podmínky jsou uvedeny na obrázku 5.

Charakteristiky označené P_o jsou pro ostrá ostří a charakteristiky označené P_t jsou pro ostří různě otupená.

Z obrázku 6 (A) je patrné, jak se projeví určitý stupeň naměřený pro hmotnost řádku $h = 2,7 \text{ kg m}^{-1}$ na úhrnnou příkonovou charakteristiku tohoto agregátu při sklizni řádků o různé hmotnosti.

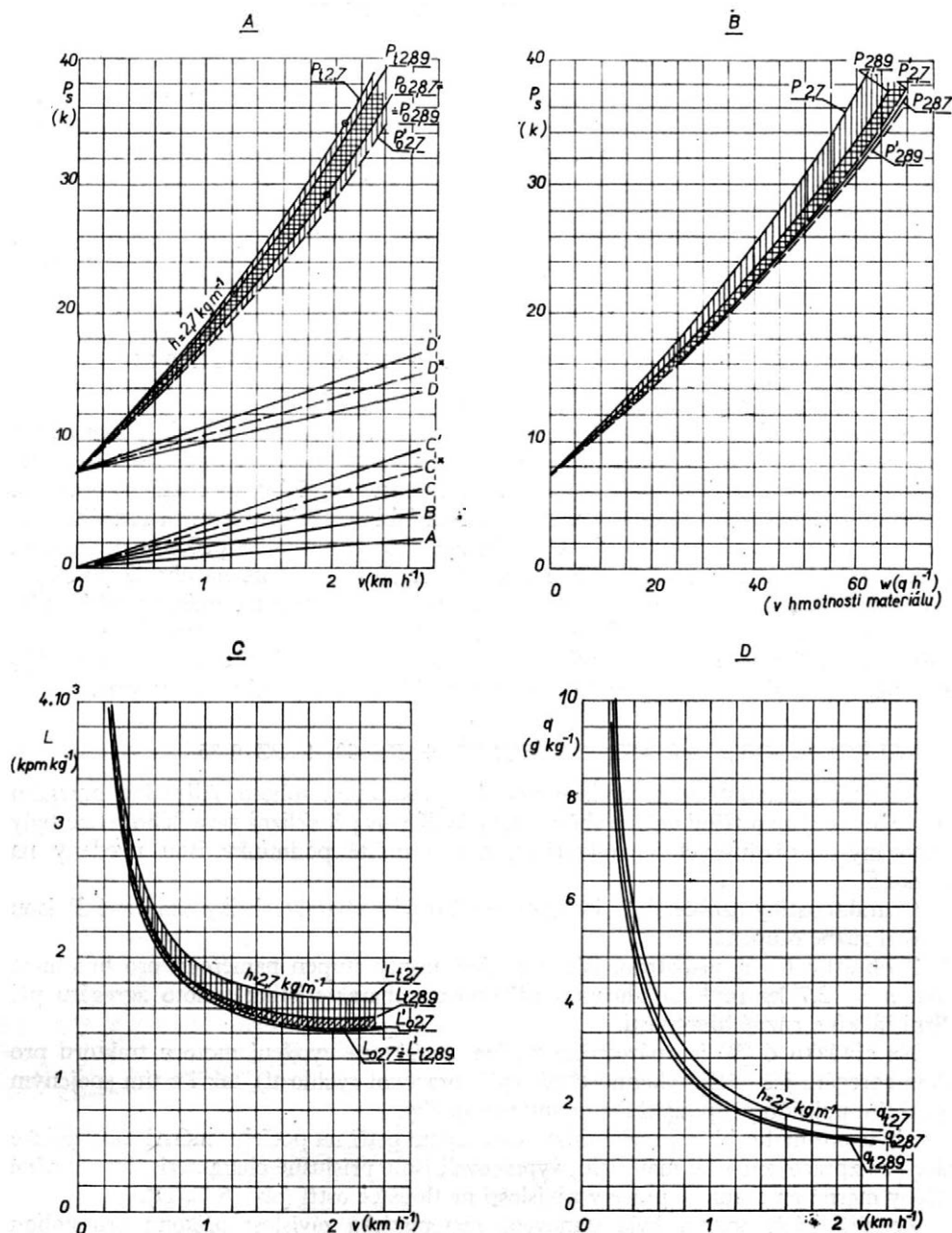
Na obrázku 6 (B) je znázorněna změna charakteru vytížení motoru traktoru pro pohon agregátu jak větší výkonností (tj. vyšší pracovní rychlostí), tak i s tím spojeným vypínáním jezdce při použití dvoustupňové spojky.

Abychom mohli blíže prozkoumat vliv otupení ostří na potřebu měrné mechanické práce pro zpracování 1 kg materiálu, vypracovali jsme příslušné charakteristiky o změně potřeby měrné mechanické práce v závislosti na tloušťce ostří (obr. 6 C, D).

Ze zjištěných hodnot byla stanovena matematická závislost příkonu pro pohon řezačky k samotnému řezání ve vztahu ke změně otupení ostří řezačky, charakterizované změnou tloušťky ostří. Tuto závislost lze určit všeobecným vztahem

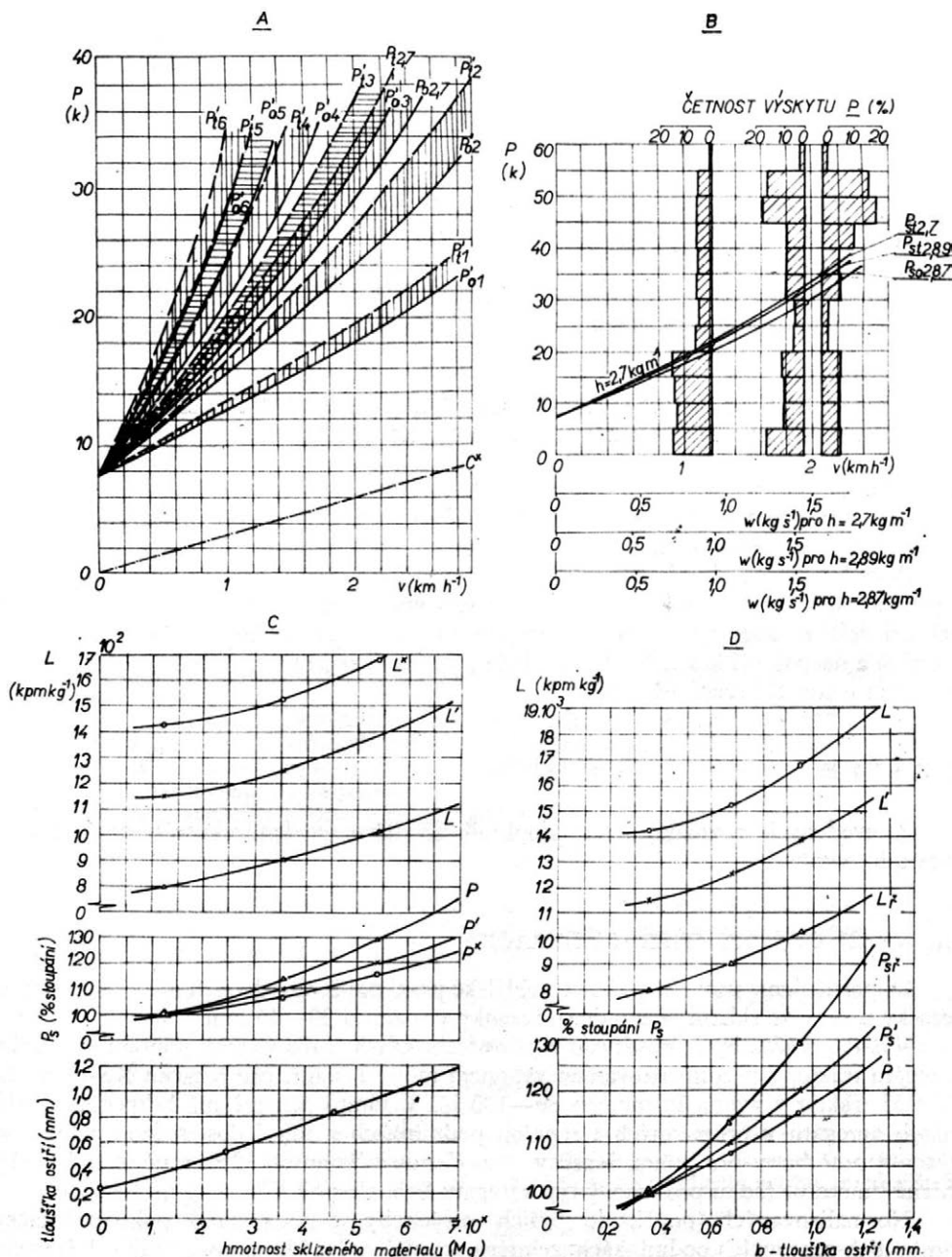
$$P_{s1} = P_{so} (C_o + C_1 s + C_2 s^p),$$

- kde: P_{s1} — příkon pro daný stav otupení odpovídající hodnotě tloušťky ostří s
 P_{so} — příkon pro výchozí stav ostří neostřené
 s — tloušťka ostří vyjádřená v mm — určena metodou Grunda
 $C_o; C_1; C_2$ — konstanty
 p — exponenciální součinitel přírůstku příkonu vlivem otupení ostří



5. Vliv zvýšeného obsahu sušiny (50—55 %) na změny charakteristiky energetické potřeby v závislosti na rychlosti jezdů u agregátu Z-50 Super + KS-69 + PzO-35 při sklizni jetele

A — charakteristiky příkonu v závislosti na jezdové rychlosti; B — charakteristiky příkonu v závislosti na výkonosti; C — charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce; D — charakteristiky měrné spotřeby paliva



6. Vliv velikosti otupení ostří na změnu charakteristiky energetické spotřeby při sklizni zavadlého jetele (50–55 % sušiny) agregátem Z-50 Super + KS-69 + PzO-35

A — úhrnná příkonová charakteristika pro pohon celého agregátu při různé hmotnosti řádků; B — variabilita spektra různé četnosti příkonu; C — vliv velikosti otupení ostří na velikost spotřeby mechanické práce (kpm kg⁻¹), příkonu, popřípadě vliv množství sklizeného materiálu na velikost otupení; D — charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce a příkonu v závislosti na otupení ostří

Pro řezačku KS-69 a sklizeň zavádlého jetele (obsah sušiny 50–55 %) vyplývá vztah změny příkonu vlivem stoupajícího otupení ostří (tento vztah platí pro rozsah tloušťky ostří $0,2 < s < 1,3$):

$$P_{s1} = P_{s0} (0,88 + 0,32 s + 0,1268 \cdot s^2,77)$$

kde: P_{s0} — příkon zjištěný při ostří o tloušťce $s = 0,22$ mm

Z uvedeného poznatku vyplývá, že otupení ostří může ovlivnit celkový příkon pro pohon agregátu cca o 20 %, jestliže se ostří změní ze základní hodnoty $s = 0,22$ mm na hodnotu $s = 1,1$ mm.

Tato změna velikosti příkonu při stejné velikosti sklízecího agregátu se ovšem projevuje ve stejném procentu ve zvýšené spotřebě měrné práce na rozřezání 1 kg materiálu.

5.3 ZÁVĚR Z POZNATKŮ O VLIVU OTUPENÍ OSTŘÍ NA ZMĚNU SPOTŘEBY ENERGIE PŘI SBÍRÁNÍ A ŘEZÁNÍ PÍCE

Ze získaných poznatků vyplývá, že pro bubnovou i pro kolovou řezačku má otupení ostří znatelný vliv na energetickou potřebu. Při určování hranice pro přípustnou velikost otupení ostří je třeba přihlížet také k vlivu otupení ostří na jakost vykonané práce.

Pokud bychom sbírali a řezali materiál na jinou délku řezanky (např. větší než v případě, kdy řezanka byla určena pro senážní věže a její délka měla být cca 20 mm), pak při delší řezance by vliv tohoto otupení na příkon pro pohon celého agregátu byl mírnější a naopak při kratší řezance by byla potřeba energie na zpracování jednotkového množství materiálu relativně ještě vyšší.

6. ZÁVĚR

Z uvedených poznatků, které doplňují již dříve uvedené skutečnosti (Andert 1969a, b), vyplývá:

6.1 VYŠŠÍ OTÁČKY SBĚRACÍ ŘEZAČKY

Doporučujeme prověřit v širší zemědělské praxi používání dvojích otáček pro pohon řezačky určené ke sklizni píce o délce řezanky v rozmezí 20–40 mm.

Vyšších otáček by se používalo v případech, kdy je k dispozici k pohonu sklízecího agregátu traktor s předimenzovaným výkonem motoru (např. pro řezačku KS-69 a vůz PzO-35 traktor s výkonem motoru 80–100 k). V tomto případě má bezpečně zajistit pohyb agregátu v proměnných terénních podmínkách a mít i dostatečnou zálohu ve výkonu, potřebnou pro pohon řezačky se zvýšenou výkonností. Současně je třeba, aby měrná hmotnost řádku pro takový typ agregátu byla alespoň $h = 3 \text{ kg m}^{-1}$ a výše.

Normalizovaných (popřípadě nižších) otáček by se používalo k pohonu řezačky v ostatních pracovních podmínkách, zejména při nižší měrné hmotnosti řádků sklizeného materiálu nebo při nedostatečně dimenzovaném výkonu motoru pro pohon řezačky; případně při nízkém poměru hmotnosti řádku (h) k maximální výkonnosti.

Toto řešení by bylo možno v zemědělské praxi snadno zabezpečit u těch traktorů, u nichž se normalizovaných otáček na vývodovém hřídeli dosahuje při nižších otáčkách motoru, než jmenovitých.

Doporučujeme vyvíjet sběrací i sklízňové řezačky pro vyšší výkonnost. Především je potřeba zajistit, aby materiál proběhl rychleji řezačkou; teprve v druhém pořadí uvažovat o vyšší výkonnosti řezačky zvětšením jejich rozměrů.

6.2 VLIV OTUPENÍ OSTRÍ NOŽE NA ZVÝŠENOU POTŘEBU ENERGIE PŘI ŘEZÁNÍ PÍCE

Otupení ostrí značně zvyšuje potřebu energie na jednotku hmotnosti rozřezané píce. Proto je vhodné:

- Pečovat o stav ostrí řezačky nejen včasnou výměnou, popřípadě snadným broušením při sklizni, ale již při konstrukci a volbě materiálu.
- Uvedený poznatek potvrzuje, že předimenzování výkonu motoru pro pohon agregátu je menší závada než jeho poddimenzování. Předimenzování výkonu sice nezvyšuje úměrně výkonnost agregátu při ostrém ostrí, ale zajišťuje jeho vysokou výkonnost i při značně otupeném ostrí.

6.3 PROMĚNNOST POTŘEBY PŘÍKONU PRO POHON AGREGÁTU

Zjištěná proměnnost spektra četností výskytu různého příkonu pro pohon sklízecího agregátu nám ukazuje:

- potřebu řešit dynamiku pohonu agregátu, v první řadě pak zvýšit GD^2 řezačky, což umožní pro daný agregát zvýšit jeho výkonnost;
- možnost dosáhnout vysoké výkonnosti agregátu, který pracuje v proměnných pracovních podmínkách, je-li motor traktoru předimenzován výkonově i v GD^2 .

Seznam hlavních symbolů a označení použitých v grafech

A	— charakteristika potřeby středního příkonu pro pojezd traktoru v závislosti na pracovní rychlosti
B	— charakteristika potřeby středního příkonu k pojezdu traktoru, ke kterému je připojen jeden typ zemědělského stroje nebo nářadí v závislosti na pojezdové rychlosti agregátu
C, C', C^x	— charakteristiky potřeby středního příkonu k pojezdu agregátu sestaveného z traktoru a dvou druhů zemědělských strojů či nářadí v závislosti na pojezdové rychlosti (C — nenaplněný agregát; C' — naplněný agregát — velkoobjemový vůz; C^x — agregát naplněný do poloviny)
D, D', D^x	— charakteristiky potřeby středního příkonu k pohonu agregátu při pojíždění a chodu poháněného zemědělského stroje (řezačky) naprázdno v závislosti na pojezdové rychlosti (D — prázdný přívěs; D' — plný; D^x — středně naplněný velkoobjemový přívěs)
E_L, E_q	— charakteristiky vztahující se na úhrnnou potřebu dodávky energie k pohonu různých typů agregátů v závislosti na pojezdové rychlosti nebo výkonnosti agregátu
k'_s	— střední měrný příkon na vlastní rozřezání 100 kg materiálu za 1 hodinu ($k \cdot 100^{-1} \text{ kg}^{-1}$)
k''_s	— střední měrný příkon na pohon celé řezačky na rozřezání 100 kg materiálu za 1 hodinu
k^x_s	— střední měrný příkon na pohon celého agregátu na rozřezání 100 kg materiálu za 1 hodinu
L_{x-y}	— charakteristiky měrné spotřeby mechanické práce na jednotku hmotnosti agregátu při hmotnosti řádku $x - y$ (kg m^{-1})
P'_{x-y}	— charakteristiky středního příkonu, které byly získány propočtem podle odvozeného matematického vztahu mezi příkonem a výkonnostními parametry agregátu, kdy příslušní součinitelé, potřební do určeného matematického vztahu, byli zjištěni měřeními
P_o	— příkon k pohonu řezačky při chodu naprázdno (k)
P_{sP}	— střední příkon k pohonu celého agregátu (k pojezdu i k pohonu příslušného zemědělského stroje zapojeného do agregátu) (k)
$P_x(y)$	— charakteristiky středního příkonu k pohonu agregátu při sklizni píce; x značí hmotnost řádku a y odpovídající obsah sušiny
q	— měrná spotřeba paliva při sklizni pícnin při pohonu celého agregátu (g kg^{-1})
q_{x-y}	— charakteristiky měrné spotřeby paliva k pohonu sklízňového agregátu při hmotnosti v řádku $x - y$ (kg m^{-1})
v	— střední pojezdová rychlost agregátu během celého cyklu naplnění velkoobjemového vozu (km h^{-1})
W	— výkonnost agregátu (Mg h^{-1} , $\text{Mg h}^{-1} \cdot 10^{-1}$)
GD^2	— ukazatel momentu setrvačnosti otáčecího ústrojí řezačky nebo motoru

Literatura

- ANDERT A., BOHATA F., 1963, Metoda a přístroj pro automatickou klasifikaci, registraci a signalizaci průběhu vztahu dvou proměnných veličin. Zemědělská technika 2:107-122.
- ANDERT A., 1969a, Energetika agregátu z kolového traktoru, sběrací řezačky a velkoobjemového vozu. Zemědělská technika 5:241-260.
- ANDERT A., 1969b, Vliv vlhkosti a hmotnosti řádku na energetiku a maximální výkonnost agregátu pro sklizeň řezané píce. Zemědělská technika 10-11:543-556.
- ANDERT A., 1955, Výzkum energetické potřeby a návrh energetických zdrojů při výrobě pícnin. Zpráva VÚZT č. 652.
- BAYER H., 1962, Řezačky ve velkovýrobních technologiích v zemědělském provozu. Kandidátská disertační práce. Vysoká škola zemědělská, Brno.
- BLAŽEK., 1955, Teorie a výpočet řezného ústrojí kolové řezačky. Mechanizace a elektrifikace zemědělství 5.
- GRIMM K., 1965, Schneid- und Wurfvorgänge im Trommel-Feldhäckslern. Berichte für Landtechnik.
- GRUND F., 1960, Výzkum průběhu opotřebení a trvanlivosti ostří nožů sklízecích řezaček v provozních podmínkách. Zpráva VÚZT 696.
- GÜTH K., 1952, Untersuchungen am Schneidvorgang von Gebläsehäckslern. Landtechnische Forschung.
- SEGLER G., 1959, Die Feldhäckslers-Aussichten und Erfahrungen. Landtechnik 3.
- SOUČEK J., 1961, Energetické poměry nožového kola řezačky. Sborník prací VÚZS.

Došlo dne 28. 5. 1970

Влияние повышенных оборотов вследствие затупления лезвий на энергетiku агрегата для уборки измельченных кормовых трав

Для более подробного объяснения (см. Андерт, Земědělská technika 5:10-11/1969) энергетики агрегатов при уборке подвяленных кормовых трав, измельчаемых на резку длиной в 20—40 мм, изучалось влияние затупления лезвий измельчителя и повышения их оборотов на изменение потребности в энергии. Опыты проводились на агрегате, у которого применялся барабанный измельчитель New-Holland KS-69 или колесный измельчитель Ködel KB-Star.

Полученные данные показали, что целесообразно:

- в качестве привода измельчителя применять две скорости оборотов (а именно более высокие при наличии трактора большей мощности) и, таким образом, значительно повысить производительность агрегата;
- в первую очередь конструировать более производительные измельчители с высокой скоростью пропускания массы, а не увеличивать их размеры;
- если мощность двигателя трактора преувеличена — считать это меньшим недостатком, чем если бы она была уменьшена, для ослабления неблагоприятного влияния затупления лезвий и неравномерной потребности потребляемой мощности на снижение производительности уборочного агрегата;
- решать динамику привода уборочного агрегата и, в первую очередь, повысить GD^2 косилки-измельчителя, что будет в значительной мере содействовать повышению ее производительности.

Influence of Higher Rotations Caused by Dull Edges on the Energy System of Harvesting Aggregates for Chopped Forage

The influence of dull edges of the chopper and of the increase of its rotations on the change in power consumption was investigated to clear better (see Andert, Zem. technika 5:10-11/1969) the energy system of aggregates in harvesting wilted forage chopped for chaff 20 to 40 mm long. Experiments were made with an aggregate with a cylinder chopper New-Holland KS-69 or fly-wheel chopper Ködel KB-Star.

The results showed that it was suitable

- to use two kinds of rotations (higher ones if a more powerful tractor was available) and so to increase considerably the efficiency of the aggregate
- construct preferably more efficient choppers with a quicker passage rather than to increase their size

- consider it a lesser disadvantage, if the capacity of the tractor engine was oversized rather than undersized, to reduce the unfavourable influence of dulled edges and of the irregular power consumption on the decrease of the harvesting aggregate efficiency
- solve the dynamics of the harvesting aggregate drive and above all to increase the GD^2 of the pick-up chopper this contributing considerably to the increase of its capacity.

Einfluß der infolge der Schneideabstumpfung höheren Umdrehungen auf die Energetik des Aggregats zum Ernten von Häckselfutter

Um die Energetik der Aggregate beim Ernten des angewelkten Futters, das auf 20—40 mm langes Häckselgut verschnitten wird, näher zu klären (siehe Andert, Zem. technika 5, 10-11/1969) wurde der Einfluß der Abstumpfung der Häckslerschneide und Erhöhung seiner Umdrehungen auf die Änderung des Stromverbrauchs untersucht. Die Versuche wurden mit einem Aggregat, mit dem ein Trommelhäcksler New-Holland KS-69 oder Radschneidmaschine Ködel KB-Star benützt wurde, angelegt.

Die erzielten Ergebnisse zeigen, daß es zweckmäßig ist:

- zweierlei Umdrehungen zum Antrieb der Häcksler (und zwar höhere, falls ein Traktor mit einer höheren Leistung zur Verfügung ist) zu benützen und so Leistungsfähigkeit des Aggregats wesentlich zu erhöhen;
- vorzugsweise Häcksler mit einer höheren Leistung und einem schnellerem Durchgang zu konstruieren, eher als ihre Dimensionen zu vergrößern;
- es als einen kleineren Nachteil zu betrachten, wenn die Motorleistung des Traktors überdimensioniert eher als unterdimensioniert ist um den ungünstigen Einfluß der Schneideabstumpfung und des unregelmäßigen Stromverbrauchs auf die Herabsetzung der Leistungsfähigkeit des Ernteaggregats zu vermindern;
- die Antriebsdynamik des Ernteaggregats zu lösen und in erster Reihe den GD^2 des Sammelhäckslers zu erhöhen, was in beträchtlichem Maße zur Erhöhung seiner Leistungsfähigkeit beitragen wird.

Adresa autora:

Ing. Antonín Andert, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

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

Zuř, N. M. D 57.820/7
Metodika ocenky nadežnosti i effektivnosti sistem avtomatizacii sel'skich električeskich setej. Moskva, VASCHNIL 1968. 59 s. (Automatizace zemědělství — elektrické sítě — brožury)

Scotton, M. D 55.447/55
La meccanizzazione integrale dell'agricoltura. (Azienda di S. Apolinaire: risultati anno 1968). Estr. dagli Annali Vol. 23, 1968. Perugia, Ist. di meccanica agraria 1968. 29 s. 15 tab. (Mechanizace zemědělství — komplexní — výzkum — Itálie)

D 58.271
Ispolzovanie mašinno-traktornogo parka v sel'skochozjajstvennom proizvodstve. (Po materialam seminaru specialistov strančlenov SEV). Moskva, Postojannaja komm. SEV po sel'skomu chozjajstvu 1970. 174 s. (Zemědělské stroje a traktory — využití — sborníky)

C 19.352
Lineare Optimierung des Maschineneinsatzes. Die Planung des Maschinen- und Geräteeinsatzes einschliesslich der Arbeitskräfte in der Pflanzenproduktion mit Hilfe der linearen Optimierung. Markkleeberg, Landwirtschaftsausstellung 1969. 32 s. 7 obr. tab. (Zemědělské stroje — využití — stanovení — metody — lineární programování — brožury)

Müller, P. D 58.058
Ökonomische Probleme bei der Mechanisierung in der landwirtschaftlichen Produktion. Berlin, VEB Deutscher Landwirtschaftsverlag 1969. 21 s. obr. (Mechanizace zemědělství — ekonomické otázky — brožury)

E 28.943/1970/23
Ikonomičeska ocenka na izpolzuvaneto na mašinno-traktornija park. Akad. na s.-st. nauki 1970/23. Sofija, Cent. za nauč.-techn. i ikon. informacija 1970. 112 s. tab. (Zemědělské stroje a traktory — využití — ekonomické otázky — sborníky — překlady — Bulharsko)

Možajev, V. N. D 58.195
Elektrooborudovanie traktorov, avtomobilej i kombajnov. 5. izd. Lenin-grad, Kolos 1970. 254 s. 142 obr. (Elektrická výzbroj — zemědělské stroje, traktory a automobily — příručky)

Works, D. W. — Haynes, R. C. C 19.417/68
Electric power tools for the farm shop. Farm electrification leaflet No. 68. Moscow, Idaho Farm electrification 1968. 4 s. 16 obr. 1 tab. (Elektrické nástroje — zemědělské závody — využití — letáky)

Matson, W. — Works, D. W. — Cropsey, M. G. D 38.943/52
Planing farm wiring. PNV Bulletin 52. Washington, U. S. Depart. of agric. 1962. 32 s. 15 obr. 6 tab. (Elektrické instalace — zemědělské závody — brožury)

Anderson, D. G. — Walsh, R. G. D 32.878/503
Efficiency of tank wagon delivery of farm petroleum products. S. B. 503. Lincoln, Nebraska Agric. exp. station 1969. 23 s. 7 obr. 10 tab. (Doprava — zemědělství — pohonné hmoty — tanky — brožury)

631.354.026 631.361.2.022 633.1:632.134

Veľkosť a druh poškodenia zrna je v podstate výsledkom dvoch vplyvov:

- pevnosti zrna, to znamená odolnosti proti mechanickému poškodeniu,
- veľkosti a druhu mechanického pôsobenia pri uvoľňovaní zrna z klasov.

Otázkou mechanickej pevnosti zrna so zreteľom na poškodzovanie pri výmlate sa podrobne zaoberal Finkenzeller. Z jeho výskumov vyplýva záver, že množstvo poškodeného zrna pri mlátení nie je závislé len na type a nastavení mláťacieho ústrojenstva, ale je tiež veľmi závislé na vlastnostiach mláteného materiálu. I pri pomerne malej rýchlosti, ale pri viacnásobnom náraze je zrno značne poškodzované (je to teda hlavne zrno uvoľnené na vstupnej časti mláťacieho koša).

Ha hrubé poškodenie zrna má podľa Kanafojského (1959), Kinga a Riddolsa (1960) medzera medzi bubnom a košom veľmi malý vplyv. Účinok mláťacej medzery je výraznejší pri vyššej obvodovej rýchlosti mláťacieho bubna. Pugačev (1960) konštatuje, že zväčšovanie mláťacej medzery zapríčiňuje pomalé zníženie množstva poškodených zrn a len pri plnom otvorení koša prichádza náhle zmenšenie ako hrubého, tak i jemného poškodenia. Z jeho výsledkov možno uviesť: pri zbere ozimnej pšenice s vlhkosťou zrna 18,5 % pri stálej priechodnosti 2,7 kg s⁻¹ zmenšenie obvodovej rýchlosti bubna z 32,6 m s⁻¹ na 21,0 m s⁻¹ malo za následok zníženie jemného poškodenia 3,5krát, kdežto hrubé poškodenie sa zmenilo veľmi málo z 0,39 % na 0,30 %.

Vplyv obvodovej rýchlosti bubna je podľa Arnolda (1964), Wieneka a Caspersa (1964) ďaleko preukaznejší než medzera medzi bubnom a košom a iné parametre nastavenia. Arnold (1964) uvádza, že okrem obvodovej rýchlosti bubna druhý faktor najvýznamnejšie vplývajúci na veľkosť poškodzovania je vlhkosť zrna spracováanej obilniny.

Významný vplyv zrelosti, vlhkosti zrna a obvodovej rýchlosti bubna na poškodzovanie určili tiež Feiffer a Tauchert (1964). Podľa ich záverov zrno po dosiahnutí fyziologickej zrelosti, pri vlhkosti pod 15 % vykazuje už veľmi malú zmenu v poškodzovaní.

Rovnako Paneš (1961) v súhlase s predchádzajúcimi autormi konštatuje, že stupeň poškodenia zrna závisí na obvodovej rýchlosti mláťacieho bubna, na vstupnej a výstupnej medzere, priechodnosti mláťacieho ústrojenstva, na stave, druhu a rozložení obilnej hmoty. Vo svojich výsledkoch konštatuje, že priechodnosť pod 1,7 kg s⁻¹ obilnej hmoty na 1 m šírky mláťacieho ústrojenstva bez čiastočného zníženia obvodovej rýchlosti mláťacieho bubna vedie k zvýšeniu poškodzovania zrna. Ďalej tvrdí, že jemné poškodenie sa mení pri rôznych pracovných podmienkach intenzívnejšie než hrubé poškodenie.

Poškodenie zrna znižuje akosť osiva (klíčivosť) i akosť uskladneného merkantilného obilia (napadanie rôznymi druhmi pliesní), čo sa prejavuje v stratách pri ďalšom spracovávaní.

1. OPIS POUŽITÉHO ZARIADENIA

Pre zistenie náchylnosti k poškodzovaniu zrna bolo použité modelové mlátiace zariadenie s týmito parametrami: mlátiaci bubon 8mlatkový s priemerom 550 mm a šírkou vkladania 585 mm. Mlátiaci koš roštový dvojdielny s výbehovým nástavcom. Vkladanie obilnej hmoty bolo nútené podávacím 4lopatkovým bubnom o priemere 200 mm. Súhlasný typ bol i bubon odhadzovací. Pohon vkladacieho i odhadzovacieho bubna bol odvodený od hriadeľa mlátiacieho bubna stálym prevodom.

Pohon mlátiacieho bubna bol odoberaný z elektromotora o výkone $P = 12 \text{ kW}$ pri otáčkach $n = 1440 \text{ ot min}^{-1}$. Zmena otáčok mlátiacieho bubna bola prevádzaná výmenou hnacej remenice a prestaviteľnou remenicou na hriadeľ bubna.

Celkový prevodový pomer: $i = 0,52 \div 0,973$, meniteľný plynule.

Prevodový pomer: pre odkladací bubon: $i_1 = 0,533$,

pre odhadzovací bubon: $i_2 = 0,487$.

Podávanie obilnej hmoty bolo prevádzané platňovým dopravníkom s priečnymi unášacími latkami o celkovej dĺžke 7300 mm. Pohon dopravníka bol odvodený samostatným elektromotorom so vstavanou prevodovkou s prevodom do pomala. Výkon elektromotora $P = 0,8 \text{ kW}$, menovité otáčky $n = 1440 \text{ ot min}^{-1}$. Podávacia rýchlosť bola v priebehu všetkých pokusov stála ($v = 1 \text{ m s}^{-1}$). Zmena priechodnosti bola uskutočňovaná zmenou účinnej dĺžky rozkladania obilnej hmoty a zmenou jej výšky. Vstup obilnej hmoty bol stály pod uhlom 10° negatívne vzhľadom k horizontálnej rovine predchádzajúcej cez stred mlátiacieho bubna.

2. POUŽITÁ METODIKA PRÁCE

Cieľom práce bolo zistiť rozdielnosť v náchylnosti k poškodzovaniu u pšenice „Bezostá“ a jačmeňa „Jantár“ v závislosti od parametrov nastavenia mlátiacieho mechanizmu.

Pokusy boli uskutočnené v priebehu rokov 1967 a 1968. Vzorky materiálu boli odoberané každý deň priamo z poľa a po privezení na miesto pokusu bolo určené:

2.1 VLHKOSŤ ZRNA A SLAMY

2.2 PRIEMERNÁ DĹŽKA STEBLA

2.3 POMER ZRNO : SLAMA

Všetky uvedené charakteristiky boli stanovené z priemernej vzorky podľa štandardných postupov.

