

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

6

ROČNÍK 11 (XXXVIII)
PRAHA,
ČERVEN 1965
CENA 10 Kčs

ÚSTAV
VĚDECKOTECHNICKÝCH
INFORMACÍ MZLVH

Rídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), inž. Karel Bernhard, inž. Josef Dvortěl, inž. Stanislav Haš, inž. Karel Joza, doc. inž. Karel Koč, doc. inž. Karel Koskuba, CSc., inž. Josef Martaus, CSc., inž. Vladimír Píša, inž. Vladimír Suchý, doc. inž. Zdeněk Šteffl, inž. Jaroslav Šulc, doc. inž. Miroslav Thér, CSc., doc. inž. Ján Tomovčík, CSc., inž. Alois Vávra

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací MZLVH, Praha 1965

■
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací ministerstva zemědělství, lesního a vodního hospodářství. Vychází měsíčně. Redakce: Praha 2, Mánesova 75, telefon 274551-8. Celoroční předplatné Kčs 120,—

■
Научный журнал ЗЕМЕДѢЛЬСКАЯ ТЕХНИКА публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Институт научно-технической информации Министерства сельского, лесного и водного хозяйства. Выход в свет ежемесячно. Редакция Прага 2, Манесова 75.

■
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 of the Ministry of Agriculture, Forestry and Water Management. Issued monthly. Editorial office Prague 2, Mánesova 75.

■
Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben vom Institut für wissenschaftlich-technische Informationen des Ministeriums für Land-, Forst und Wasserwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion Praha 2, Mánesova 75.

■
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 du Ministère de l'agriculture, des eaux et des forêts. Paraît une fois par mois. Rédaction Prague 2, Mánesova 75.

■ V minulých letech se v ČSSR upustilo od výroby klasických typů řezaček. Univerzální řezačka SŘUZ 42, jakož i zjednodušená SŘZ 100, byly zastaralé koncepce, těžké a poruchové.

Snahou strojírenství bylo nahradit tyto řezačky novými, zjednodušenými, a proto spolehlivými stroji. V souladu se světovou tendencí se vývoj zaměřil na cepové sklízecí, jejichž velkou předností je jednoduchost a nízká poruchovost.

Bylo však chybou, že se naše zemědělství spokojilo s tímto typem strojů a vývoj klasických řezaček v těchto letech ustrnul v domněnku, že cepové sklízecí plně nahradí klasické stroje na sklizeň píce a při třířázové sklizni obilovin.

Ukázalo se, že kvalita práce cepových sklízecí je nízká a z tohoto hlediska byly výsledky jejich práce v mnohých podmínkách neuspokojivé. Víme například, že při sklizni zelené píce na krmení není v mnoha našich zemědělských podnicích v současné době možno počítat s pravidelným sečením před každým krmením, ať již z organizačních důvodů, nebo pro nedostatek pracovních sil. Při vytvoření zásoby na 24 hodin se však rozdrčená píce obvykle zaparí a ztrácí na chutnosti i na živinách.

Dalším vážným nedostatkem je značná nepravidelnost řezanky, a to nejen u přímotokých strojů, ale i u kombinovaných sklízecí. Průměrná délka řezanky je rovněž větší než u normálních řezaček. Tento nedostatek má za následek některé přímé i nepřímé ekonomické důsledky.

Při krmení se zvyšují ztráty, neboť dobytek při vybírání chutnějších rostlin a krátkých stébel rozhází velké procento krmiva mimo žlab.

Při dopravě se v důsledku většího měrného objemu, projevujícího se obzvláště u suchého materiálu, zvyšuje potřeba dopravních prostředků minimálně o třetinu proti dopravě pravidelně kratší řezanky.

Další obtíže vznikají při použití mechanizačních prostředků na vybírání siláže, k automatickému krmení, k přepravě krmných směsí apod., kde stroje buď nemohou spolehlivě zvládnout tento materiál, anebo se jejich výkon neúměrně snižuje.

Tyto důvody vedly k započatí výzkumu a vývoje řezačky, vyhovující novým perspektivním směrům ve sklizni píce a obilovin.

KOMPLEXNOST ŘEŠENÍ

Prudký vývoj mechanizace zemědělství dnes již vyřešil hlavní problémy sklizně v této oblasti.

Další řešení technologie sklizně píce a příslušných mechanizačních prostředků nemůže již probíhat samostatně bez závislosti na dalších operacích na statku. Nemůžeme se spokojit s takovou skladbou sklizňových strojů, i když je sama o sobě velmi vhodná, která v dalším prodraží práce na statku nebo neumožní další mechanizaci až ke konečné spotřebě.

Tak např. v současné době se projevují tendence praktiků prosadit sklizeň dlouhé píce. I když jedním z důvodů k těmto tendencím je zachování většího procenta živin, neméně závažným důvodem je to, že komplexní linky na krmení v převážném počtu statků chybí, a tak v tomto případě je ruční práce značně výkonnější a pohodlnější s dlouhým materiálem než s řezankou.

Způsoby sklizně musí proto v budoucnu navazovat nejen na skladování, ale i na manipulaci uvnitř statku až ke krmení.

Sklizeň píce můžeme podle účelu použití rozdělit na sklizeň pro denní krmení a sklizeň pro tvoření zásob, např. k získání siláže, senáže, sena, senné moučky apod.

Pro určení technologických linek a konstrukcí strojů uvažujeme jen hlavní plodiny z celého komplexu píce, a to vojtěšky a jetele, všechny druhy směsek, luční porosty a kukuřici, které především technologii a konstrukci strojů ovlivní.

PERSPEKTIVNÍ SMĚRY

Z hlediska živočišné výroby můžeme jednoznačně určit, že mechanizace a následná automatizace je v našich podmínkách ekonomicky únosně a nejvhodněji řešitelná na základě řezaného materiálu.

Sklizeň píce však můžeme řešit dvěma způsoby: a) řezáním na poli, což představuje klasickou řezačkovou sklizeň, b) sklizením dlouhé píce s dvěma alternativami: volně ložené a balíkové; v těchto případech je nutné řezání na statku.

I když lze komplexně mechanizovat i sklizeň dlouhé píce, vždy zůstane určité procento ruční práce nejen v dalších operacích na statku, ale též při nakládání na poli. Ekonomika těchto způsobů by se v celém komplexu uplatnila při použití samokrmení, čímž by odpadla nákladná mechanizace na statku. Nelze však předpokládat, že situace naší krmivové základny by toho dovolila v nejbližších letech využít.

Při sklizni píce na denní krmení a siláž, jakož i z velké části při sběru zavadlé píce, je použití řezačky nesporné a nelze předpokládat ani v budoucnu převratné změny.

Použití tohoto stroje při sběru suché píce na seno pokládáme z důvodů velkých ztrát za nevyhovující. Ani sběr zavadlé píce s dosoušením nemůže být v této technologii konečným řešením, neboť zvláště u vojtěšek a jetelů se při ukládání vytváří určité nepříznivé rozdělení lodyh a lístečků, což nejen ztěžuje správné dosoušení, ale při vybírání nezaručuje stejnoměrné množství živin při stejné váze denní dávky.

Provedme ještě stručný rozbor technologie silážování. Ztráty při tomto způsobu konzervace píce jsou poměrně vysoké a způsobuje to hlavně únik

živin obsažených v silážní šťávě. K snížení ztrát při této technologii sklizně je účelné zaměřit se na silážování zavadlých píce.

Omezení ztrát v obou uvedených technologiích sklizně na seno a siláž nabízí nový způsob konzervace pícnin pomocí systému Harvestore. Tato technologie umožňuje komplexní mechanizaci celé linky až do žlabu.

Z uvedeného vyplývá, že sklizňová linka na základě řezané píce bude perspektivně hlavní a převažující. V této technologii dnes můžeme považovat za nedostatečně vyřešený článek sklizňový stroj.

POŽADAVKY NA ŘEZAČKU

Základním předpokladem k mechanizaci živočišné výroby je, jak již bylo uvedeno, pravidelná krátká řezanka. Vyplývá to z požadavků možnosti mechanizace při vybírání siláže, senáže, dávkování, sušení apod.

Perspektivně musíme ve větší míře počítat s rozšířením komplexně mechanizovaných procesů bílkovinných senáží, siláží a s výrobou senné moučky. Z toho vycházejí i požadavky na nové řezačky, které umožní tyto procesy plynule zavádět nejen na našich dnešních závodech, ale postupně i na budoucích specializovaných statcích.

Základní požadavky na nový typ řezačky jsou shrnuty do těchto několika bodů:

1. Výkon 160 q/h zelené píce,
100 q/h obilní hmoty
2. Schopnost vyrobit i velmi krátkou řezanku
 - a) zavadlé a zelené píce: do 2 cm 60 % stébel,
od 2 do 4 cm 40 % stébel praktické délky,
 - b) obilí: od 4 do 10 cm.
3. Maximální zjednodušení konstrukce k dosažení spolehlivého provozu při zachování kvality práce.
4. Dopravní vzdálenost zabezpečující plnění velkoobjemových přívěsů.

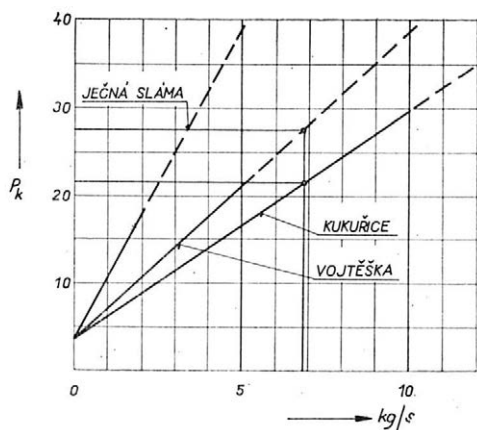
KONCEPCE NOVÉHO STROJE

Z rozboru jednotlivých požadavků vyplyne nejvhodnější návrh jednotlivých uzlů i celkový návrh stroje.

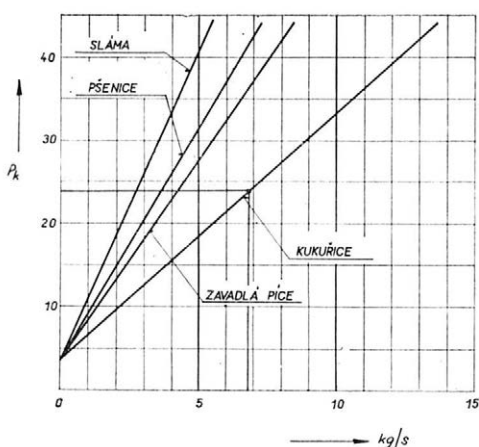
Požaduje-li se průměrný výkon stroje 160 q/ha zelené píce, znamená to při poměrně vysokém koeficientu využití 0,65 pracovní výkon za čistý čas cca 250 q/ha. Stroj musí být konstruován tak, aby dovolil i špičkové dvojnásobné okamžité přetížení.

Z diagramu podle Zb. S o u č k a [4] pro příkon kolové řezačky (obr. 1) a bubnové odhazové řezačky (obr. 2) vyplývají nutné příkony samotného základního řezacího orgánu v průměru 23 k. Při stejné délce řezanky je patrné, že co do náročnosti na příkon jsou oba klasické orgány stejné. Nepatrný rozdíl mezi křivkami je dán rozdílností podmínek, v kterých byly tyto uzly zkoušeny.

Z mnoha dalších měření bylo zjištěno, že ostatní orgány jsou v porovnání s řezacími orgány daleko méně náročnější na příkon a tato hodnota se pohybuje v rozmezí 4–6 k.



1. Příkon nožového kola v závislosti na průchodnosti.
Délka řezanky 2 cm. Vlhkost kukuřice 80,5 %, vojtěšky 73,8 %, slámy 12 %

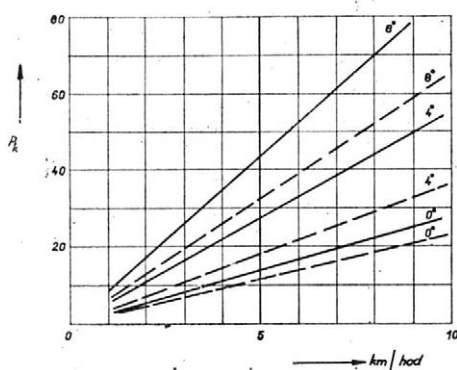


2. Závislost potřebného příkonu řezacího bubnu na průchodnosti.
Délka řezanky 2 cm. Vlhkost kukuřice 80 %, zavadlá píce 43 %, slámy a pšenice v suchém stavu

Celkový střední příkon na vývodovém hřídeli traktorů tedy je cca 30 k. To by ukazovalo, že dosavadní Zetor 50 Super by mohl zvládnout práce s takovou řezačkou.

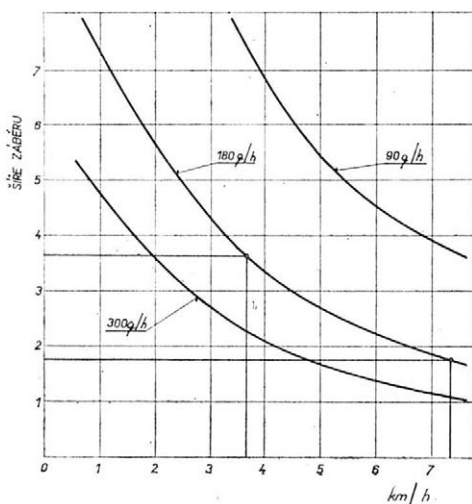
Oddělení základního výzkumu VÚZS však podrobně proměřilo potřebné příkony na pojezd agregace traktor 4011 + sklízeč SPKZ 160 včetně přívěsu a tyto hodnoty, jak je vidět v diagramu obrázku 3, jsou značné.

Jelikož nepředpokládáme větší váhu celého agregátu a můžeme s určitou přibližností počítat i se stejným pracovním odporem, můžeme tyto hodnoty, obsažené v uvedeném diagramu (obr. 3), aplikovat pro náš případ.



3. Potřeba příkonu na rychlost pojezdu a pracovní odpor agregátu Z 4011 + SPKZ 160

--- při sklonu pozemku 0, 4, 8
— potřeba příkonu včetně přívěsu



4. Závislost šířky záběru na rychlosti řezačky při požadovaném průměrném výkonu 160 q/ha a různých výnosech

Při záběru strojů běžném v našich podmínkách, např. 180 cm, zjistíme, že při výnosu 180 q/ha rychlost pojezdu agregátu k dosažení předpokládaného výkonu je 7,2 km/h (obr. 4).

Vrátíme se zpět k potřebnému příkonu při těchto rychlostech. V našich podmínkách je svahovitost 8° zcela běžná. Celý agregát potřebuje při uvedené rychlosti 62 k a bez přívěsu 45 k.

Celkový potřebný příkon při práci na svahu 8° v běžných podmínkách by vyžadoval 75–92 k. Takovéto trakční prostředky nejsou zatím uvažovány ani perspektivně, a proto se budeme muset spokojit s traktorem 70 k. Výroba silnějších traktorů přichází v úvahu za osm až deset let.

Uvedené teoretické rychlosti však nelze při takovémto agregátu použít.

Při obvyklých rychlostech 3,6 km/h klesne potřeba příkonu na hranici 32 k s přívěsem a 24 k bez přívěsu. V běžných uvedených podmínkách můžeme počítat s traktorem 50–70 k.

K dosažení požadovaného výkonu je však (podle obr. 4), při stejném výnosu plodiny 180 q/ha, potřebný dvojnásobný záběr stroje, tj. 3,6 m. Abychom dosáhli světových parametrů stroje, nemůžeme z konstrukčních a částečně i funkčních důvodů tento záběr uvažovat. Řešení se naskytá v podobě řezačky sběrací, která by vyhověla uvedeným požadavkům.

Vzhledem k perspektivnímu rozšíření silážování zavadlé píce mluví i tento důvod pro navrženou koncepci sběrací řezačky. Nutně však z toho vyplývá rozšířit použití řádkovacích žacích strojů i na pícniny jako logický důsledek této velkovýrobní koncepce sklizně.

K vytvoření takových řádků lze použít samozřejmě i lišty s následným shrnováním, avšak vyžaduje to více operací.

K volbě hlavního orgánu, tj. řezacího ústrojí, je nutno porovnat jednotlivé přednosti s nedostatky dvou dosud známých principů, a to řezacího kola a bubnu.

Nové technologie v živočišné výrobě i mechanizace práce vybírání a skladování kladou požadavek velmi krátké řezanky do 2 cm. K dosažení požadovaných délek řezanky je možno při konstrukčním řešení použít několika způsobů.

Prvním je co nejpomalejší podávání materiálu do řezacího ústrojí. Dalším je zvyšování počtu nožů a jako třetí možnost uvádíme zvyšování počtu otáček řezacího ústrojí. Při praktickém provedení stroje se tyto uvedené možnosti kombinují.

Použije-li se klasického řezacího kola, musíme aplikovat první způsob. Kolová řezačka se omezuje prakticky na maximální počet 600 ot./min a počet nožů při běžných konstrukcích nepřekročí osm. K dosažení praktické délky řezanky 2 cm je nutno vcházet z teoretické délky cca poloviční. To znamená, že maximální rychlost podávání nesmí překročit 0,8–1 m/sec. Jelikož pojezdová rychlost stroje nemůže být větší než rychlost podávání, je spolehlivá funkce stroje prakticky omezena touto poměrně nízkou hodnotou rychlostí.

Dalším nedostatkem kolové řezačky je možnost používat jen poloviny její konstrukce k aktivnímu řezání materiálu. Z praktických důvodů nemůžeme zvětšovat průměr kola a tím je u užívaných typů nutno omezit šířku ústí na 400 mm. Tímto omezením se příliš zvyšuje vrstva podávaného materiálu a kvalita práce se zmenšuje (viz obr. 5).

Z uvedených důvodů se kolová řezačka proto nejeví jako perspektivní.

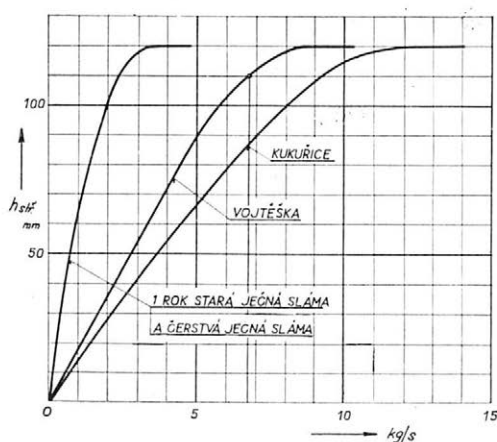
Bubnová koncepce dovoluje vyšší počet nožů i značně vyšší otáčky. To umožňuje používat i vyšších podávacích rychlostí a tím zároveň zvýšení pojezdových rychlostí stroje. Šířka bubnu může být libovolná; tím je možno do-

sáhnout optimální výšky vrstvy podávaného materiálu z hlediska funkce stroje.

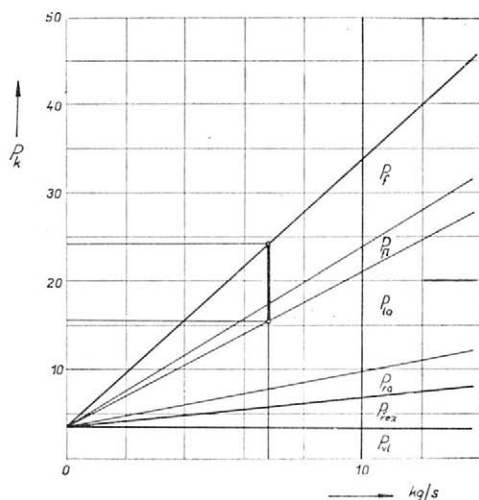
Velkou předností tohoto systému je možnost broušení přímo na stroji, což zaručuje kvalitní práci po celou dobu sklizně bez dlouhých ztrátových časů.

Pro dosažení velké vzdálenosti odhozu používá se často kombinace řezacího bubnu s kotoučovým metačem. Tato kombinace, tj. řezací buben a metač, jak se vyskytuje u strojů některých západoevropských firem, je koncepce zastaralá. Je nutno dosáhnout obou funkcí jedním elementem i za cenu toho, že odhazovací schopnost bude nepatrně snížena.

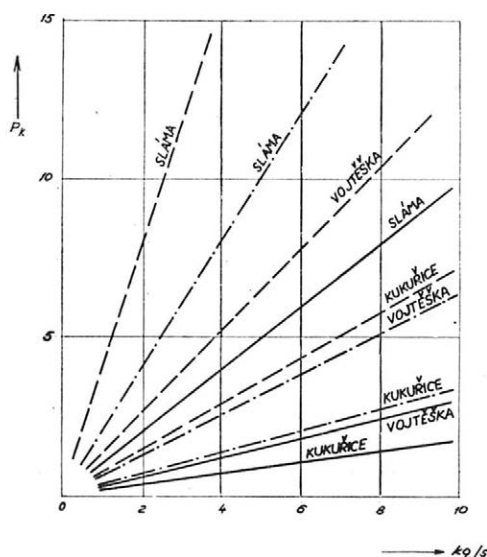
Řezací a odhazovací orgány řezačky jsou celkově nejnáročnějšími prvky na energii. Jednotlivé složky energie byly zkoumány ve VÚZS Zb. Součtem [4] u klasické kolové řezačky a výsledky jsou patrné z obrázku 6, kde vidíme, že podíl neúčinně zmařené energie je velmi vysoký.



5. Závislost výšky řezané vrstvy materiálu (h_{sif}), měřené zdvihem horního podávacího válce, na průchodnosti (kg/s) pro ječnou slámu, vojtěšku a kukuřici. Šířka vrstvy 400 mm



6. Příkon nožového kola řezačky a jeho rozdělení na jednotlivé složky (P_f — tření po plášti bubnu, P_{f1} — tření po nožovém držáku, P_{ra} — urychlení na obvodovou rychlost odhazovacích lopatek, P_{ra1} — urychlení v radiálním směru, P_{rez} — řezání, P_{vl} — ventilace a tření v ložiskách) v závislosti na průchodnosti při řezání kukuřice. Délka řezanky 4 cm, vlhkost 80,5 %



7. Příkon na řezání v závislosti na průchodnosti.

Délka řezanky 2, 4, 8 cm

--- řez 2 cm, -.- řez 4 cm, — řez 8 cm

Pro dosažení vysokých výkonů požadovaných již dnes a perspektivně se zvyšujících je nutné, aby se výzkum zabýval i základní otázkou zlepšení funkce a snížení neužitečných odporů na minimum. Příkon nutný jen pro vlastní řezání je poměrně nízký, zvláště u zelených materiálů. U suchých materiálů jako sláma a obilí je požadovaná délka řezanky značně vyšší a tím klesají i nároky na příkon do úměrných mezí. Přibližná potřeba této energie při různých délkách řezanky tří základních materiálů je udávána v diagramu na obrázku 7.