2.4 NASTAVENIE MLÁTIACIEHO MECHANIZMU

Zmena nastavenia bola uskutočňovaná:

2.4.1 Zmenou medzery medzi bubnom a košom pri stálej obvodovej rýchlosti bubna a stálej priechodnosti.

2.4.2 Zmenou obvodovej rýchlosti bubna pri stálej medzere a priechodnosti.

2.4.3 Zmenou priechodnosti pri stálej medzere a obvodovej rýchlosti bubna.

Rozsah zmeny medzier v pomere vstup/výstup bol volený v intervale 38/9,5 až 14/3,5 [mm/mm].

Rozsah zmeny obvodovej rýchlosti bubna bol v intervale: $27,2 \text{ m s}^{-1}$ až $38,1 \text{ m s}^{-1}$.

Rozsah zmeny priechodnosti bol v intervale: 1,5 až $5,7 \text{ kg s}^{-1}$. Hodnota priechodnosti bola určená z hmoty spracováanej vzorky a času spracovania v mlátiacom mechanizme. Každý pokus bol trikrát opakovaný.

2.5 POSTUP PRÁCE

Z privedeného materiálu bola odobraná vzorka o hmote 8 kg a bola rovnomerne rozostlaná na podávací dopravník. U všetkých pokusov bola orientácia klasmi dopredu (v smere podávania do mlátiaceho mechanizmu). Po spracovaní v mláťacom mechanizme bola z prepadu čistého zrna pod košom a na výstupe po vzájomnom premiešaní odobraná priemerná vzorka k stanoveniu poškodenia o hmote 50 g.

2.6 URČENIE POŠKODENIA ZRNA

2.6.1 Hrubé poškodenie

Odobraná 50g vzorka bola rovnomerne rozostlaná na podložku a z nej boli vybrané zrná zjavne poškodené — úlomky, zrná s urazeným klíčkom a viditeľne poranenou šupkou (v súhlase s ČSN 46 1010 o skúšaní a preberaní zrna). Hrubé poškodenie bolo potom určené vzťahom:

$$h_r = \frac{m_r}{m_v} \cdot 100 \quad (\%) \quad (1)$$

kde: m_r — hmota hrubo poškodených zrn (g)
 m_v — hmota vzorky (g)

Váženie bolo uskutočňované s presnosťou 0,01 g. Za hrubé poškodenie pri jednom meraní bolo považované priemer poškodenia všetkých opakovaných vzoriek.

2.6.2 Jemné poškodenie

Toto poškodenie som stanovil nepriamou metódou — farebnou indikáciou v 1% roztoku jódu v jodide draselnom pri aktivovaní 30% kyselinou sírovou. Aby nebolo potrebné farebne indikovať celý súbor zrn, ktoré neboli zjavne poškodené (v zvyšku zrna po výbere hrubo poškodených zrn), zvolil som takýto postup:

Z odobranej 50g vzorky po vybratí hrubo poškodených zrn zostane zrn zjavne nepoškodených:

$$50 - m_r \quad (\text{g}) \quad (2)$$

Z tohto súboru bol vybraný reprezentatívny súbor zahrnujúci 50 zrn.

Pri zohľadnení, že hmota jedného zrna je 0,04 g, bude počet reprezentatívnych súborov v nepoškodenej hmote zrn daný vzťahom:

$$\frac{50 - m_r}{2} \quad (l) \quad (3)$$

Ak súhlasne ako hrubé, tak i jemné poškodenie vzťahujeme na základnú hmotu vzorky — 50 g, na jeden reprezentatívny súbor potom prípadne zo základnej vzorky:

$$\frac{100}{50 - m_r} \quad (\text{g}) \quad (4)$$

Keď v jednom súbore 50 kusov zjavne nepoškodených zrn bude b kusov s jemným poškodením, potom jemné poškodenie vyjadríme vzťahom:

$$j_p = \frac{50 - m_r}{100} \cdot 4 b \quad (\%) \quad (5)$$

kde: m_r — hmota hrubo poškodených zrn (g)
 b — počet zrn jemne poškodených (ks)

Vybraných 50 zrn sme namočili cca na 20 min do 30% H_2SO_4 . Po uplynutí tejto aktivačnej doby boli zrná z kyseliny vybrané a po opláchnutí vodou ponorené do 1% roztoku jódu v jodide draselnom na dobu cca 1,5 až 2,5 minúty. Zrná po uplynutí tohoto času sme znova opláchli čistou vodou a nechali vysušiť na filtračnom papieri (cca 1 hodinu).

Ďalej pozorným prehliadnutím binokulárnym mikroskopom lebo lupou boli oddelené zrná s tmavými škvrnami, ktoré charakterizovali jemné poškodenie. Percentuálne zastúpenie jemného poškodenia bolo stanovené podľa vzťahu (5).

Súhlasne ako u hrubého poškodenia za jemné poškodenie pri jednom meraní bude bol považovaný priemer z opakovaných vzoriek.

2.6.3 Systém vyhodnotenia pokusov

Aby bolo možné určiť nejakú závislosť medzi parametrami nastavenia a hrubým a jemným poškodením zrna, boli priemernými experimentálnymi hodnotami preložené aproximačné krivky širokého spektra v tvare funkcie:

$$y = a + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 \quad (6)$$

kde: y — hrubé alebo jemné poškodenie (%)
 x — parameter nastavenia

Absolútny člen a , koeficienty a_1, a_2, a_3 rovnice (6) boli pre jednotlivé zmeny určené metódou najmenších štvorcov z normálnych rovníc:

$$\begin{aligned} \sum y_i &= n a + a_1 \sum x_i + a_2 \sum x_i^2 + a_3 \sum x_i^3 \\ \sum y_i x_i &= a \sum x_i + a_1 \sum x_i^2 + a_2 \sum x_i^3 + a_3 \sum x_i^4 \\ \sum y_i x_i^2 &= a \sum x_i^2 + a_1 \sum x_i^3 + a_2 \sum x_i^4 + a_3 \sum x_i^5 \\ \sum y_i x_i^3 &= a \sum x_i^3 + a_1 \sum x_i^4 + a_2 \sum x_i^5 + a_3 \sum x_i^6 \end{aligned}$$

Tesnosť závislosti bola potvrdená výpočtom indexu korelácie podľa vzťahu:

$$I_{xy} = \sqrt{1 - \frac{\text{var.}(y - y')}{\text{var.}y}} \quad (7)$$

kde: $\text{var.}y'$ — rozptyl skupinových priemerov okolo celkového priemeru
 $\text{var.}y$ — rozptyl empirických hodnôt okolo celkového priemeru
 y — vyrovnané hodnoty

Koeficienty rovnice a indexy korelácie sú uvedené v príslušných častiach výsledkov pokusov.

3. VÝSLEDKY POKUSOV

Súborná charakteristika spracovávaných materiálov, udaná v priemerných hodnotách, je v tabuľke I.

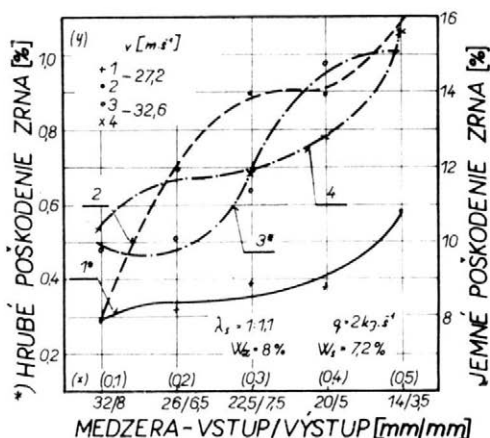
Malý rozptyl vlhkosti zrna umožňuje s dostatočnou presnosťou vzájomnú zrovnateľnosť jednotlivých priebehov. Vzájomné zrovnanie v ďalšej časti je uskutočnené na základe absolútnych hodnôt dosiahnutých pri jednotlivých pokusoch. Pri grafickom znázornení je pomer medzier vstupu a výstupu značený skratkou PM (mm/mm), pomer zrno : slama λ_s (l), obvodová rýchlosť bubna v (m s⁻¹), priechodnosť q (kg s⁻¹) a vlhkosť w (%).

3.1 VPLYV ZMENY MEDZERY MEDZI MLÁŤACÍM BUBNOM A KOŠOM

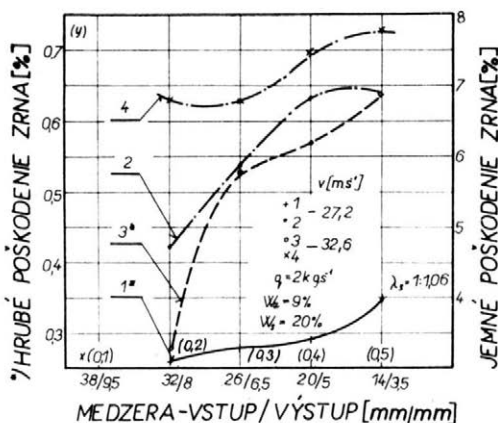
Priebeh tohoto ukazovateľa pre pšenicu „Bezostá“ je znázornený na obr. 1. Vyhodnotenie je uskutočnené pri stálej obvodovej rýchlosti $v = 27,2$ m s⁻¹ a 32,6 m s⁻¹, pri stálej priechodnosti $q = 2$ kg s⁻¹ a vlhkosti zrna $w_z = 8\%$ a slamy $w_s = 7,2\%$. Konštanty aproximačných rovníc a indexy korelácie sú uvedené v tab. II.

I. Súborná charakteristika spracovávaných materiálov v priemerných hodnotách

Obilnina	Vlhkosť zrna	Vlhkosť slamy	Pomer zrna : slama	Priemerná dĺžka stebľa
	%	%	1	cm
Bezostá	8–9,5	7,2 ÷ 37,2	1 : 1,10	104
Jantár	9	20	1 : 1,06	58



1. Poškodenie zrna v závislosti od zmeny medzery medzi bubnom a košom pre pšenicu „Bezostá“



2. Poškodenie zrna v závislosti od zmeny medzery medzi bubnom a košom pre jačmeň „Jantár“

II. Konštanty aproximačných rovníc a indexy korelácie pre pšenicu „Bezostá“

Krivka č.	a	a_1	a_2	a_3	Index kor.
1	0,124	2,560	– 10,000	13,33	0,9740
2	–1,202	121,860	–341,214	331,66	0,9970
3	0,864	6,123	26,178	–25,83	0,9938
4	6,529	56,830	–207,318	259,00	0,9990

Z charakteru priebehu je výrazné, že zmenšovanie medzery medzi mláťacím bubnom a košom spôsobuje zvýšenie ako hrubého, tak i jemného poškodzovania zrna.

Z číselných porovnávaní môžeme uviesť, že napr. pri obvodovej rýchlosti 27,2 m s⁻¹, zmenšenie medzery z 32/8 na 14/3,5 vyvolá vzostup hrubého poškodenia z hodnoty 0,3 % na 0,58 % a jemného poškodenia z 10 % na 16 %.

Závislosť poškodenia od zmeny mláťacej medzery pre jačmeň „Jantár“ je znázornená na obr. 2.

Parametre nastavenia mláťacieho mechanizmu sú súhlasné ako u pšenice „Bezostá“.

III. Koeficienty aproximačných rovníc a indexy korelácie pre jačmeň „Jantár“

Krivka č.	a	a_1	a_2	a_3	Index kor.
1	-0,050	3,05	-9,50	10,00	1,000
2	5,530	-22,95	123,90	-145,33	0,998
3	-1,810	18,15	-46,50	40,00	1,000
4	13,168	63,58	194,40	-177,33	1,000

IV. Koeficienty náhradných rovníc a indexy korelácie pre pšenicu „Bezostá“

Krivka č.	a	a_1	a_2	a_3	Index kor.
1	16,35	- 1,510	0,452	0,0004	0,996
2	-52,38	5,153	0,167	0,0018	0,997
3	137,96	-12,154	0,381	-0,0038	0,958

Vlhkosť zrna 9 %, vlhkosť slamy 20 %. Koeficienty aproximačných rovníc a indexy korelácie sú uvedené v tabuľke III.

Pre závislosti 1, 3 a 4 dostávame závislosť funkčnú. Priebeh kriviek naznačuje, že súhlasne ako u pšenice „Bezostá“ znižovanie medzery medzi bubnom a košom podmieňuje vzrast hrubého a jemného poškodenia zrna.

Porovnaním závislostí pre obidve plodiny je možné konštatovať prudší vzrast ako hrubého, tak i jemného poškodenia pre pšenicu „Bezostá“ voči jačmeňu „Jantár“.

3.2 VPLYV ZMENY OBVODOVEJ RÝCHLOSTI MLÁČACIEHO BUBNA

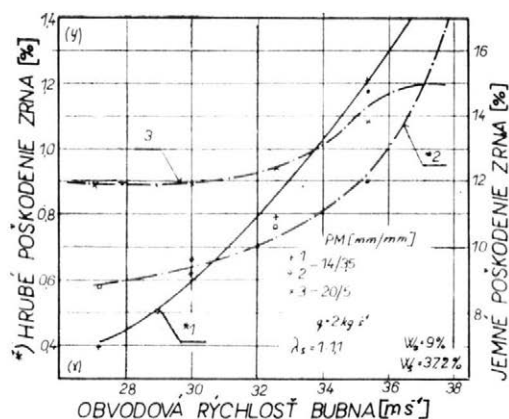
Priebeh hrubého a jemného poškodenia zrna pre pšenicu „Bezostá“ je znázornený na obr. 3. Parametre nastavenia mláčacieho mechanizmu, ktoré boli konštantné, sú takéto: medzera; vstup/výstup: 14/3,5 a 20/5; priechodnosť $q = 2 \text{ kg s}^{-1}$.

Vlhkosť zrna $w_z = 9 \%$, vlhkosť slamy $w_s = 37,2 \%$. Koeficienty náhradných rovníc a indexy korelácie uvádzam v tab. IV.

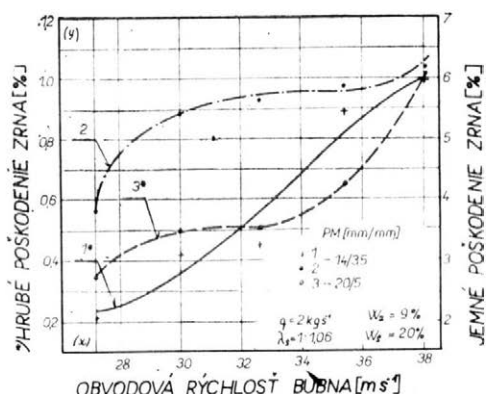
Zvýšenie obvodovej rýchlosti mláčacieho bubna spôsobuje vzostup percentuálneho zastúpenia ako hrubého, tak i jemného poškodenia zrna. Pričom výraznejší je vzostup pri „užšej“ medzere (14/3,5). Jemné poškodenie má strmší priebeh nad obvodovou rýchlosťou 34 m s^{-1} (krivka č. 3). Významný je vzostup hrubého poškodenia najmä pri „úzkej“ medzere (14/3,5), kde napr. môžeme uviesť, že zvýšenie obvodovej rýchlosti bubna z 30 m s^{-1} na 36 m s^{-1} spôsobí vzostup hrubého poškodenia z 0,6 % na 1,3 %, teda viac ako o 100 %.

Priebeh závislosti pre jačmeň „Jantár“ je znázornený na obr. 4. Nastavenie stálych parametrov mláčacieho mechanizmu je rovnaké ako u pšenice „Bezostá“. Konštanty aproximačných rovníc a indexy korelácie sú uvedené v tab. V.

Z priebehu náhradných kriviek je patrné, že zvýšenie obvodovej rýchlosti mláčacieho bubna je príčinou vyššieho ako hrubého, tak i jemného poškodenia. Hrubé poškodenie sa pritom podstatne zvýši nad obvodovou rýchlosťou bubna 32 m s^{-1} . Z číselného



3. Poškodenie zrna v závislosti od zmeny obvodovej rýchlosti bubna pre pšenicu „Bezostá“



4. Poškodenie zrna v závislosti od zmeny obvodovej rýchlosti bubna pre jačmeň „Jantár“

V. Konštanty aproximačných rovníc a indexy korelácie pre jačmeň „Jantár“

Krivka č.	a	a_1	a_2	a_3	Index kor.
1	24,71	-2,33	0,072	-0,0007	0,973
2	-246,57	22,37	-0,661	0,0065	0,997
3	-69,01	6,65	-0,212	0,0022	1,000

porovnania napr. plynie: zvýšením obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna z $27,2 \text{ m s}^{-1}$ na $38,1 \text{ m s}^{-1}$ zvýši sa hrubé poškodenie z hodnoty $0,25 \%$ na 1% pri medzere 14/3,5.

Porovnaním závislostí pre obidve plodiny je možné urobiť záver:

Pri zhodných konštantných parametroch nastavenia mlátiaceho mechanizmu je väčšie hrubé poškodenie u pšenice „Bezostá“ voči jačmeňu „Jantár“. Súhlasne narastanie hrubého poškodenia zvyšovaním obvodovej rýchlosti mlátiaceho bubna je väčšie u pšenice „Bezostá“ ako u jačmeňa „Jantár“.

3.3 VPLYV ZMENY PRIECHODNOSTI

Priebeh hrubého a jemného poškodenia zrna pre pšenicu „Bezostá“ je znázornený na obr. 5. Konštantné parametre nastavenia mlátiaceho mechanizmu boli tieto: medzera: vstup/výstup: 14/3,5 a 20/5; obvodová rýchlosť mlátiaceho bubna: $27,2 \text{ m s}^{-1}$ a $32,6 \text{ m s}^{-1}$. Vlhkosť zrna je $9,5 \%$, vlhkosť slamy $11,4 \%$.

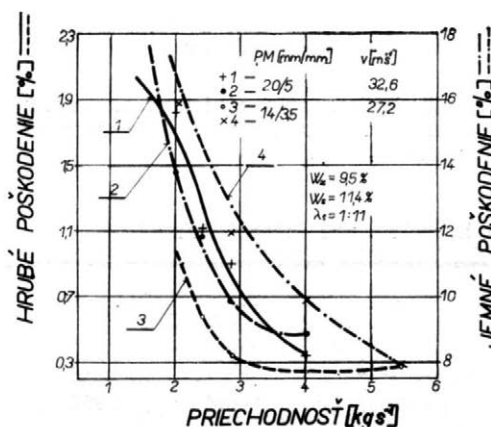
Konštanty aproximačných rovníc a indexy korelácie uvádzam v tab. VI.

Z priebehu náhradných kriviek je patrné, že zvyšovanie priechodnosti obilnej hmoty mlátiacim mechanizmom má za následok prudký pokles ako hrubého, tak i jemného poškodenia zrna. Z číselného zhodnotenia napr. pre $v = 27,2$ a medzeru 14/3,5 vyplýva, že zvýšenie priechodnosti z 2 na 4 kg s^{-1} spôsobí pokles hrubého poškodenia z $0,95 \%$ na $0,20 \%$.

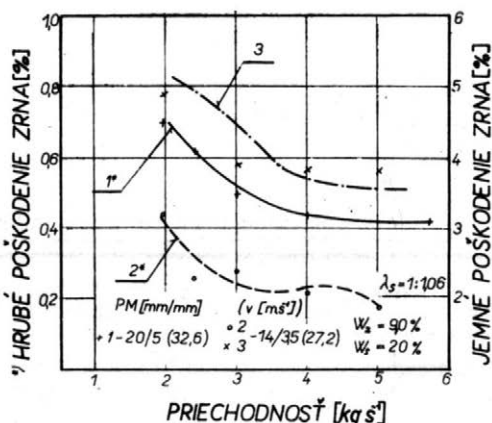
Priebeh faktora zmeny priechodnosti pre jačmeň „Jantár“ uvádzam na obr. 6. Konštantné parametre nastavenia mlátiaceho mechanizmu sú súhlasne ako u pšenice „Bezostá“. Koeficienty aproximačných rovníc a indexy korelácie uvádzam v tab. VII.

VI. Konštanty aproximačných rovníc a indexy korelácie pre pšenicu „Bezostá“

Krivka č.	a	a_1	a_2	a_3	Index kor.
1	0,374	3,100	-1,670	0,2230	0,984
2	54,160	-35,720	9,540	-0,8610	0,998
3	5,989	-4,272	1,036	-0,0815	1,000
4	30,780	-9,494	1,290	-0,0500	0,974



5. Poškodenie zrna v závislosti od zmeny priechodnosti pre pšenicu „Bezostá“



6. Poškodenie zrna v závislosti od zmeny priechodnosti pre jačmeň „Jantár“

VII. Koeficienty aproximačných rovníc a indexy korelácie pre jačmeň „Jantár“

Krivka č.	a	a_1	a_2	a_3	Index kor.
1	1,549	-0,637	0,110	-0,007	0,996
2	2,163	-1,570	0,422	-0,037	0,940
3	-1,188	7,420	-2,660	0,227	0,797

Zvýšenie priechodnosti má za následok pokles hrubého a jemného poškodenia. Výrazný je tento pokles len do hodnoty priechodnosti cca 4 kg s⁻¹. Ďalšie zvýšenie priechodnosti už ovplyvňuje poškodzovanie nepodstatne.

Zrovnáním grafických závislostí parametrov nastavenia mlátiacieho mechanizmu a hrubého a jemného poškodenia pre pšenicu „Bezostá“ v sledovanom intervale je možné usúdiť, že maximálny účinok na hrubé a jemné poškodenie má zmena priechodnosti. Zvyšovanie priechodnosti obilnej hmoty je príčinou poklesu hrubého i jemného poškodenia zrna.

Pri väčšej priechodnosti zrná uvoľnené na vstupnej časti koša sú viac „obalené“ slamnatou hmotou, ktorá zamedzuje ich väčšiemu poškodzovaniu. Zvýšenie priechodnosti spôsobuje väčšiu „dynamickú“, priebežne sa meniacu hrúbku spracovávaného pásu

v medzere medzi bubnom a košom, a tým i väčšie zastúpenie slamnatých častíc, ktoré zabráňujú jednak prepadu zrna cez koš, jednak jeho dotyku s pracovnými časťami ako bubna, tak i koša.

Druhým významným faktorom je zmena obvodovej rýchlosti bubna — zvyšovanie obvodovej rýchlosti je príčinou vzostupu ako hrubého, tak i jemného poškodenia zrna.

Zvýšenie obvodovej rýchlosti je podmienkou pre možnosť väčšieho počtu nárazov mlatiek bubna do spracovávaného pásu obilniny v pracovnej medzere. Vyššia obvodová rýchlosť spôsobuje na vstupnej časti pracovnej medzery i väčší mechanický impulz, čím dôjde k väčšiemu počtu uvoľnených zrn, ktoré sú v ďalšom spracovaní vystavené nárazovým účinkom (i opakovaným) ako mlatiek bubna, tak i koša.

V najmenej miere je poškodzovanie pšenice „Bezostá“ ovplyvnené zmenou medzery medzi mláťacím bubnom a košom.

Porovnaním grafických závislostí poškodenia a parametrov nastavenia pre jačmeň „Jantár“ v sledovanom intervale nastavenia môžeme usudzovať, že maximálny vplyv na poškodenie má zmena obvodovej rýchlosti.

Druhým faktorom, významne ovplyvňujúcim poškodenie, je zmena medzery medzi mláťacím bubnom a košom.

Zo sledovaných parametrov v najmenej miere ovplyvňuje poškodzovanie zrna u jačmeňa zmena priechodnosti.

Vysvetliť nesúhlas vplyvu parametrov nastavenia medzi pšenicom „Bezostá“ a jačmeňom „Jantár“ je možné na základe stavby obilky. Obilka jačmeňa má silnejšiu šupku a preto je viac odolná voči mechanickým nárazom ako obilka pšenice.

4. Z Á V E R

Bolo zistené, že závislosť poškodenia zrna od parametrov nastavenia mláťacieho mechanizmu je možné nahradiť funkciou typu:

$$y = a + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3$$

kde: y — hrubé lebo jemné poškodenie (%)

x — nezávislý parameter nastavenia mláťacieho mechanizmu

a, a_1, a_2, a_3 — koeficienty aproximačnej rovnice

Pre pšenicu „Bezostá“ bolo stanovené, že maximálny účinok na hrubé a jemné poškodenie má zmena priechodnosti obilnej hmoty. Zvýšenie priechodnosti je podmienkou pre pokles hrubého a jemného poškodenia zrna. Druhým významným faktorom je zmena obvodovej rýchlosti mláťacieho bubna. Posledným faktorom, najmenej ovplyvňujúcim hrubé a jemné poškodzovanie, je zmena medzery medzi bubnom a košom. Pre jačmeň „Jantár“ bolo určené, že najväčší účinok na hrubé a jemné poškodzovanie má zmena obvodovej rýchlosti mláťacieho bubna. Zvýšenie obvodovej rýchlosti z $27,2 \text{ m s}^{-1}$ na $38,1 \text{ m s}^{-1}$ je príčinou pre zvýšenie hrubého poškodenia z $0,25 \%$ na 1% a jemného poškodenia z hodnoty 4% na 6% . Druhým významným faktorom je zmena medzery medzi mláťacím bubnom a košom. Najmenej je poškodenie jačmeňa „Jantár“ ovplyvnené zmenou priechodnosti. Pre obidve sledované plodiny môžeme konštatovať, že ako hrubé, tak i jemné poškodzovanie je pre každú zmenu nastavenia mechanizmu vyššie u pšenice ako u jačmeňa.

Literatúra

- ARNOLD R. E., 1964, Experiments with rasp bar threshing drums. J. Agric. Engng. Res. 9, 2.
BUCHLE W. F., LAMP B. J., 1959, Centrifugal Threshing of Small Grains. American Society of Agriculture. Eng. Chicago.

- FINKENZELLER R., 1941, Das Körnerbrechen beim Dreschen. RKTL-Schriften Heft 102. Berlin.
- KANAFOJSKI C., 1959, Narzędzia i maszyny rolnicze. Tom II, Warszawa.
- KING D. L., RIDDOLLS A. W., 1960, Damage To wheat seed and peaseed in threshing. J. Agric. Engng. Res. 5.
- FEIFFER P., TAUCHERT W., 1964, Zum Sorteneinfluß auf Berechnung, Entwicklung und Konstruktion von Mähdreschern. Deutsche Agrartechnik 12, 4: 181-185.
- PANEŠ V., 1961, Příspěvek k otázce poškození zrn při sklizni žací mlátičkou. Zemědělská technika 6: 460-478.
- PUGAČEV A. N., 1960, Mechičeskije povreždenija zerna rži i pšenicy kombajnami. Mech. i elektrif. soc. sel's. chozj. 3: 24-27.
- WIENEKE F., CASPERS L., 1964, Einfluß der Zuführgeschwindigkeit, der Trommelumfangsgeschwindigkeit, der Spaltweite und des Grünutanteils auf den Dreschvorgang bei verschiedenen Getreidearten. Grundlag. d. Landtechnik, Heft 21: 7-15.

Došlo dne 16. 6. 1970

Влияние регулирования молотильного механизма на повреждение зерна у зерновых

Повреждение зерна снижает качество посевного материала (всхожесть) и качество хранимого коммерческого зерна (поражение разными видами грибов), что отражается на потерях в процессе дальнейшей обработки.

Размеры и вид повреждения зерна являются по существу результатом двух факторов: — прочности зерна; т. е. устойчивости против механического повреждения — размеров и вида механического воздействия при освобождении зерна из колоса.

Предлагаемая статья решает вопросы грубого и слабого повреждения пшеницы «Безостая» и ячменя «Янтарь» в зависимости от регулирования молотильного механизма.

Отрегулирование параметров механизма осуществляли путем изменения зазора у входа и выхода между барабаном молотилки и декой, изменения окружной скорости барабана и изменения пропускной способности. Опыты проводились на модельном приспособлении молотилки с диаметром барабана 550 мм и шириной укладки обмолачиваемой массы 585 мм. Барабан был восьмибильный, открытый, дека молотилки состояла из двух секций, решетчатый тип; вкладывание было принудительным. У пшеницы «Безостая» было установлено, что сильное воздействие на грубое и слабое повреждение имеет изменение пропускной способности. С повышением пропускной способности снижается повреждение зерна. Другим фактором является изменение окружной скорости барабана. Повреждение зерна меньше всего зависит от изменения зазора между барабаном и декой. У ячменя «Янтарь» было установлено, что на повреждение зерна сильно влияет изменение окружной скорости барабана. С повышением скорости возрастает повреждение зерна. Другим фактором является изменение зазора между барабаном и декой. Меньше всего повреждение зависит от изменения пропускной способности.

The Influence of the Threshing Mechanism Adjustment on the Damage to Cereals Grains

The grain damage decreases the quality of seed (germination power) as well as the quality of stored mercantile cereals (attacking by various kinds of moulds) this showing in losses in further processing.

The extent and sort of grain damage is in principle the result of two causes: — the solidity of the grain; i. e. resistance to mechanical damage — the extent and sort of mechanical effect in loosening the grain from the spike.

The submitted article solves the problems of gross and mild damage of wheat «Bezostá» and barley «Jantár» depending on the adjustment of the threshing mechanism.

The adjustment of the mechanism parameters was brought about by a change of the inlet and outlet gap between the threshing drum and concave, the change of the perimeter speed of the drum and a change of the passage. Experiments were carried out on a model equipment of a threshing equipment with a drum diameter 550 mm and width of deposition 585 mm. The drum was an eight-hammer open

type, the threshing concave a two-section grate type; forced feeding. With wheat "Bezostá" it was found that the greatest effect on gross as well as mild damage had the change of the passage. With and increase of the passage the damage decreases. The second factor is the change of the perimeter speed of the drum. The least effect on the damage has the change of the gap between the drum and concave. With barley "Jantár" it was determined that the change of the perimeter speed of the drum had the greatest effect on the grain damage. In rising the speed the grain damage increases. The second factor is the change of the gap between the drum and the concave. The least influence has the change in the passage.

Einfluß der Einstellung der Dreschmechanismen auf die Beschädigung von Getreidekörnern

Die Kornbeschädigung setzt die Saatgutqualität (Keimfähigkeit) und auch die Qualität des eingelagerten merkantilen Getreides herab (Befallen von verschiedenen Arten von Pilzkrankheiten), was in den Verlusten bei der weiteren Verarbeitung zum Vorschein kommt.

Die Größe und die Art der Beschädigung des Kornes ist wesentlich das Ergebnis von zwei Einflüssen:

- der Kornfestigkeit; das heißt der Widerstandsfähigkeit gegen mechanische Beschädigung
- der Höhe und Art der mechanischen Wirkung bei der Freimachung des Kornes aus den Ähren.

Der vorliegende Artikel löst die Probleme der groben und feinen Beschädigung des Weizens „Bezostá“ und der Gerste „Jantár“ in Abhängigkeit von der Einstellung des Dreschtrommels.

Die Einstellung von Parametern des Mechanismus wurde durch die Veränderung des Zwischenraumes des Ein- und Austritts zwischen der Dreschtrommel und dem Korb, durch die Änderung der Umfangsgeschwindigkeit der Trommel und der Durchlässigkeitsänderung realisiert. Die Experimente wurden an der Modelleinrichtung des Dreschmechanismus mit einem Trommeldurchschnitt von 550 mm und Lagerungsbreite von 585 mm realisiert. Die Trommel war eine offene Achthammertrommel, der Dreschkorb ein Doppelsektionsdreschkorb, Rosttyp; das Einlegen war zwangsläufig. Für Weizen „Bezostá“ wurde bestimmt, daß die größte Wirkung auf die grobe und feine Beschädigung die Durchlässigkeitsveränderung hat. Durch die Erhöhung der Durchlässigkeit wird die Kornbeschädigung herabgesetzt. Ein zweiter Faktor ist die Veränderung der Umfangsgeschwindigkeit der Trommel. Am wenigsten beeinflusst die Beschädigung die Veränderung des Zwischenraums zwischen der Trommel und dem Korb. Für die Gerste „Jantár“ wurde bestimmt, daß die größte Wirkung auf die Kornbeschädigung die Veränderung der Trommelumfangsgeschwindigkeit hat. Durch die Geschwindigkeitserhöhung steigt die Kornbeschädigung. Ein zweiter Faktor ist die Veränderung des Zwischenraums zwischen der Trommel und dem Korb. Am wenigsten beeinflusst die Beschädigung die Durchlässigkeitsveränderung.

Influence du réglage du mécanisme batteur sur la détérioration du grain de céréales

La détérioration du grain réduit la qualité de la semence (pouvoir germinatif), aussi bien que la qualité des céréales marchandes stockées (attaque, due aux différents genres de moisissures), ce qui se manifeste par les pertes dans la transformation ultérieure.

L'importance et le mode de détérioration sont en somme la conséquence de deux influences suivantes:

- de la résistance du grain; ce qui veut dire la résistance à la détérioration mécanique
- de l'importance et du mode d'action mécanique lors de la libération du grain des épis.

Le présent article s'occupe de la question de détérioration grave et faible du froment variété „Bezostá“ et de l'orge variété „Jantar“ en fonction du réglage du mécanisme batteur.