Všechny uvedené hodnoty však předpokládají dokonale seřízený stroj, ostré nože, malou mezeru mezi noži a protiostrím apod. Při nedodržení některých základních požadavků na seřízení stroje nároky na energii stoupají.

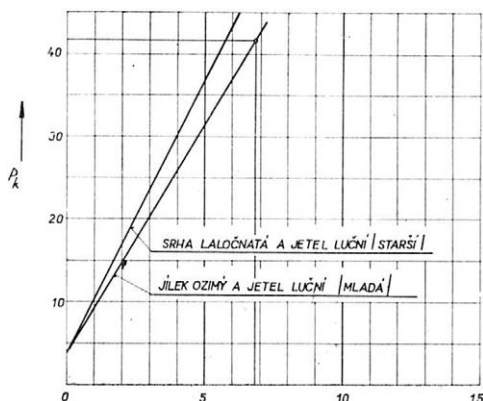
Navržená vysokovýkonná řezačka vyžaduje, jak již bylo uvedeno při délce řezanky 2 cm, minimálně 30 k na vývodovém hřídeli traktoru v laboratorních podmínkách při uvažované průchodnosti. V praxi jsou však energetické nároky podle našich měření vyšší o cca 30 %, a proto k dosažení požadované výkonosti musíme nutně počítat s použitím trakčního prostředku o výkonu 70 k.

Jako nutný doplněk tohoto typu však musíme v budoucnu uvažovat též řezačku žací k dennímu krmení a silážování. Oba stroje by měly být v maximální míře unifikované jak z hlediska výroby, tak i z hlediska náhradních dílů.

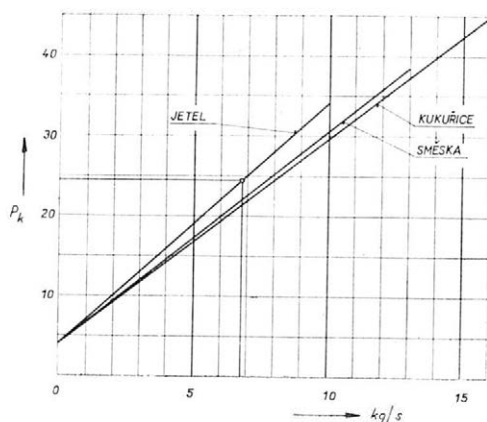
K doplnění názoru uvádíme diagramy příkonů dvou kombinovaných cepových sklízečů, a to Lundell 605 (obr. 8) a SPKZ 160 měřeného Zb. S o u č k e m (obr. 9) na zelené píce. Z porovnání vidíme, že čs. stroj má v tomto směru vynikající světové parametry, neboť při stejné průchodnosti, i když v odlišných podmínkách, vyžaduje značně menšího příkonu než cepový sklízeč Lundell 605.

Cepové sklízeče pro svou jednoduchost a spolehlivost i pro své menší nároky na energii budou mít podle našeho názoru i v budoucnu své místo v našich sklizňových linkách pícnin.

V současném zemědělství se však ve velké míře užívá sklizně zelené píce. Při tom se jeví citelná potřeba zmodernizované řezačky na klasickém principu, což se projevuje nutným dovozem různých typů, které vyhovují jen zčásti našim podmínkám.



8. Příkon sklízecí řezačky Lundell 605 na vývodovém hřídeli traktoru. Vlhkost směsky, srhy s jetelem 78,8 %, jílku a jetele 80,6 %



9. Porovnání příkonu sklízeče SPKZ 160 na třech různých materiálech. Vlhkost jetele 89,2 %, kukuřice 87,3 % a směsky 88,5 %

Tento tlak může být odstraněn jen rychlým zavedením výroby sklízecí řezačky, která by již z velké části respektovala perspektivní potřebu vyplývající z tohoto rozboru. To znamená, aby již dnes byly pojaty do koncepce stroje i některé důležité uzly perspektivních typů k jejich ověření.

Z A V Ě R

Perspektivní rozvoj mechanizace živočišné výroby a sklizně píce v čs. zemědělství vyžaduje sklízecí řezačky o velkém výkonu s možností dosáhnout kvalitní i velmi krátké řezanky.

Z uvedeného rozboru vyplývá proto tato perspektivní koncepce řezačky: Vzhledem k požadovaným výkonům a ekonomicky efektivní sklizni je nutné, aby v souladu s postupným zaváděním nových technologií sklizně píce byla vyráběna jednoduchá sběrací řezačka s řezacím a odhazovacím bubnem při zachování vysoké kvality práce. V souvislosti s vysokým výkonem, jakož i z hlediska příkonu při agregaci stroje s traktorem a přívěsem, je nutno počítat i s plněním vedle jedoucího přívěsu, kdy doby jeho naplnění jsou velmi krátké. Nutný trakční prostředek, vyplývající z uvedeného rozboru, je při požadované vysoké výkonnosti řezačky traktor o výkonu alespoň 70 k.

K doplnění technologie sklizně píce je však nutné, aby byla uvažována též žací řezačka na denní krmení a silážování. Z hlediska výroby a nároku na náhradní díly je vhodné, aby základní dílce byly shodné s navrženou sběrací řezačkou. Kombinace těchto nových řezaček a cepových sklízeců vhodně doplní technologické linky strojů na sklizeň píce a uspokojí nároky našich zemědělských závodů.

Současná praxe však vynucuje rychlé zavedení do výroby moderní sklízecí řezačky, která by odstranila různé nedostatky dovážených strojů a která by vyhovovala našim podmínkám. Jejich hlavní dílce by měly být již v souladu s perspektivní potřebou, vyplývající z tohoto rozboru, aby bylo možno rychle přejít k výrobě navržených strojů.

Došlo dne 6. 3. 1965

L i t e r a t u r a

1. Brenner W. G., Grimm K.: Schneid- und Wurfvorgänge in Trommel Feldhäcksler. Landtechnische Forschung 1963. — 2. Philipson A.: The forage harvester Lundell 605. Silsoe 1961. — 3. Clendelin W. H., Corwith J. C., Walker J. A.: Konstrukce nové vysokovýkonné silážní řezačky. Agricultural Engineering 1963. — 4. Souček Zb.: Energetické poměry kola řezačky. Zpráva VÚZS 1961. — 5. Souček Zb.: Energetické poměry cepového sklízecího SPKZ-160. Zpráva VÚZS 1960.

К вопросу решения концепций силосных комбайнов

Перспективное развитие механизации животноводства и уборки кормовых трав в чехословацком сельском хозяйстве требует силосных комбайнов большой мощности с возможностью получения качественной и очень мелкой сечки.

Из приведенного анализа поэтому вытекает перспективная концепция силосного комбайна:

Принимая во внимание требуемую производительность и экономически эффективную уборку необходимо, чтобы, в соответствии с постепенным внедрением новых техно-

логий уборки кормовых трав, был сконструирован простой силосный комбайн с режущим и отбрасывающим барабаном при соблюдении высокого качества работы. В связи с высокой производительностью, а также с точки зрения потребляемой мощности при агрегатировании машины с трактором и прицепом, необходимо учитывать и наполнение рядом идущего прицепа, когда время его наполнения очень мало. Необходимое тяговое средство, вытекающее из приведенного анализа, при требуемой высокой производительности комбайна — трактор мощностью хотя бы 70 л. с.

Однако для дополнения технологии уборки кормовых трав необходимо учесть и жатку-измельчитель для дневного кормления и силосования. С точки зрения производства и требования к запасным частям рационально, чтобы основные части были тождественны с предлагаемым силосным комбайном. Комбинация этих новых комбайнов и роторных косилок-измельчителей рационально дополнит технологическую линию машин для уборки кормовых трав и удовлетворит требованиям машин сельскохозяйственных предприятий.

Однако современная практика заставляет быстрее внедрять в производство современные силосные комбайны, которые устранили бы разные недостатки ввозимых машин и которые удовлетворяли бы нашим условиям. Основные части этих машин должны уже соответствовать перспективной потребности, вытекающей из этого анализа, с тем, чтобы как можно скорее перейти к производству предлагаемых машин.

Comments on the Design of the Forage Harvesters

For the perspective development in the mechanization of the livestock production and of the forage harvest in the Czechoslovak agriculture forage harvesters of a high output are required, designed to achieve chopped material of high quality as well as of a very short cut.

From the analyses made, the following features become apparent for the perspective design of the forage harvester:

With regard to the outputs and to the economy of the harvest required, a pick-up forage harvester of a simple design should be manufactured, featuring a cutting and throwing cylinder and maintaining a high quality of operation, such as necessary for the new methods of the harvest technology, which are to be introduced. In connection with the high output and with respect to the power required when linking the harvester with the tractor and trailer, it should be also reckoned with the loading of the trailer travelling alongside, with very short loading times. A tractor of a least 70 hp is necessary, to comply with the required high output of the forage harvester, as evident from the analyses given.

Furthermore, the forage harvester should be suitable for the daily harvest of green fodder and for the silage making. With respect to the manufacture and to the spare parts, it is advisable for the principal parts to comply with the pick-up harvester described. These new forage harvesters, together with the flail foragers will fill in the gap in the line of machines for the forage harvest and will satisfy the demands of the farms.

With the present farming practice however, it is imperative to start as soon as possible the manufacture of a modern forage harvester, designed to eliminate the deficiencies of the imported machines and to comply to the conditions of the Czechoslovak agriculture. The main parts should be in accord with the perspective needs as evident from the analyses given, so as to start then the manufacture of the harvester suggested as soon as possible.

Beitrag zur Lösung der Konzeption der Mähhäcksler

Die perspektive Entfaltung der Mechanisierung der tierischen Produktion und der Futterpflanzenernte in der tschechoslowakischen Landwirtschaft erfordert Mähhäcksler von großer Leistung, bei denen man Qualitäts- und Kurzhäcksler erreichen kann.

Aus der angeführten Analyse ergibt sich demnach die folgende perspektive Konzeption eines Häckslers:

Mit Rücksicht auf die angeforderten Leistungen und ökonomisch effektive Ernte ist es notwendig, daß man mit allmählicher Einführung neuer Technologien

der Futterpflanzenernte einen einfachen Mähhäcksler mit einer Schneid- und Schleudertrommel bei Einhaltung einer hohen Arbeitsqualität erzeugt. Mit Rücksicht auf die hohe Leistung und auf den Kraftaufwand beim Anschluß der Maschine an den Schlepper und Anhang muß auch mit dem Füllen des nebenan fahrenden Anhangs, wo die Zeit der Füllung sehr kurz ist, gerechnet werden. Das notwendige Traktionsmittel, das sich aus der angeführten Analyse ergibt, ist bei der angeforderten hohen Leistung des Häckslers ein Schlepper mit einer Mindestleistung von 70 PS.

Zur Ergänzung der Technologie der Futterpflanzenernte ist es jedoch notwendig, auch einen Mähhäcksler für tägliche Fütterung und Einsilieren zu erwägen. Vom Gesichtspunkt der Erzeugung und Anforderung auf Ersatzteile ist es zweckmäßig, daß die Grundbestandteile mit dem vorgeschlagenen Mähhäcksler übereinstimmen. Die Kombination dieser neuen Häcksler und der Flegel-Erntemaschinen wird die technologischen Maschinenstraßen für die Futterpflanzenernte zweckmäßig ergänzen und die Ansprüche unserer landwirtschaftlichen Betriebe erfüllen.

Die gegenwärtige Praxis erzwingt jedoch eine rasche Einführung eines modernen Mähhäckslers in der Erzeugung, wodurch man verschiedene Mängel der importierten Maschinen beseitigen würde; ein solcher Mähhäcksler würde unseren Bedingungen entsprechen. Die wichtigsten Bestandteile sollten bereits im Einklang mit dem Perspektivbedarf, der sich aus dieser Analyse ergibt, stehen, um an die Erzeugung der vorgeschlagenen Maschinen herantreten zu können.

Inž. Alexandr Čermák

inž. Oldřich Hora

Výzkumný ústav zemědělských strojů,
Chodov u Prahy

■ Uvolňování zrna při řezání obilí na kolové řezačce je — stejně jako při výmlatu na normální mlátičce — provázeno poškozováním zrna. Množství a stupeň tohoto poškození jsou ovlivněny pevností zrna (danou druhem obilniny, odrůdou, zralostí a vlhkostí), ale také druhem řezačky a jejím seřízením. Podstatný vliv má nastavení řezačky na délku řezanky. Mnozí autoři dokazují výsledky svých měření, že při nastavení řezačky na velmi krátkou řezanku je poškození zrna nepřijatelně vysoké a že se zvětšováním délky řezanky poškození klesá. Při grafickém zobrazení závislosti poškození zrna na délce řezanky prokládá se nalezenými body křivka, jejíž analytický výraz nebyl dosud definován.

TEORETICKÁ ČÁST

TEORETICKÝ PRŮBĚH ZÁVISLOSTI POŠKOZOVÁNÍ ZRNA NA DÉLCE ŘEZANKY

Odvození vychází z předpokladu, že zrna je v proudu obilí postupujícího řezným ústím rozloženo rovnoměrně a že tedy každé zrna má stejnou pravděpodobnost být zasaženo ostrím nožem nebo jeho jinou částí. Tento předpoklad je podložen následující úvahou. V okamžiku řezání mohou mít klasy různou polohu. Jestliže v jednom krajním případě mohou postupovat řezným ústím v poloze, kdy klasové věténko je kolmé k příčné ploše řezného ústí, pak druhým krajním případem by byla taková poloha klasu, kdy jeho věténko leží v rovině příčné plochy řezného ústí. V prvním případě je sice větší pravděpodobnost, že klas bude ostrím nožem zasažen, avšak počet zasažených zrn bude malý. V druhém krajním případě je sice menší pravděpodobnost zasažení klasu, ale bude-li tento klas zasažen ostrím nožem, bude jistě poškozeno mnohem více zrn než v prvním případě.

Má-li tedy každé zrna stejnou pravděpodobnost, že bude při průchodu řezným ústím poškozeno, měla by ona část poškození, která je způsobena vlastním řezáním, být úměrná hustotě řezů, tj. počtu nožů připadajících na jednotku posunutí obilí do řezného ústí. Tuto lineární závislost je možno vyjádřit jednoduchou rovnicí:

$$P = P_a + P_b z \quad (\%) \quad (A)$$

kde: P = poškození zrna v %
 z = počet nožů připadajících na jednotku posunutí obilí do řezného ústí
 P_a = část poškození v %, která není úměrná počtu nožů
 P_b = poškození zrna v %, způsobené jedním nožem

Pro délku řezanky platí vztah:

$$L_n = \frac{V \cdot 60}{z \cdot n} \text{ (mm)}$$

kde: L_n = nastavená délka řezanky v mm
 V = rychlost vkládání obilí v mm/s
 n = počet otáček nožového kola 1/min
 z = počet nožů v nožovém kole

Jestliže pro určitou řezačku je

$$\frac{V \cdot 60}{n} = c \text{ (mm)}$$

kde: c = posunutí obilí do řezného ústí za jednu otáčku nožového kola v mm
 pak délka řezanky bude

$$L_n = \frac{c}{z} \text{ (mm)}$$

a odtud počet nožů:

$$z = \frac{c}{L_n}$$

Zavedeme-li do rovnice závislosti poškození zrna na počtu nožů (A) místo počtu nožů délku řezanky, dostaneme:

$$P = P_a + \frac{P_b \cdot c}{L_n} (\%) \quad (B)$$

Je tedy možno poškození zrna vyjádřit jako hyperbolicou funkci délky řezanky.

Pro známé posunutí obilí do řezného ústí za jednu otáčku nožového kola je pak možno do rovnice (B) dosadit za c hodnotu koeficientu. Např. u řezačky SŘUZ 42 je rychlost vkládání obilí do řezného ústí konstantní a délka řezanky se mění použitím jednoho, dvou, tří nebo šesti nožů. Za jednu otáčku nožového kola posune se obilí do řezného ústí o 120 mm, takže pro řezačku SŘUZ 42 je možna tato rovnice:

$$P = P_a + \frac{120 P_b}{L_n} (\%)$$

U řezačky ŘVM 42 se délka řezanky seřizuje jednak změnou počtu nožů (2 nebo 4), jednak změnou posunu řezaného obilí (320 nebo 80 mm za jednu otáčku nožového kola). Pro zjednodušení je možno posun obilí do řezného ústí uvažovat za polovinu otáčky nožového kola, tedy místo dvou a čtyř nožů pouze jeden a dva nože, a zařazení čtyřikrát menšího posuvu obilí (čtyřikrát větší hustota řezů) vyjádřit čtyřnásobným počtem nožů (4 a 8). Pak bude pro tuto řezačku platit rovnice

$$P = P_a + \frac{160 P_b}{L_n} (\%)$$

Konstanty P_a a P_b mají v obou rovnicích (A , B) stejný význam a v konkrétním případě i stejnou velikost. Toto lze s výhodou využít k jejich výpočtu jako konstant regresní přímky závislosti poškození zrna na počtu nožů podle známých, v četné literatuře uváděných rovnic a dosadit je do rovnice závislosti poškození zrna na délce řezanky. Současně je možno snadno vypočítat koeficient korelace a testovat významnost korelačního vztahu.

V případě, kdy nelze stanovit hodnotu c podobnou úvahou jako u řezanky ŘVM 42, je možno vyjít od obecné rovnice hyperboly

$$P = P_a + \frac{b}{L_n}$$

kde $b = c P_b$

Konstanty P_a a P_b pak lze vypočítat pomocí rovnic odvozených pro lineární závislost [2], na niž se hyperbolická závislost převede substitucí $x = \frac{1}{L_n}$:

$$P_a = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \sum_{i=1}^n \frac{1}{(L_{ni})^2} - \sum_{i=1}^n \frac{1}{L_{ni}} \sum_{i=1}^n \frac{P_i}{L_{ni}}}{n \sum_{i=1}^n \frac{1}{(L_{ni})^2} - \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{L_{ni}} \right)^2} \quad (C)$$

$$P_b = \frac{n \sum_{i=1}^n \frac{P_i}{L_{ni}} - \sum_{i=1}^n P_i \sum_{i=1}^n \frac{1}{L_{ni}}}{n \sum_{i=1}^n \frac{1}{(L_{ni})^2} - \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{L_{ni}} \right)^2} \quad (D)$$

O správnosti tohoto řešení lze se přesvědčit odvozením normálních rovnic užitím metody nejmenších čtverců. Má-li být součet čtverců odchylek minimální, musí být nalezeno minimum funkce

$$f(P_a, P_b) = \sum_{i=1}^n \left(P_i - P_a - \frac{P_b}{L_{ni}} \right)^2$$

Položíme první derivaci rovnou nule:

$$1. \quad \frac{\partial}{\partial P_a} \sum_{i=1}^n \left(P_i - P_a - \frac{P_b}{L_{ni}} \right)^2 = 0$$

$$2. \quad \frac{\partial}{\partial P_b} \sum_{i=1}^n \left(P_i - P_a - \frac{P_b}{L_{ni}} \right)^2 = 0$$

Řešením a úpravou dostáváme normální rovnice (o tom, že jde o minimum funkce, bychom se ovšem museli přesvědčit):

$$1. \quad n P_a + P_b \sum_{i=1}^n \frac{1}{L_{ni}} = \sum_{i=1}^n P_i$$

$$2. \quad P_a \sum_{i=1}^n \frac{1}{L_{ni}} + P_b \sum_{i=1}^n \frac{1}{(L_{ni})^2} = \sum_{i=1}^n \frac{P_i}{L_{ni}}$$

jejichž řešení pro P_a a P_b ovšem vede k výrazům (C) a (D).

Podobně jako výrazy (C) a (D) je možno upravit také rovnice pro výpočet korelačního koeficientu [2]:

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{L_{ni}} \right)^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{L_{ni}} \right)^2 - \frac{\left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{L_{ni}} \right)^2}{n}$$

$$\sum_{i=1}^n P_i'^2 = \sum_{i=1}^n P_i^2 - \frac{\left(\sum_{i=1}^n P_i \right)^2}{n}$$

$$\sum_{i=1}^n \frac{P_i'}{L_{ni}} = \sum_{i=1}^n \frac{P_i}{L_{ni}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{L_{ni}} \right) \left(\sum_{i=1}^n P_i \right)}{n}$$

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{P_i'}{L_{ni}}}{\left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{L_{ni}} \right)^2 \right]^{1/2} \left[\sum_{i=1}^n P_i'^2 \right]^{1/2}} \quad (E)$$

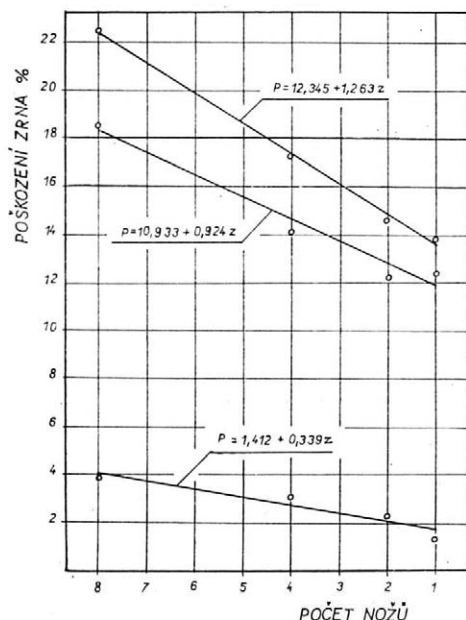
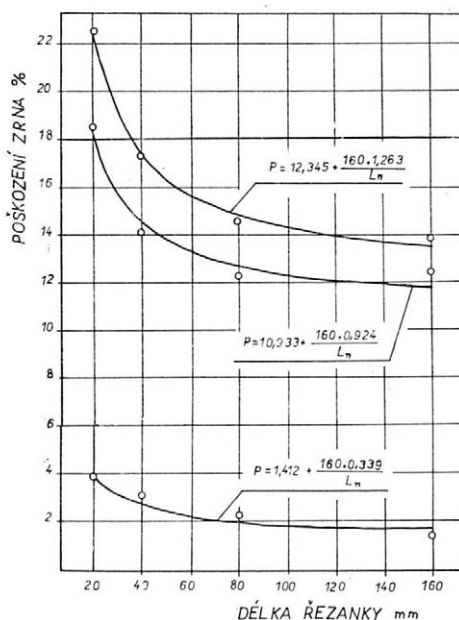
VÝSLEDKY ZKOUŠEK

Pomocí odvozených vztahů byly zpracovány jednak výsledky zkoušek z let 1961 a 1962 [3]), jednak údaje publikované některými autory. Zkoušky v letech 1961 a 1962 byly vykonány na řezačkách ŘVM 42 a SŘUZ 42. Bylo proto možno počítat korelační vztah mezi poškozením zrna a počtem nožů připadajících na jednotku posunutí obilí do řezného ústí. Výsledky těchto výpočtů jsou uvedeny v tabulce I. Z přehledu je zřejmé, že pouze v jednom případě u pšenice ŘVM 42 je existence korelačního vztahu prokázána s dostatečně vysokou pravděpodobností. V tomto případě jde zejména u celkového poškození o závislost vysoce významnou.