Le réglage des paramètres du mécanisme était réalisé en modifiant l'espace d'entrée et de sortie entre le batteur et le contre-batteur, en changeant la vitesse périphérique du batteur et en modifiant la puissance de passage. Les expériences étaient réalisées sur un dispositif modèle du mécanisme batteur, le diamètre du batteur étant de 550 mm et la largeur du distributeur de 586 mm. Le batteur était ouvert, à huit battes, le contre-batteur comprenait deux sections, type grille. La distribution était forcée. Quant au froment „Bezostá“ on a identifié que c'est le changement de la puissance de passage qui exerce la plus grande influence sur la détérioration grave et faible. Le second facteur est représenté par le changement de la vitesse périphérique du batteur. C'est au contraire le changement de l'espace entre le batteur et le contre-batteur qui influence le moins la détérioration. En ce qui concerne l'orge „Jantar“, on a identifié que c'est le changement de la vitesse périphérique du batteur qui exerce l'effet le plus grand sur la détérioration du grain. A mesure que la vitesse s'augmente, s'aggrave également la détérioration du grain. Le second facteur de détérioration est le changement de l'espace entre le batteur et le contre-batteur. La détérioration est le moins influencée par le changement de la puissance de passage.

Adresa autora:

Ing. Jozef Sesták, Vysoká škola poľnohospodárska, katedra mechanizácie rastlinnej výroby, Nitra

STANOVENÍ MINIMÁLNÍHO ZATÍŽENÍ PŘEDNÍ ŘIDITELNÉ NÁPRAVY TRAKTORU V AGREGACI S MECHANIZAČNÍMI PROSTŘEDKY Z HLEDISKA BEZPEČNOSTI V PROVOZU

631.372-883:629.114.2 614.8

Stoupající počet úrazů v zemědělství vede pracovníky, zodpovědné za bezpečnost při vykonávání různých pracovních úkonů, k opatřením, která dávají předpoklady k omezení úrazovosti.

Pracovníci z oboru bezpečnosti práce a ochrany zdraví z povolání dbají, aby fond pracovních sil byl pokud možno největší, tj. aby byl v pracovním procesu v zemědělství zapojen maximální počet pracovníků a aby nedocházelo ke zbytečným úrazům. To je jeden z jejich hlavních úkolů. Druhým neméně důležitým úkolem je, aby mechanizační prostředky měly taková opatření, která by zaručovala, aby během provozu — a popřípadě i při havárii — docházelo k minimálním hospodářským ztrátám. Ve smyslu tohoto poslání byla vyvinuta a realizována ve vzájemné spolupráci techniků na závodech a pracovníků v oboru bezpečnosti práce řada technických řešení — různé kryty rotujících orgánů, bezpečnostní rámy u traktorů, sedadla pro řidiče traktorů, umístění spolujezdce na traktoru apod.

Účelem tohoto článku je zabývat se problematikou řiditelnosti traktoru v agregaci s mechanizačními prostředky. Jde zejména o stanovení minimální hodnoty zatížení přední nápravy traktoru.

V odborných kruzích byla před dvěma lety diskuse o určení absolutní hodnoty zatížení přední nápravy traktoru v procentech. Tématem diskuse bylo, zda tato procenta mají být určena z pohotovostní váhy traktoru, nebo z celé okamžité váhy traktoru (tj. traktoru v agregaci s mechanizačními prostředky). Rovněž se diskutovalo o podmínkách, za jakých mají být tato procenta stanovena. Diskuse byla vyvolána vydáním Věstníku MZVŽ č. 4, část 40/67. Tato vyhláška v bodě č. 42 říká:

„Při jízdě traktoru v jakémkoli terénu musí být dodržena podmínka, že tlak na přední nápravu traktoru musí být nejméně 20 % z celkové váhy traktoru.“

Znění tohoto bodu bylo vypracováno se zřetelem na velmi časté havárie v provozu, končící i smrtelnými úrazy. Autoři definice bodu č. 42 byli vedeni snahou po zvýšení bezpečnosti a řiditelnosti traktoru v agregaci se zemědělskými mechanizačními prostředky v pracovních podmínkách.

Další vyhláška, týkající se této problematiky, byla vypracována v rámci EHK, v pracovní skupině dopravy. Vyhláška je formulována pod bodem č. 1,232 a její znění je následující:

„Ať je stav zatížení traktoru jakýkoliv, zátěž převáděná na silnici koly přední nápravy traktoru nemá být menší než 20 % z pohotovostní váhy traktoru.“

Touto otázkou se rovněž zabývala příslušná pracovní skupina v rámci RVHP, která vypracovala návrh definice následujícího znění:

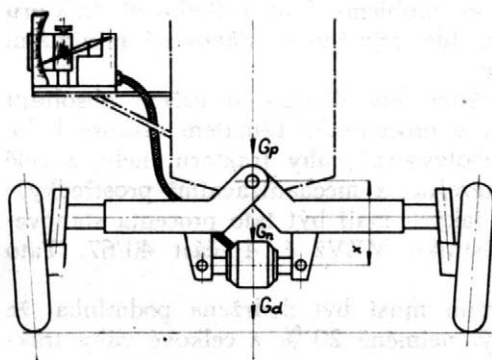
„Pro zajištění podélné stability a říditelnosti traktoru se pokládá za dostačující, činí-li zatížení řízené nápravy traktoru při statickém stavu na rovině alespoň 25 % okamžité váhy traktoru.“

Tedy naprosto jednoznačně „na rovině“ a „okamžité váhy traktoru“. Tato definice je uvedena v materiálu RVHP ve stati „Požadavky bezpečnosti práce na konstrukci zemědělských strojů a traktorů“, vydané jako příloha č. 4 — bod 3. 4. 1 z protokolu 24. zasedání stálé pracovní skupiny pro mechanizaci a elektrifikaci zemědělství ve stálé zemědělské komisi RVHP z r. 1968.

Při prověrce současných mechanizačních prostředků ke konci r. 1967 bylo zjištěno, že cca 42 % mechanizačních prostředků plně nevyhovuje. Pracovníci zemědělského strojírenství namítali, že požadavek 20 % zatížení přední nápravy traktoru není oprávněný. Na základě těchto zkušeností bylo rozhodnuto prověřit, zjistit a navrhnout příslušnou hodnotu zatížení přední nápravy na základě průkazných podkladů získaných při praktickém ověření.

Řešení úkolu bylo zahájeno v lednu 1968 a pokračovalo v r. 1969 ve VÚZS Praha — Chodov. Pro dosažení objektivních výsledků při zjišťování dynamických účinků agregátu v závislosti na pracovní rychlosti, sklonu terénu, povrchu půdy a různé váze agregátu bylo zkonstruováno a vyrobeno měřicí zařízení (obr. 1). Měření byla provedena s traktory: Z-3511, Z-5511, Z-8011 a Z-11011 v agregaci neseného nářadí, příslušných přívěsů a návěsů, na různém sklonu terénu, stavu povrchu půdy a jezdové rychlosti a při různém zatížení přední říditelné nápravy traktoru (tab. I).

Traktor T4K-12-1, u něhož při celkové váze 900 kp připadá na přední nápravu 635 kp a na zadní nápravu 265 kp, nebyl měřen, protože rozdělení celkové váhy je velmi příznivé z hlediska říditelnosti přední nápravy traktoru při agregaci se zemědělskými mechanizačními prostředky.



1. Registrační Amslerův přístroj
Celková váha předku

$$G_{\text{celk.}} = \frac{4x}{1} \cdot P + G_k$$

$$K = \frac{4x}{1}$$

změřeno u jednotlivých traktorů

$$G_{\text{celk.}} = K \cdot P + G_k$$

G_p — hmota předku, působící do čepu přední nápravy

G_n — hmota nápravy, působící do čepu (zjištěno vážením)

G_k — hmota nápravy a kola, působící v kole

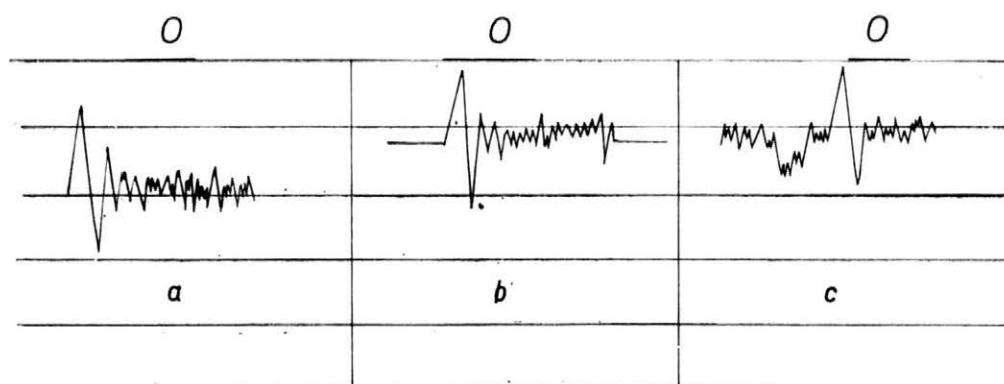
G_d — hmota dynamometru; pro zjednodušení se předpokládá působení ve středu čepu

ZJIŠTĚNÍ VLIVU SPOUŠTĚNÍ SPOJKY NA ODLEHČENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY TRAKTORU

Z grafů na obr. 2 vyplývá, že k nežádoucímu úplnému odlehčení přední nápravy může dojít nesprávným používáním spojky. Nejhorší je, sklouzne-li řidiči noha s pedálu spojky, což se v provozu může stát při špatném počasí nebo při nepozornosti. Těmto případům ovšem nemůže zabránit sebe výhodnější zatížení přední nápravy; nelze je zahrnout do problematiky řešení, protože jsou určovány nebo ovlivňovány technikou ovládání traktoru.

I. Technické parametry zkoušených traktorů

Technické parametry	Označení	Traktor			
		Z-3511	Z-5511	Z-8011	Z-11011
Celková váha traktoru	G_c (kp)	2477	2946	4206	4940
z toho na přední nápravu	G_p (kp)	848	1002	1787	1936
na zadní nápravu	G_z (kp)	1629	1944	2419	3004
Zatížení přední nápravy v %		34	34	42,5	39,2
Rozvor	mm	1960	2200	2358	2670
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	mm	670,9	755	1000	1040
Vzdálenost horního závěsu pro přívěsy od zadní nápravy	mm	430	510	730	730
Vzdálenost pevné lišty od zadní nápravy	mm	220	280	865	865
Výška pevné lišty od země	mm	390	495	344	344
Výška horního závěsu od země	mm	740	808	680	680
Pojezdová rychlost:					
R_1	km/h	0,95	0,095	2,8	2,8
R_3	km/h	2,05	2,050	6,2	6,2
S_1	km/h	4,20	4,20	7,5	7,5
S_2	km/h	6,35	6,35	9,8	9,8
S_3	km/h	8,90	8,90	14,4	14,4
S_4	km/h	15,60	16,30	25,6	25,6
S_5	km/h	24,00	25,70		
Výška těžiště	mm	780	810	741	795

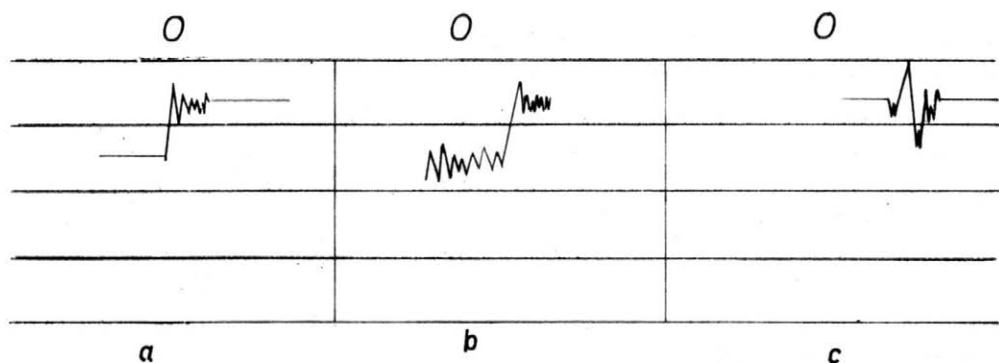


2. Zjištění vlivu spouštění spojky na odlehčení přední nápravy traktoru

a) rozjezd z klidu (samotný traktor Z-5511)

b) rozjezd z klidu (traktor s neseným nářadím)

c) přechod z III. na IV. převodový stupeň s náhlým spuštěním spojky (ve zlomku vteřiny)



3. Vliv zvedání a spouštění neseného nářadí na odlehčení přední nápravy traktoru
- a) zvednutí sazeče 2-SaBN 62,5 do transportní polohy v klidu
 - b) zvednutí sazeče 2-SaBN 62,5 do transportní polohy při jízdě — během 2,5 až 3 vteřin
 - c) spuštění sazeče 2-SaBN 62,5 náhle přerušené — během 1 až 2 vteřin

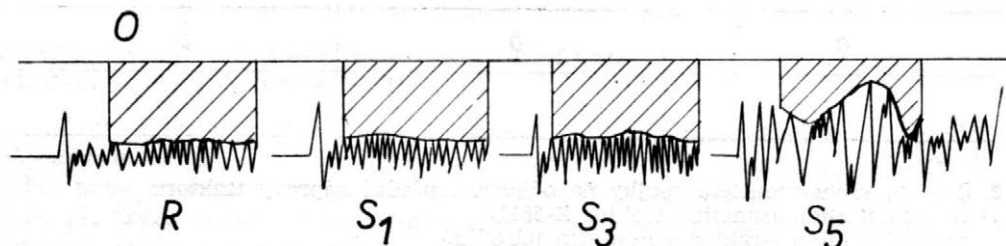
VLIV ZVEDÁNÍ A SPOUŠTĚNÍ NESENÉHO NÁŘADÍ NA ODLEHČENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY TRAKTORU

Z diagramů na obr. 3 je patrné, že hlavně při spouštění neseného nářadí může dojít k odlehčení nápravy až k nulové hodnotě. Ke kritickému bodu dochází, když traktorista spouštění nářadí náhle přeruší, jako je tomu v případě c). Případy uvedené ad c) a b) jsou při práci na svazích ještě ztíženější. Zkoušky proběhly na louce na rovinném terénu.

DYNAMICKÉ ÚČINKY NESENÉHO NÁŘADÍ V ZÁVISLOSTI NA POJEZDOVÉ RYCHLOSTI, POVRCHU, SKLONU TERÉNU A ZMĚNÁCH ZATÍŽENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY

Při měření byly sledovány zejména tyto závislosti, resp. vlivy na odlehčení přední nápravy:

- vliv pojezdové rychlosti,
- vliv váhy a polohy neseného nářadí,
- vliv umístění (polohy, bodu pro přívěs taženého nářadí nebo přívěsu a směru výsledné reakce mezi traktorem a přívěsem),
- vliv povrchu a sklonu terénu,
- vliv hloubky orby,
- vliv zatížení přední nápravy a natočení řídicích kol na řiditelnost (velikost mezní boční síly, při níž dochází k bočnímu prokluzu),
- vliv spouštění spojky motoru na odlehčení přední nápravy traktoru.



4. Průběh naměřených křivek při jízdě s různými rychlostmi

5. Zatížení přední nápravy traktoru Z-8011 v závislosti na neseném zatížení a jeho měnící se poloze a na pojzdové rychlosti

Průběh minimálních hodnot

Sklon terénu — $\alpha = 0^\circ$

Váha traktoru — $G_c = 4280$ kp

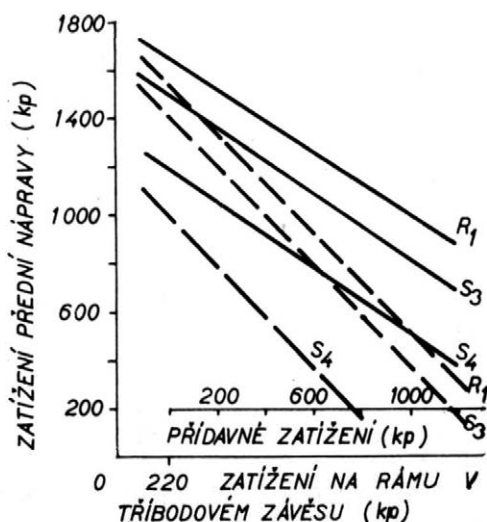
$G_p = 1780$ kp

$G_z = 2500$ kp

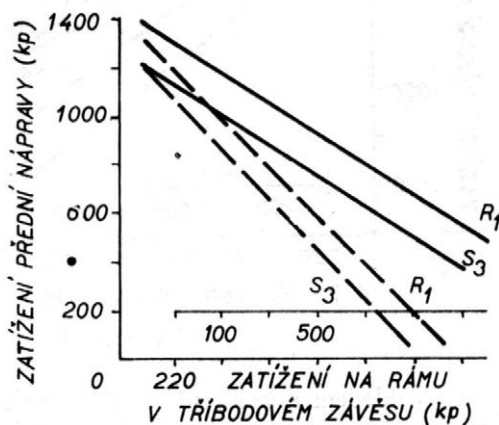
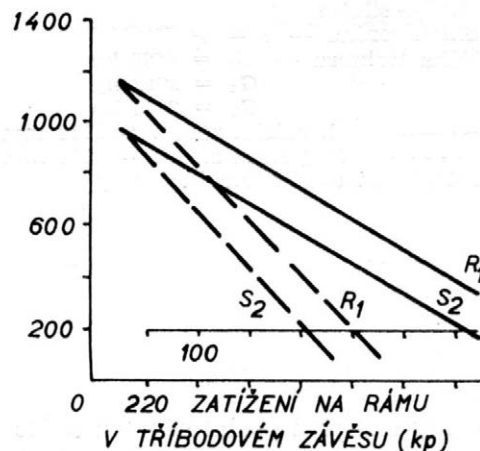
———— I. poloha závaží = 1250 mm

----- II. poloha závaží = 2358 mm

měřeno od středu hnací nápravy



Dynamické rázy, způsobené neseným nářadím, rozkmitávají podélně celý agregát v závislosti na čtverci pojzdové rychlosti. Pro posouzení zhoršených podmínek jízdy při vyšších rychlostech jsme z grafů, zaznamenaných registračním přístrojem Amslerova dynamometru, vyhodnocovali průběh vrcholů křivky, zaznamenávající minimální hodnoty zatížení přední nápravy při určité rychlosti.



6. Zatížení přední nápravy traktoru Z-8011 v závislosti na neseném zatížení a jeho měnící se poloze a na pojzdové rychlosti.

Terén - louka

Sklon terénu — $\alpha = 4^\circ$

7. Zatížení přední nápravy traktoru Z-8011 v závislosti na neseném zatížení a jeho měnící se poloze a na pojzdové rychlosti

Terén - louka

Sklon terénu — $\alpha = 8^\circ$

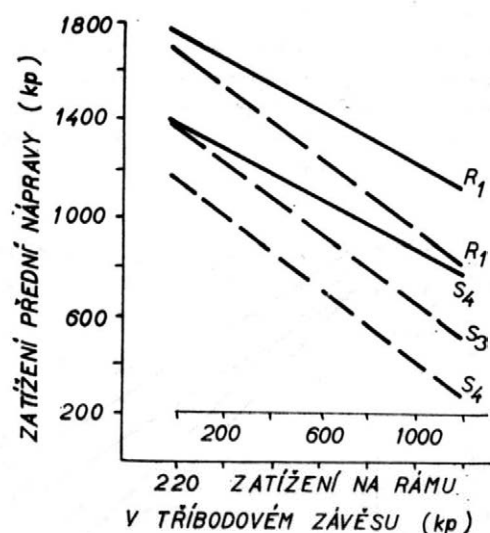
Při měřeních bylo zjištěno, že je nutno brát v úvahu dosahované minimální hodnoty zatížení, ačkoli průměrná hodnota zatížení přední nápravy při různých rychlostech jízdy traktoru s neseným nářadím je téměř stejná. Traktor svými

jízdními vlastnostmi odpovídá právě těmto dosahovaným minimům. Na obr. 4 je pro celkovou informaci znázorněn průběh naměřených křivek při jízdě s různými rychlostmi, jak se projevoval v různých velikostech při všech měřeních.

Měření byla prováděna při huštění předních pneumatik 2,5 atm. a hnacích pneumatik 1,1 atm. Při měřeních byla přední náprava pevná. Srovnávací zkoušky neodpěrované nápravy s nápravou odpěrovanou ukázaly téměř zanedbatelný rozdíl (při dosavadní tuhosti per), takže byla všechna další měření dělána jen s neodpěrovanou nápravou.

Měření zatížení přední nápravy traktoru v agregaci neseného nářadí v závislosti na váze neseného nářadí, jezdové rychlosti, sklonu terénu a různých půdních podmínkách je zachyceno na obr. 5–10.

Na základě výsledků zkoušek z r. 1968, kdy byly provedeny zkoušky s traktory Z-3511 a Z-5511, byly pro rok 1969 určeny traktory Z-8011 a Z-11011 a traktor s novým rozložením vah. Úprava spočívala v tom, že váha závaží, která je v současné době soustředěna v předních kolech a na konzole přední nápravy traktoru Z-4011, byla přenesena na rám před masku traktoru.



8. Zatížení přední nápravy traktoru Z-11011 v závislosti na neseném zatížení a jeho měnící se poloze a na jezdové rychlosti

Průběh minimálních hodnot
Terén - silnice

Sklon terénu — $\alpha = 0^\circ$

Váha traktoru — $G_c = 4868$ kp

$G_p = 1922$ kp

$G_z = 2946$ kp

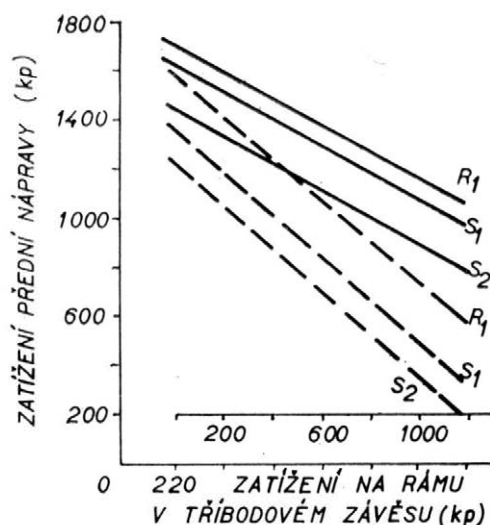
———— I. poloha závaží = 1250 mm

----- II. poloha závaží = 2358 mm
měřeno od středu hnací nápravy

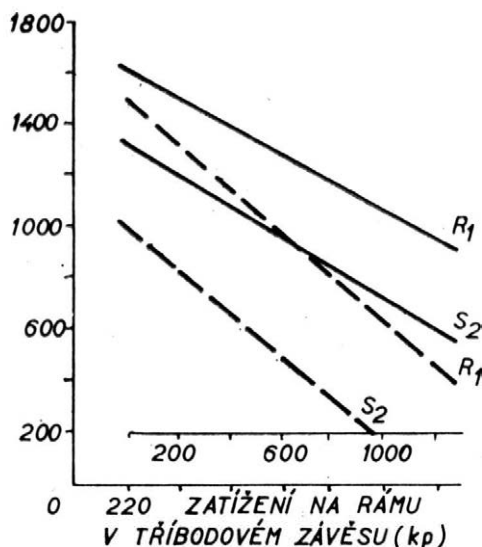
Vzhledem k vyložení závaží o hodnotu 710 mm před přední nápravu traktoru se účinnost závaží zvyšuje o 24,5 % na přední nápravu. To znamená, že při stejné váze závaží se zvýší zatížení přední nápravy o 24,5 % nebo že při stejném zatížení přední nápravy lze snížit váhu závaží o 24,5 % při umístění před maskou ve srovnání s umístěním v předních kolech.

Zcela záměrně byl traktor připraven tak, aby byl dosažen cca 40 % podíl váhy na přední nápravu na základě dosažených příznivých výsledků s traktory Z-8011 (42,5 % připadá na přední nápravu) a Z-11011 (39,2 % připadá na přední nápravu traktoru) — tab. II.

Z měření vyplývá požadavek, aby váha na přední nápravě traktoru činila cca 40 % z celkové váhy traktoru; pneumatiky vyhovují při huštění 2,5 atm a při jezdové rychlosti do 20 km/h.



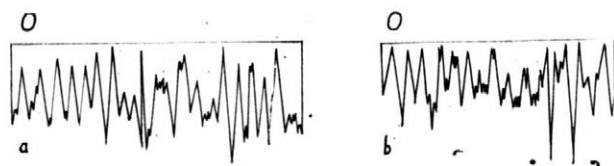
9. Zatížení přední nápravy traktoru Z-11011 v závislosti na neseném zatížení a jeho měnící se poloze a na pojzdové rychlosti
Terén - louka
Sklon terénu — $\alpha = 4^\circ$



10. Zatížení přední nápravy traktoru Z-11011 v závislosti na neseném zatížení a jeho měnící se poloze a na pojzdové rychlosti
Terén - louka
Sklon terénu — $\alpha = 8^\circ$

II. Únosnost předních pneumatik u traktoru Z-5511 (podle ZKL Brno)

Rozměr	Huštění	Únosnost		
		do 30 km/h	krátkodobé zatížení do 20 km/h	s čelním nakladačem do 6 km/h
6,00—18	0,8	245	294	1110
	1,5	385	462	
	2,5	550	666	



11. Výsledky srovnávacích zkoušek při shodných podmínkách s traktorem Z-5511 se závažím před konzolou a ve standardním provedení
a — Z-551 se závažím před konzolou
b — Z-5511 standardní (závaží v kolech)

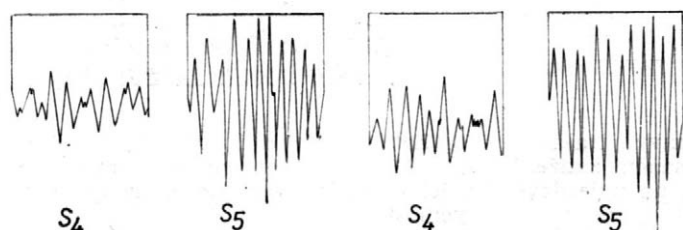
Výsledky srovnávacích zkoušek při shodných podmínkách s traktorem Z-5511 se závažím před konzolou a ve standardním provedení jsou uvedeny na diagramech na obr. 11.

Na obr. 11 je znázorněno, že průběh zatížení přední říditelné nápravy traktoru je příznivější než u traktoru ve standardním provedení.

VLIV DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ NA PŘEDNÍ NÁPRAVU TRAKTORU Z HLEDISKA CELKOVÉ VÁHY AGREGÁTU VE SROVNÁNÍ S POHOTOVOSTNÍ VÁHOU TRAKTORU

Při měření dynamických účinků na přední nápravu traktoru bylo zjištěno, že při zvětšujícím se statickém zatížení přední nápravy se za stejné jezdové rychlosti amplituda kmitů přední nápravy zvyšuje přímo úměrně.

Na velikost rozkmitu má především vliv kvalita terénu a jezdová rychlost. Na obr. 12 je znázorněn rozdílný průběh kmitání při rychlosti 15 km/h a 25 km/h u traktoru Z-5511 při statickém zatížení přední nápravy 860 kp a 1048 kp. Z obrázku vyplývá, že průběh minimálních hodnot u rychlosti 25 km/h se mění velmi málo, naproti tomu u rychlosti 15 km/h se zvyšuje průměr minimálních hodnot při různém zatížení předku o rozdíl hodnot statického zatížení.



12. Průběh kmitání při rychlosti 15 km/h a 25 km/h u traktoru Z-5511 při statickém zatížení přední nápravy 860 kp a 1048 kp

Podle výsledků měření při různých rychlostech, sklonu terénu, povrchu půdy a při různé váze agregátu je vypracován závěr, který uvádí, že

a) byla zjištěna určitá souvislost mezi celkovou váhou agregátu a jejím rozložením na jednotlivé nápravy;

b) bylo zjištěno minimální zatížení přední říditelné nápravy traktoru, kdy je traktor říditelný i při předepsané stoupavosti do 12° sklonu terénu;

c) byl zjištěn procentuální rozdíl v zatížení přední nápravy traktoru z pohotovostní váhy traktoru a z celkové váhy traktoru, tj. včetně agregátu za stejných podmínek;

d) byl zjištěn průměrný koeficient dynamického zatížení přední říditelné nápravy traktoru;

e) byly porovnány výsledky zkoušek s koeficientem dynamické podélné stability traktoru (v ČSSR se všeobecně uvádí 2,5–3, aniž by byl tento koeficient podložen spolehlivým měřením) s předepsaným 20% zatížením přední nápravy pro všechny typy traktorů bez rozdílu jejich váhy.

Uvedené vztahy jsou číselně vyjádřeny v tabulce III.

Propočty naměřených hodnot na současné provedení traktoru Z-3511 a Z-5511 uvádí tabulka IV.

Poznámky k tab. III a IV

a) Stanovení rozsahu minimálního zatížení přední nápravy traktoru

Na základě mnoha měření ve svahovitosti terénu 12° proti spádnicí na louce bylo zjištěno minimální nutné zatížení přední říditelné nápravy traktoru u jednotlivých typů traktorů v závislosti na rychlosti, povrchu půdy apod. Výsledky měření ukázaly, že tyto hodnoty nejsou shodné. Zkoušky se konaly na vozovce a na kamenité půdě až do svahovitosti 12°.

Rozsah minimálního zatížení přední nápravy traktoru je:

Traktor	Rozsah dynamického zatížení v kp	Hodnota pro propočet
Z-3511	160—200	182
Z-5511	200—220	216
Z-8011	250—300	278
Z-11011	340—380	368

III. Výsledky měření pro jednotlivé typy traktorů

	Z-3511		Z-5511		Z-8011		Z-11011	
1. Koeficient dynamické podélné stability φ	2,5	2,2	2,5	2,5	2,5	2,3	2,5	2,35
2. Dynamické zatížení přední nápravy 12 ³ (zjištěno měřením) kp	224	182	260	216	323	278	412	368
3. Statické zatížení přední nápravy traktoru nad 12 ⁰ kp	408	331	472	393	586	504	748	668
4. Váha traktoru kp	2620		3110		4510		5520	
5. Váha na přední nápravu kp	988		1220		1780		2110	
6. Zatížení přední nápravy v %	38		39		39		38	
7. Váha na zadní nápravě kp	1632		1890		2730		3410	
8. Výška těžiště agregátu mm	775		805		736		790	
9. Vzdálenost těžiště stroje od zadní nápravy mm	1800		1800		2358		2358	
10. Váha stroje kp	343	421	550	640	822	900	1360	1205
11. Přípustný klopný moment nářadí kpm	620	760	990	1160	1950	2125	3240	3450
12. Celková váha agregátu kp	2963	3041	8660	3750	5332	5410	7180	6725
13. Zatížení přední nápravy traktoru z celkové váhy agregátu v % ($\alpha = 0^0$)	23,3	20,1	21,0	18,55	18,05	16,2	17,0	15,8
14. Zatížení přední nápravy traktoru z pohotovostní váhy traktoru v % ($\alpha = 0^0$)	26,3	23,4	24,7	22,3	21,3	19,3	20,9	19,2
15. Rozvor traktoru mm	1960		2200		2358		2670	
16. Zatížení přední nápravy traktoru z celk. váhy agregátu v % ($\alpha = 12^0$)	12,8	11	12,9	10,5	10,9	9,3	10,4	9,2
17. Zatížení přední nápravy traktoru z váhy traktoru při agregaci v % ($\alpha = 12^0$)	15,5	12,7	15,2	12,6	12,9	11,2	12,8	11,3

IV. Propočet naměřených hodnot na současné provedení traktorů

	Z-3511		Z-5511	
1. Koeficient dynamické podélné stability φ	2,5	2,2	2,5	2,25
2. Dynamické zatížení přední nápravy na 12° (zjištěno měřením) kp	207	170	235	196
3. Statické zatížení přední nápravy traktoru na 12° kp	376	308	428	356
4. Váha traktoru kp	2477		2946	
5. Váha na přední nápravu kp	848		1002	
6. Zatížení přední nápravy v %	34,2		34,2	
7. Váha na zadní nápravě kp	1629		1944	
8. Výška těžiště agregátu mm	775		805	
9. Vzdálenost těžiště stroje od zadní nápravy mm	1800		1800	
10. Váha stroje kp	247,5	323	372	455
11. Přípustný klopný moment nářadí kpm	446	581	670	820
12. Celková váha agregátu kp	2724,5	2800	3318	3401
13. Zatížení přední nápravy traktoru z pohotovostní váhy traktoru v % ($\alpha = 0^\circ$)	25,1	22,3	23,7	21,4
14. Zatížení přední nápravy traktoru z celkové váhy agregátu v % ($\alpha = 0^\circ$)	22,8	19,7	21,1	18,5
15. Rozvor traktoru mm	1960		2200	
16. Zatížení přední nápravy traktoru z celkové váhy agregátu v % ($\alpha = 12^\circ$)	13,8	11,0	12,9	10,5
17. Zatížení přední nápravy traktoru z váhy traktoru při agregaci v % ($\alpha = 12^\circ$)	15,2	12,4	14,5	12,1

b) Stanovení dynamického koeficientu zatížení přední nápravy traktoru

Poměr mezi statickým a skutečným zatížením přední říditelné nápravy traktoru při různých rychlostech, sklonu terénu, změnách zatížení přední nápravy traktoru apod. se pohybuje:

při rychlosti do 25 km/h na silnici o sklonu $\alpha = 0^\circ$, $\varphi = 1,96$ a 1,54. Tato hodnota je závislá především na pojezdové rychlosti a sklonu terénu. Vzhledem k tomu, že na vyšších svazích se jezdí menší rychlostí, je dynamický koeficient zhruba v uvedeném rozsahu. Např. na svahu 13° — louka — je koeficient 1,93 za shodných váhových poměrů. Pro výpočet jsme brali střední hodnotu $\varphi = 1,82$.

c) Určení minimálního zatížení přední nápravy traktoru v %

Pro výpočet minimálního zatížení přední nápravy traktoru jsou rozhodující hodnoty zjištěné měřením, uvedené v odstavcích a) a b).