V ostatních případech existence korelačního vztahu prokázána nebyla.

I. Přehled vypočítaných hodnot — závislost poškození zrna na počtu nožů

Plodina Řezačka	Poškození	Koeficient korelace		Rovnice regresních přímek
		vypočítaný	kritická hodnota	
Ječmen SŘUZ 42	hrubé	0,9844	0,98769 (pro $r = 1$, $p = 0,1$)	$P = 0,606 + 0,755 z$
	jemné	0,9557		$P = 2,103 + 0,625 z$
	celkové	0,9717		$P = 2,713 + 1,375 z$
Pšenice SŘUZ 42	hrubé	0,9143	0,9500 (pro $r = 2$, $p = 0,05$)	$P = 1,37 + 0,43 z$
	jemné	0,1367		$P = 4,523 + 0,475 z$
	celkové	0,6752		
Ječmen ŘVM 42	hrubé	0,8845	0,9000 (pro $r = 2$, $p = 0,1$)	$P = 0,933 + 0,109 z$
	jemné	0,7783		$P = 9,092 + 0,402 z$
	celkové	0,8747		$P = 10,038 + 0,508 z$
Pšenice ŘVM 42	hrubé	0,7859	0,9500 (pro $r = 2$, $p = 0,05$)	$P = 1,160 + 0,105 z$
	jemné	0,7812		$P = 10,720 + 1,069 z$
	celkové	0,8205		$P = 11,880 + 1,174 z$
Pšenice ŘVM 42	hrubé	0,9521	0,9900 (pro $r = 2$, $p = 0,01$)	$P = 1,412 + 0,339 z$
	jemné	0,9851		$P = 10,933 + 0,924 z$
	celkové	0,9988		$P = 12,345 + 1,263 z$


1. Závislost poškození zrna na počtu nožů
(Pšenice ozimá, řezačka RVM 42)

2. Závislost poškození zrna na nastavené
délce řezanky
(Pšenice ozimá, řezačka RVM 42)

U zkoušek na SŘUZ 42 s výjimkou jemného poškození a tím i celkového poškození zrna pšenice je vypočítaný koeficient korelace sice pod kritickou hodnotou, ale přesto je značně vysoký. Lze se proto domnívat, že hlavním důvodem, proč nebyla u těchto zkoušek korelace prokázána, je malý počet délek řezanky.

Pro případ, ve kterém byla existence korelačního vztahu mezi poškozením a počtem nožů (a tedy také délkou řezanky) bezpečně prokázána, jsou zjištěné závislosti znázorněny graficky (obr. 1 a 2). Rovnice regresní hyperboly pro všechny druhy poškození jsou uvedeny na obrázku 2. Z grafu je zřejmé, že vypočítané hyperboly velmi dobře vyhovují naměřeným hodnotám.

Z literárních pramenů byly zpracovány výsledky zkoušek, uvedené ve zprávě VÚZS [1]), dále údaje z článku J. M. Ž u k a [5] a konečně také údaje z NDR [4]. V těchto případech byla regresní hyperbola vypočítána podle vzorců (C) a (D) a koeficient korelace podle vzorce (E). Výsledky jsou shrnuty v tabulce II. Ve všech těchto případech je existence korelačního vztahu bezpečně prokázána. Ve většině případů jde o závislost vysoce významnou.

II. Přehled vypočítaných hodnot — závislost poškození zrna na délce řezanky

Plodina Řezačka	Koeficient korelace		Rovnice regresní hyperboly
	vypočítaný	kritická hodnota	
Pšenice Pyšelka Univerzal E 444K Kodel & Bohm (1)	0,9929	0,9900 ($v = 2$; $p = 0,01$)	$P = 1,31 + \frac{3,50}{L_n}$
Pšenice Hodoninská holice (1)	0,9324	0,9000 ($v = 2$; $p = 0,1$)	$P = 0,83 + \frac{3,42}{L_n}$
Žito (1)	0,9964	0,9900 ($v = 2$; $p = 0,01$)	$P = 1,13 + \frac{7,48}{L_n}$
Žito (1)	0,9213	0,9000 ($v = 2$; $p = 0,1$)	$P = 2,46 + \frac{5,84}{L_n}$
Oves (1)	0,9946	0,9900 ($v = 2$; $p = 0,01$)	$P = 0,69 + \frac{2,57}{L_n}$
Ječmen (1)	0,9790	0,9500 ($v = 2$; $p = 0,05$)	$P = 1,75 + \frac{8,02}{L_n}$
Pšenice ozimá Řezačka VIM (5)	0,9820	0,95873 ($v = 3$; $p = 0,01$)	$P = 1,10 + \frac{29,47}{L_n}$
Pšenice ozimá Řezačka RSS-6 (5)	0,9843	0,95873 ($v = 3$; $p = 0,01$)	$P = 0,55 + \frac{15,33}{L_n}$
Pšenice ozimá (4)	0,9875	0,8745 ($v = 5$; $p = 0,01$)	$P = \frac{24,02}{L_n} - 0,65$

Poškození zrna při řezání obilí je především závislé na nastavené délce řezanky. Za předpokladu rovnoměrného rozložení zrna v řezaném obilí lze odvodit, že poškození zrna je hyperbolickou funkcí délky řezanky. Podle odvozených vztahů byly zpracovány jednak výsledky vlastních zkoušek, jednak výsledky uveřejněné různými autory. Bylo dokázáno, že ve většině případů jde o významný korelační vztah a že vypočítané hyperboly velmi dobře vyhovují naměřeným hodnotám.

Došlo dne 19. 2. 1965

L i t e r a t u r a

1. Beyer H., Valouch L.: Zpráva o zkouškách mlácení pořezaného obilí v sezóně 1956. Výzkumná zpráva VÚZS 1956. — 2. Myslivec V.: Statistické metody v zemědělském a lesnickém výzkumnictví. ČSAZV Praha 1957. — 3. Thér M.: Výmlatová účinnost sklízecí řezačky a poškození zrna při řezání obilí. Zemědělská technika 5-6/1963. — 4. Die Verfahren der Häckselwirtschaft. „Wir machen das so“ 1961 - Sonderausgabe. — 5. Žuk J. M.: Trechfaznaja uborka zernovych kultur. Mechanizacija i elektrifikacija socialističeskogo selskogo chozjajstva 5/1959.

Влияние длины резки на повреждение зерна при измельчении хлебов

Повреждение зерна при измельчении хлебов прежде всего зависит от регулируемой длины резки. При условии равномерного распределения зерна в измельчаемой хлебной массе можно сказать, что повреждение зерна является гиперболической функцией длины резки. Согласно выведенным отношениям были обработаны, с одной стороны, результаты собственных испытаний, с другой стороны, результаты, опубликованные разными авторами. Было доказано, что в большинстве случаев речь идет о важном корреляционном отношении и что вычисленные гиперболы весьма хорошо удовлетворяют измеренным величинам.

The Effects of the Cut-Length on the Damage of Grains in the Chopping Process

The damage of the grains in the chopping process depends primarily on the length of the cut. Supposing that the distribution of grains in the material to be chopped is uniform, it can be derived, that the damage caused to the grains is a hyperbolic function of the length of the cut. On hand of the relations derived, both the results obtained in the trials and those published by other authors were evaluated. A significant correlation was proved in most cases and it became evident, that the hyperbolas computed conform very well to the values obtained in measuring.

Einfluß der Häcksellänge auf die Beschädigung des Kornes beim Häckseln von Getreide

Die Beschädigung des Kornes beim Häckseln von Getreide ist vor allem von der eingestellten Häcksellänge abhängig. Unter Voraussetzung einer gleichmäßigen Verteilung des Kornes im gehäckselten Getreide kann abgeleitet werden, daß die Beschädigung des Kornes eine hyperbolische Funktion der Häcksellänge ist. Nach

den abgeleiteten Beziehungen bearbeitete man einerseits die Ergebnisse eigener Prüfungen, andererseits die von verschiedenen Autoren veröffentlichten Ergebnisse. Man erbrachte den Beweis, daß es sich in der Mehrheit der Fälle um eine signifikante Korrelation handelt und daß die errechneten Hyperbolen den gemessenen Werten sehr gut entsprechen.

Doc. inž. Miroslav Thér, CSc.

VŠZ v Praze, katedra zemědělských
strojů, fakulta mechanizace
Suchbát u Prahy

■ Při výzkumu nových energetických zdrojů s ohledem na zemědělské stroje s realizací po roce 1970 je nutno pečlivě propracovat všechny rozhodující činitele související s daným úkonem.

Především je nutno přihlížet k požadavkům vyplývajícím z dlouhodobého perspektivního plánu národního hospodářství. Jde zejména o vytvoření podmínek k dosažení vyšších výnosů, k zvýšení zemědělské produkce při nižších výrobních nákladech, k snížení počtu pracovních sil apod.

K dosažení těchto cílů je mimo jiné nutno vytvořit vhodné mechanizační prostředky. Jednou z cest k tomu je výzkum nových energetických zdrojů.

Účelem tohoto dlouhodobého výzkumného úkolu je vypracování požadavků na energetické zdroje z hlediska zemědělských strojů a nářadí, a to v hlavních rysech celé energetické řady. Obtížnost řešení spočívá v tom, že je nutno položit základ k dosažení takové technické úrovně, která by odpovídala stavu po roce 1975 a byla v souladu s perspektivní technologií zemědělské výroby.

Při zpracování dostupných materiálů jak z ČSSR, tak ze zahraničí bylo přihlíženo k novým směrům techniky, kterou je možno s úspěchem realizovat v daném časovém rozpětí.

Požadavky na novou perspektivní řadu energetických zdrojů jsou rozpracovány s tímto zaměřením:

- I. Vypracování řady energetických zdrojů z hlediska zemědělských strojů.
- II. Pojezdové ústrojí.
- III. Vývodový hřídel traktoru.
- IV. Požadavky na hydrauliku.
- V. Požadavky z hlediska dopravy a nakladačů.
- VI. Vybavení řady energetických zdrojů pneumatikami z hlediska zemědělských strojů.
- VII. Koncepční zaměření umístění nářadí a zemědělských strojů na perspektivní energetické zdroje.

I. VYPRACOVÁNÍ ŘADY ENERGETICKÝCH ZDROJŮ Z HLEDISKA ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

Při stanovení výkonu motoru perspektivní energetické řady se počítá s větším podílem odběru výkonu na vývodovém hřídeli traktoru a s vyššími pracovními rychlostmi agregátu než dnes i v blízké budoucnosti. Úvahy směřující k do-

sažení vyšších výkonů v zemědělském provozu lze v podstatě zaměřit těmito dvěma směry:

- a) zvětšení tahové síly při zvětšení adhezni váhy traktoru,
- b) zvětšení pracovní rychlosti při zachování stejné adhezni váhy.

Použijeme-li zvýšení výkonu motoru traktoru k dosažení jeho větší tahové síly, musí být traktor těžší a tedy dražší. Zemědělské nářadí musí být rovněž rozměrnější, těžší a tím dražší.

Využijeme-li však zvýšení výkonu motoru k zvýšení pracovní rychlosti, dosáhneme výhodnějších provozních ukazatelů. Rovněž pořizovací náklady budou nižší. Váha traktoru a nářadí se relativně sníží k danému plošnému výkonu.

Je však třeba konstatovat, že k vyšším pracovním rychlostem je nutno konstrukčně upravit pracovní orgány zemědělského nářadí a strojů.