Při srovnání sloupců 13 a 14 v tab. III vyplývá, že vzájemný rozdíl je v průměru cca 3,5 %, tj. že hodnoty ve sloupci č. 13 jsou v průměru o 3,5 % nižší.

Toto zjištění je důležité při rozboru definice zatížení přední říditelné nápravy traktoru.

Na základě výsledků měření a rozboru navržených definic doporučujeme vyjít z definice RVHP. V definici půjde o zpřesnění procenta zatížení přední nápravy traktoru pro jednotlivé typy traktorů podle jejich celkové váhy.

NÁVRH ZNĚNÍ DEFINICE, VYPRACOVANÉ VE VÚZS PRAHA - CHODOV

Pro zajištění podélné stability a říditelnosti traktoru se pokládá za dostačující, je-li velikost zatížení řízené nápravy traktoru při statickém stavu na rovině nejméně rovna hodnotám podle následujícího přehledu:

Celková okamžitá váha traktoru (agregátu*) v kp	Z celkové okamžité váhy traktoru (agregátu) v %
do 3200	20
od 3201 do 4500	19
od 4501 do 7500	18

*) Celkovou okamžitou váhou agregátu se rozumí součet váhy samotného traktoru a neseného nářadí; u mechanizačních prostředků polonesených se z jejich celkové váhy započítává jen účinek vertikální výslednice všech sil, kterými působí návěsné nářadí na traktor v místě připojení.

V. Orientační údaje pro konstruktéry

	Z-3511		Z-5511		Z-8011	Z-11011
	dosavadní provedení	traktor s přídavným zatížením před maskou	dosavadní provedení	traktor s přídavným zatížením před maskou		
Celková váha traktoru v kp	2477	2620	2948	3110	4510	5520
z toho na přední nápravu kp	848	988		1220	1780	2110
Zatížení přední nápravy v % pohotovostní váhy traktoru	34,2	38,0	34,2	39,0	39,0	38,2
Dovolенý klopný moment působený neseným nářadím k zadní nápravě (kpm)	570	745	787	1128	1930	2380
Zatížení přední nápravy v % váhy agregátu	20	20	19	19	18	18

Uvedený návrh je vypracován za předpokladu realizace následujících požadavků:

1. Snížit přepravní rychlost traktoru — agregátu na maximum 15 km/h.
Odůvodnění:

- a) Čím vyšší je přepravní rychlost, tím jsou její dynamické účinky vyšší a dostupují až k hranici, kdy se traktor stává neřiditelným. Nerovností terénu pak dochází k velmi častému přerušení styku pneumatiky s vozovkou.
- b) Nesené nářadí se přepravuje jen malým procentem z celkové přepravní doby po silnici. Přeprava většinou probíhá po polní cestě, kde traktor stejně nemůže jet maximální rychlostí.
- c) Ztráta času v důsledku nižší přepravní rychlosti většinou na malou vzdálenost je v rámci celkového pracovního času zanedbatelná.

2. Ze zkoušek vyplývá doporučené rozdělení váhy samotného traktoru, a to:
cca 40 % na přední nápravu a
cca 60 % na zadní nápravu traktoru.

VI. Propočet naměřených hodnot na modifikaci horských traktorů

	Z-4247		Z-5647	
1. Koefficient dynamické podélné stability φ	1,66	2,2	1,75	2,25
2. Dynamické zatížení přední nápravy na 18° (zjištěno měřením) kp	217	370	235	400
3. Statická zatížení přední nápravy traktoru na 18° kp	395	674	426	727
4. Váha traktoru kp	3295		3545	
5. Váha na přední nápravu kp	1470		1550	
6. Zatížení přední nápravy v %	44,7		43,7	
7. Váha na zadní nápravě kp	1825		1995	
8. Výška těžiště agregátu mm	770		820	
9. Vzdálenost těžiště stroje od zadní nápravy mm	1800		1800	
10. Váha stroje kp	647	347	728	386
11. Přípustný klopný moment nářadí kpm	1165	624	1310	695
12. Celková váha agregátu kp	3942	3642	4273	3931
13. Zatížení přední nápravy traktoru z celkové váhy agregátu v % ($\alpha = 0^\circ$)	22,5	31,7	22,45	31,4
14. Zatížení přední nápravy traktoru z pohotovostní váhy traktorů v % ($\alpha = 0^\circ$)	26,9	35,1	27,1	34,8
15. Rozvor traktoru mm	1991		2235	
16. Zatížení přední nápravy traktoru z celkové váhy agregátu v % ($\alpha = 18^\circ$)	10	18,5	9,95	18,5
17. Zatížení přední nápravy traktoru z váhy traktoru při agregaci v % ($\alpha = 18^\circ$)	12	20,5	12	20,5
18. Zatížení přední nápravy (agregátů) při 0° kp	886	1155	961	1235

3. Výsledky zkoušek ukázaly na výhodnost umístění přídavného zatížení přední nápravy traktoru před maskou traktoru a typů Z-3511 a Z-5511. Zároveň je výhodné přemístit závaží z předních kol traktoru před jeho masku.

Propočet naměřených hodnot na modifikaci horských traktorů uvádí tabulka VI.

Poznámky k tabulce VI

Z tabulky vyplývá, že při dodržení koeficientu dynamické stability 2,5–3 bychom nemohli horské traktory agregovat s velkou částí sortimentu nesených strojů.

Konkrétně u traktoru Z-5647 bychom mohli zavěsit stroj o váze 385 kp ve vzdálenosti 1800 mm od osy zadních kol traktoru (vzdálenost 1800 mm jsme vzali jako průměrnou vzdálenost těžiště nesených strojů pro traktory tahové třídy 0,9 Mp).

Při uvedené agregaci by bylo rozložení vah na rovině G_p ($G_z - 31,4\%$) 68,6 %. Toto váhové rozložení by bylo u většiny nesených strojů těžko dosažitelné. Proto je na základě výsledků z měření říditelnosti v závěru doporučeno u horských traktorů v agregaci se zemědělskými stroji zatížení přední nápravy minimálně 23 % z váhy agregátu.

MĚŘENÍ ZATÍŽENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY TRAKTORU V AGREGACI S NÁVĚSY V ZÁVISLOSTI NA RŮZNÉM ZATÍŽENÍ A POJEZDOVÉ RYCHLOSTI

Návěsy o nosnosti 3,5 t a 8 t byly zkoušeny s traktory Z-3511, Z-5511, Z-8011 a Z-11011. Při zkouškách byly srovnávány dva systémy závěsů pro návěsy.

1. Hydraulický závěs pro návěsy, kde připojovací hák je vzdálen od zadní nápravy směrem dozadu; vertikální složka zatížení oje návěsu vyvolává klopný moment, který nepříznivě odlehčuje přední nápravu traktoru. Vzdálenost připojovacího hydraulického háku od zadní nápravy traktoru u jednotlivých traktorů uvádí tab. VII.

2. Závěs pro návěsy, kde závěsný otočný čep návěsu je umístěn přímo v zadní ose traktoru. Řešení umožňuje přenést vertikální složku zatížení oje návěsu přímo do zadní osy traktoru. Tento způsob agregace neodlehčuje přední nápravu traktoru, dotěžuje pouze zadní nápravu, a to se příznivě projevuje v tahových vlastnostech traktoru. Další výhodou této agregace je, že ve ztíže-

VII. Vzdálenost připojovacího hydraulického háku od zadní nápravy traktoru u jednotlivých typů traktorů

Traktor	Z-3511	Z-5511	Z-8011	Z-11011
Vzdálenost	při sklonu portálu 40° 330	při sklonu portálu 40° 363	670	670

ných pracovních podmínkách lze pomocí hydrauliky krátkodobě dotěžovat zadní nápravu traktoru. Schéma dosavadního a nového závěsu je uvedeno na obrázku 13.

Zatížení oje návěsu se stanoví:

$$P_d = P \frac{l_s}{l_a}$$

Pro informaci uvádíme výsledky zkoušek obou provedení závěsů pro návěsy o nosnosti 8 t v agregaci s traktorem Z-8011 (tab. VIII).

Z dosažených hodnot při shodných podmínkách vyplývá výhodnost agregace návěsu s novým konstrukčním řešením závěsu pro návěsy. Výhody nového závěsu lze shrnout do následujících bodů:

a) je možné zvýšit vertikální váhovou složku oje návěsu až na dovolenou únosnost pneumatiky traktoru, aniž by byla narušena podélná stabilita traktoru;

b) výrobci návěsů mají možnost odlehčit pneumatiky návěsů tím, že mohou posunout nápravu návěsu směrem dozadu;

13. Schéma dosavadního a nového závěsu

c) výrobci mohou ponechat uložení nápravy a zvýšit nosnost o hodnotu, o kterou lze zatížit oje návěsu v rámci únosnosti pneumatik traktoru;

d) dopravní rychlost může být ponechána v rozsahu, v jakém je u samotného traktoru, pokud to dovolí výkon motoru;

e) přední náprava traktoru v agregaci s novým závěsem má shodný průběh kmitání jako u samotného traktoru;

f) se zvyšujícím se sklonem terénu se zvětšuje rozdíl zatížení přední ná-

VIII. Výsledky měření na rovině — silnice

Závěs		Pracovní rychlosti				
		R ₁	R ₃	S ₁	S ₂	S ₃
Dosavadní hydr. závěs	absolutní hodnota Gp	1365	1330	1275	1253	1215
	% zatížení př. nápravy	23,4	22,8	21,8	21,3	20,4
Nový hydraulický závěs	absolutní hodnota Gp	1780	1720	1705	1645	1532
	% zatížení př. nápravy	30,4	29,4	29,1	28,2	26,5
Výhodnost nového závěsu proti dosavadnímu v %		23,5	22,5	25,0	24,0	21,5

pravy traktoru mezi dosavadním a novým závěsem při shodných podmínkách; např. při sklonu terénu 12° je tento rozdíl již 44 % ve prospěch nového závěsu; to znamená, že přední náprava je o 44 % více zatížena;

g) nový závěs pro návěsy umožňuje hydraulické dotížení hnacích pneumatik traktoru při průjezdu ve ztížených podmínkách;

h) vyjádříme-li bod „a“ v absolutních hodnotách, lze s novým závěsem pro návěsy dosáhnout v rámci únosnosti hnacích pneumatik traktoru hodnoty vertikálních zatížení oje závěsu, uvedené v tab. IX.

IX. Hodnoty vertikálních zatížení oje závěsu

Typ návěsu	Vlastní váha „t“ návěsu v t	Celková váha návěsu „t“	Typ traktoru	Dovolené vertikální zatížení oje návěsu podle ZKL	Procentní podíl z celkové váhy návěsu	25% podíl celkové váhy návěsu v kp	Navrhované zatížení oje návěsu (kp)
NTS	1,32	4,82	Z-3511	800	16,6	1200	1000
3 5t NTD	1,56	5,06			15,8	1260	
NTR	1,66	5,16			15,6	1290	
NTS	1,64	6,64	Z-5511	1200	18	1660	1600
5,0t NTD	1,84	6,84			17,5	1720	
NTR	1,96	6,96			17,3	1740	
NTS-8	2,3	10,3	Z-8011	1500	14,6	2570	2100

Z tabulky IX vyplývá, že oje návěsů bude po realizaci nového závěsu pro návěsy možné zatížit vertikální složkou o nosnosti

3,5 t 1000 kp

5 t 1600 kp

8 t 2100 kp

Tyto hodnoty jsou v rámci únosnosti hnacích pneumatik a neovlivňují zatížení přední nápravy traktorů. Dosavadní hydraulický závěs, který má závěsné oko v určité vzdálenosti od zadní nápravy traktoru, neumožňuje zvýšení vertikální složky oje návěsu, protože vyvolává klopný moment, odlehčující přední nápravu traktoru; tím ovlivňuje bezpečnost řízení traktoru.

MĚŘENÍ ZATÍŽENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY V AGREGACI S PŘÍVĚSÍ V ZÁVISLOSTI NA RŮZNÉM ZATÍŽENÍ, VÝŠCE ZÁVĚSENÍ, SKLONU TERÉNU A POJEZDOVÉ RYCHLOSTI

Zkoušky se konaly na traktorech Z-3511 (tab. X) a Z-5511 (tab. XI).

Z přehledu v tab. X a XI jasně vyplývá výhodnost spodního závěsu z hlediska zatížení přední nápravy. Čím větší je nosnost přívěsu, tím větší je rozdíl odlehčení přední nápravy u spodního závěsu vůči hornímu závěsu (obr. 14).

X. Traktor Z-3511 s přívěsem o celkové hmotnosti 31,5 q a sklonu terénu $\alpha = 8^\circ$

Pojezdová rychlost	Agregace	Váha na přední nápravě traktoru	Procentuální srovnání
R_3	horní závěs	425	výhodnější o 19,5 %
	spodní závěs	525	
S_1	horní závěs	375	výhodnější o 21 %
	spodní závěs	475	
S_2	horní závěs	300	výhodnější o 16,5 %
	spodní závěs	360	

XI. Traktor Z-5511 s přívěsem o celkové hmotnosti 82 q a sklonu terénu $\alpha = 4^\circ$

Pojezdová rychlost	Agregace	Váha na přední nápravě traktoru	Procentuální srovnání
R_3	horní závěs	415	výhodnější o 35,5 %
	spodní závěs	640	
S_1	horní závěs	335	výhodnější o 42 %
	spodní závěs	575	
S_2 na sklonu $\alpha = 30^\circ$	horní závěs	325	výhodnější o 42 %
	spodní závěs	560	

14. Měření přední nápravy traktoru Z-5511 v závislosti na různém zatížení, výšce závěsu a pojezdové rychlosti. Měřeno s přívěsem o nosnosti 5 tun
Terén - louka

Sklon terénu — $\alpha = 6^\circ$

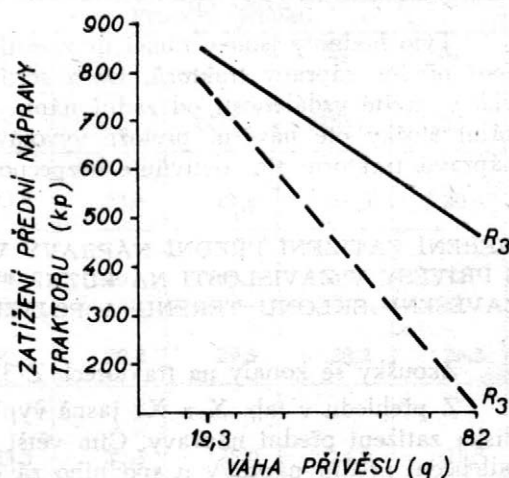
----- horní závěs

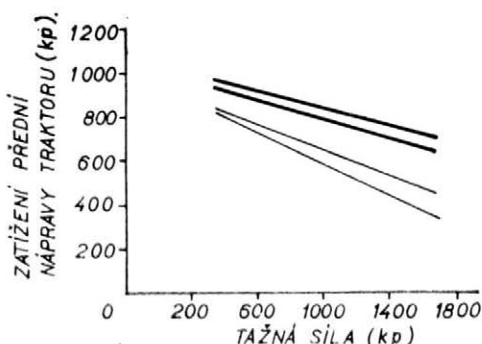
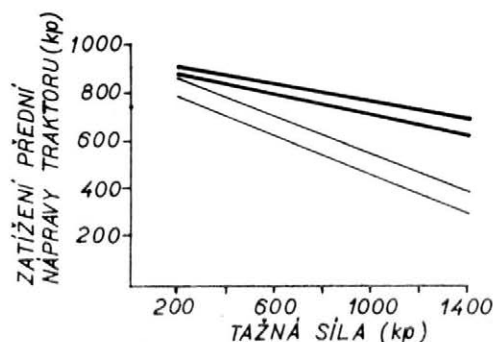
———— spodní závěs

Váha traktoru $G_c = 2496$ kp

$G_z = 1944$ kp

$G_p = 1002$ kp





15. Měření zatížení přední nápravy traktoru Z-3511 v závislosti na tažném odporu a poloze umístění závěsu (horní - spodní)

I. a II. převodový stupeň

Terén - asfalt

Sklon terénu — $\alpha = 0^\circ$

— horní závěs — výška 740 mm

— spodní závěs — výška 370 mm

Váha traktoru $G_c = 2477$ kp

$G_p = 848$ kp

$G_z = 1629$ kp

16. Měření zatížení přední nápravy traktoru Z-5511 v závislosti na tažném odporu a poloze umístění závěsu (horní - spodní)

I. a II. převodový stupeň

Terén - asfalt

Sklon terénu — $\alpha = 0^\circ$

— horní závěs — výška 840 mm

— spodní závěs — výška 430 mm

Váha traktoru $G_c = 2946$ kp

$G_p = 1002$ kp

$G_z = 1944$ kp

Z dosažených výsledků tahových zkoušek, provedených s traktory Z-3511 a Z-5511 při použití horního a spodního závěsu pro přívěsy vyplývá, že při použití horního závěsu dochází v oblasti maximální tažné síly k takovému odlehčení přední nápravy, že traktor se stává neřiditelným. Naproti tomu při použití spodního závěsu je řiditelnost zabezpečena v celém rozsahu tažné síly traktoru (obr. 15 a 16).

Z těchto poznatků vyplývá doporučení agregovat přívěs k traktoru na spodní závěs; tím by byly kloubové hřídele pro pohon funkčních uzlů přívěsů nad ojí přívěsu.

Z A V Ě R

Průběh řešení ukázal na mnohé souvislosti. Např. souvislost mezi požadavkem 20% zatížení přední nápravy traktoru a všeobecně používaným koeficientem dynamické podélné stability traktoru 2,5—3. Výsledky zkoušek z hlediska bezpečnosti řiditelnosti traktoru ukázaly, že tento koeficient může být nižší. Zkoušky, které se konaly v letošním roce s traktory vyšších výkonnostních tříd, potvrdily, že směrová stabilita klesá výrazně při vyšší pojezdové rychlosti a naopak se zlepšuje při vyšší hmotnosti celého agregátu.

Přepravení rychlost traktoru v agregaci s neseným náradím je třeba omezit maximálně na 15 km/h.

Doporučuje se používat konstrukci závěsu pro návěsy, kde uchycovací bod závěsu pro návěsy je přímo v ose zadní hnací nápravy traktoru.

Jak vyplývá ze závěru zkoušek, mají se přívěsy agregovat na spodní závěs traktoru.

Na základě vyhodnocení výsledků zkoušek byl stanoven koeficient dynamického zatížení přední říditelné nápravy traktoru — poměr statického zatížení ke skutečnému zatížení při jízdě traktoru. Tento koeficient se pohybuje od 1,96 do 1,54.

Tato hodnota je závislá na jezdové rychlosti a sklonu terénu. Při výpočtech byla brána střední hodnota 1,82.

Došlo dne 17. 2. 1970

Определение минимальной нагрузки на переднюю управляемую ось трактора в агрегате с механизированными средствами с точки зрения достижения максимальной безопасности во время эксплуатации

Из решенного задания вытекают следующие выводы. Зависимость между требованием нагрузки на переднюю ось трактора 20 % и общим применяемым коэффициентом динамической продольной стабильности трактора 2,5—3. Результаты испытаний с точки зрения безопасности управляемости трактора показали, что этот коэффициент может быть ниже. Испытания, которые производились в этом году по тракторам классов с более высокими производительностями подтвердили, что стабильность направления достоверно падает с повышением скорости движения и, наоборот, улучшается с увеличением веса всего агрегата.

Скорость доставки трактора в агрегате с навесным орудием ограничивается максимумом 15 км/час.

Необходимо применять такую конструкцию тягово-сцепного прибора для полуприцепа, где точка навески полуприцепа находится непосредственно на оси задней ведущей оси трактора.

Как вытекает из заключения испытаний, прицепы агрегируются к нижней навеске трактора.

На основе подытоживания результатов испытаний был определен коэффициент динамической нагрузки на переднюю управляемую ось трактора — отношение статической нагрузки к действительной нагрузке во время езды трактора. Этот коэффициент колеблется в пределах 0,51 и 0,65. Его величина зависит от скорости движения и от наклонности рельефа. Во время вычислений бралась средняя величина 0,55.

Determination of the Minimum Load of the Front Steerable Axle of a Tractor Linked with Implements, with Respect to the Maximum Safety of Operation

The problem investigated brought the following conclusions.

Connection between the requirement of 20% load of the front axle of the tractor and the generally applied coefficient 2,5—3 of the dynamic longitudinal tractor stability. The results of the tests indicate, from the viewpoint of the safety in the steering of the tractor, that the coefficient may be lower. Tests carried out this year with tractors of higher h. p. confirmed, that the direction stability tends to drop significantly with higher speeds of travel, while it improves if the weight of the tractor with implements is higher.

Travel speed of the tractor with a mounted implement is limited to 15 km/h at the maximum.

Hitches used for two-wheel trailers should have the linking point co-axial in the axis of the rear driving axle of the tractor.

Four-wheel trailers are linked to the bottom hitch of the tractor, as evident from the conclusions of the tests.

On hand of the test results, a coefficient of the dynamic load for the front steerable axle of the tractor was determined — relation of the static load to the actual load in the travel of the tractor. This coefficient ranges from 0,51 to 0,65. Its value depends on the speed of travel and gradient. The mean value used in calculations was 0,55.

Bestimmung der Mindestbelastung der vorderen Schlepperlenkachse in Kopplung mit Mechanisierungsmitteln aus der Sicht der Erzielung einer höchstmöglichen Betriebssicherheit

Aus der zu lösenden Aufgabe haben sich folgende Schlüsse ergeben. Der Zusammenhang zwischen der Forderung einer 20%igen Belastung der Schleppervorderachse und dem allgemein gebräuchlichen Koeffizienten der dynamischen Schlepperlängsstabilität von 2,5—3. Die Prüfergebnisse aus der Sicht der Schlepperlenkachsicherheit haben ergeben, daß dieser Koeffizient geringer sein kann. Die in diesem Jahre erfolgten Prüfungen mit Schleppern von höheren Leistungsklassen haben bestätigt, daß die Standsicherheit bei höherer Fahrgeschwindigkeit bedeutend abnimmt und umgekehrt bei höherer Masse des ganzen Arbeitszuges zunimmt.

Die Transportgeschwindigkeit des Schleppers in Kopplung mit Anbaugeräten wird höchstens auf 15 km/h eingeschränkt.

Es ist die Bauart einer Anhängerkupplung zu benutzen, wo der Kupplungspunkt der Anhängerkupplung direkt in der Achse der hinteren Schlepperantriebsachse liegt.

Die Anhänger werden an die untere Schlepperaufhängung gekuppelt, wie der Prüfungsschluß ergibt.

Auf Grund der Auswertung der Prüfergebnisse wurde ein Koeffizient der dynamischen Belastung der vorderen Schlepperlenkachse — Verhältnis der statischen Belastung zur Istbelastung während der Schlepperfahrt bestimmt. Dieser Koeffizient liegt zwischen 0,51 und 0,65. Der Wert ist von der Fahrgeschwindigkeit und der Geländeneigung abhängig. Bei den Berechnungen wurde ein Mittelwert von 0,55 zugrunde gelegt.

Adresa autora:

František Habarta, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

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

D 58.082

Meždunarodnoje soveščanje po razrabotke naučnych osnov sistemy mašin dlja gornych i predgornych rajonov. Sofija, sentjabr' 1967 g. Sofija, Izd. BAN 1970. 127 s. obr. tab. (Sofia — Mezinárodní konference o soustavě strojů pro horské a podhorské oblasti — sborníky)

C 13.011/39 fr.

Machines a organes rotatifs pour le travail du sol fonctionnant sur prise de force. AGRI/MECH/39. New York, Nations Unies 1969. 39 s. 29 obr. (Zemědělské stroje — půda — obdělávání — brožury)

D 56.147/160

Programmiertes Lehrmaterial für den berufstheoretischen Unterricht. Baugruppen zum Säen — Sämechanismen der Drillmaschine und der Einzelkornsämaschine. Berlin, VEB Deutscher Landwirtschaftsverlag 1969. 22 s. obr. (Sečí stroje — přesné — brožury)

D 58.226

Corn special combines. B. m. n. (1970). 37 s. obr. (Kukuřičné kombajny — John Deere — brožury)

D 58.077

Šepovalov, V. D.
Avtomatizacija uboročnych processov. Moskva, Kolos 1969. 311 s. 143 obr. (Sklizňové práce — automatizace — příručky)

D 58.188

Pyškin, V. P.
Pnevmatičeskije peregružateli zerna. 2. pererab. i dopoln. izd. Moskva, Kolos 1970. 206 s. 78 obr. 11 tab. (Obilí — doprava pneumatická — příručky)

D 50.727/137

Vodopjanov, P.
Progressivnaja tehnologija uborki trav na seno. B. m. Askaniya Nova (1970). 6 s. (Pícniny — sklizeň — mechanizace — letáky)

C 13.011/45

Gaidarov, N. — Karaivanov, I.
Methods and equipment for growing and harvesting of tobacco. AGRI/MECH/45. New York, United Nations 1970. II-23+4 s. 3 tab. 18 obr. (Tabák — pěstování a sklizeň — mechanizace — zprávy EHK)

E 34.297

Mechanizacija na rabotnite procesi v lozarstvoto. Sofija, Zemizdat 1970. 205 s. 109 obr. (Vinná réva — pěstování — mechanizace — příručky)

D 58.078

Busarov, N. A.
Sbor i tovarnaja obrabotka plodov i jagod. Moskva, Kolos 1970. 246 s. 40 obr. (Ovoce — sklizeň — mechanizace — příručky / Ovoce — zpracování průmyslové / Ovoce — balení / Ovoce — doprava)

C 16.503/104

Étude de l'influence du calibrage mecanique. Sur l'état sanitaire de diverses especes fruitieres. Bull. technique de génie rural 104. Antony, Min. de l'agric. 1969. 69 s. 39 obr. 13 tab. (Ovoce — třídění mechanické — poškození — výzkum — Francie)

E 34.000

Hoesslin, R. von — Lecker, F.
Mechanizacija ovoščevodstva otkrytogo grunta. Moskva, Urožaj 1969. 148 s. 64 obr. 17 tab. (Zelinářské stroje — brožury)

621.93 634.0.362.7

ÚVOD

Motorové řetězové pily, zpravidla jednomužné s benzinovým motorem, jsou základním mechanizačním prostředkem v lesnictví, používaným ke kácení stromů, odvětvování a manipulaci. Elektrické řetězové pily, a to dvoumužné a jednomužné, jsou důležitými mechanizačními prostředky pro manipulaci dřeva na skladech lesních a dřevozpracujících závodů.

Rok od roku vzrůstá podíl mechanizace v těžební činnosti; objem kácení motorovými pilami činil v ČSSR v roce 1969 7 055 266 plm; v tomtéž roce bylo dosaženo značně vysokého procenta mechanizace kácení — 96,3 %, roční výkon na jednu pilu činil 1 135 plm.

V ČSSR se motorové řetězové pily benzinové a elektrické nevyrábějí a jejich potřeba je kryta dovozem ze zahraničí.

V současné době jsou při těžbě používány zejména jednomužné benzinové pily firmy A. Stihl (Stihl-Contra AV, Stihl-070 AV, Stihl-050 AV, Stihl-041 AV, Stihl-08), firmy Homelite (Homelite-XL-900, Homelite-XL-903), firmy Husqvarna (Husqvarna B-65); na skladech dřeva pak vedle starších dvoumužných pil Rinco 2.1a a DEP-80 se používají jednomužné elektrické pily EP-K6 a Stihl-E15.

V poslední době se motorové řetězové pily uplatňují také na zemědělských závodech, pro těžební činnost v družstevních lesích, v přidružených dřevozpracujících výrobnách apod.

Přední evropské a zámořské firmy nabízejí rok od roku větší množství nových typů motorových řetězových pil různých váhových a výkonových kategorií.

Se vzrůstajícím počtem typů řetězových pil se dostávají do popředí naléhavé problémy, týkající se vhodného provozního nasazení, techniky práce, hospodárnosti provozu, objektivního hodnocení technických a jiných parametrů apod.; při technickém hodnocení jde zejména o posouzení konstrukční vhodnosti a dokonalosti, řezné a provozní výkonnosti, hospodárnosti, provozní spolehlivosti, vibrací, hluku aj.

PROBLEMATIKA

Soudobé motorové řetězové pily mají vysokou technickou úroveň; motorická část benzinových pil se skládá zpravidla z jednoválcového dvoudobého motoru s vratným vyplachováním pracovního prostoru válce; otáčky motoru se pohybují

podle typů pil v mezích od 5000 do 8500/min; obsahy válců jsou v rozmezí od 50 do 106 cm. Výkony motorů — od 3 do 6,5 k (DIN). Motory řetězových pil dosahují velmi vysokých litrových výkonů.

Palivová soustava je specifická — její hlavní část, karburátor, je membránový, spřažený s membránovým palivovým čerpadlem ovládaným podtlakem z klikové skříně motoru.

Zapalovací systém je zpravidla magnetoelektrický — setrvačnickové magneto. V poslední době se začíná též uplatňovat elektronické zapalování (thyristorové), které nemá mechanické pohyblivé části a je provozně velmi spolehlivé.

Všechny soudobé benzinové řetězové pily jsou vybaveny samočinnou odstředivou spojkou.

Řezací část je konsolová — skládá se z vodicí lišty a řezacího řetězu. Délky vodicích lišt podle typů jsou od 35 do 150 cm.

Řezací řetěz je vesměs hoblovacího typu s řeznými zuby složitě geometrického tvaru; obvodová rychlost řetězu se pohybuje v rozmezí od 7 do 18 m/s; vysoká obvodová rychlost řetězu vyžaduje samočinný mazací systém řetězu.

Činnost motorové řetězové pily je doprovázena vysokým hlukem a vibracemi.

Výrobci motorových pil se snaží snížit co nejvíce hluk a vibrace jakožto jevy vyvolávající při delším používání onemocnění z povolání, a to profesionální nedoslýchavost, traumatickou vaskulární poruchu kloubů apod. U některých typů benzinových pil jsou vibrace přenášeny na ruce obsluhujícího pracovníka poněkud tlumeny pomocí tzv. antivibračních rukojetí, které jsou od vlastní motorické části odděleny gumokovovými pouzdry.

Snaha po co největším utlumení hluku vede k různým konstrukcím tlumičů, jako např. kombinované tlumiče absorpční a interferenční, jazýčkové tlumiče apod.

Hmota moderních benzinových pil je podle váhových kategorií od 5,5 do 15 kg.

Efekt řezání se u řetězových motorových pil posuzuje podle tzv. řeznosti neboli řezné výkonnosti, což je množství dřeva v plošných jednotkách (cm^2) přeřezané za jednotku času (sekunda); řeznost závisí na mnoha faktorech, jako je druh řezané dřeviny, průměr, síla podávání do řezu, směr řezání oproti průběhu dřevních vláken apod.; moderní výkonné jednomužné benzinové pily střední výkonové a váhové kategorie vykazují řeznost při řezání smrku 100 až 145 cm^2/s .

Problematickou zkoušením motorových řetězových pil se v mezinárodním měřítku zabývá především organizace FAO a její evropská hospodářská komise (EHK), která shrnula vypracovaná doporučení v publikaci „Protocole d'essais des scies à moteur“. Protokol obsahuje podrobné metodické pokyny pro komplexní zkoušení řetězových pil, rozdělené do těchto hlavních skupin: 1. podmínky zkoušek, 2. ověření technických údajů, 3. zkoušení motoru, 4. zkoušení řetězové pily jako celku, 5. měření vibrací a hluku, 6. praktické zkoušky, 7. zkoušky odolnosti, 8. inspekce.

Vedle obvyklých měřicích přístrojů a zařízení doporučených k použití při zkouškách, jako např. dynamometrická brzda, otáčkoměry aj., se přikládá zvláštní význam speciálnímu měřicímu zařízení konstruovanému pro řetězové pily, které by dovolovalo především volitelnost podmínek při řezání, zejména síly a rychlosti podávání do řezu a dále měření síly působící na řetězu při řezání, jakož i jiných základních veličin.

Dosavadní způsoby zkoušení řetězových pil v ČSSR nevyhovovaly podmínkám uvedeným v citovaném protokolu, zejména proto, že dosud nebyla k dispozici potřebná speciální měřicí zařízení pro zkoušení řetězové pily jako celku. Dosavadní měření byla neúplná a nemohla poskytnout objektivní hodnoty, použitelné pro srovnání, zejména proto, že byly získány za neměřitelných podmínek a kromě toho byly zatíženy subjektivními chybami obsluhy.

Velmi významná je problematika měření vibrací a hluku řetězových pil. V ČSSR nejsou dosud vydány směrnice o měření vibrací motorových pil. Od roku 1968 platí obecná československá státní norma ČSN 01 1390 „Měření mechanického kmitání“. Od roku 1967 platí u nás předpisy ministerstva zdravotnictví č. 33 „Směrnice o ochraně zdraví před nepříznivým působením mechanického kmitání (vibrací)“. Tyto směrnice stanoví především závažná kmitočtová pásma, při kterých tělo nebo části těla rezonují, nejvyšší přípustné hladiny zrychlení vibrací, základní hladiny zrychlení vibrací v závislosti na typu přenosu podle středních kmitočtů oktávových pásem a dále pak korekce pro práci a pracoviště, pro dobu expozice apod.

Jelikož není vypracována obecně platná metodika pro měření vibrací řetězových pil, vzniká mnoho nejasností, např. pokud jde o odečítání měřených hodnot při řezání kruhového profilu, vyhodnocování naměřených hodnot apod. Je také nesporné, že snímané vibrace motorové pily při práci jsou do značné míry ovlivněny také ryze subjektivními faktory obsluhy; hlavní z nich, jako je síla, se kterou motorista podává pilu do řezu, rychlost podávání, způsob a přesnost vedení v řezu apod., nejsou dosud měřeny. Z uvedených důvodů dochází také ke značným diferencím v získaných hodnotách na různých pracovištích, zabývajících se měřením vibrací. Tyto okolnosti je zapotřebí brát v úvahu při porovnávání výsledků měření vibrací z různých pramenů.

Pro měření hluku motorových řetězových pil není také vydána žádná směrnice a není obecně platná metodika.

Obecně platí v ČSSR státní norma ČSN — 01 1603 „Metody měření hluku“; metody měření odpovídají doporučení mezinárodní normalizační organizace ISO R-493-1966.

Od roku 1967 platí hygienické předpisy č. 32 ministerstva zdravotnictví „Směrnice o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku“. Tyto směrnice určují mimo jiné přípustné hladiny akustického tlaku v oktávových pásmech, odpovídající základnímu číslu třídy hluku N_z 75 s přičtením korekcí, přihlížejících k druhu vykonávané činnosti a k povaze hluku, jeho trvání nebo době působení.

Hluk motorových řetězových pil se měří zpravidla v porostu; přesně se popisují porostní podmínky, terén, teplota, atmosférický tlak, směr a rychlost větru tj. Hluk se měří při volnoběhu motoru pily a při příčném přezávání, tzv. manipulaci; řezanou dřevinou je zpravidla čerstvý smrk a buk. Hladiny akustického tlaku se měří v kmitočtovém rozsahu $31,5 - 16 \cdot 10^3$ Hz.

Základním ustanovením, jehož znalost a dodržování je nezbytné při nasazení motorové řetězové pily do provozu, je ON 48 4410 „Technologické a pracovní postupy při výrobě dříví“. Tato norma stanoví rozhodující pracovní podmínky, technické vybavení těžební skupiny, uspořádání pracoviště, počet pracovníků, technologický a pracovní postup při kácení, manipulaci a odvětvování a hlavní zásady bezpečnosti práce.

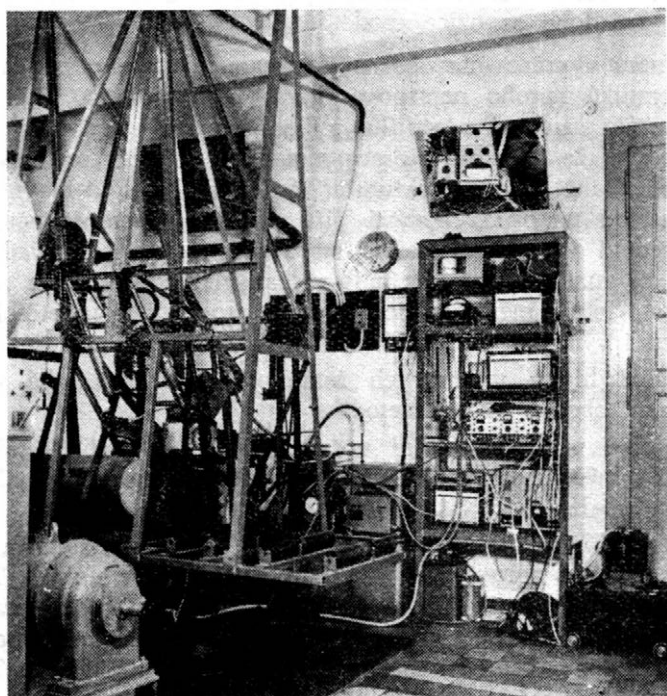
VÝSLEDKY

Problematika mechanizované lesní těžební výroby za použití motorových řetězových pil je již po řadu let řešena výzkumně na katedře lesnické mechanizace a automatizace lesnické fakulty VŠZ v Brně; člení se na tyto hlavní úseky:

1. Analýza základních vztahů technických parametrů motorových řetězových pil se zřetelem na jejich výkonnost, mechanické kmitání a akustické jevy.

Předpokladem pro řešení tohoto úseku je vypracování návrhu a sestrojení speciálních měřicích aparatur na úrovni soudobé měřicí techniky.

2. Technika a technologie práce s motorovými řetězovými pilami; technika práce při odvětvování; mechanické pomůcky při kácení při použití jednomužných pil s ohledem na samotnou práci motoristy apod.



1. Celkový pohled na měřicí aparaturu

3. Nasazení motorových řetězových pil a hospodárnost jejich provozu; údržba řezacích řetězů — její zproduktivnění a zkvalitnění; organizace práce.

V rámci zkušebny v oboru zemědělské a lesnické techniky na VŠZ v Brně se testují motorové řetězové pily a jim podobné stroje a adaptéry s využitím výsledků dlouhodobé vědecko-výzkumné činnosti.

Zkoušení motorových řetězových pil na dokonalé technické úrovni může zaručit jen použití speciálních měřicích aparatur s uplatněním moderních měřicích přístrojů a zkušebních metod.

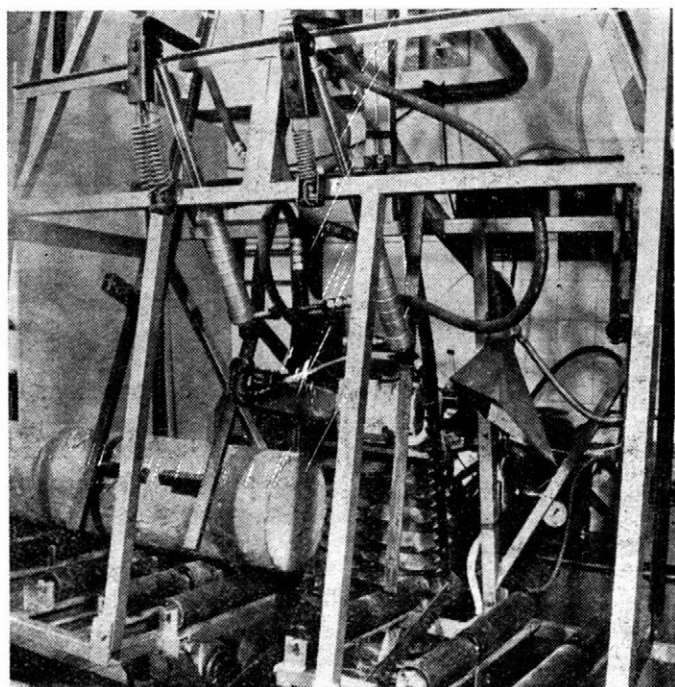
Pro měření technických parametrů řetězových pil benzinových a elektrických v laboratorních podmínkách byla vyvinuta a vyrobena zkušební aparatura, která má charakter vynálezu a na niž byl udělen čs. patent č. 127662.

Celkový pohled na měřicí aparaturu je na obrázku 1. Skládá se z hydraulického agregátu jako pohonné jednotky, hydromotorem ovládaného posuvného stolu s upnutou řetězovou pilou, věšadlového rámu pro uložení řezaného kmene a komplexu měřicích přístrojů.

Volbu rychlosti a síly podávání pily do řezu zaručuje hydraulický agregát s regulací výstupního tlaku kapaliny.

Řezná síla, jakožto jedna ze základních veličin, se měří tenzometricky; tenzometricky se měří rovněž efektivní přitlačná síla.

Měřicí aparatura umožňuje měření těchto veličin: příkon potřebný na řezání (v závislosti např. na druhu řezané dřeviny, na přerežávaném průměru,



2. Část zkušební aparatury

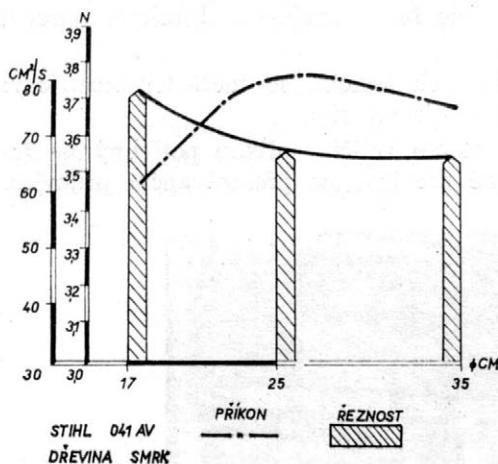
způsobu ostření řetězu, stupni opotřebení apod.); řeznost (v závislosti na přerežávaném průměru, druhu řezané dřeviny, typu řetězu, rychlosti a tlaku podávání do řezu apod.); řezná síla působící na řetězu při řezání (v závislosti na různých technických a provozních podmínkách); krouticí moment na řetězce a jeho závislost na různých podmínkách; účinnost spojky; otáčky řetězky; teplota motoru pily a vodící lišty, spotřeba palivové směsi motorem pily; otupení řetězu a vliv např. na příkon potřebný na řezání; výkonová přetížitelnost aj.

Na obrázku 2 je část zkušební aparatury znázorňující řetězovou pilu upnutou na hydraulicky ovládaném stole; v popředí je věšadlový rám s řezaným

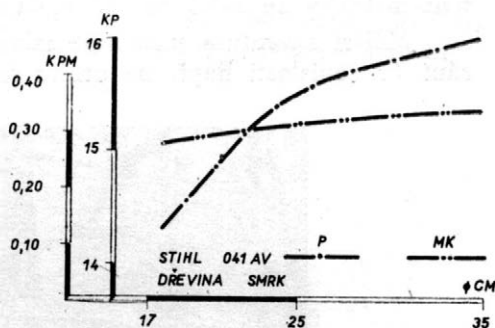
dřevem. Dále je zřejmý způsob snímání teploty vodící lišty na její koncové části.

Na obrázku 3 a 4 jsou graficky znázorněny některé výsledky získané při testování jednomužné řetězové pily Stihl-041 AV.

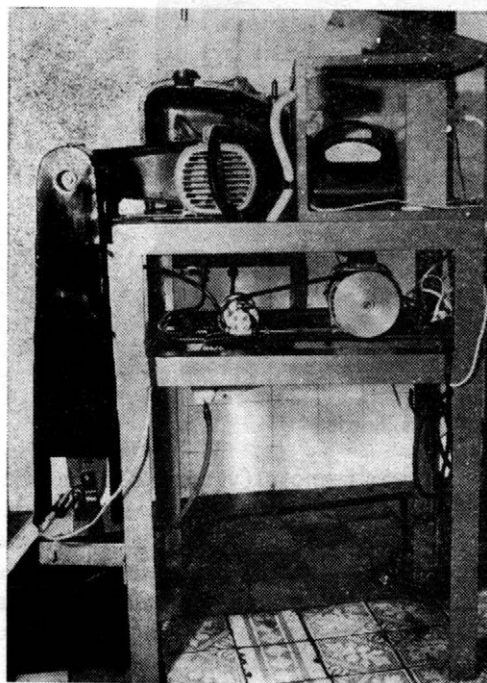
Z obrázku 3 je patrná křivka příkonu potřebného na řezání v závislosti na přerézávaném průměru; pomocí histogramu pak je vyznačená nejvyšší dosažená řeznost při jednotlivých průměrech. Z absolutních hodnot a průběhu křivky



3. Příkon na řezání v závislosti na průměru



4. Řezná síla a krouticí moment v závislosti na průměru



5. Část soustavy měřicích zařízení

příkonu potřebného na řezání je možno usoudit, zda motor s příslušným výkonem má dostatečnou rezervu na případné provozní přetížení, anebo zda je na hranici svých výkonových možností.

Průběh řezné síly a krouticího momentu v závislosti na přerézávaném průměru je patrný z obrázku 4.

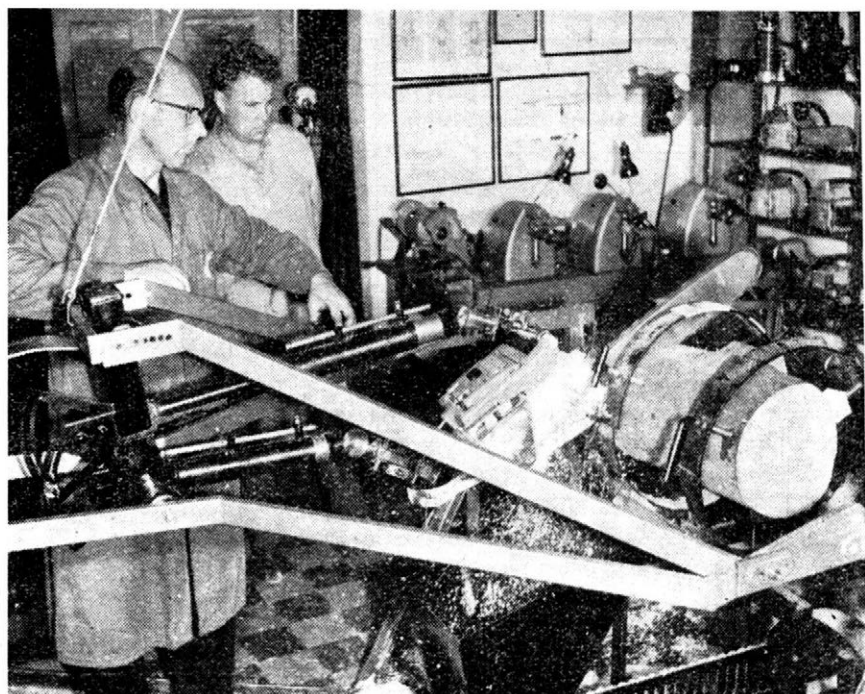
Jedním z ekonomických ukazatelů provozu řetězové benzinové pily je spotřeba pohonných hmot. Pro účely přesného měření spotřeby paliva při testování byl vyvinut a zkonstruován přístroj, využívající principu permanentní změny odporu odporového vysílače v závislosti na pohybu pístu sledujícího hladinu paliva. Přesný měřič spotřeby paliva je předmětem přihlášky čs. patentu.

K soustavě měřicích zařízení pro zkoušení řetězových pil patří též zařízení znázorněné na obrázku 5. Skládá se ze stojanu, na němž je uložen hnací

elektromotor zapojený přes registrační přístroj, předlohového hřídele s upnutou řezací částí, systému pro měnitelné napětí řetězu, elektromotoru pro pohon čerpadla s regulací dávky, nádrže na olej s vestavěným topným tělesem ovládaným tranzistorovým regulátorem se speciálním teploměrem; dále je připojen dálkový teploměr.

Tímto zařízením je možno měřit především: příkon potřebný na pohyb řetězu v liště v závislosti na a) síle napětí řetězu, b) tvaru a konstrukci koncové části lišty, c) obvodové rychlosti řetězu; tepelné namáhání řezací části, zejména vodicí lišty v závislosti na a) druhu mazacího oleje, b) velikosti dávky mazacího oleje, c) síle napětí řetězu apod.; opotřebení vodicí lišty a řetězu aj.

S využitím výše popsaného zařízení byla uskutečněna rozsáhlá studie, týkající se mazání a opotřebení řezacích částí řetězových pil s ohledem na vyhodnocení nejvhodnějšího druhu mazacího oleje. Bylo mimo jiné dokázáno, že



6. Aparatura pro laboratorní zkoušení motorových řetězových pil

podmínky činnosti řezací části řetězových pil vyžadují k mazání řetězu olej specifických vlastností; dále též to, že v provozu nejvíce používané oleje jsou pro daný účel nejméně vhodné.

Pro laboratorní zkoušení motorových řetězových pil byla vyvinuta a zkonstruována zkušební aparatura znázorněná na obrázku 6. Aparatura se skládá z vlastní zkušební stolice (na obrázku) a speciálních měřicích přístrojů. Zvláštnost konstrukce zkušební stolice spočívá v tom, že zkoušená motorová pila je upnuta v mechanických rukou a způsob podávání pily do řezu je obdobný jako při obsluze pily pracovníkem, přitom však je měřitelná síla, popříp. rychlost

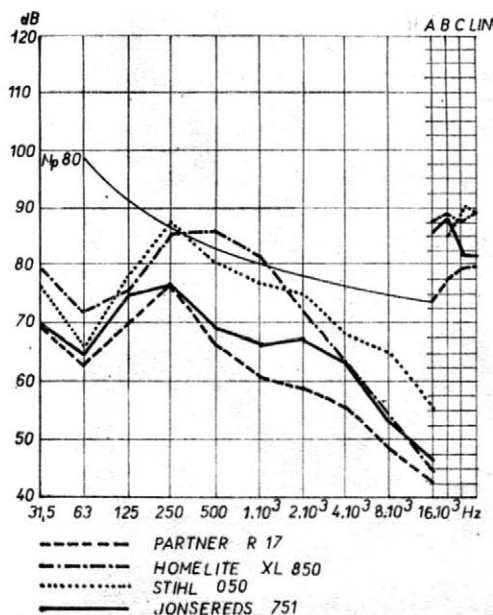
podávání do řezu a je zaručena přesnost vedení pily v řezu; znamená to, že při zkoušení pily jsou zaručeny objektivní měřitelné podmínky a jsou vyloučeny subjektivní vlivy obsluhy. Zaručená měřitelnost a objektivnost podmínek při zkoušení jsou nezbytným předpokladem pro správnost závěrů při srovnávacích měřeních různých typů motorových pil. Konstrukce stolice umožňuje řezat dřevo o různých průměrech, a to v rovině svislé a v rovině vodorovné.

Zmíněná zkušební aparatura je předmětem přihlášky čs. patentu.

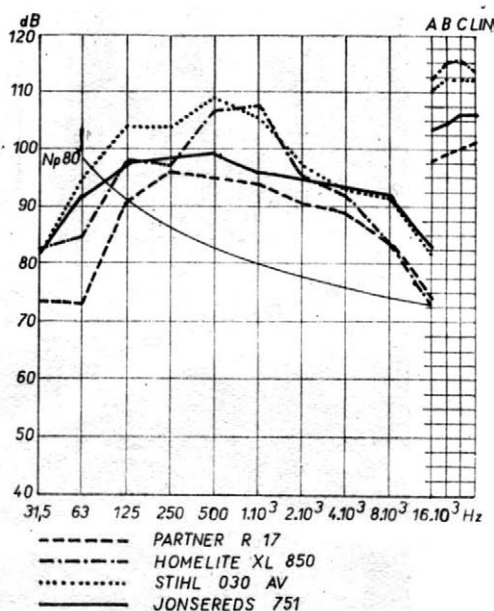
Jak již byla zmínka, je činnost motorových řetězových pil doprovázena značně vysokým hlukem a vibracemi.

Na obrázku 7 je znázorněna spektrální oktavová analýza hluku některých typů jednomužných benzinových pil při volnoběhu. Souvislá křivka s označením $N_p 80$ značí přípustnou třídu hluku podle ISO pro dané podmínky.

Jak je patrné, některé motorové pily dokonce při volnoběžných otáčkách překračují v určitých oktavových pásmech přípustnou třídu hluku.



7. Spektrální oktavová analýza hluku některých typů jednomužných pil při volnoběhu



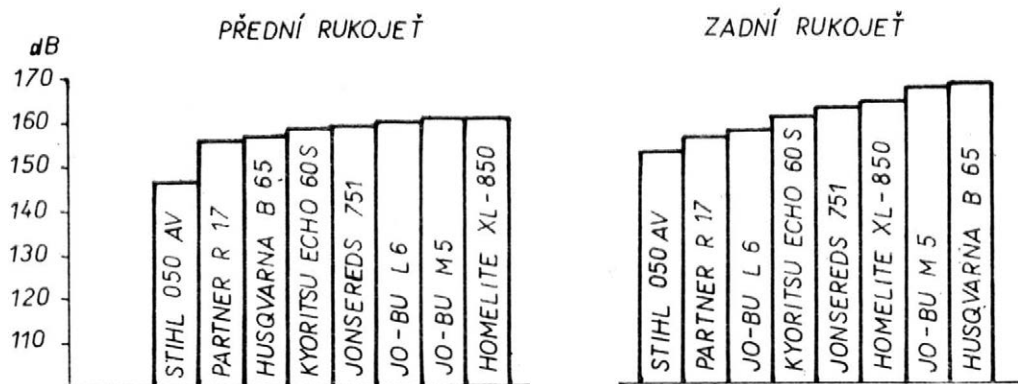
8. Spektrální oktavová analýza hluku některých typů jednomužných pil při svislém přezávání smrku

Na obrázku 8 je znázorněna spektrální oktavová analýza hluku stejných typů pil při svislém přezávání smrku.

Ve frekvenčních pásmech 125 až $16 \cdot 10^3$ Hz překračují všechny pily přípustnou třídu hluku, některé značně vysoko.

Při provozu motorových řetězových pil elektrických vzniká rovněž hluk; oproti pilám benzinovým se vyznačuje podstatně nižšími hlukovými hladinami, avšak rozložení akustické energie je značně nepříznivé, velká část akustické energie je ve vysokofrekvenčních pásmech — 1000 až 16 000 Hz.

Vibrace motorových řetězových pil benzinových mají několik zdrojů; hlavní z nich je činnost vysokootáčkového jednoválcového dvoudobého pístového zážehového motoru s velkým podílem nevyrovnaných vratných setrvačných sil.



9. Vibrace osmi typů benzinových řetězových pil

Vibrace způsobované motorickou a řezací částí řetězové pily je možno nazvat jako primární; jejich omezení patří mezi prvořadé úkoly výrobců motorových pil.

Vibrace sekundární jsou závislé na vnějších faktorech, zejména na druhu pracovní operace (kácení, manipulace, odvětvování), druhu řezaného dřeva (smrk, buk), použité technice práce, stavu opotřebení pily aj.

Na obrázku 9 jsou znázorněny vibrace osmi typů benzinových řetězových pil předních světových výrobců; vibrace byly snímány ve vertikálním směru při příčném přerézávání smrku, na přední a zadní rukojeti a při kmitočtu 125 Hz.

Je zřejmé, že nejnižší vibrace na přední a zadní rukojeti mají pily Stihl-050 AV a Partner R-17, které jsou vybaveny antivibračními rukojeťmi. Přesto však vzhledem k hygienicky přípustným hodnotám vibrací při přenosu v systému stroj — ruka — paže — tělo jsou vibrace všech uvedených typů pil značně vysoké. Při kmitočtu 125 Hz činí přípustná základní hladina zrychlení vibrací — 135 dB.

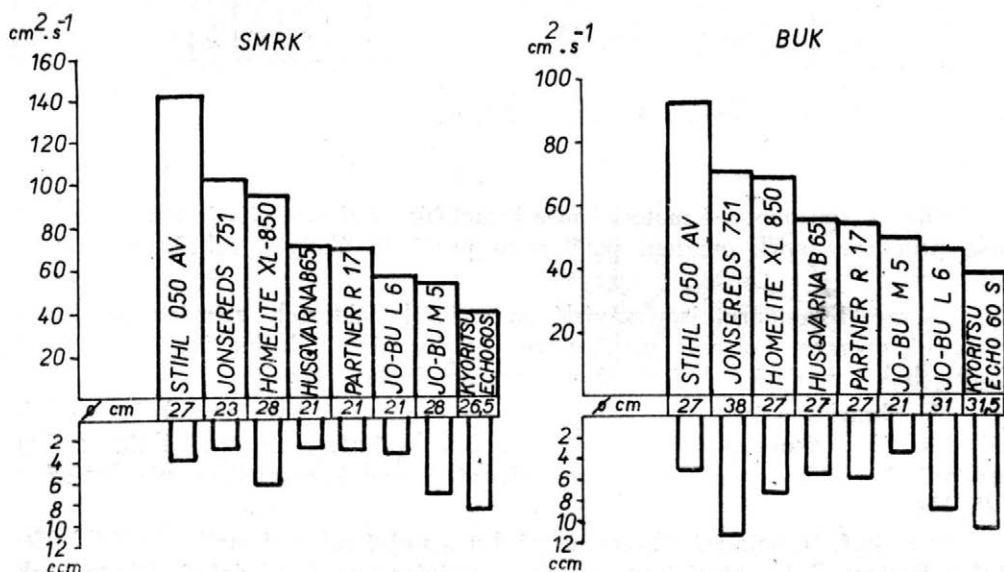
Vzhledem k nepříznivým účinkům vibrací a hluku na obsluhu stanoví dříve citovaná oborová norma, že při obsluze pily se musí pracovníci střídát tak, aby doba nepřetržité obsluhy jedním pracovníkem nebyla delší než jedna hodina a celková doba obsluhy aby za směnu trvala u jednoho pracovníka nejdéle dvě hodiny při výrobě rovnaného dříví a nejdéle tři hodiny při kácení dříví. Přestávky mají trvat nejméně dvojnásobnou dobu, než byla doba nepřetržité obsluhy pily a mají být vyplněny pracemi, při nichž nevznikají vibrace a nadměrný hluk.

Nejnovější výsledky výzkumu chorob z povolání při práci s motorovými pilami v lesní těžbě (Hůzl a kol. 1969) činí závěry, že vibrace jsou největším rizikem u lesních dělníků, pracujících s motorovou pilou. Dosud nebyla v celé ČSSR zjištěna odškodnitelná těžká profesionální nedoslýchavost u lesních dělníků; expoziční doba práce s motorovou pilou není zpravidla dostačující ke vzniku těžké profesionální nedoslýchavosti. V lesním hospodářství bylo podceňováno nebezpečí vazoneurózy, což způsobilo hojný výskyt této choroby a vyřazení nejlepších pracovníků s motorovými pilami.

Omezení práce s motorovou pilou na dvě až tři hodiny denně se pokládá za nedostačující a doporučuje se ještě větší omezení, a to na jednu hodinu denně.

Jak již bylo řečeno dříve, posuzuje se efekt práce motorové řetězové pily podle tzv. řeznosti.

Na obrázku 10 je znázorněna maximální dosažená řeznost osmi typů benzinových řetězových pil při svislém přerezávání smrku a buku; na vodorovné ose jsou vyznačeny průměry, při kterých bylo největšího řezného efektu dosaženo. Ve spodní části histogramu je vyznačena odpovídající spotřeba pohonných hmot.



10. Maximální dosažená řeznost osmi typů benzinových řetězových pil při svislém přerezávání smrku a buku

Při nasazení motorových řetězových pil do provozu je třeba dbát na to, aby v mechanizovaném výrobním těžebním procesu bylo dosaženo co největších úspor živé práce; jednou z možností takové úspory se jeví zavedení samostatné práce motoristy při kácení stromů jednomužnou motorovou pilou.

I když vhodnost samostatné práce motoristy byla již dříve prokázána, přesto se provozně neujala. Za hlavní příčinu je možno považovat skutečnost, že nebyla k dispozici vhodná mechanická pomůcka pro přetlačení stromu do směru pádu, která by byla snadno a lehce ovladatelná, vynikala by vysokou účinností a spolehlivostí zaručující bezpečnost a podstatné snížení námahy při přetlačování stromů.

Ve snaze řešit zmíněnou problematiku byla vyvinuta konstrukce a zhotoven ručně ovládaný hydraulický klín; na hydraulický klín byl udělen čs. patent č. 115503. Klín byl všestranně s úspěchem odzkoušen a byla navržena k výrobě ověřovací série.

Samostatná práce při kácení stromu za použití hydraulického klínu je patrná z obrázku 11. Nosnost hydraulického klínu je 20,50 Mp.

Pro samostatnou práci motoristy v předmýtní těžbě byla vypracována páková

kombinovaná mechanická pomůcka, tzv. přetláčecí lopatka s obracákem. Při použití lopatky je možno vyvinout max. zvedací sílu 3,3 Mp. Práce s lopatkou je značně namáhavá; je znázorněna na obrázku 12. Na zádech dělníka je umístěna vysílací část telemetrické měřicí soupravy pro zjišťování energetického zatížení obsluhy.

Použitím obou popsaných mechanických pomůcek se podstatně zproduktivní práce při těžební činnosti.



11. Samostatná práce při kácení stromu za použití hydraulického klínu

Předpokladem vysoké řezné, a tím i provozní výkonnosti řetězových pil je technicky správná údržba řezací části, zejména řetězu. S dovozem jednomužných řetězových pil západních výrobců přenesl se i způsob ostření řetězů, a to ručně pomocí kulatých pilníků. Tento způsob je sice zdánlivě jednoduchý a levný, avšak jeho dlouhodobé používání ukázalo, že nezaručuje požadovanou kvalitu ostření, porušuje poměrně složitou geometrii hoblovacích zubů, nezaručuje dodržení předepsaných úhlů ostření, je zdoluhavý apod.

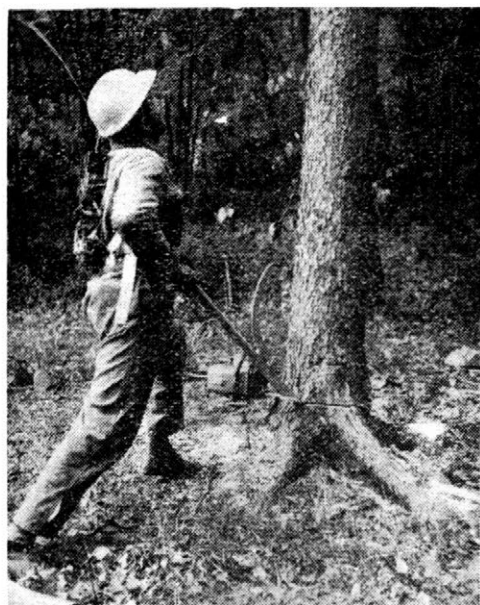
Za účelem podstatného zproduktivnění a zkvalitnění údržby hoblovacích řetězů řetězových pil byla vypracována konstrukce univerzální elektrické ostříčky, kterou je možno provádět veškeré úkony při údržbě řetězu, tj. zejména ostření, kontrolu výškového rozdílu mezi omezovacími a řeznými zuby a snižování omezovacích zubů. Na univerzální ostříčku byl udělen čs. patent č. 95465 (obr. 13).

Použití ostříčky zvyšuje produktivitu práce o 340 %. Pod označením BPR se vyrábí sériově.

Z Á V Ě R

Motorové řetězové pily se spalovacími a elektrickými motory, vyráběné a používané v současné době, se vyznačují vysokou technickou úrovní. Mají mnoho specifických konstrukčních řešení a originálních prvků.

Rok od roku počet typů řetězových pil vzrůstá a zdokonaluje se jejich konstrukce.



12. Práce s přetláčecí lopatkou s obracákem



13. Univerzální elektrická ostříčka

Pro posouzení konstrukční dokonalosti, celkové vhodnosti a spolehlivosti řetězových pil je nezbytná soustava speciálních měřicích aparatur s využitím nejmodernějších měřicích přístrojů a měřicích metod.

Problematika speciálních měřicích aparatur pro účely měření hlavních technických parametrů řetězových pil se řeší již několik roků výzkumně na katedře lesnické mechanizace a automatizace lesnické fakulty VŠZ v Brně. Řetězové pily se zde všestranně testují, aby mohly být zvoleny nejvhodnější typy.

Výzkumně — badatelským způsobem — se řeší analýza základních vztahů technických parametrů řetězových pil se zřetelem na jejich výkonnost, mechanické kmitání a akustické jevy.

S ohledem na provozní použití řeší se řada technicko-technologických problémů; jde zejména o vhodnou techniku práce při odvětvování, o organizaci práce, o zavedení samostatné práce motoristy při kácení stromů jednomužnou pilou, o zavedení vysoce produktivní a kvalitní údržby hoblovacích řetězů apod.

Bylo vypracováno několik originálních konstrukcí měřicích aparatur, jež jsou předmětem čs. patentů.

Značného zproduktivnění a usnadnění práce při kácení stromů jednomužnou řetězovou pilou se dosáhne při použití navržených mechanických pomůcek, zejména ručně ovládaného hydraulického klínu s vysokou nosností.

Údržbu řezacích řetězů významně zproduktivňuje a zkvalitňuje použití univerzální elektrické ostříčky.

Obtížně řešitelným problémem zůstávají nadále vibrace řetězových pil a jejich škodlivý účinek na zdraví obsluhy.