Stoupající poměr odběru výkonu na vývodovém hřídeli traktoru k odebranému výkonu na tažné liště je usměrněn tendencí postupného přechodu z pasivních pracovních orgánů na rotační, např. rotační plečka, rotavátor, rotační orba apod. Dále: požadavek zvýšení výkonu motoru je dán zvýšením dodávky tlakového oleje pro pohon funkčních uzlů pomocí hydromotoru.

V perspektivním zaměření výzkumu zemědělského nářadí a strojů se počítá se současným použitím jak tahové síly na háku, tak zvětšeného odběru krouticího momentu na vývodovém hřídeli.

Podkladem pro stanovení řady energetických zdrojů z hlediska zemědělských strojů byly výzkumné zprávy Výzkumného ústavu zemědělských strojů, a to zejména měření energetické bilance jednotlivých strojů a nářadí. Byla prostudována celá řada těchto zpráv se zřetelem jak na současné podmínky zemědělské praxe, tak i na perspektivní technologie zemědělského provozu zejména při respektování požadavku zvýšení pracovních rychlostí agregátů.

V souladu se závěry studia energetické bilance zemědělských agregátů byl pro československé zemědělství vypracován návrh energetických zdrojů z hlediska zemědělských strojů, a to podle výkonu motoru. Třídění řady energetických zdrojů podle tahové síly na háku plně nevyhovuje z hlediska perspektivního zaměření, kde se od energetického zdroje žádá více než jen výkon na tažné liště.

Řady traktorů podle výkonu motoru:

6 k
36 k
75 k
130—140 k

TRAKTORY TŘÍDY 6k

Jde o nejnižší energetické zdroje pro práce zejména ve sklenících v zahrádkářství, jak např. motorová okopávačka, v horských oblastech např. horské žací lišty apod.

TRAKTORY TŘÍDY 36k

Traktory této třídy jsou určeny převážně pro řádkovou kultivaci, a to jak okopanin, tak vysokostébelnatých rostlin v horské oblasti, v zelinářství, sadařství, na chmelnicích, vinicích a v lesnictví. Dále pro lehké sklizňové práce, na-

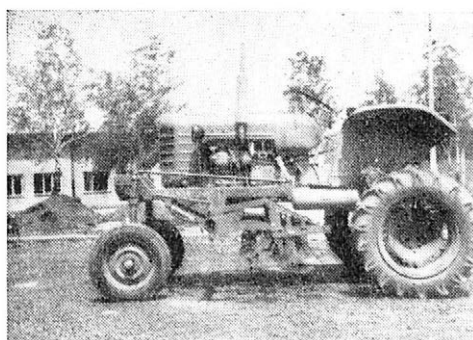
kládání různých materiálů a zemědělských produktů, lehkou dopravu apod. Vzhledem k tomuto zaměření bylo studováno umístění nářadí na předku traktoru, mezi koly a na zádi traktoru. Při srovnávání se vycházelo z těchto hledisek:

- a) připojení a odpojení nářadí a strojů,
- b) ovládání nářadí a strojů při přepravě a pracovním nasazení,
- c) vliv na vykonání a jakost práce,
- d) náročnost na duševní a fyzickou námahu řidiče i spolujezdce.

Pro ověření uvedených bodů byly zhotoveny funkční modely (obr. 1—4), které jsou dosud ve zkouškách. Výsledky zkoušek budou zpracovány v r. 1965.

K traktoru třídy 36 k je uvažováno toto nářadí:

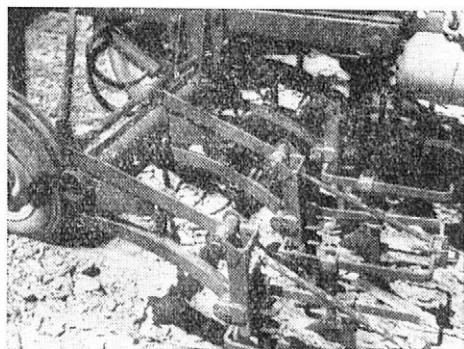
1. bočně nesená lišta
2. obraceč a shrnovač
3. přesné secí stroje na řepu — šestiřádkové
4. plečka na řepu — šestiřádková
5. přesný secí stroj na řepu — dvanáctiřádkový
6. plečka na řepu — dvanáctiřádková



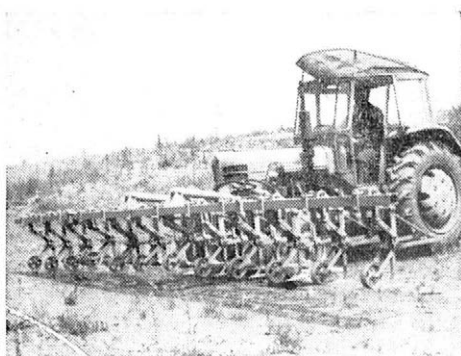
1. Zvýšená světlost traktoru — nářadí mezi koly



2. Modifikace traktoru s nářadím umístěným mezi koly



3. Paralelogram neseného nářadí mezi koly traktoru



4. Čelně nesené nářadí na předku traktoru

7. rotační plečka na řepu — šestiřádková
8. rotační plečka na řepu — dvanáctiřádková
9. hrobkovač brambor — čtyřřádkový
10. sázeč brambor — dvouřádkový
11. hrobkovač brambor rotační — čtyřřádkový
12. poloautomatický sázecí stroj na řepu semenačku — čtyřřádkový
13. řádkovač obilí — závěsný
14. ořezávač chrástu — dvou až třířádkový
15. vyorávač řepy — dvou až třířádkový
16. vybírač siláže — polonesený
17. plošný kultivátor
18. hřebové brány — nesené
19. jednoradličný pluh otočný 40 cm
20. dvouradličný pluh otočný 30 cm — nesený
21. diskové brány — nesené
22. diskový podmítač — závěsný
23. podmítací pluh 5 X 25 cm
24. obilní secí stroj
25. rozmetadlo umělých hnojiv
26. ledkovač — šestiřádkový
27. čpavkovač — šestiřádkový
28. nakladač chlévské mrvy — závěsný
29. podélný prosekávač řepy — rotační
30. příčný rotační prosekávač 5,4 m (jednotič)
31. příčný rotační posekávač 2,7 m (jednotič)
32. přívěsný vůz 3 t
33. přívěsný vůz 3 t s posuvným dnem (krmný)
34. rotavátor 1,75 m
35. síťové brány
36. Zehetmayerovy válce
37. čelní nakladač
38. nakladač řepy — čelní

TRAKTORY TŘÍDY 75 k

Traktory této třídy jsou uvažovány jako kolové pro orbu, přípravu půdy, setí, dopravu, sklizňové práce u okopanin, obilnin apod. U tohoto typu traktoru se rovněž požaduje minimálně řazení pod zatížením. Vyřešením plynulých převodů budou dány předpoklady k všestrannému využití v zemědělském provozu. Zejména jde o práce vyžadující pojezdové rychlosti od 40 do 350 m/h (meliorace, překopávač kompostu apod.), pak pracovní rychlosti od 3,5 do 10 km/h, kde plynulost pojezdových rychlostí umožní traktoru pracovat vždy v neoptimálnější oblasti spotřeby paliva. Plynulé převodové ústrojí je méně náročné na obsluhu traktoru a dává předpoklady k zavedení automatického ovládání traktoru. Vzhledem k tomu, že tento typ traktoru bude rovněž i dopravním energetickým zdrojem v zemědělství, požaduje se, aby řidič traktoru byl co nejméně vystaven otřesům působeným jízdou po nerovném terénu.

Za účelem podstatného snížení otřesů a tím fyzické námahy řidiče se doporučuje, aby řidič byl umístěn pokud možno v těžišti traktoru nebo v jeho bez-

prostřední blízkosti. Tato úvaha je v souladu s tendencemi pracovníků bezpečnosti práce a lékařů, kteří se zabývají výzkumem chorob z povolání.

Na traktor třídy 75 k je nutno se dívat jako na zdroj energie jak k tahové síle na háku, tak i pro rotační orgány zemědělských strojů. Proto se u tohoto typu traktoru požaduje pro vnější okruh hydrauliky použít zvláštního čerpadla o výkonu 80 l/min, nezávislého na hlavní spojce traktoru, se zvláštní nádrží a s chlazením oleje.

K tomuto typu traktoru se rovněž uvažuje i nářadí pracující čelně. Proto bude traktor vybaven příslušnými nálitky tak, aby připevňovací plochy byly převýšeny proti obrysům tělesa, na kterém jsou vytvořeny.

K traktoru třídy 75 k je uvažováno toto nářadí:

1. nesený tříradličný pluh 3 × 35
2. nesený tříradličný pluh 3 × 40
3. nesený čtyřradličný pluh 4 × 30
4. podmítací pluh šesti až sedmiradličný, 6—7 × 25
5. diskový podmítač
6. kultivátor s pevnými radlicemi
s pérovými radlicemi
7. čtyřřádkový sázeč brambor, nesený
8. dvouřádkový vyorávač brambor — kombajn
9. silážní kombajn — kombinovaný cepový sklizeč
10. sběrací řezačka
11. závěsná sklízecí mlátička
12. vysokotlaký lis na slámu
13. vyorávač cukrovky se zásobníkem, třířádkový
14. rotavátor
15. rotační pluh
16. kombinovaný secí stroj závěsný — agregát
17. brány — agregát
18. překopávač kompostu
19. přívěsný vůz 5 t
20. přívěsný vůz 5 t s naháněnou přední nápravou
21. přívěsný vůz 5 t s rozmetadlem chlévské mrvy
22. hydraulický bagr hlubič a dozerská radlice
23. stroje na sklizeň kukuřice (zrna)

TRAKTORY TŘÍDY 130—140 k

K zajištění orby při zvýšené rychlosti cca 8 km/h s použitím čtyřradličného až pětiradličného pluhu je nutno mít k dispozici energetický zdroj o výkonu 130—140 k, jak vyplývá z měření odporů půdy při orbě v závislosti na pracovní rychlosti, vykonaného Výzkumným ústavem zemědělských strojů.

Energetický zdroj tohoto výkonu může být v podstatě realizován ve třech koncepcích, a to jako:

- a) klasický kolový traktor
- b) pásový traktor
- c) tandemová modifikace

Ad a) Klasický kolový traktor je rozhodujícím energetickým zdrojem pro tyto práce:

1. hluboká orba
2. příprava půdy
3. setí
4. těžké sklizňové práce
5. doprava v lehkých půdních podmínkách

Nasazení v dopravě je však již problematické ve srovnání s nákladními automobily s pohonem na všechna kola. Tento typ traktoru je nutno rovněž vybavit zvláště širokými pneumatikami o minimální šířce 610 mm.

Ad b) Pásový traktor je vhodný pro orbu, přípravu půdy, setí. Vzhledem k jeho velkému provoznímu nákladu z titulu oprav — malá životnost podvozku, potíže při přepravě z jednoho pracoviště na druhé po silnici — se neuvažuje o jeho zavedení do zemědělské praxe v rozhodujícím množství.

Ad c) Tandemová modifikace sestavená z typu traktoru 75 k. Srovnáme-li tandem o výkonu 130—140 k s pásovým traktorem, má tandem tyto přednosti:

1. možnost jízdy po silnici,
2. zvýšení přepravní rychlosti,
3. nižší provozní náklady,
4. mnohonásobně vyšší životnost podvozku (pneumatiky cca 5000 h, články pásů cca 300—500 h),
5. nižší náklady na opravu apod.

Tandemovou modifikací lze vykonávat tyto práce:

1. hlubokou orbu,
2. přípravu půdy,
3. setí
4. dopravu v těžkých polních podmínkách apod.

Po demontování tandemové modifikace je možno jednotlivých kolových traktorů použít samostatně k zemědělské dopravě, ke sklizňovým pracím, k přípravě půdy apod. s celoročním vytížením.

Výrobní zemědělský závod má tak k dispozici těžké kolové traktory pro celoroční provoz.

Z hlediska energetické bilance je nutno v zemědělství hledat nové pracovní způsoby, při nichž není rozhodující adhezní váha traktoru, ale výkon na jeho vývodovém hřídeli.

Je to např. rotační orba, která využívá kroutícího momentu traktoru, což je z hlediska přenosu energie účinnější než využití přenosu energie přes zadní pneumatiky traktoru — vývodový hřídel má vyšší účinnost než pneumatika.

Dosáhne-li rotační orba svým plošným výkonem, kvalitou a plněním agrotechnických a biologických ukazatelů úrovně orby klasické nebo ji bude dokonce převyšovat, jsou dány předpoklady k jejímu prosazení, i když z hlediska pořizovacích nákladů je nevýhodná. Výhoda rotační orby tkví v tom, že odpadnou operace nutné při přípravě půdy klasickou orbou.

Vzhledem k několika možným způsobům řešení v oblasti energetického zdroje o výkonu 130—140 k je především zapotřebí důkladného rozboru této kategorie.

II. POJEZDOVÉ ÚSTROJÍ

U uvažované řady energetických zdrojů 36, 75, 130—140 k se pro první období požaduje mechanická převodovka vybavená násobičem Multi-Power a jako konečné řešení plynulé převody s maximální rychlostí, danou příslušnými vyhláškami ministerstva dopravy pro traktory. Požadavek vybavení traktorů převodovkou Multi-Power vychází jednak z možností výrobního závodu, jednak z předností Multi-Power uplatňujících se v zemědělském provozu. Další možností je intenzivní výzkum hydrostatického pohonu traktoru, jak bylo již uvedeno.

Multi-Power zdvojnásobuje počet rychlostí (dopředu) standardního provedení, čímž umožňuje mnohem širší a přesnější výběr pracovních rychlostí. To znamená, že se traktorista může lépe přizpůsobit nejvýhodnějším otáčkám motoru, vybrat pro práci nejlepší pracovní rychlost a vykonat více práce při menší spotřebě paliva.

Jde o přidavné zařízení skládající se z páru ozubených kol o vyšším převodu, který zvyšuje každý rychlostní stupeň standardního traktoru cca o 30 %.

Multi-Power vytváří jemně odstupňovanou křivku rychlostních stupňů, která není duplicitní, nemá rychlostní mezery a nepřekrývá rychlostní stupně.

Multi-Power umožňuje jednoduchým pohybem páky změnu rychlostních stupňů, vyžadují-li to pracovní podmínky a ekonomika provozu. To je neocenitelné tehdy, táhne-li např. traktor těžký náklad do příkrého svahu a potřebuje okamžitě větší tahovou sílu.

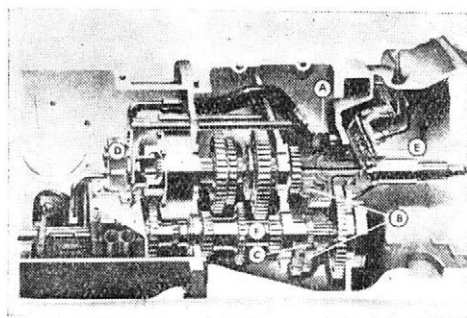
Rychlost reakce zapínací páky u traktoru, který je vybaven převodovkou Multi-Power, umožní zařazení bezprostředního nižšího rychlostního stupně hydraulickou cestou bez vlivu na ztrátu rychlosti traktoru. U dosavadního provedení převodového ústrojí traktoru činí potíže změna převodového stupně při jízdě v kopcovitém terénu, což má vliv na ztrátu rychlosti traktoru. Rovněž vzájemné odstupňování mezi dvěma rychlostními stupni je vyšší, takže traktor s normálním převodovým ústrojím nepracuje vždy v nejvýhodnější oblasti krouticího momentu a spotřeby paliva.

Traktor vybavený převodovkou Multi-Power skýtá další výhody při použití vývodového hřídele traktoru, jehož otáčky nemohou být změněny (např. 545 ot./min). Traktorista má možnost zapínat nebo vypínat vyšší nebo nižší pojezdové rychlosti traktoru, jak to půdní, terénní nebo pracovní podmínky vyžadují, bez ztráty na výkonu následkem nadměrného prokluzu hnacích kol traktoru.

Multi-Power umožňuje plynulou práci buď při vyšších, nebo při nižších převodech, aniž způsobuje přehřátí převodového systému. Zaručuje také minimální nároky na údržbu.

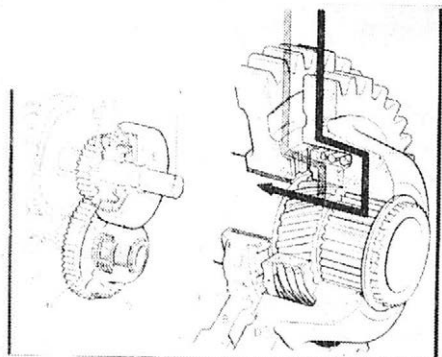
Obrázky 5 a 6 ukazují podélný řez převodovým ústrojím a na obrázku 7 je znázorněna funkce při zařazení nízkého převodu — (a) a vyššího převodu — (b).

Agregát skládající se z traktoru a zemědělského stroje, který pracuje převážně v nepříznivých podmínkách s požadavkem vysoké manévrovatelnosti, uplatňuje s výhodou hydrostatické převodové ústrojí. Jiná forma převodového ústrojí, např. mechanická, nemůže v těchto podmínkách nabídnout výhody hydrostatického pohonu. Systém hydrostatického převodového ústrojí umožňuje velké zlepšení kontroly motoru ve vztahu k výkonu hnacích kol a tím dosažení vyššího celkového využití výkonu stroje a jeho kapacity.



5. Podélný řez převodovým ústrojím Multi-Power

A — hydraulicky ovládaná spojka jako přidavné zařízení traktoru, B — převodové soukolí ve stálém záběru, C — zubová spojka, D — zubové hydraulické čerpadlo, E — ovládací hydraulické zařízení, F — předloňová hřídel



6. Podélný řez Multi-Power — schéma

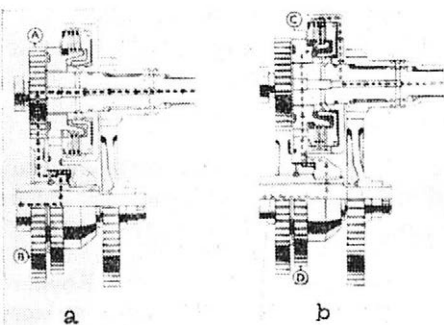
Další výhody:

Částečným vyloučením mechanické části převodu umožňuje hydrostatický převod větší konstrukční volnost a lepší využití prostoru z hlediska pohodlí obsluhy, umístění nářadí apod.

Hydrostatický převod umožňuje široký pracovní rozsah účinnosti, cca 80 až 90 % (podle zahraniční literatury).

Jakákoliv požadovaná rychlost traktoru dopředu nebo dozadu je nastavována jednoduchou pákou, umístěnou v blízkosti sedadla řidiče, zatímco motor je udržován v optimu svého výkonu.

Traktor může být plně pod kontrolou a ovládán i za velmi nepříznivých



7. Podélný řez Multi-Power

a) nízký převod, b) vyšší převod

vých podmínek na strmém svahu nebo v jiném obtížném prostředí. Hydrostatický převod může plně zajistit požadovanou brzdovou charakteristiku traktoru. Dále umožňuje vyloučit jakýkoliv mechanický brzdový systém kromě ruční brzdy, která je požadována bezpečnostními předpisy pro parkování traktoru i jiných vozidel. Plný krouticí moment až do maximálního prokluzu kol je dosažitelný od nulové k maximální rychlosti v možnostech relace k výkonu motoru. Tedy: má-li být udržován konstantní příkon, pak krouticí moment se zmenšuje úměrně s tím, jak se zvětšuje rychlost.

Hydrostatický převod rovněž umožňuje zpřesnění kontroly, jako např. zabránění motoru, aby neklesly jeho otáčky v podmínkách přetížení, a zajištění předem určeného poměru zrychlení a zpomalení.

Ve srovnání s měničem krouticího momentu zajišťuje hydrostatický převod vysokou efektivnost práce traktoru v důsledku daleko širšího rozsahu rychlostních stupňů — plynulost pojezdové rychlosti — a vykazuje daleko menší ztráty při vysokých převodech krouticího momentu.

Aby se při plazivé nebo nulové rychlosti traktoru udržel maximální krouticí

moment motoru, leží vrchol krouticího momentu pod maximálním bodem nominálního výkonu motoru.

Další výhodou hydrostatického převodu je možnost kontroly všech převodů za všech podmínek a vyloučení systému hřídelů rychlostní skříně a reverzního mechanismu.

Kontrolní charakteristiky, jak je umožňuje hydrostatický pohon, znemožňují řidiči zneužít traktoru ve snaze dosáhnout nejvyššího výkonu. Traktor s hydrostatickým pohonem musí být pohyblivější než traktor vybavený spojkou, mechanickou převodovkou a brzdami. U traktorů s hydrostatickým pohonem chrání pojistovací ventily, vřazené do hydraulického okruhu, traktor proti účinkům přetížení.

Součástky hydrostatického převodu pracují při správném mazání daleko přes normované hranice opotřebení. Dokonalé čištění oleje umožňuje dosažení velké životnosti a tím udržení příslušného výkonu po dlouhou dobu.

Z uvedeného vyplývá, že použití hydrostatických pohonů jak u traktorů, tak u zemědělských strojů přináší nový směr do mechanizace zemědělství. Tato tendence velmi příznivě ovlivní výrobu mechanizačních prostředků i jejich užití v zemědělské praxi.

Nevýhodou hydrostatických plynulých převodů jsou v současné době vlastně jen vyšší výrobní náklady než u mechanických převodových ústrojí traktorů. Jejich snížení je však řešitelné, zejména maximální unifikací a typizací, a to jak hydraulických čerpadel, tak hydrostatických motorů pro potřeby československého strojírenství.

Dosud však není vyřešena otázka pohonu vlastní energetické jednotky — traktoru — za současného pohonu funkčních uzlů zemědělských strojů hydrostatickými motory, tj. bez mechanického přenosu kloubovým hřídelem.

III. VÝVODOVÝ HŘÍDEL TRAKTORU

Měřením celkového příkonu zemědělského stroje nebo nářadí byl v oddělení základního výzkumu Výzkumného ústavu zemědělských strojů zjištěn u celé řady případů poměr maximálního krouticího momentu M_{kmax} ke střední veličině $M_{kstřed}$. Tento poměr se pohybuje od 1,8 do 3,5. Získané hodnoty slouží ke zjištění skutečného namáhání jednotlivých částí, popř. skupin stroje. S rostoucím zatížením stroje, tj. se stoupající průchodností, klesá hodnota dynamického součinitele.

Nejvyšších hodnot se dosahuje obvykle při běhu naprázdno. Stejně i stroje s nejnižším krouticím momentem vykazují v průměru vyšší hodnoty dynamického součinitele. Přitom pochopitelně příkonově nejnáročnější stroje dosahují při maximálním zatížení nejvyšší absolutní hodnoty krouticích momentů.