Literatura

- ANDERSEN CH., 1969, Mätning av vibrationer. Skogen 56, 5 : 149-150.
- BAILEY J., 1964, Noise and Vibration in Chain Saws. Mc Culloch Corp.
- HUZL a kol., 1969, Choroby z povolání vzniklé při práci s motorovými pilami v lesní těžbě. Lesnictví 8 : 675-684.
- JAKOVLEV a kol., 1969, Шум и вибрация оборудованная лесной промышленности и пути их снижения. Москва.
- KAMINSKY G., 1968, Ein Maßstab für die Beurteilung von Vibrationseinwirkungen bei der Arbeit mit Motorsägen. Forstarchiv 7 : 164.
- LISLAND T., 1968, Støy og vibrasjon i skogen. Skogbruk 14, 7/8 : 11-13.
- PETŘÍČEK V., 1959, K otázce techniky práce s jednomužnou řetězovou pilou. Lesnická práce 12.
- PETŘÍČEK V., BERKA J., 1965, Vibrace, hluk a jiné nepříznivé vlivy při práci s jednomužnými benzinovými pilami. Lesnický časopis 8 : 705-722.
- PETŘÍČEK V., 1967, Příspěvek k výkonnosti jednomužných benzinových řetězových pil. Lesnický časopis 2 : 165-178.
- PETŘÍČEK V., 1967, K problematice elektrických řetězových pil. Lesnický časopis 7 : 585-608.
- PETŘÍČEK V., 1967, Jednomužná benzinová pila Stihl — 040 s antivibračními rukojeťmi. Lesnická práce 1.
- PETŘÍČEK V., 1968, Zdroje hluku a vibrací při provozu benzinových a elektrických řetězových pil. Sborník ČSVTS : 191-202, Žilina.
- PETŘÍČEK V., 1969, K problematice zkoušení motorových pil. Lesnictví 5 : 453-463.
- PETŘÍČEK V., 1969, Příspěvek k údržbě hoblovacích řetězů řetězových pil. Sborník VŠZ Brno : 181-193.
- PETŘÍČEK V. a kol., 1969, Zpráva o výsledku zkoušek jednomužných pil Stihl — 050 AV, Jonsereds — 751, Partner R-17, Husqvarna B 65, JO-BU-M5, JO-BU-L6, Homelite XI-850, Kyoritsu Echo 605. Č. 004, Brno.
- PETŘÍČEK V., 1970, Příspěvek k problematice mazání a opotřebení řezacích částí řetězových pil. Lesnictví 2 : 137-152.
- PETŘÍČEK V., CHLÁDEK G., 1970, Samostatná práce motoristy při kácení stromů jednomužnou motorovou pilou. Lesnictví 4 : 327-344.
- PETŘÍČEK V., — Bruska na hoblovací řetězy motorových pil. Čs. patent č. 95465.
- PETŘÍČEK V., NOVOTNÝ Z., — Ruční hydraulický klín pro kácení stromů při použití motorové pily. Čs. patent č. 115503.
- PETŘÍČEK V., PERNICA J., — Zařízení pro měření základních technických parametrů motorových řetězových pil. Čs. patent č. 127662.
- SÖRENSSON B., 1969, Motorsägars vibrationer. Skogen, 56, 3 : 86-87.

Došlo dne 18. 6. 1970

Моторные цепные пилы, их испытание и эксплуатация

Моторные цепные пилы с двигателем внутреннего сгорания и с электродвигателем, выпускаемые и применяемые в настоящее время, отличаются высоким техническим уровнем, множеством специфических конструктивных решений и оригинальных элементов.

Из года в год количество типов цепных пил возрастает, и совершенствуется их конструкция.

Для оценки совершенства конструкции, общей применимости и надежности цепных пил необходима система специальной измерительной техники с применением современных измерительных приборов и методов измерений.

По проблематике специальной измерительной аппаратуры для измерений главных технических параметров цепных пил уже в течение нескольких лет ведутся научно-исследовательские работы на кафедре лесной механизации и автоматизации лесного факультета Сельскохозяйственного института в Брно. Цепные пилы здесь всесторонне тестируются, для того, чтобы из них можно было выбрать наиболее подходящие типы.

Научно-исследовательским способом анализируются основные зависимости технических параметров цепных пил с учетом их производительности, механической вибрации и акустических явлений.

С учетом эксплуатации решается ряд технико-технологических проблем: в особенности правильная техника работ при обрубке сучьев, организация труда, введение само-

стоятельной работы моториста при валке деревьев пилой, обслуживаемой одним человеком, высокопродуктивный и качественный уход за строгальными цепями и т. п.

Было разработано несколько подлинных новых конструкций измерительных аппаратур, на которые имеются чехословацкие патенты.

Значительного повышения производительности и облегчения труда было достигнуто при валке деревьев цепной пилой, обслуживаемой одним человеком, при применении предложенных механических приспособлений, особенно управляемого ручного гидравлического клина с высокой грузоподъемностью.

Производительность и качество ухода за цепными пилами значительно повышается благодаря применению универсальной электрической точилки.

Вибрация цепных пил и ее очень вредное влияние на здоровье обслуживающего персонала и в будущем остается трудно решаемой проблемой.

Power Chain, their Checking and Operation

Power chain saws driven by combustion or electrical motors produced and used at the present time are characterized by a high technical quality. They have many specific constructional peculiarities and original elements.

Year by year, the number of the types of chain saws gets higher, and their construction in being continuously improved.

A set of special measuring apparatuses, with the application of the most advanced measuring devices and measuring methods, appears necessary for the evaluation of the construction, of the general applicability and reliability of chain saws.

The problem of special measuring devices for the purposes of the measurement of the main technical parameters of chain saws has been solved for several years by the Department of Mechanization and Automation of the Sylvicultural Faculty of the Agricultural University, Brno. Here, chain saws are being checked from all aspects so that the best suitable types can be chosen.

A scientific-research attitude is taken to the solution of the problems of the analysis of the basic relations of the technical parameters pertaining to chain saws. The main aspect taken into account are the efficiency of the saws, mechanical vibration and acoustic phenomena.

As far as the practical use of the saws is concerned, a number of technical and technological problems are now subject to examination: this applies particularly to the suitable technique of work in lopping of branches, to the organization of work, to the introduction of an independent work of the motor-cutter in the felling of trees by means of one-man saw, to the introduction of high-productivity and high-quality maintenance of planing chains, etc.

Several original constructions of measuring apparatuses which are subject to Czechoslovak patents have been developed.

A considerable improvement of the productivity and a facilitation of work in the felling of trees by means of one-man saw can be achieved with the application of the proposed mechanical aids, particularly with the use of hand-controlled hydraulic wedge of a high carrying capacity.

The quality and productivity of the maintenance of the cutting chains is considerably improved by means of the use of a universal electrical sharpener.

The vibrations of chain saws and their harmful effect on the health state of the operators remain the problem difficult to solve.

Motorkettensägen, ihre Proben und Betrieb

Die gegenwärtig erzeugten und benützten Motorkettensägen mit Verbrennungs- und Elektromotoren haben ein hohes technisches Niveau. Sie haben viele spezifische Konstruktionslösungen und originale Elemente.

Jährlich steigt die Zahl der Kettensägentypen und ihre Konstruktion wird verbessert.

Zur Beurteilung der Konstruktionsvollendung, der allgemeinen Eignung und Verlässlichkeit der Kettensägen ist ein System spezieller Meßapparaturen mit der Ausnützung der modernsten Meßgeräte und Meßmethoden unentbehrlich.

Die Problematik der speziellen Meßapparaturen zum Messen der wichtigsten technischen Parameter der Kettensägen wird bereits einige Jahre forschungsge-

mäß auf dem Lehrstuhl für forstwirtschaftliche Mechanisierung und Automatisierung der forstwirtschaftlichen Fakultät der Landwirtschaftlichen Hochschule in Brno gelöst. Kettensägen werden hier allseitig getestet, damit die günstigsten Typen ausgewählt werden können.

Forschungsweise wird die Analyse der grundsätzlichen Verhältnisse der technischen Parameter der Kettensägen mit Rücksicht auf ihre Leistungsfähigkeit, mechanisches Schwingen und akustische Erscheinungen gelöst.

Mit Rücksicht auf die Betriebsbenützung wird eine Reihe von technisch-technologischen Problemen gelöst: es handelt sich besonders um eine günstige Arbeitstechnik beim Entasten, um die Arbeitsorganisation, um Einführung der selbständigen Arbeit des Motorarbeiters beim Baumfällen mit einer Einmannsäge, um Einführung einer hochproduktiven qualitativen Instandhaltung der Hobelketten usw. Es sind einige originellen Konstruktionen der Meßapparaturen, die Gegenstand der tschechoslowakischen Patente sind, ausgearbeitet worden.

Durch die Benützung der vorgeschlagenen Mechanisierungsmittel, besonders des handbetätigten hydraulischen Keils mit einer hohen Tragkraft beim Fällen von Bäumen mit einer Einmannsäge wird beträchtlich die Produktivität erhöht und die Arbeit erleichtert.

Die Benützung einer universalen elektrischen Schärfmaschine erhöht beträchtlich die Produktivität und Qualität der Instandhaltung der Schneideketten.

Vibrationen der Kettensägen und ihre sehr schädliche Wirkung auf die Gesundheit des Bedienungspersonals bleiben auch weiterhin ein schwer lösbares Problem.

Scies mécaniques à chaîne, leur vérification et exploitation

Les scies mécaniques à chaîne, équipées de moteurs à combustion interne et électrique, fabriquées et utilisées à l'heure actuelle, sont caractéristiques par un niveau technique élevé. Leur construction présente beaucoup de solutions spécifiques et d'éléments originaux.

Le nombre de types de scies à chaîne augmente d'année en année et leur construction se perfectionne. C'est le système d'appareillages spéciaux de mesure, utilisant les dispositifs et les méthodes les plus modernes, qui est indispensable à l'évaluation de la perfection de construction, l'opportunité et la fiabilité générales des scies à chaînes.

La problématique des appareillages de mesure spéciaux destinés à la mesure des paramètres techniques principaux des scies à chaîne est confiée à la recherche, effectuée à la chaire de mécanisation et d'automation forestières de la faculté forestière de la Haute école d'agriculture à Brno. On suit ici les scies à chaîne au testage multilatéral, afin qu'on puisse choisir les types les plus convenables.

On soumet à la recherche scientifique l'analyse des rapports principaux existant entre les paramètres techniques des scies à chaîne, compte tenu de leur débit, de la vibration mécanique et des phénomènes acoustiques.

En regard de leur utilisation en pratique, on soumet à la solution tout une série de problèmes techniques et technologiques: il s'agit notamment d'une technique de travail convenable lors de l'ébranchage, de l'organisation du travail, de l'introduction du travail autonome du mécanicien lors de l'abattage des arbres à l'aide d'une scie à un homme et de l'application de l'entretien de qualité et productif des chaînes raboteuses.

On a élaboré plusieurs constructions originales d'appareillages de mesure qui constituent l'objet des brevets tchécoslovaques.

On facilite, en rendant en même temps beaucoup plus productif le travail lors de l'abattage des arbres au moyen de la scie à chaîne à l'homme, lorsqu'on

utilise les instruments mécaniques proposés, notamment le coin hydraulique manipulé à la main, accusant une force portante élevée.

C'est l'emploi de l'affûteuse électrique universelle qui améliore et rend beaucoup plus productif l'entretien des chaînes coupantes.

Il y a cependant des problèmes dont la solution est toujours difficile, à savoir la vibration des scies à chaîne et son effet très nocif pour la santé des hommes de service.

Adresa autora:

Doc. ing. Vsevolod Petříček, CSc., Vysoká škola zemědělská, lesnická fakulta,
Brno
kde:

Jedním ze základních předpokladů pro výrobu jakostního mléka je dodržování všech hygienických požadavků při jeho získávání (omývání vemen teplou vodou, popř. dezinfekčním roztokem, pečlivé čištění a dezinfekce dojcích zařízení a všech nádob na mléko atd.), aby počet mikroorganismů v nadojeném mléce byl co nejnižší. Účelem ošetřování mléka v zemědělských závodech je potom zabránit jeho další infekci a rozmnožování mikroorganismů, jež již v mléce jsou. Původní jakost nadojeného mléka nelze jeho správným ošetřováním zlepšit, avšak je možné ji udržet na téměř stejném stupni až do odvozu.

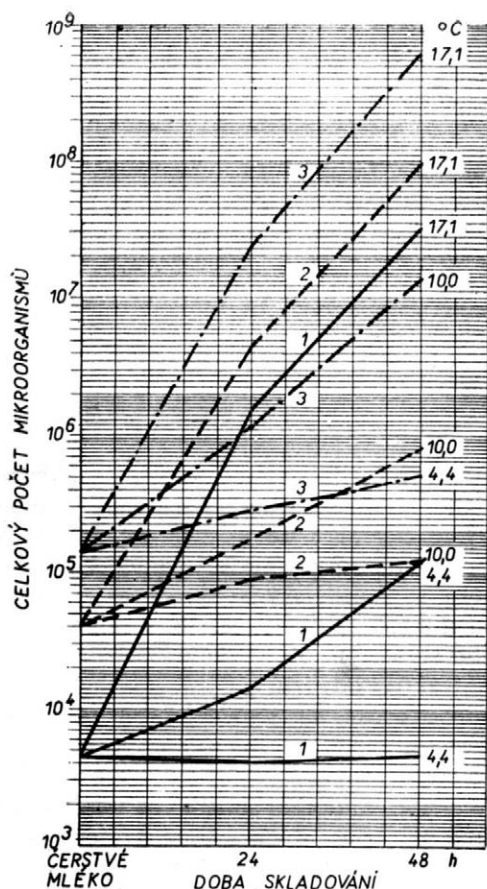
Účinné zchlazení mléka je při jeho ošetřování na zemědělských závodech nejdůležitější, protože teplota je rozhodujícím činitelem, ovlivňujícím růst mikroorganismů. Podle vlivu teploty na počet mikroorganismů při různé době skladování mléka lze považovat za dostatečné teprve zchlazení mléka na teplotu 4° až 5 °C, má-li se mléko uchovávat 24 hodiny, popř. i více. Vliv hygienických podmínek při získávání mléka na počet mikroorganismů v čerstvém mléce a zároveň vliv různé teploty i doby skladování na zvýšení celkového počtu mikroorganismů v 1 ml mléka je znázorněn na obr. 1.

Protože nelze dosáhnout požadovaných teplot mléka (4° až 5 °C, popř. ještě nižších) bez strojního chlazení, je nezbytné, aby zemědělské závody byly vybaveny vyhovujícími linkami pro chlazení mléka, které musí zajišťovat splnění požadavků stanovených na ošetřování mléka.

POŽADAVKY NA CHLAZENÍ MLÉKA

Při sestavování linek chlazení mléka na zemědělských závodech, při konstrukci chladicích zařízení a hodnocení různých způsobů chlazení je třeba vycházet z požadavků, které byly nejdříve stanoveny v zootechnických požadavcích na chladicí nádrže (VÚZT v roce 1960) a později začleněny do normy (ČSN 46 6104 „Ošetřování a uchování syrového mléka po nadojení“ — 1967). Podle toho je třeba v ČSSR dodržovat při ošetřování mléka v zemědělských závodech tyto nejdůležitější základní požadavky:

- Mléko se musí ošetřovat ihned po nadojení (nikoliv až po skončeném dojení).
- Bezprostředně po nadojení musí být umožněno čištění mléka na vatových nebo jiných vhodných filtrech. Mléko není nutné čistit v těch případech, kdy hygienické získávání mléka a technické uspořádání dojcích zařízení zaručuje jeho čistotu.



1. Vliv teploty a doby skladování na celkový počet mikroorganismů v 1 ml mléka získaného za dobrých (1), dostatečných (2) a nedostatečných (3) hygienických podmínek (podle Myricka)

musí mléko udržovat až do odvozu na nízké teplotě, která nemá přestoupit $+7^{\circ}\text{C}$.

— Skladuje-li se mléko v úchovných nádržích nebo cisternách, nesmí se v nich mléko zchlazené míchat s nezchlazeným.

Uvedené požadavky platné v ČSSR na chlazení mléka v zemědělských závodech odpovídají požadavkům stanoveným ve státech s vyspělým mlékařstvím. Rozdíl je v tom, že v zahraničí se obvykle používá jedna chladicí nádrž s větším objemem na mléko ze dvou nebo čtyř dojení a připouští se tedy běžně mísení teplého mléka s mlékem vychlazeným (předpisy ve Velké Británii vyžadují, jak uvádí Hall 1964, aby teplota mléka přitom nevystoupila nad 9°C ; v Dánsku podle Andersen 1966 nad 10°C ; s tím pak souvisejí přísnější požadavky na rychlost chlazení).

Československá norma mísení teplého mléka s již vychlazeným mlékem sice dovoluje, avšak nedoporučuje (v řadě případů se mísení nelze vyhnout, protože by zůstal nevyužit objem nádrží). S tím souvisí požadavek, aby v mléčnici byly nejméně dvě chladicí nádrže. Oba tyto požadavky lze v současné době pokládat za oprávněné z hlediska zajištění dodávky jakostního mléka. Vzhledem k velikosti

— Chladicí nádrže musí zajistit zchlazení mléka z počáteční teploty $+30$ až $+35^{\circ}\text{C}$ nejdéle za 60 až 90 minut na teplotu alespoň $+10^{\circ}\text{C}$ a za dalších 60 minut na teplotu $+5^{\circ}\text{C}$ (tzn., že mléko se musí chladit od zahájení dojení a za 60 až 90 minut od začátku přítoku mléka do nádrže musí být teplota celého obsahu nádrže nejvýše $+10^{\circ}\text{C}$ a za dalších 60 minut, tj. nejdéle celkem za 150 minut od počátku přítoku mléka, musí být teplota $+5^{\circ}\text{C}$). Průtokové chladíče (např. deskové nebo jiné typy) musí pak zajistit zchlazení přitékajícího mléka z teploty $+30^{\circ}\text{C}$ až 35°C již při jeho průtoku tak, aby z chladíče vytékalo mléko o teplotě $+5^{\circ}\text{C}$.

— Používají-li se chladicí nádrže, musí být v mléčnici vždy nejméně dvě, z nichž jedna se plní mlékem při večerním a druhá při ranním dojení. Je-li více nádrží, mají se plnit postupně. Při větším počtu nádrží v mléčnici je zajištěno i při případné poruše některé nádrže alespoň částečné chlazení mléka v dalších nádržích (tzn., že zchlazené večerní mléko se může přečerpat do porouchané nádrže a ranní mléko se může chladit v nádrži, která je v činnosti).

— Je nežádoucí mísit zchlazené mléko s mlékem nezchlazeným. Pokud je nezbytné je mísit, nesmí teplota při mísení přestoupit $+10^{\circ}\text{C}$.

— Při skladování (uchování) se

stájí pro dojnice v našich zemědělských závodech je množství mléka denně ošetřované v jedné mléčnici dostatečné k tomu, aby se mohly používat alespoň dvě chladicí nádrže s takovými objemy, při nichž budou ekonomické ukazatele chlazení vyhovující.

Pro plánované zavedení obdenního svozu mléka bude však nutné ověřit, jsou-li nyní požadované teploty a doby chlazení dostatečné. Např. v NSR (Seelmann 1966) se podle výsledků zkoušek požaduje pro obdenní svoz mléka a obecně pro mléko, které se dostane do mlékárny za dobu delší než 24 hodiny od nadojení, chlazení již během dojení tak, aby se za dvě hodiny zchladilo na teplotu 4° až 3°C a aby při této teplotě bylo udržováno až do odvozu

MNOŽSTVÍ OŠETŘOVANÉHO MLÉKA A JEHO PŘÍTOK DO MLÉČNICE

Množství mléka, které se bude denně v mléčnici chladit, závisí na počtu dojených dojníc a na jejich dojivosti. Podle množství chlazeného mléka je třeba volit sestavu linky (např. počet chladicích nádrží, aby využití jejich objemu se co nejvíce přibližovalo 100 %). Přitom je nutné počítat s dobou skladování mléka v mléčnici, která je závislá na odvozu mléka mlékárnou (ráno, dopoledne, denně, obden). Doba skladování mléka rozhoduje pak o objemu úchovných cisteren, jsou-li zařazeny do linky.

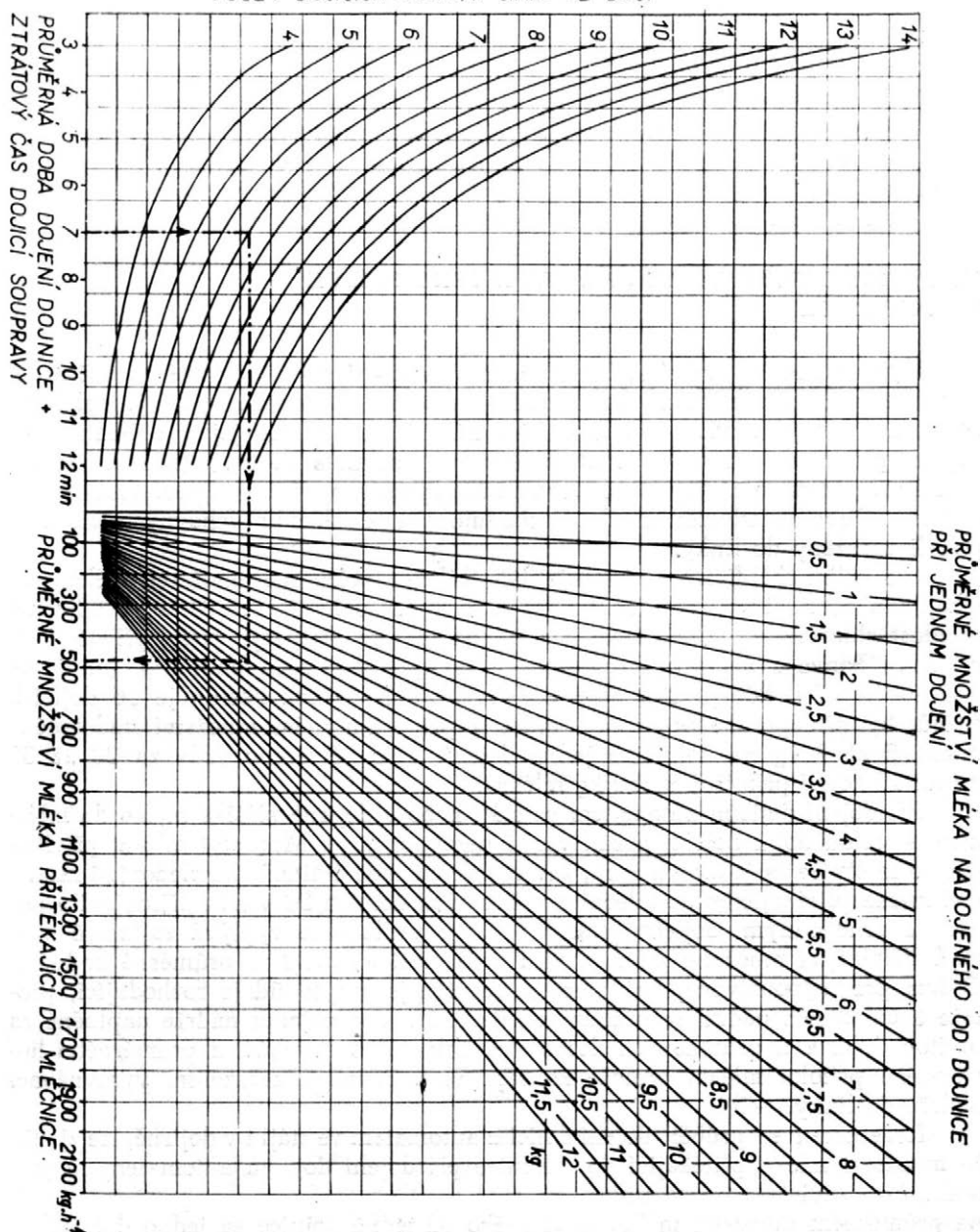
Pro volbu chladicích zařízení je dále důležité průměrné množství mléka, přitékajícího do mléčnice za jednotku času, aby se spolehlivě zajistila požadovaná rychlost chlazení. U dojicích zařízení s konvemi se přivázejí, popř. přinášejí do mléčnice konve s nadojeným mlékem v určitých časových obdobích (např. ve čtyřřadové stáji, kde je 200 dojených dojníc a 8 dojiček obsluhuje 16 dojicích strojů, by při správné organizaci práce a při průměrném množství nadojeného mléka 5 až 7 kg na dojnici a jedno dojení, bylo přivezeno vždy za 20 až 30 minut 16 konví přibližně s 250 kg mléka).

Při dojení dojicím automatem ve stáji nebo v dojírně přitéká mléko do mléčnice po celou dobu dojení, avšak velmi nerovnoměrně. Množství mléka, přitékajícího do mléčnice za jednotku času, závisí pak na řadě činitelů. Ze sledování množství mléka přitékajícího do mléčnice v časových úsecích 30 vteřin při dojení v dojírně s průchodnými dojicemi stáními šikmo vedle sebe vyplývá zajímavé zjištění. Přitékající množství mléka kolísá v rozmezí až $\pm 50\%$ průměrné hodnoty. Ovšem pro nejpoužívanější chladicí zařízení nejsou tyto údaje rozhodující, protože u chladicích nádrží se vychází z chlazení celého objemu nádrže naplněné za určitou dobu a u průtokových deskových chladičů se vychází z průměrného hodinového přítoku mléka, protože kolísání se vyrovnává zařazením vyrovnávací nádrže do linky.

Rozebere-li se průběh dojení dojicím automatem ve stáji i v dojírně, lze zjistit, že množství mléka přitékajícího do mléčnice při dojení dojicím automatem za jednotku času závisí na těchto činitelích:

- na průměrném množství mléka nadojeného od jedné dojnice za jedno dojení;
- na počtu dojicích souprav, jimiž se dojí;
- na průměrné době dojení jedné dojnice strojem (vyplývající z dojivosti a dojitelnosti dojnice a ovlivňované prací dojiče při dojení a způsobem práce dojicího zařízení spolu s jeho konstrukcí);
- na průměrném ztrátovém čase dojicí soupravy, připadající na jednu dojnici za jedno dojení (daném způsobem dojení a ovlivňovaném hlavně organizací práce při dojení).

POČET DOJICÍCH SOUPRAV JIMIŽ SE DOJÍ



2. Nomogram pro stanovení průměrného množství mléka přitékajícího do mléčnice. Příklad: Při dojení 8 dojicími soupravami, je-li průměrná doba dojení jedné dojnice spolu s průměrným ztrátovým časem dojicí soupravy 7 min a průměrné množství mléka nadojené od dojnice při jednom dojení 7 kg, bude průměrný přítok mléka do mléčnice činit 480 kg h⁻¹

Obecně lze stanovit množství mléka přitékající do mléčnice podle vztahu:

$$Q_m = \frac{M \cdot N \cdot 60}{t_{ds} + t_v}$$

- kde: Q_m — množství mléka přitékající do mléčnice (kg h^{-1})
 M — průměrné množství mléka, nadojené od jedné dojnice za jedno dojení (kg)
 N — počet dojících souprav, jimiž se dojí
 t_{ds} — průměrná doba dojení dojnice strojem (min)
 t_v — průměrný ztrátový čas dojící soupravy, připadající na jednu dojnici (min)

K rychlému zjištění množství mléka přitékajícího do mléčnice lze sestavit jednoduchý nomogram (obr. 2).

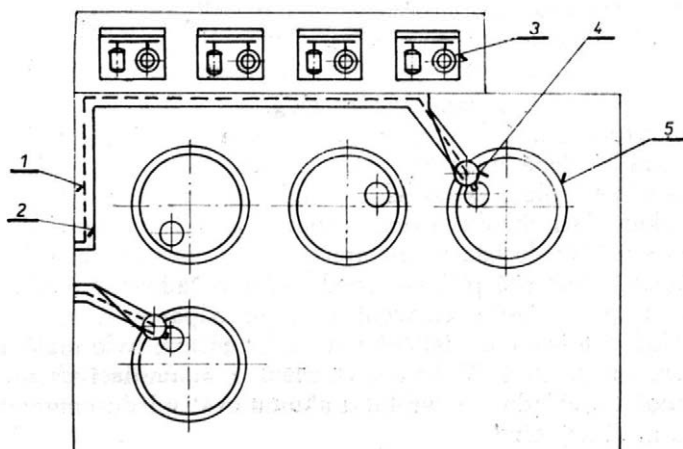
SESTAVY LINEK CHLAZENÍ

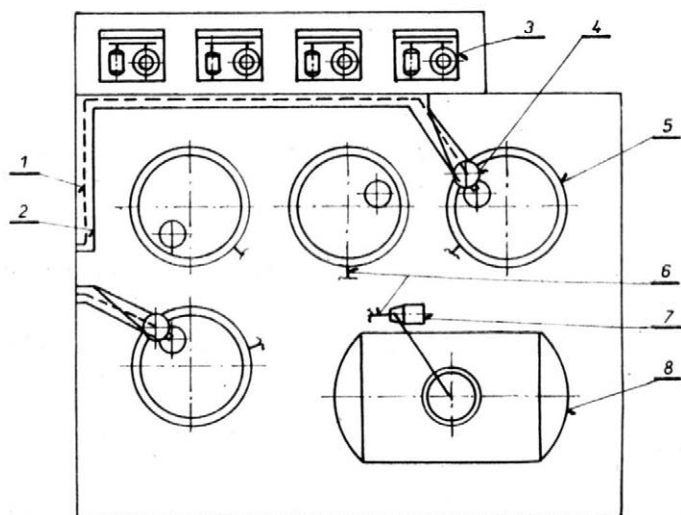
Pro ošetřování větších množství mléka jsou nejvýhodnější linky s chladicími nádržemi nebo linky s průtokovými chladiči a úchovnými cisternami. Jiná chladicí zařízení (chladicí prstence, turbinové chladiče, ponorné chladiče, povrchové chladiče atd.) nelze považovat z různých hledisek za vyhovující (některá jsou určena pro chlazení mléka v konvích; u jiných by byla při větších množstvích mléka dlouhá doba chlazení; u povrchových chladičů je snadná možnost kontaminace mléka a jejich zařazení do linky vyžaduje další stroje nebo složité stavební uspořádání apod.).

Nejrozšířenějším způsobem chlazení mléka v zemědělských závodech se v posledních letech stalo chlazení v chladicích nádržích, které lze pokládat zároveň za nejvhodnější z hlediska provozu. Do chladicí nádrže přitéká mléko ihned po nadojení, zchladzuje se v ní na požadovanou teplotu a skladuje se při nízké teplotě až do odvozu. Sestava linek s chladicími nádržemi je tedy velmi jednoduchá. Při svozu mléka každý den tvoří linky určitý počet nádrží, jejichž objem odpovídá množství denně ošetřovaného mléka (obr. 3). Sváží-li se mléko obden, lze sestavit linku z chladicích nádrží pro množství mléka nadojeného za den a z úchovných tepelně izolovaných cisteren, jejichž objem musí rovněž stačit pro skladování mléka nadojeného za den. Mléko po zchlazení na požadovanou teplotu v chladicí nádrži by se pak přečerpávalo do úchovných cisteren čerpa-

3. Sestava linky s chladicími nádržemi při denním odvozu mléka

- 1 — podtlakové potrubí
 2 — mléčné potrubí
 3 — kondenzační chladicí jednotka
 4 — přerušovač podtlaku
 5 — chladicí nádrž





4. Sestava linky s chladicími nádržemi při obdenním odvozu mléka
 1 — podtlakové potrubí
 2 — mléčné potrubí
 3 — kondenzační chladicí jednotka
 4 — přerušovač podtlaku
 5 — chladicí nádrž
 6 — spojení čerpadla s výtokovým ventilem chladicí nádrže při odčerpávání zchlazeného mléka do cisterny
 7 — čerpadlo mléka
 8 — úchovná cisterna

dlem mléka, popřípadě by se přesávalo podtlakem (podtlakové cisterny). V chladicích nádržích by se zase chladilo mléko nadojené druhý den. (obr. 4).

Chladicí nádrž se vždy skládá z vlastní nádrže na mléko, vnějšího pláště s tepelnou izolací, víka a míchadla mléka. Podle způsobu chlazení je součástí chladicí nádrže kondenzační chladicí jednotka, případně ještě akumulátor chladu s čerpadlem ledové vody. Prostor mezi pláštěm a nádrží na mléko je uspořádán podle způsobu chlazení:

- prostorem protéká voda z vodovodu (způsob chlazení studenou vodou — používá se výjimečně) nebo ledová voda (nepřímý způsob chlazení), zchlazená v akumulátoru chladu, odkud se čerpá čerpadlem;

- v prostoru je výparník kondenzační chladicí jednotky, mezi nímž a nádrží na mléko je speciální vodivá hmota, popř. je dno nádrže přímo stěnou výparníku (způsob chlazení přímým odparem chladiva);

- prostor je nádrží na vodu, v níž je volně zasunut výparník kondenzační chladicí jednotky (způsob chlazení s akumulací chladu přímo ve stěnách nádrže);

- na stěny nádrže s mlékem je rozstřikovávána ledová voda čerpaná z akumulátoru chladu umístěného pod nádrží, popř. vedle nádrže (u horního okraje nádrže je kolem celého jejího obvodu trubka s otvory, do níž se čerpá ledová voda, která se otvory rozstřikuje na stěny nádrže a stéká po nich).

Vzhledem k podmínkám chlazení mléka v zemědělských závodech (rychlé zchlazování mléka již v průběhu dojení, tj. při jeho přítoku do mléčnice, poměrně v krátké době dvakrát, výjimečně třikrát denně; udržování zchlazeného mléka na nízké teplotě až do odvozu atd.) lze označit za nejvhodnější způsoby chlazení s akumulací chladu. Tyto způsoby chlazení vyhovují jak z hlediska technologického (nemůže docházet k namrzání mléka na stěnách nádrže apod.), tak provozního (menší okamžité příkony apod.). Pro požadované rychlosti chlazení mléka by bylo třeba při způsobu chlazení přímým odparem velmi výkonných kondenzačních chladicích jednotek, jejichž využití by přitom bylo malé, avšak pořizovací náklady poměrně vysoké. Výhodou chlazení s akumulací chladu je to, že dostatečné množství chladu lze vyrobit a akumulovat v ledu namrzajícím na výparníku v době mezi dojeními.

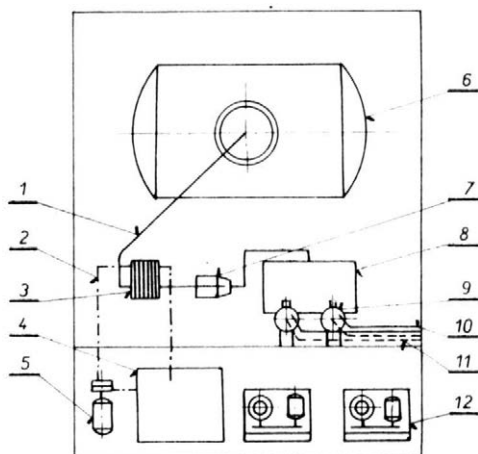
Vzhledem k velikosti stájí (100 až 200 dojnic) bude se v převážné většině mléčnic ošetřovat nejvýše 2000 kg, výjimečně 3000 kg mléka denně, nepočítá-li se s technologicky i provozně nevhodným převážením mléka uvnitř zemědělského závodu. Má-li se dále dodržet požadavek, aby v mléčnici byly vždy nejméně dvě chladičí nádrže, budou tedy přicházet v úvahu hlavně linky s chladičími nádržemi objemu 1000 l (u čtyřřadových stájí) a linky s chladičími nádržemi objemu 500 l (u dvouřadových stájí). Chladičí nádrže většího objemu, např. 2000 l, by se mohly podle toho uplatnit až v mléčnicích, kde se bude denně ošetřovat nejméně 4000 kg mléka. Výhodnost použití chladičích nádrží o objemu 2000 l ve srovnání však záviset na přímých nákladech chlazení, které podstatně ovlivňují celkové s chladičími nádržemi o objemu 1000 l i s linkou s průtokovým chladičem bude pořizovací náklady.

Pro linky s chladičími nádržemi se vyrábějí v ČSSR chladičí nádrže T-506 o objemu 500 litrů a chladičí nádrže řady T-1000 o objemu 1000 litrů.

Linku s průtokovým chladičem lze nejjednodušeji uspořádat tak, že v mléčnici bude mléko vytékat z přerušovačů podtlaku do vyrovnávací nádrže, z níž se bude ihned v průběhu dojení čerpat čerpadlem mléka přes deskový chladič do tepelně izolovaných cisteren (obr. 5). Na deskovém chladiči se bude mléko chladit ledovou vodou čerpanou z akumulátoru chladu (je také možné použít vyráběných blokových chladičích jednotek, avšak celá sestava linky bude složitější a zvýší se jak pořizovací náklady, tak přímé náklady na chlazení).

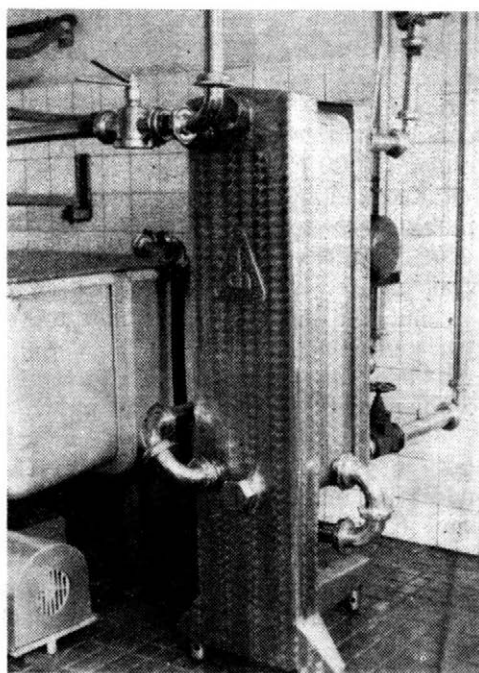
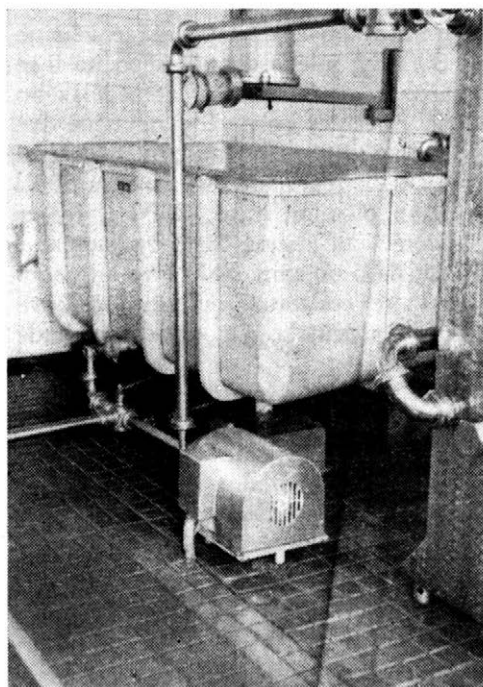
5. Sestava linky s průtokovým chladičem

- 1 — mléčné potrubí chladičského zařízení
- 2 — potrubí ledové vody
- 3 — deskový chladič
- 4 — akumulátor chladu
- 5 — čerpadlo ledové vody
- 6 — úchovná cisterna
- 7 — čerpadlo mléka
- 8 — vyrovnávací nádrž
- 9 — přerušovač podtlaku
- 10 — mléčné potrubí dojicího automatu
- 11 — podtlakové potrubí
- 12 — kondenzační chladič jednotka



K sestavě linky jsou nutné tyto stroje a zařízení:

Vyrovnávací nádrž z hliníkového plechu nebo z nerezavějící oceli, jejíž rozměry závisejí na počtu a umístění přerušovačů podtlaku (obr. 6). Např. v ústřední mléčnici pro dvě čtyřřadové stáje bude mléko do vyrovnávací nádrže vytékat ze čtyř přerušovačů podtlaku; v mléčnici u dojírny se 4 × 8 nebo 4 × 10 průchodnými dojícími stánými šikmo vedle sebe ze dvou přerušovačů podtlaku. Umístí-li se dva přerušovače podtlaku vedle sebe po délce nádrže a po jednom přerušovači na každém boku nádrže, postačí vyrovnávací nádrž s rozměry 1000 × 500 × 400 mm. Přitom bude její objem 200 litrů dostačující i pro případné použití automatického vypínání a zapínání chodu čerpadla podle výšky hladiny mléka v nádrži. Nádrž musí být v trubkovém stojanu, aby její horní okraj byl 900, popř. nejvýše 1000 mm od podlahy. K výtokovému otvoru, k němuž je spádováno dno nádrže,



6. Vyrovnávací nádrž s čerpadem mléka

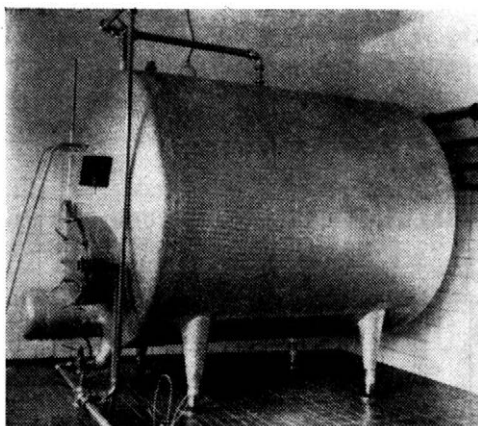
7. Deskový chladič DCHS 5 A

bude připojeno sací potrubí čerpadla mléka. Z vyráběných zařízení by bylo možné jako vyrovnávací nádrže použít nádrže na mléko a jiné tekutiny typ NVH o objemu 250 l (vnější rozměry 1420 × 820 × 495 mm), popř. 500 l (vnější rozměry 1420 × 820 × 760 mm).

Čerpadlo k dopravě mléka z vyrovnávací nádrže přes deskový chladič do cisteren může být jakékoliv, pokud vyhovuje požadavkům na dopravu mléka (tzn., že musí být z materiálu odpovídajícího potravinářským předpisům, lehce rozebíratelné, dobře čistitelné; musí dopravovat mléko stejnoměrně, bez nárazů a šetrně, aby se mléko nepěnilo a aby se příliš netříštily tukové kuličky). Výkon čerpadla by měl být v souladu s množstvím mléka přitékajícím do mléčnice a s výkonem deskového chladiče. Pro deskový chladič s výkonem 1000 l h⁻¹ postačí tedy čerpadlo mléka s výkonem 15 až 20 l min⁻¹ a pro deskový chladič s výkonem 1500 l h⁻¹ bude vyhovovat čerpadlo s výkonem 25 až 30 l min⁻¹. Dopravní výška čerpadla bude záviset na uspořádání linky a na tlakových ztrátách v deskovém chladiči i při dopravě (přibližně bude 20 m). Vhodné čerpadlo mléka požadovaného výkonu by bylo třeba zajistit buď výrobou (pokud by se využilo i v jiných potravinářských odvětvích), nebo dovozem. Použití vyráběného odstředivého čerpadla mléka ČO II S nelze pokládat za výhodné, protože se vzhledem k jeho velkému výkonu 8000 l h⁻¹ musí vkládat do výtlačného potrubí před chladič škrťací ventil. To nelze považovat za vyhovující z hlediska požadavků na dopravu mléka.

Deskový chladič lze použít v lince jak nástěnný, tak se stojanem. Podle množství chlazeného mléka přicházejí v úvahu chladiče s výkonem 1000 l h⁻¹ nebo 1500 l h⁻¹. Pro zchlazení mléka z teploty 35 °C na teplotu 5 °C za předpo-

kladu, že počáteční teplota ledové vody bude 1°C , konečná teplota ledové vody $6-7^{\circ}\text{C}$ a součinitel prostupu tepla 1200 až $1300 \text{ kcal h}^{-1} \text{ m}^{-2} \text{ deg C}^{-1}$, by měla být plocha deskového chladiče při výkonu 1000 l h^{-1} (1031 kg h^{-1} mléka) $1,77$ až $1,95 \text{ m}^2$ a při výkonu 1500 l h^{-1} (1546 kg h^{-1} mléka) $2,65$ až $2,93 \text{ m}^2$. Z deskových chladičů vyráběných v ČSSR pro mlékárenský průmysl by bylo možné zařadit do linky deskové chladiče smetany DCHS (obr. 7) a deskové chladiče vody nebo mléka CHXVM, které lze podle požadavku dodávat i pro menší výkony. Podle předpokladů lze usuzovat, že u chladičů DCHS by byla plocha dostatečná (při zapojení by se spojil výtok chladičů kapaliny z prvního dílu chladiče s přítokem do druhého dílu, takže ledová voda by protékala celým chladičem) a u chladičů CHXVM nadbytečná (bylo by nutné zmenšit počet desek).



8. Úchovná cisterna LIMA 6 N

Ležaté úchovné cisterny na mléko lze pokládat za vhodnější vzhledem k výšce mléčnice. Mohou být z hliníku nebo z nerezavějící oceli a musejí být tepelně izolované. Objem cisteren bude záviset na množství denně chlazeného mléka a organizaci jeho odvozu. Např. při denním odvozu mléka a při dojení 400 dojníc s průměrnou denní dojivostí 10 kg musí mít cisterna objem nejméně 4000 l ; při průměrné denní dojivosti 15 kg již objem 6000 l . Za stejných podmínek při odvozu mléka obden musí být v mléčnici cisterna nebo více cisteren o celkovém objemu 8000 l , popř. $12\,000 \text{ l}$. Z vyráběných cisteren lze použít v linkách úchovné cisterny LIMA o objemu 6000 l nebo $10\,000 \text{ l}$ (obr. 8).

Chladicí zařízení tvoří při akumulaci chladu kondenzační chladicí jednotka, akumulátor chladu a čerpadlo ledové vody. Kondenzační chladicí jednotky jsou vyráběny sériově. Pro zemědělský provoz jsou vhodnější chladicí jednotky chlazené vzduchem. Proto je třeba použít raději více jednotek chlazených vzduchem než jedné výkonnější chladicí jednotky chlazené vodou. Celkový výkon chladicích jednotek závisí na množství chlazeného mléka při jednom dojení.

Za vhodné uspořádání akumulátoru chladu, který se musí sestavit, lze pokládat kovovou tepelně izolovanou nádrž s víkem rovněž tepelně izolovaným, v níž jsou uloženy deskové výparníky. Velikost nádrže a celková plocha výparníku je určena předpokládaným postupem chlazení a množstvím chlazeného mléka při jednom dojení.

V tabulce I jsou uvedeny jako příklad základní údaje akumulátoru chladu podle teoretických úvah a výpočtů, při nichž se vycházelo z těchto hlavních předpokladů:

- Doba jednoho dojení 400 dojníc se bude pohybovat mezi 2 až 3 hodinami podle způsobu dojení (dojící automaty ve stáji, dojírny se 4×8 , popř. 4×10 průchodnými dojícími stánkami šikmo vedle sebe).

- Dojit se bude dvakrát denně. Doba mezi dojeními bude 9 až 10 hodin.

- Tepelné ztráty při akumulaci i chlazení (hlavně při dopravě ledové vody) budou činit nejvýše 20% z potřeby chladu.

I. Hlavní ukazatelé akumulátoru chladu (příklady podle teoretických výpočtů)

Ukazatel		Průměrná dojivost na dojnici za den		
		10 kg	12 kg	15 kg
Počet dojených dojníc		400	400	400
Množství mléka chlazeného během jednoho dojení (kg)		2 000	2 400	3 000
Množství chladu potřebné ke zchlazení mléka z teploty 35 °C na teplotu 5 °C (kcal)		56 300	67 600	84 500
Potřebný chladicí výkon na jedno dojení při tepelných ztrátách 20 % (kcal)		67 600	81 200	101 400
Hlavní vnitřní rozměry nádrže akumulátoru chladu	délka (mm)	1 400	1 400	2 100
	šířka (mm)	1 300	1 300	1 300
	výška (mm)	1 000	1 000	1 000
Celkové množství vody v akumulátoru chladu (l)		1 200	1 200	1 800
Plocha výparníku (m ²)		18	18	27
Množství ledu namrzlého na výparníku (kg)		500	600	750
Tloušťka vrstvy ledu (mm)		30–31	36–37	30–31
Kondenzační chladicí jednotky	typ	L 555	L 555	L 555
	počet	2	2	3
	celkový výkon při teplotě vypařování –10 °C a teplotě okolního vzduchu +30 °C (kcal h ⁻¹)	12 000	12 000	18 000
Doba chodu kondenzačních chladicích jednotek k zajištění potřebného chladicího výkonu (h)		5,7	6,8	5,7

— Doba chodu kondenzačních chladicích jednotek bude 12 až 14 hodin denně. Protože kondenzační chladicí jednotky budou v činnosti během dojení, které bude trvat 2 až 3 hodiny, musí v akumulátoru namrznout potřebné množství ledu vždy v průměru za 4 až 5 hodin.

K oběhu chladicí ledové vody lze použít např. samonasávací rotační čerpadla nebo odstředivá spirální čerpadla s vyhovujícím výkonem a dostatečným výstupním tlakem (dopravní výškou). Množství ledové vody, které musí protékat deskovým chladičem, závisí na výkonu chladiče a na rozdílu vstupních a výstupních teplot mléka i ledové vody. Za předpokladu, že mléko se má zchladit z teploty 35 °C na teplotu 5 °C a že počáteční teplota ledové vody při vstupu do chladiče bude 1 °C a konečná teplota při výstupu z chladiče 6 až 7 °C, musí protékat

chladičem při výkonu 1000 l h^{-1} 4835 až 5805 l ledové vody za hodinu a při výkonu chladiče 1500 l h^{-1} 7255 až 8705 l ledové vody za hodinu. V tom případě musí být výkon čerpadla ledové vody přibližně $4,8$ až $5,8 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, popřípadě $7,2$ až $8,7 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

U akumulátoru chladu lze zvýšit rychlost odtávání ledu, je-li to třeba, rychlejším prouděním vody. Toho lze dosáhnout použitím čerpadla s větším výkonem a rozdělením výtlačného potrubí za čerpadlem tak, aby do chladiče odtékalo množství ledové vody nezbytné k chlazení mléka a zbývající část ledové vody se hned vracela do akumulátoru (spolu s vodou přitékající z chladiče). Kdyby se např. 50 % odčerpané ledové vody oddělovalo zpět do akumulátoru, musel by být výkon čerpadla dvojnásobný, tj. $9,6$ až $11,6 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, popřípadě $14,5$ až $17,4 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$.

VYUŽITÍ LINEK CHLAZENÍ

Z hlediska jakosti mléka i provozu zemědělských závodů je třeba chladit a skladovat mléko až do odvozu zásadně v mléčnicích (u jednotlivých stájí) nebo v ústředních mléčnicích (pro více sousedních stájí). Do mléčnic musí mléko při dojení dojicemi automaty přímo přitékat, popř. se při dojení dojicemi zařízeními s konvemi dovážet nebo donášet ihned po nadojení v konvích; to znamená, že se musí zajistit, aby se mléko chladilo již v průběhu dojení. Přepravu mléka z místa dojení na místo ošetřování až po skončení dojení nelze připustit.

K chlazení a skladování mléka na zemědělských závodech přicházejí v úvahu tři základní sestavy linek, a to linka s chladicími nádržemi o objemu 500 l , linka s chladicími nádržemi o objemu 1000 l a linka s deskovým chladičem. Pro sestavu linek je pak rozhodující množství denně ošetřovaného mléka a organizace jeho svozu.

Výhodnost použití jednotlivých linek za určitých podmínek závisí na celkových pořizovacích nákladech, na potřebě lidské práce při ošetřování mléka, na spotřebě elektrické energie a na přímých nákladech ošetřování mléka. V tabulkách II a III je uvedena skladba nákladů a přímé náklady na ošetřování 100 kg mléka u jednotlivých linek při chlazení 2000 kg a 4000 kg mléka denně (obr. 9). Z těchto údajů vyplývá, že u linek chlazení ovlivňují přímé náklady hlavně pořizovací náklady a náklady na elektrickou energii, zatímco náklady na mzdy činí jen 15 až 20 % přímých nákladů. Zvýšení nebo snížení pořizovacích nákladů může tedy podstatně změnit výhodnost linek.

Porovnání přímých nákladů na ošetřování 100 kg mléka ukazuje, že za uvážených předpokladů je využití linek s chladicími nádržemi o objemu 1000 l nejvýhodnější při ošetřování 2000 kg i 4000 kg mléka denně. Přímé náklady na ošetřování 100 kg mléka jsou u linky s chladicími nádržemi o objemu 1000 l o 11 % nižší než u linky s chladicími nádržemi o objemu 500 l . Za předpokládaných celkových pořizovacích nákladů 95 000 Kčs, popř. 115 000 Kčs jsou pak u linky s deskovým chladičem přímé náklady větší než u linky s chladicími nádržemi o objemu 1000 l při ošetřování 2000 kg mléka o 60 % a při ošetřování 4000 kg mléka o 8 %.

Zatímco se u linek s chladicími nádržemi určitého objemu při zvětšování množství ošetřovaného mléka nemění přímé náklady na 100 kg mléka, snižují se u linek s deskovým chladičem, i když se celkové pořizovací náklady na linku zvyšují. Linku s deskovým chladičem lze považovat za výhodnější než linku s chladicími nádržemi i objemu 1000 l až při chlazení 5000 kg mléka denně.

II. Složky nákladů jednotlivých linek chlazení

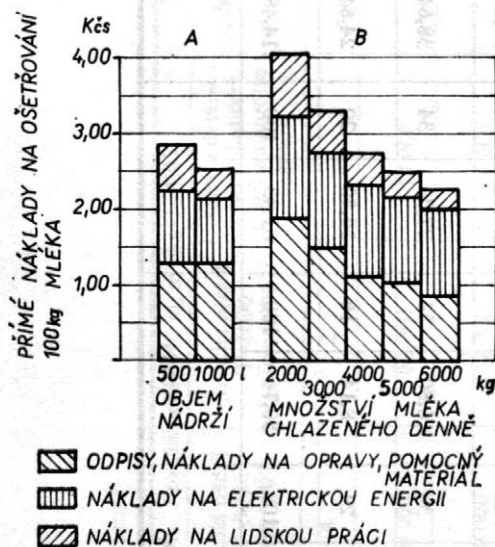
Náklady a jejich složky		Pro chlazení 2000 kg mléka denně			Pro chlazení 4000 kg mléka denně		
		chladicí nádrž T-506 (objem 500 l)	chladicí nádrž T-1000 (objem 1000 l)	linka s desko- vým chladičem a akumulátorem chladu	chladicí nádrž T-506 (objem 500 l)	chladicí nádrž T-1000 (objem 1000 l)	linka s desko- vým chladičem a akumulátorem chladu
Počet zařízení		4	2	1	8	4	1
Pořizovací náklady	náklady na zařízení (Kčs)	58 000	62 000	77 000	116 000	124 000	95 000
	náklady na montáž (Kčs)	10 000	7 000	18 000	20 000	14 000	20 000
	celkem (Kčs)	68 000	69 000	95 000	136 000	138 000	115 000
Odpisy za rok (8,3 %) (Kčs)		5 644	5 727	7 885	11 288	11 454	9 545
Náklady na opravy za rok (5 %) (Kčs)		2 900	3 100	3 850	5 800	6 200	4 750
Náklady na pomocný materiál (Kčs)		800	600	2 000	1 600	1 200	2 000
Spotřeba elektrické energie za den (kWh)		46	40	65	92	80	115
Potřeba lidské práce na ošetřování mléka za den (h)		1,12	0,74	1,50	2,24	1,48	1,50

III. Přímé náklady na ošetřování mléka u jednotlivých linek

Náklady a jejich složky		Pro chlazení 2000 kg mléka denně						Pro chlazení 4000 kg mléka denně					
		chladicí nádrž T-506 (objem 500 l)		chladicí nádrž T-1000 (objem 1000 l)		linka s desko- vým chladičem a akumulátorem chladu		chladicí nádrž T-506 (objem 500 l)		chladicí nádrž T-1000 (objem 1000 l)		linka s desko- vým chladičem a akumulátorem chladu	
		Kčs	%	Kčs	%	Kčs	%	Kčs	%	Kčs	%	Kčs	%
Náklady za den	odpisy	15,46	27	15,69	31	21,60	26	30,93	27	31,38	31	26,15	24
	opravy	7,94	14	8,49	17	10,55	13	15,89	14	16,99	17	13,01	12
	pomocný materiál	2,19	4	1,64	3	5,48	7	4,38	4	3,29	3	5,48	5
	celkem	25,59	45	25,82	51	37,63	46	51,20	45	51,66	51	44,64	41
Náklady na elektrickou energii denně (1 kWh = 0,42 Kčs)		19,32	34	16,80	33	27,30	34	38,64	34	33,60	33	48,30	44
Mzdy dojičů za den (11,— Kčs za 1 hod)		12,32	21	8,14	16	16,50	20	24,64	21	16,28	16	16,50	15
Přímé náklady na ošetřování mléka za den		57,23	100	50,76	100	81,43	100	114,48	100	101,54	100	109,44	100
Přímé náklady na ošetřování 100 kg mléka (při využití objemu nádrží na 100 %)		2,86		2,54		4,07		2,86		2,54		2,74	

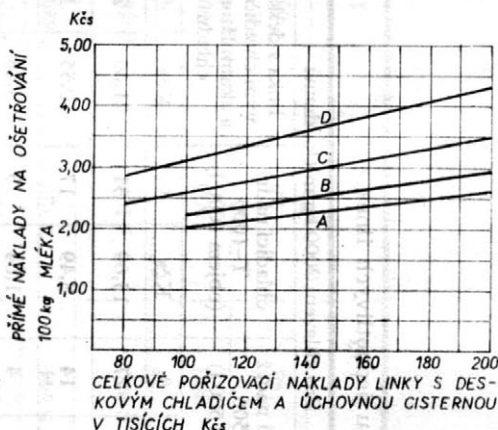
Její použití bude tím výhodnější, čím více mléka se bude v mléčnici ošetřovat (při chlazení 5000 kg mléka jsou přímé náklady nižší o 2 % a při chlazení 6000 kg mléka již o 11 %).

Za předpokladu, že zůstane stejná spotřeba elektrické energie a potřeba lidské práce, budou rozhodovat o výhodnosti linky s deskovým chladičem v závislosti na množství ošetřovaného mléka pořizovací náklady. Budou-li u linky s chladicími nádržemi o objemu 1000 l přímé náklady na ošetřování 100 kg mléka 2,54 Kčs, přicházelo by v úvahu využití linky s deskovým chladičem pro ošetřování 4000 kg mléka při pořizovacích nákladech menších než 100 000 Kčs, pro ošetřování 5000 kg mléka při pořizovacích nákladech menších než 150 000 Kčs a pro ošetřování 6000 kg mléka při pořizovacích nákladech menších než 200 000 Kčs. Pokud by se však zvýšily pořizovací náklady na chladicí nádrže o objemu 1000 l nebo pokud by obecně stouply u linek s jakýmkoliv chladicími nádržemi přímé náklady na ošetřování 100 kg mléka, staly by se linky s deskovým chladičem výhodnější také při větších pořizovacích nákladech a při menších množstvích denně ošetřovaného mléka (obr. 10).



9. Velikost a skladba přímých nákladů na ošetřování 100 kg mléka při použití jednotlivých linek chlazení

A - linky s chladicími nádržemi
 B - linky s deskovým chladičem



10. Vliv celkových pořizovacích nákladů na přímé náklady u linky s deskovým chladičem při ošetřování 3000 kg (D), 4000 kg (C), 5000 kg (B) a 6000 kg (A) mléka denně

Při svozu mléka obden se musí doplnit linky s chladicími nádržemi čerpadlem mléka a úchovnými cisternami (o objemu 3000 l při ošetřování 2000 kg mléka denně, o objemu 6000 l při ošetřování 4000 kg mléka denně), zatímco linka s deskovým chladičem se při ošetřování 2000 kg mléka nezmění (předpokládá se v ní vyráběná cisterna o objemu 6000 l) a při ošetřování 4000 kg mléka se použije cisterna o objemu 10 000 l. Tím se zvýší přímé náklady na ošetřování 100 kg mléka u linky s chladicími nádržemi o objemu 1000 l na 3,20 Kčs (tj. o 26 %) při ošetřování 2000 kg mléka a na 2,99 Kčs (o 18 %) při ošetřování 4000 kg mléka; přitom u linky s deskovým chladičem zůstanou při ošetřování 2000 kg mléka stejné a při ošetřování 4000 kg mléka stoupnou jen na

IV. Nejmenší nutné plochy mléčnic při použití různých linek chlazení

Množství mléka chlazeného denně	Svoz mléka denně		Svoz mléka obden	
	linka chlazení	plocha mléčnice	linka chlazení	plocha mléčnice
		m ²		m ²
2000	4 chladicí nádrže, objem 500 l	30,4	4 chladicí nádrže, objem 500 l úchovná cisterna (3000 l)	33,0
	2 chladicí nádrže, objem 1000 l	18,4	2 chladicí nádrže, objem 1000 l úchovná cisterna (3000 l)	29,2
	linka s deskovým chladičem, akumulátorem chladu a úchovnou cisternou (2000 l)	18,0	linka s deskovým chladičem, akumulátorem chladu a úchovnou cisternou (6000 l)	25,0
4000	8 chladicích nádrží, objem 500 l	56,8	8 chladicích nádrží, objem 500 l úchovná cisterna (6000 l)	60,2
	4 chladicí nádrže, objem 1000 l	42,1	4 chladicí nádrže, objem 1000 l úchovná cisterna (6000 l)	46,8
	linka s deskovým chladičem, akumulátorem chladu a úchovnou cisternou (6000 l)	30,4	linka s deskovým chladičem, akumulátorem chladu a úchovnou cisternou (10 000 l)	29,9

2,82 Kčs (o 3 %). Bude tedy při obdenním svozu použití linky s deskovým chladičem výhodnější již při menších množstvích ošetřovaného mléka než při svozu každý den (při ošetřování 4000 kg mléka denně budou u linky s deskovým chladičem přímé náklady na 100 kg mléka o 6 % nižší než u linky s chladicími nádržemi o objemu 1000 l, zatímco při každodenním odvozu mléka budou naopak o 8 % větší).

Jednotlivé linky chlazení ovlivňují i plochu mléčnice. V tabulce IV jsou nejmenší nutné plochy mléčnic pro chlazení 2000 kg a 4000 kg při svozu mléka denně a obden a při použití jednotlivých linek. Při stanovení ploch mléčnic byly dodržovány rozměry použitých zařízení a požadavky na umístění chladicích nádrží, které uvádí Nielsen 1960 (tzn. zadní a boční stěny nádrže musí být vzdáleny od zdi nebo jiného zařízení nejméně 61 cm a mezi přední stěnou, kde je výpustný ventil, a zdí nebo jiným zařízením musí být prostor nejméně 92 cm).

Pro chlazení 2000 kg mléka s odvozem každý den bude plocha mléčnice při použití chladicích nádrží o objemu 1000 l o 40 % menší než plocha mléčnice s chladicími nádržemi o objemu 500 l a přibližně stejná jako pro linku s deskovým chladičem. Při chlazení 4000 kg mléka a denním svozu vyžaduje linka s deskovým chladičem o 28 % menší plochu než chladicí nádrže o objemu 1000 l. Při obdenním svozu a použití chladicích nádrží o objemu 1000 l s tepelně izolovanou cisternou se zvětší plocha mléčnice ve srovnání s denním svozem při chlazení 2000 kg mléka o 58 % a při chlazení 4000 kg mléka o 11 %. Plocha mléčnice

pro linku s deskovým chladičem, chladí-li se 4000 kg mléka denně, zůstává při denním i obdenním svozu téměř stejná, použije-li se úchovná cisterna o větším objemu.

Z toho vyplývá, že z hlediska potřebné plochy mléčnice, a tím i stavebních nákladů, je výhodnější použití chladicích nádrží o objemu 1000 l ve srovnání s chladicími nádržemi o objemu 500 l, a to jak v mléčnicích pro chlazení 2000 kg, tak 4000 kg mléka denně. Při chlazení 4000 kg mléka denně by měly pak být nižší stavební náklady na mléčnici pro linku s deskovým chladičem než na mléčnici s chladicími nádržemi o objemu 1000 l. U svozu mléka obden je nutné očekávat — bude-li se mléko chladit v chladicích nádržích a skladovat v tepelně izolované cisterně — vždy větší náklady na stavbu mléčnice.

Z A V Ě R

Pro chlazení mléka na zemědělských závodech lze předpokládat využití tří linek, a to linky s chladicími nádržemi o objemu 500 l, linky s chladicími nádržemi o objemu 1000 l a linky s deskovým chladičem a úchovnými cisternami. Největší uplatnění bude pro linky s chladicími nádržemi o objemu 1000 l, u nichž jsou za uvedených předpokladů (pořizovací náklady, spotřeba elektrické energie, potřeba lidské práce) přímé náklady na ošetřování 100 kg mléka o 11 % nižší než u linky s chladicími nádržemi o objemu 500 l. Použití linek s chladicími nádržemi o objemu 500 l však přesto přichází v úvahu tam, kde se bude ošetřovat množství do 1000 kg mléka denně.

Využití linek s deskovým chladičem bude pak záviset na splnění tří hlavních podmínek. Jsou to: dostatečné množství denně chlazeného mléka, přiměřené pořizovací náklady a automatický chod linky (aby její obsluha nevyžadovala dalšího pracovníka, ale aby ji mohli v době před a po dojení obsluhovat dojiči). Pro výhodnost linek s deskovým chladičem je rozhodující vztah mezi pořizovacími náklady a množstvím ošetřovaného mléka. Čím nižší budou pořizovací náklady a čím větší bude množství denně chlazeného mléka, tím budou menší přímé náklady na ošetřování 100 kg mléka. Za těchto předpokladů by využití linky s deskovým chladičem bylo vhodné teprve pro chlazení nejméně 4000 až 5000 kg mléka denně. U linky s deskovým chladičem by přímé náklady na ošetřování 100 kg mléka byly nižší než u linky s chladicími nádržemi o objemu 1000 l — např. při ošetřování 4000 kg mléka a pořizovacích nákladech 90 000 Kčs (o 1,2 %), ale při ošetřování 5000 kg mléka i při pořizovacích nákladech 135 000 Kčs (o 1,6 %).

L i t e r a t u r a

- ANDERSEN K. L., 1966, Milchkühlung bei Milcherzeugern in Dänemark. XVII. internationaler Milchwirtschaftskongreß, München: 549-553.
BÄCKSTRÖM M., 1959, Technika chlazení. Praha.
BEYER H., WEBEL L., 1963, Temperatenausgleich in Milchlagerbehältern. Deutsche Milchwirtschaft 3 : 72-75.
BOCKELMANN von I., 1966, Untersuchungen über den Bakteriengehalt tiefgekühlter Rohmilch. XVII. Internationaler Milchwirtschaftskongreß, München: 333-341.
HALL H. S., 1964, Cooling Equipment. Farm Mechanization 176 : 18-24.
HESSELBACH J., 1964, Moderne Formen der Milchgewinnung, der Milchpflege und des Milchtransportes. Landtechnik 9 : 282-294.
KOLÁŘ K., 1968, Technologie ošetřování mléka. Zpráva VÚZT-748, Praha.

- MYRICK N., 1960, The Quality of Bulk Tank Milk. American Milk Review, May: 62, 64, 66, 159-160.
- NICHOLAS J. E., 1957, Farm Bulk Milk Cooling Tank. Michigan State University, May 13-14 : 33-49.
- NIELSEN V. H., 1960, Seven states Have a Uniform Policy on Bulk Milk Handling. American Milk Review, May : 54-56, 168-169.
- PIETZ P., 1961, Untersuchungen über die Qualität der künstlich gekühlten Rohmilch. Milchwissenschaft 12 : 640-643.
- SEELEMANN M., 1966, Zur Frage der Kühlung und Anlieferung der Milch mit besonderem Hinblick auf die zweitägliche Abholung. Milchwissenschaft 12 : 748-753.
- Firemní literatura závodů CHEPOS a SIGMA.

Došlo dne 24. 6. 1970

Линии охлаждения молока и их использование

Для охлаждения молока в сельскохозяйственных предприятиях предполагается использование трех линий, а именно линии с охладительными баками емкостью в 500 л (в молочных, где ежедневно будет обработано до 1000 кг молока), линии с охладительными баками емкостью в 1000 л и линии, составленные из компенсационного бака, молочного насоса, щитового охладителя, цистерн для хранения и аккумулятора холода с конденсационными охладителями и с насосом для ледяной воды.

У отдельных линий приведены предполагаемые заготовительные издержки, потребление электроэнергии и затрата человеческого труда. Прямые расходы на обработку 100 кг молока при данных условиях у линии с охладительными цистернами емкостью в 100 л на 11 % ниже, чем у линии с охладительными цистернами емкостью в 500 л. Использование линии с щитовым холодильником выгодно при ежедневном охлаждении 5000 кг молока, когда прямые расходы на обработку 100 кг молока будут на 2 % ниже по сравнению с линией с охладительными цистернами емкостью в 1000 л. Линии также сравнивались с учетом площади молочной, от которой зависят строительные расходы.

Lines for Milk Cooling and their Utilization

Cooling of milk at farms requires three lines, i. e. lines with cooling tanks of 500 litres capacity (for dairies of a capacity up to 1000 kg milk daily), lines with cooling tanks of a volume of 1000 litres and lines comprising a regulating tank, a milk pump, a plate cooler, storing tanks and frost reservoir with condensing cooling units and a pump for cooling water.

Estimated initial cost, consumption of electric power and of labour are indicated with the different lines. Direct costs for the treatment of 100 kg unit are lower by 11% with a line comprising cooling tanks of 1000 litres capacity than with cooling tanks of 500 litres volume. Utilization of a line with a plate cooler will be advantageous with cooling of at least 5000 kg of milk daily, when the direct costs for the treatment of 100 kg milk will be lower by 2% than with a line featuring cooling tanks of 1000 litres capacity. The lines are also compared from the view-point of the surface of the dairy, on which the building costs are dependent.

Arbeitsketten für die Milchkühlung und deren Ausnützung

Für die Milchkühlung in landwirtschaftlichen Betrieben wird die Auslastung von drei Arbeitsketten angenommen, d. h. einer Kette mit Kühlbecken von 500 l Fassungsvermögen (für Milchkammern, wo die Behandlung von 500 l Fassungsvermögen (für Milchkammern, wo die Behandlung von bis 1000 kg Milch pro Tag erfolgt), einer Kette mit Kühlbecken von 1000 l Fassungsvermögen sowie einer Kette, die aus dem Ausgleichsbehälter, Milchpumpe, Plattenkühler, Lagerzisternen und Kühlspeicher mit Kondensationskühlaggregaten und Eiswasserpumpe besteht.

Bei einzelnen Arbeitsketten werden angenommene Anschaffungskosten, Strombedarf und AKH-Bedarf angegeben. Direkte Kosten für die Behandlung von 100 kg

Milch sind unter den erwähnten Voraussetzungen bei der Arbeitskette mit 1000 1-Kühlbecken um 11% geringer als die bei der Kette mit 5001 1 fassenden Kühlbecken. Die Ausnützung der Kette mit Plattenkühler wird erst bei der Kühlung von 5000 Milch pro Tag vom Vorteile sein, wo direkte Kosten für die Behandlung von 100 kg Milch im Vergleich mit der Arbeitskette mit 1000 1-Kühlbecken um 2% geringer sein werden. Die Arbeitskette werden ebenfalls aus der Sicht der Milchkammerfläche verglichen, von der Baukosten abhängen.

Chaînes de refroidissement du lait et leur exploitation

Pour la réfrigération du lait dans les entreprises agricoles on prévoit l'emploi de trois chaînes et cela d'une chaîne équipée de bassins réfrigérants d'un volume de 500 litres (dans la laiterie où l'on va soigner quotidiennement le volume de lait ne dépassant pas 1000 litres), d'une chaîne comprenant des bassins réfrigérants d'un volume de 1000 litres et d'une chaîne composée de bassin de compensation, de pompe à lait, de réfrigérant à cadre, de citerne de conservation et d'accumulateur de froid, équipé d'unités réfrigérantes de condensation et de pompe à eau glacée.

On indique pour les chaînes particulières les frais de revient prévus, la consommation de l'énergie électrique et le besoin de travail humain. Les frais directs de traitement de 100 kg de lait sont dans les conditions mentionnées de 11 p. 100 plus petits pour la chaîne équipée de bassin réfrigérant d'un volume de 1000 litres que pour la chaîne comprenant les bassins réfrigérants de 500 litres. L'utilisation de la chaîne équipée d'un réfrigérant à cadre ne sera avantageuse que si l'on refroidit 5000 litres de lait par jour, où les frais directs de traitement de 100 kg de lait seront de 2 p. 100 plus petits que ceux de la chaîne équipée de bassins réfrigérants accusant le volume de 1000 litres. On compare les chaînes également du point de vue de la surface de la laiterie, dont en effet dépendent les frais de construction.

Adresa autora:

Ing. Karel Kolář, Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 — Řepy, Gottwaldova 50

E. Strooker

MECHANIZOVANÁ SKLIZEŇ CUKROVKY NA TĚŽKÝCH PŮDÁCH

631.356.26

V Holandsku je v posledních letech pěstována cukrovka asi na 100 000 hektarech půdy. Průměrný dlouholetý výnos činí 45 t ha^{-1} , obsah cukru je 16 %. 75 % plochy oseté cukrovkou leží na jílovitých půdách — převážně na starých a nových poldrech. Za těžké půdy bývají označovány půdy s více než 40 % odplavitelných částic ($< 16 \text{ mm}$), jejichž množství může dosahovat i 60 % a v některých případech dokonce 80 %.

Sklizeň cukrovky probíhá v Holandsku na podzim a zahrnuje období od konce září do poloviny listopadu. Měsíce říjen a listopad jsou velmi deštivé, v průměru spadne 75 mm srážek. V důsledku toho a v důsledku stále kratších dnů (malé odpařování) je jílovitá půda nasycena vodou až na hranici únosnosti (pF hodnota 2) a někdy je dokonce vodou přesycena, přestože největší část této rovinaté půdní plochy je dobře odvodněna.

Za těchto podmínek probíhá mechanizovaná sklizeň cukrovky prakticky na celé ploše na těžkých půdách, přičemž je k dispozici asi 18 „sklízňových dnů“ z téměř půldruhého měsíce. Dvě třetiny plochy jsou sklizeny podnikateli zemědělských prací na objednávku, zatímco jedna třetina pěstitelů cukrovky sklízí pomocí strojů ve vlastní režii. To lze pochopit, jestliže si uvědomíme, že v Holandsku pouze 2600 pěstitelů cukrovky ze 40 000 pěstuje cukrovku na ploše větší než 6,50 ha.

Celkový počet sklizečů cukrovky v Holandsku se odhaduje na 4000 kusů.

POUŽITÉ STROJE, PRACOVNÍ POSTUPY, VÝKONNOST A PRODUKTIVITA PRÁCE

Při zkoumání typů vyoravačů cukrovky, které jsou používány v Holandsku při sklizni na těžkých půdách, je třeba vzít v úvahu, že při pěstování cukrovky na těchto půdách jde především o bulvy. Řepný chrást je pouze vedlejším produktem, který je na hospodářstvích, jež většinou nechovají dobytek, sklizen pouze v tom případě, jestliže to dovolují půdní podmínky a jsou-li prodejní ceny chrástu vysoké. Přesto však je dáována přednost strojům, které umožňují dokonalou sklizeň chrástu.

V roce 1969 se cukrovka sklízela převážně ještě taženým jednořádkovým kombajnem se zásobníkem na bulvy. Od zavedení těchto strojů do praxe v letech 1955-1960 vzrostla průměrná pracovní rychlost těchto sklizečů ze čtyř na šest až osm km za hodinu a současně se přešlo z obsluhy dvěma pracovníky na obsluhu jedním pracovníkem. Přispělo k tomu zvýšení odborných znalostí pěstitelů cukrovky a traktoristů, nasazení těžkých traktorů, dobře konstruované stroje se samonaváděcími vyorávacími orgány, přesná regulace hloubky a před krátkou dobou automatické řízení. Řepné sklizeče s rychle vyprazdnitelnými zásobníky (jejichž obsah je přizpůsoben délce pole), obsluhované jedním pracovníkem, sklídí při vysoké pracovní rychlosti řepu z 20 arů za 1 hodinu.

Tento výkon překonávají samozřejmě víceřádkové stroje. Proto stoupl počet tažených dvouřádkových kombajnů s ukládáním bulev do vozu, samochodných šestiřádkových řádkovacích vyoravačů (systém Volvo) pro dvoufázovou sklizeň a šestiřádkových francouzských řádkovacích vyoravačů pro třífázovou sklizeň. U šestiřádkových sklízecích postupů lze dosáhnout výkonu 40 až 80 arů za hodinu.¹⁾

Význam této velké výkonnosti je v tom, že lze optimálně využít dobrých klimatických a půdních podmínek; znamená to co nejméně sklízet při špatném počasí — to je důležité pro udržení dobré půdní struktury na těžkých půdách.

Avšak vysoký hodinový výkon, včetně takové organizace dopravy, která odstraňuje prostoje vyoravačů, vyžaduje velký počet pracovních sil. Je nezbytné, aby odvoz bulev z řádků u technologií rozdělené sklizně bezprostředně navazoval na vyorávání. Není-li návaznost zajištěna a zůstává-li vyoraná řepa po určitou dobu ležet na poli a teprve potom je nakládána a odvážena, přináší to na těžkých půdách velké riziko.

Zkoumáme-li blíže počet pracovních sil u různých systémů vyorávání cukrové řepy a tím i produktivitu práce, zjistíme, že výsledky u technologií dělené sklizně víceřádkovými stroji jsou přes vysoký celkový výkon neuspokojující.

Jednořádkové řepné kombajny se zásobníkem obsluhují dva pracovníci při sklizni 20 arů za hodinu, přičemž předpokládáme, že je zapotřebí jedné pracovní síly k odvozu sklizené řepy z této plochy.

Za stejných podmínek je u dvoufázového řádkovacího vyoravače zapotřebí čtyř pracovníků (jeden na vyoravači, jeden na nakladači a nejméně dva při dopravě); sklídí řepu ze 40 arů za 1 hodinu. A konečně třífázový způsob sklizně vyžaduje ke sklizni 80 arů za 1 hodinu osm pracovníků (jednoho při odřezávání chrástu v první fázi, jednoho při vyorávání bulev ve druhé fázi, dva při nakládání na vedle jedoucí vůz ve třetí fázi a konečně čtyři při odvozu). Při všech uvedených postupech se dosáhne čisté produktivity na jednoho pracovníka asi 10 arů za 1 hodinu.

STOPY KOL, ROZTEČ ŘÁDKŮ, ROZMĚR PNEUMATIK

Při sklizni cukrovky na těžkých půdách je obzvláště důležité, aby bylo na poli co možná nejméně stop po kolech v přepočtu na jeden řádek. Běžný je názor, že půda je méně uježděna při použití víceřádkových vyoravačů než např. při použití vyoravačů jednořádkových. Je však třeba vzít v úvahu, že počet stop po kolech je sice na poli menší při použití víceřádkových vyoravačů, neznamená to však, že i počet stop po kolech v přepočtu na sklizený řádek je menší. U víceřá-

1) Všechny uvedené údaje se týkají čistých výkonů, v provozu jsou výkony asi o 30 % nižší.

kových vyoravačů, které jsou v současné době používány, tomu může být dokonce naopak.

Stroje a pracovní postupy s vedle jedoucimi vozy jsou v tomto ohledu vždycky v nevýhodě, samochodné stroje se zásobníky jsou vhodnější, ale těžké.

Při sklizni cukrovky je třeba se tedy rozhodnout buď mezi mnoha nehlubokými stopami po kolech při intenzivním ježdění po poli, nebo mezi menším množstvím hlubokých stop při extenzivním ježdění.

Pěstitelé cukrovky dávají v každém případě přednost druhé alternativě. Oproti šestiřádkové sklizni je mnohem výhodnější samochodný ořezavač a vyoravač pro dvoufázovou sklizeň, který ukládá cukrovku do dvanácti podélných řádků.

Obzvláště u víceřádkových kombinovaných sklizečů se zásobníkem, které jsou vybaveny širokými pneumatikami ke snížení měrného tlaku na půdu, znamená rozteč řádků omezení pro šířku pneumatik, pokud se stroj pohybuje v porostu. Při vzdálenosti řádků 50 cm může být pneumatika široká maximálně 35 cm. Tlak vzduchu v pneumatikách má mimořádný význam pro tlak na půdu a pro rozsah zaboření, a proto se snažíme používat široké pneumatiky, které mají i při nižším tlaku (1–1,5 atm) dostatečnou nosnost. Rozteč řádků je však v tomto případě omezujícím činitelem: v Holandsku vyvinutá nízkotlaká pneumatika rozměru 16–20 o šířce 41 cm je pro rozteč řádků 50 cm na těžkých půdách příliš široká.

U závěsných jednořádkových kombinovaných sklizečů cukrovky se zásobníkem byl problém vyřešen tak, že kola sklizeče projíždějí mimo plochu, kterou je třeba sklídit. Ke zvýšení stability vyoravače — což je obzvláště důležité pro použití i při nepříznivých půdních podmínkách — jsou kola vedena v právě vyoraných řádcích, ve kterých mají dobrou boční oporu. Také u tříkolového dvouřádkového holandského vyoravače s ukládáním cukrovky do vedle jedoucího vozu je použit stejný princip.

Aby byl zajištěn stabilní chod vyoravače při mimořádných podmínkách, je důležité sklízet pokaždé celý řádek naráz. Při použití jedno - resp. dvouřádkového vyoravače na dvou či čtyřech řádcích bylo zjištěno, že dochází k obtížím při začátku práce po dešti. V odkrytých řádcích (zbavených chrástu) kola traktoru snadno sklouzávají, nejsou řiditelná. Stroje, které vyorávají v porostu, se střetávají s touto obtíží méně často.

Je zbytečné zdůrazňovat, že při několikafázové sklizni cukrovky, při které je nejdříve ořezán chrást a potom jsou vyorávány bulvy, je nezodpovědné ořezat nejdříve na celé ploše chrást a teprve potom vyorávat bulvy.

PODMÍNKY SKLIZNĚ A KVALITA PRÁCE PŘI POUŽITÍ RŮZNÝCH STROJŮ

Je jasné, že kvalita mechanizované sklizně řepy — vyjádřena v procentech nečistoty a ztrát bulev — je značně závislá na půdních podmínkách. Procento nečistoty se pohybuje v Holandsku mezi 15 až 25 %, přičemž údaje ze sklizně na těžkých půdách jsou často v horní polovině těchto rozmezí. Někdy jsou uváděny i vyšší hodnoty — až do 50 %.

Jak velký vliv mohou mít půdní podmínky na jílovitých půdách, vyplývá z tabulek I a II, které zachycují procenta nečistot, resp. ztrát bulev na suché a mokré jílovité půdě v závislosti na průměrné váze bulev (malé a velké bulvy). Skutečnost, že ztráty bulev na mokré půdě byly nižší než na půdě suché vyplývá z toho, že byl použit holandský vyoravač s vyorávacími orgány (Steketee) poháněnými vývodovým hřídelem.

I. Snižování procenta nečistoty při stoupající průměrné váze bulev při mechanizovaném vyorávání na suchých a mokřých naplavených půdách

Průměrná váha g	Procento nečistoty	
	suchá půda	mokrá půda
400	19,6	28,2
600	13,7	17,5
800	7,7	6,7

II. Snižování ztrát bulev ($t \cdot ha^{-1}$) při stoupající průměrné váze bulev při mechanizovaném vyorávání na suchých a mokřích naplavených půdách

Průměrná váha g	Ztráty ($t \cdot ha^{-1}$)	
	suchá půda	mokrá půda
400	8,2	4,6
600	5,2	3,1
800	2,3	1,7

Ze všech vyorávacích zařízení na vyorávacích používaných v Holandsku na těžkých půdách je uvedené zařízení nejvíce přizpůsobeno vyorávání ve velmi vlhkých půdních podmínkách.

Při srovnatelných (obtížných) podmínkách bylo v tomto případě procento nečistoty asi o jednu třetinu nižší, než u ostatních typů vyorávacích orgánů. Tzv. „polderová radlice“, vyvinutá pro holandské poldery, značně přispěla ke sklizni relativně čisté řepy.

V každém případě je třeba při konstrukci sklizečů cukrovky a při navrhování sklízecích postupů pro těžké jílovité půdy vycházet z toho, že očištění bulev od velkého množství ulpívající zeminy je téměř nemožné. Ze sklizečů používaných v Holandsku má pouze jeden konstrukci, vyhovující tomuto účelu — bulvy jsou po vyorání vrhány proti roštu. Problémem však zůstává odstraňování uvolněné zeminy.

Je jasné, že úsilí konstruktérů sklizečů cukrovky pro těžké jílovité půdy musí být zaměřeno na takový typ vyorávacího zařízení, které vyorá bulvy bez ztrát a znečištění a zeminu ponechá tam, kde je. K tomu je zapotřebí přesná — a u víceřádkových sklizečů individuální — automatická regulace hloubky. To současně umožní podstatně zjednodušit celkovou konstrukci stroje, což je nezbytné především u víceřádkových sklizečů cukrovky.

ZÁVĚR

Problematika mechanizované sklizně cukrovky na těžkých půdách je v Holandsku velice aktuální vzhledem k tomu, že se jedná téměř o celou plochu cukrovky. Za deštivého počasí v období sklizně je k dispozici asi 18 dní. V současné době se sklízí převážně taženým jednořádkovým kombajnem se zásobníkem na bulvy, který obsluhuje jeden pracovník. Řepné kombajny s rychle se vyprazdňujícím zásobníkem, obsluhovaným jedním pracovníkem, sklízí řepu z 20 arů za hodinu. V současné době stoupl počet tažených dvouřádkových kombajnů s ukládáním bulev do vozu, dále samostatných šestiřádkových vyoravačů, u kterých lze dosáhnout výkonu 40 až 80 arů za 1 hodinu. Stále neuspokojuje počet pracovních sil obsluhujících tyto stroje.

Při sklizni cukrovky je třeba se rozhodnout mezi mnoha nehlubokými stopami po kolech při intenzivní jízdě po poli nebo menším množstvím hlubokých stop při extenzivní jízdě. U víceřádkových sklizečů je výhodnější používat široké pneumatiky, které mají při nižším tlaku dostatečnou nosnost. Konstrukce sklizečů cukrovky v těžkých půdách musí být zaměřena především na takový typ vyorávacího zařízení, které má minimální ztráty a nepatrné znečištění bulev; tím umožní zjednodušení celkové konstrukce sklizeče.

Механизированная уборка сахарной свеклы на тяжелых почвах

Проблематика механизированной уборки сахарной свеклы на тяжелых почвах в Голландии очень актуальна в связи с тем, что речь идет почти о всей площади свекло-сеяния. При дождливой погоде в период уборки имеется в распоряжении около 18 уборочных дней. В настоящее время уборка производится в большинстве случаев прицепным однорядным комбайном с бункером для корней, обслуживаемым одним работником. Свеклоуборочные комбайны с быстро разгружающимся бункером, обслуживаемым одним работником, за 1 час убирают сахарную свеклу с площади в 0,2 га.

В настоящее время повысилось количество прицепных двухрядных комбайнов с погрузкой корней в грузовые машины, далее самоходных шестирядных свеклоподъемников, у которых можно достичь производительности 40—80 аров в час. Все еще не удовлетворяет количество работников, необходимых для обслуживания этих машин.

При уборке сахарной свеклы необходимо дать предпочтение или большому количеству неглубоких следов от колес при интенсивной езде по полю или меньшему количеству глубоких следов при экстенсивной езде. У многорядных уборочных машин стараются применять широкие шины, которые при пониженном давлении обладают достаточной грузоподъемностью.

Конструкция выкапывающего механизма свеклоуборочных машин, работающих в тяжелых почвах, должна быть такого типа, у которого будут минимальные потери и незначительное загрязнение корней, что позволит упростить общую конструкцию уборочной машины.

Mechanized Sugar Beet Harvesting on Heavy Soils

The problems of mechanized sugar beet harvesting on heavy soils is very topical in Holland due to the fact, that nearly the whole acreage of sugar beet is concerned. In rainy weather during harvest time about 18 days are at disposal for harvesting. At present harvesting is done mostly with a trailed one-row combine with a beet container, serviced by one man. One-man beet combines with a quickly emptying container harvest beet from 20 ares in one hour.

At present the number of trailed two-row combines with unloading of the beet into a wagon, and of self-propelled six-row beet lifters with which an output of 40 to 80 ares per hour can be achieved, has been growing. The number of manpower necessary to service these machines is still unsatisfactory.

With sugar beet harvesting it is necessary to decide between many shallow wheel tracks with intensive drives on the field or a smaller number of deep tracks with extensive driving. With multi-row harvesters there is a tendency to use wide tyres having a sufficient carrying capacity at a lower pressure.

The construction of sugar-beet harvesters on heavy soils must be directed above all to a lifting equipment with minimum losses and small soiling of the beets; this enables to simplify the whole construction of the harvester.

Mechanisierte Zuckerrübenenernte auf schweren Böden

Die Problematik der mechanisierten Zuckerrübenenernte auf schweren Böden ist in Holland sehr aktuell mit Rücksicht darauf, daß es sich fast um die ganze Zuckerrübenanbaufläche handelt. Beim Regenwetter in der Ernteperiode sind nur etwa 18 Tage für die Ernte zur Verfügung. Die Ernte wird gegenwärtig zumeist mit einer gezogenen einreihigen Vollerntemaschine mit einem Rübenbehälter, die von einem Arbeiter bedient wird. Die von einem Arbeiter bedienten Rübenvollerntemaschinen mit einem sich schnell entleerenden Rübenbehälter ernten in einer Stunde Rüben von 20 Ar.

Gegenwärtig stieg die Anzahl von gezogenen zweireihigen Vollerntemaschinen mit Abladung von Rüben in einem Wagen, und weiter von selbstfahrenden sechseihigen Rübenrodern, bei denen man eine Leistung von 40 bis 80 Ar in einer Stunde erreichen kann. Immer noch ist die zur Bedienung dieser Maschinen notwendige Anzahl von Arbeitskräften nicht zufriedenstellend.

Bei der Zuckerrübenenernte muß man sich zwischen vielen nicht tiefen Radspuren bei intensiver Fahrt auf dem Felde und einer geringeren Anzahl von tie-

fen Spuren bei extensiver Fahrt entscheiden. Bei mehrreihigen Vollerntern bemüht man sich breite Luftreifen, die bei einem geringeren Druck eine genügende Tragkraft haben, zu benutzen.

Die Konstruktion der Rübenernter in schweren Böden muß vor allem auf eine solche Type von Rodevorrichtung, die minimale Verluste und gering verunreinigte Rüben aufweist, gerichtet werden; dadurch wird eine Vereinfachung der ganzen Konstruktion der Erntemaschine ermöglicht.

Récolte mécanisée de la betterave sucrière sur les sols lourds

La problématique de la récolte mécanisée de la betterave sucrière sur les sols lourds est en Hollande très actuelle du fait qu'il s'agit de la surface presque entière de betterave sucrière. Durant le temps pluvieux au cours de la période de récolte, on n'a pour la récolte à la disposition que 18 jours. A l'heure actuelle la récolte est pour la plupart réalisée à l'aide d'une décolleteuse-arracheuse monorang tractée, équipée d'un réservoir à racines, desservi par un seul travailleur. Les décolleteuses-arracheuses, équipées d'un réservoir à évacuation rapide, récoltent à l'heure la betterave sucrière sur 20 ares.

A l'époque actuelle on a pu remarquer l'élévation du nombre de décolleteuses-arracheuses tractées à deux rangs, chargeant les racines dans le véhicule, puis d'arracheuses automotrices à six rangs, dont le rendement peut atteindre 40 à 80 ares par heure. Le nombre de la main-d'oeuvre, nécessaire au service des machines en question, est cependant toujours insuffisant.

Pendant la récolte de la betterave sucrière il faut choisir, soit entre beaucoup de voies de roue peu profondes quand la marche sur le champ est intensive, soit entre un petit nombre de voies, mais profondes, lorsque la marche est extensive. Chez les récolteuses à plusieurs rangs on aime à utiliser de larges pneumatiques qui assurent, à basse pression, une force portante suffisante.

La construction des récolteuses de la betterave sucrière, cultivée sur les sols lourds, doit être orientée notamment sur le type de dispositif arracheur qui accuse des pertes minimales et n'exige qu'un décrochage insignifiant des racines. Tout cela facilite en effet la simplification de la construction totale de la récolteuse.

Adresa autora:

E. Strooker, Institut voor Landbouwtechniek en Rationalisatie Dr. S. L.
Manholtlaan 12, Postbus 43, Wageningen, Nederland

Rukopis odevzdán k tisku 30. 7. 1970 – Podepsáno k tisku 7. 10. 1970

Andert A.: Vliv vyšších otáček a otupení ostří na energetiku agregátu pro sklizeň řezané píce	511
Šesták J.: Vplyv nastavenia mláfacieho mechanizmu na poškodzovanie zrna obilovín	525
Habarta F.: Stanovení minimálního zařazení přední řiditelné nápravy traktoru v agregaci s mechanizačními prostředky z hlediska bezpečnosti provozu	537
Petříček V.: Motorové řetězové pily, jejich zkoušení a provoz	557
Kolář K.: Linky chlazení mléka a jejich využití	573

Zemědělská technika v zahraničí

Strooker E.: Mechanizovaná sklizeň cukrovky na těžkých půdách	591
---	-----

СОДЕРЖАНИЕ

Андерт А.: Влияние повышенных оборотов вследствие затупления лезвий на энергетику агрегата для уборки измельченных кормовых трав (522). — Шестак И.: Влияние регулирования молотильного механизма на повреждение зерна у зерновых (534). — Габарта Ф.: Определение минимальной нагрузки на переднюю управляемую ось трактора в агрегате с механизированными средствами с точки зрения достижения максимальной безопасности во время эксплуатации (554). — Петричек В.: Моторные цепные пилы, их испытание и эксплуатация (569). — Коларж К.: Линии охлаждения молока и их использование (589). — Струкер Е.: Механизированная уборка сахарной свеклы на тяжелых почвах (595).

CONTENT

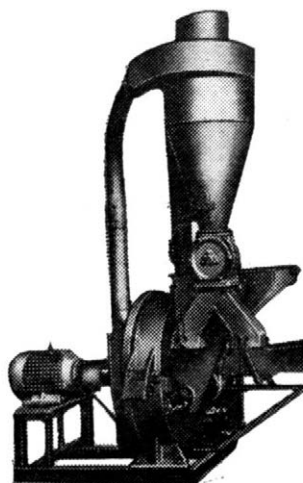
Andert A.: Influence of Higher Rotations Caused by Dull Edges on the Energy System of Harvesting Aggregates for Chopped Forage (522). — Šesták J.: The Influence of the Threshing Mechanism Adjustment on the Damage to Cereals Grains (534). — Habarta F.: Determination of the Minimum Load of the Front Steerable Axle of a Tractor Linked with Implements with Respect to the Maximum Safety of Operation (554). — Petříček V.: Power Chain, their Checking and Operation (570). — Kolář K.: Lines for Milk Cooling and their Utilization (589). — Strooker E.: Mechanized Sugar Beet Harvesting on Heavy Soils (595).

INHALT

Andert A.: Einfluß der infolge der Schneideabstumpfung höheren Umdrehungen auf die Energetik des Aggregats zum Ernten von Häckselfutter (523). — Šesták J.: Einfluß der Einstellung der Dreschmechanismen auf die Beschädigung von Getreidekörnern (535). — Habarta F.: Bestimmung der Mindestbelastung der vorderen Schlepperlenkachse in Kopplung mit Mechanisierungsmitteln aus der Sicht der Erzielung einer höchstmöglichen Betriebssicherheit (555). — Petříček V.: Motorkettensägen, ihre Proben und Betrieb (570). — Kolář K.: Arbeitskettensätze für die Milchkühlung und deren Ausnutzung (589). — Strooker E.: Mechanisierte Zuckerrübenenernte auf schweren Böden (595).

TABLE DES MATIÈRES

Andert A.: Influence du nombre élevé de tours et de l'émoussement du tranchant sur le régime énergétique du groupe destiné à la récolte du fourrage haché (res. An/ 522, Al/523). — Šesták J.: Influence du réglage du mécanisme batteur sur la détérioration du grain de céréales (535). — Habarta F.: Détermination du chargement minimum de l'essieu avant commandable du tracteur accouplé avec des moyens de mécanisation du point de vue de la sécurité du travail (res. An/554, Al/555). — Petříček V.: Scies mécaniques à chaîne, leur vérification et exploitation (571). — Kolář K.: Chaines de refroidissement du lait et leur exploitation (590). — Strooker E.: Récolte mécanisée de la betterave sucrière sur les sols lourds (596).



Mlýn na krmivo DKU-I

Mlýn na krmivo DKU-I mele všechny druhy zrna, výlisků slunečnicových semen, šrot, minerální přísady, řeže a mele slámu, seno, kukuřičné palice a stonky, zelenou hmotu, silážovanou píce, brambory a ostatní hlízové rostliny.

Provoz: melivo se dostává do nádoby s objemem 0,07 m³, pak do mlecí komory, skládající se ze sít s průměrem 3, 4, 6 a 8 mm. Mletí obstarává rotor, na němž jsou upevněny 4 nože. Rozemleté krmivo přichází do prostoru za mříží, rotačním ventilátorem je dopravováno dále a vysypává se dvěma trůbkami.

Výkon při obsluze jedním dělníkem:

zrní s průměrem 3 a 6 mm	0,6 - 1,6 T/h
seno (s průměrem 6 a 8 mm)	0,3 - 0,5 T/h
silážované krmivo a zelená hmota jen s protisítem	5 T/h
	2,7 T/h

Zjednodušená konstrukce mlýnu na krmivo zcela odpovídá nejnovějším požadavkům provozních vlastností. Stroj zajišťuje homogennost rozemletého materiálu.

Vývozce: **STÁTNÍ OBCHODNÍ PODNIK AGROMACHINAIMPEX, SOFIA,**
Aksakova ulice 5 • telefon 88 53 25 • dálnopis 011-597



agromachinaimpex

Mlýn na krmivo F-I

Mlýn na krmivo F-I je určen k mletí všech druhů obilních krmiv, šrotů, výlisků slunečnicových semen a minerálních přísad. Rovněž se ho s úspěchem používá pro kuchyně a továrny na krmiva.

Melivo se dostává do nádoby s objemem 50 litrů, pak dopravníkem, šoupátkem, magnetickým odlučovačem a skluzem do mlecí komory. Je drceno kladivem, pak pod tlakem je potrubím vedeno k cyklonu a dvěma velkými otvory je přiváděno k pytlování.

Výkon při obsluze jedním dělníkem:

průměrný (skutečný) výkon	2020 kg/h
laboratorní (maximální) výkon:	
kukuřice	2700 - 5000 kg/h
ječmen	1650 - 3540 kg/h
oves	457 - 920 kg/h
výlisky slunečnicových semen	3760 - 5300 kg/h

Stroj je kompaktní a má jednoduchou konstrukci. Umožňuje maximální využití všech stupňů mletí, čímž je zaručen dobrý specifický výkon.



Vývozce: **STÁTNÍ OBCHODNÍ PODNIK AGROMACHINAIMPEX, SOFIA,**
Aksakova ulice 5 • telefon 88 53 25 • dálnopis 011-597

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