V tabulce I je uvedeno několik případů měření krouticích momentů, vyskytujících se zřídka — za krajně těžkých podmínek — na vývodovém hřídeli.

Pracovníci z oboru traktorů musí při konstrukci vývodového hřídele počítat s těmito případy, aby se předešlo nežádoucím poruchám v provozu. Perspektivně se jeví potřeba dvou až tří vývodových hřídelů na traktoru, a to vzadu, vpředu a na pravé straně traktoru. Vývodový hřídel na pravé straně traktoru je nutný pro koncepci strojů, které budou tvořit s traktorem samohodnou jednotku, jako např. vysokotlaký lis, obilní sklízecí mlátička, sklízeč kukuřice, sklizňový siláž-

I. Měření krouticích momentů podle oddělení základního výzkumu VÚZS)

Název stroje	Podmínky	M_{kmax} (kgm)
Sklízecí řezačka SRUZ 42	Rychlý rozběh stroje s okamžitým záběrem, traktor Zetor 50 Super	103
Vázač ŽVZ 244	Ucpání lišty (prokluzovala pojistná spojka), traktor Zetor 50 Super	21
Žací lišta ŽTN 183	Ucpání lišty dřevěnou latí — trvale prokluzovaly klínové řemeny	42
Vyorávač cukrovky 2 VCZ	Protáčení stroje (bez pojezdu), čistící válce byly zcela naplněny hroudami	69
Rozmetadlo chlěvské mrvy Rm A 2/b	Rozmetání mokré kašovité mrvy z volného ustájení, traktor Zetor 50 Super	120
Cepový sklízeč píce SPCZ 138	Prudký rozběh stroje naprázdno, traktor Zetor 50 Super	183
Kombinovaný cepový sklízeč SPKZ 160	Náhlé spuštění spojky	větší než 110

ní kombajn apod. V zahraničí pak pro pohon stacionárních strojů pomocí řemenice, pro sklízeč bavlny apod.

Je pravděpodobné, že boční vývodový hřídel nebude standardním vybavením, je však nutno, aby při konstrukci bylo na tuto možnost pamatováno.

PRACOVNÍ OTÁČKY VÝVODOVÉHO HŘÍDELE TRAKTORU

Normalizované otáčky 545 ot./min se požadují pro vývodový hřídel na přední i na zadní části traktoru. U třídy 36 a 75 k se jeví potřeba i 1000 ot./min při nominálních otáčkách motoru.

Konstrukční otázka vyvstává při realizaci vývodového hřídele pro 545 ot./min u třídy 75 k vzhledem k přenášenému krouticímu momentu.

V zahraničí je tato otázka řešena tak, že má-li traktor pracovat s vývodovým hřídelem o 545 ot./min, snižují se otáčky motoru. Řešení spočívá ve vizuální kontrole řidiče traktoru, který má na otáčkoměru vyznačeny otáčky motoru, při nichž vývodový hřídel pracuje při 545 ot./min. Toto řešení není uspokojivé, neboť řidič vzhledem k variabilním pracovním podmínkám (stoupání terénu, nenadálé odpory apod.) se ztěží přidržuje stanovené hodnoty sníženého počtu otáček motoru.

Vzhledem k těmto různým změnám motor pracuje většinou při vyšších otáčkách, čímž se současně i zvyšují pracovní otáčky vývodového hřídele, což je nepříznivé pro funkci zemědělských strojů. Zemědělský stroj je chráněn proti přetížení pojistnou spojkou, ale není chráněn proti zvyšujícím se otáčkám vývodového hřídele, protože dosud není vyvinuto vhodné zařízení, které by spolehlivě plnilo funkci regulace otáček (pojistná spojka pro regulaci určitých pracovních otáček).

Studiem se proto došlo k závěru, že jak 1000 ot./min, tak 545 ot./min. vývodového hřídele lze dosáhnout při nominálních otáčkách motoru, a to:

při 1000 ot./min přenášený výkon 75 k a 54 kgm,

při 545 ot./min přenášený 40,7 k a 54 kgm.

Tudíž vývodový hřídel přenáší v obou případech stejný krouticí moment, Otáčky vývodového hřídele při 545 ot./min je nutno převádět přes příslušnou pojistnou spojku, ovládanou řazením příslušného převodu.

Současně byla také řešena otázka přenášet jak 545, tak 1000 ot./min vývodového hřídele traktoru jedním kloubovým hřídelem. Ve výzkumném ústavu zemědělských strojů byla tato otázka vyřešena tak, že jeden kloubový hřídel přenáší 545—1000 ot./min, aniž by mohlo dojít k záměně v tom směru, že zemědělský stroj konstruovaný pro 545 ot./min by byl poháněn vývodovým hřídelem o 1000 ot./min. Jde o jednoduché konstrukční řešení, které je ve zkouškách. S touto otázkou úzce souvisí vyřešení drážkování konce vývodového hřídele traktoru. Z hlediska ekonomiky představuje ideální řešení jednotný vývodový hřídel s jedním drážkováním pro 545—1000 ot./min a přenášení krouticího momentu jedním kloubovým hřídelem pro oba rozsahy otáček při stoprocentním zajištění, že vývodový hřídel při 1000 ot./min nemůže být napojen (kloubovým hřídelem) na zemědělský stroj konstruovaný pro 545 ot./min.

IV. POŽADAVKY NA HYDRAULIKU

U navržených traktorů se požadují dva nezávislé okruhy hydrauliky s možností propojení tak, že se jejich výkony mohou sečítat, popř. odečítat. Maximální provozní tlak se požaduje 160 atm. Je požadována regulace tlaku, a to nastavování regulačního ventilu od 30—160 atm tak, aby tam, kde to provoz dovoluje, bylo možno použít levných nízkotlakých hadic.

Pohon čerpadla hydrauliky má být nezávislý na spoje motoru. Hydraulické čerpadlo pro ovládání a pohony připojených zemědělských strojů se požaduje regulační a bude použito pro hydromotory, jejichž výkon bude u některých strojů odpovídat až 70 % výkonu traktorového motoru třídy 36 k. Požadavky na výkon hydraulického čerpadla pro vnější okruh jsou:

pro traktor třídy 36 k 60 l/min

pro traktor třídy 75 k 80 l/min

při pracovním tlaku 160 atm.

Požadavek dodávky oleje 80 l/min při pracovním tlaku 160 atm je dán hydrometrem o výkonu 10 k, který se uvažuje k pohonu funkčních uzlů zemědělských strojů. Napojení na hydraulický agregát umístěný na traktoru je z hlediska ekonomiky výhodnější než realizace hydraulických agregátů umístěných přímo na zemědělských strojích. Požaduje se, aby samostatný hydraulický okruh byl vybaven chladičem oleje, neboť již jde o přenášení vyšších výkonů, regulační systémy apod. Tato problematika, zejména z hlediska srovnání mechanického přenosu energie ve vztahu k hydraulickému, byla podrobně zdůvodněna v Zemědělské technice číslo 4/1963, kde jsou vymezena optima pro mechanický a hydraulický přenos energie.

Olej pro vnější hydraulické okruhy se požaduje shodný s olejem používaným u hydraulických zařízení automobilů, neboť tam při používání přívěsů a návěsů dochází k promísění oleje. Dalším důvodem k použití hydraulického oleje je jeho nízký bod tuhnutí, což je příznivé při používání hydropohonu u strojů pracujících v zimním období; jde o stroje, které zajišťují zásobování krmivem apod.

V. POŽADAVKY Z HLEDISKA DOPRAVY A NAKLÁDAČŮ

Doprava v zemědělském podniku se stále více dostává do středu zájmu. Počet pracovních sil v zemědělství se neustále zmenšuje a přitom se zvyšuje průměrné stáří pracovníků. Prakticky je třeba všechny suroviny do závodu nějakým způsobem přivést a odvézt, uskladnit, spotřebovat nebo dále zpracovat. Je známo, že 60–70 % dopravy do závodů se smíšenou živočišnou a rostlinnou výrobou se soustřeďuje na dvoře a v budovách.

Problémem je nejen množství dopravovaných produktů, ale především jejich velká druhová rozmanitost. Ta má totiž na následek, že všechny produkty nelze dopravovat jedním a týmž dopravním prostředkem. Materiály se velmi liší tvarem, složením a specifickou vahou na 1 m^3 . Jediný dopravní prostředek nebo malá kombinace několika z nich přichází v úvahu jen ve velmi specializovaných podnicích.

DOPRAVA

Na konstrukci zemědělských vozů vzhledem k jejich ložnému prostoru, ložné ploše, nosnosti a možnostem vyprazdňování má vliv jak rozmanitost dopravovaného materiálu, tak i používání technologie zemědělské výroby, půdní i klimatické podmínky, jakož i další faktory.

Nelze proto v zemědělství vystačit s jediným typem vozů. Společným znakem jejich nových typů bude snaha po jednoúčelnosti jejich využití. Je snaha vyvincout takový vůz, který by umožňoval snadnější přepravu a vykládání materiálu než dosavadní typy.

V souladu s nastávající specializací zemědělské velkovýroby přichází do popředí otázka jednoúčelnosti dopravního procesu. Tento směr bude ještě více prosazován, budou-li ustaveny specializované čety např. k rozvozu hnoje, silážování atd. v rámci příslušného okresu apod.

Studie technologie zemědělské dopravy ukazují, že pro dopravu budou používány přívěsy i návěsy, a to v základní únosnosti 3,5–5 t.

S většími návěsy a přívěsy by bylo počítáno pro silnější traktory o výkonu motoru minimálně 130 k, a to v případě, že bude ekonomicky výhodné specializovat a soustřeďovat těžké a náročné práce do strojních stanic zejména z hlediska pořizovacích investic a jejich využití.

Základní podmínkou při použití traktoru v zemědělské dopravě je, aby připojení přívěsu, návěsu apod. nenarušilo dynamickou stabilitu traktoru a aby byly přísně dodrženy bezpečnostní předpisy.

Proto požadavkům na konstrukci závěsného zařízení traktoru je věnována mimořádná pozornost. Uvádíme některé z nich tak, jak jsou doporučovány v návrhu Rady vzájemné hospodářské pomoci.

1. Konstrukce závěsného zařízení má zajistit možnost vychýlení podélné osy závěsného zařízení traktoru vzhledem k závěsnému zařízení přívěsu v horizontální rovině, a to 55° .

2. Volné zatáčení traktoru vzhledem k přívěsu ve vertikální rovině po 20° .

3. Výchylku roviny podpěry traktoru od výchylky roviny přívěsu ve směru pohybu o 20° .

4. Zajistit možnost, aby traktor tahal přívěs o váze $P = 1,5 G$ na svaahu 10° při spolehlivé říditelnosti traktoru.

5. Zajišťovat možnost pohonu pracovních zařízení, strojů (nářadí) pomocí vývodového hřídele traktoru.

Všeobecně platná zásada, že jednonápravový návěs je nutno konstruovat tak, aby na připojovací zařízení traktoru připadalo v statických podmínkách pouze 18 % veškeré váhy návěsu.

TRAKTOROVÉ PŘÍVĚSY A NÁVĚSY SE ZVÝŠENOU SCHOPNOSTÍ JÍZDY V TERÉNU

Hnaná náprava přívěsu nebo návěsu při stejných obvodových rychlostech kol celého vleku zajišťuje optimální využití motoru. Přenos výkonu od traktoru k hnané nápravě přívěsu nebo návěsu se děje kloubovým hřídelem od vývodového hřídele traktoru. Používání mechanického pohonu hnacích kol přívěsu nebo návěsu je odůvodněno především jednoduchostí konstrukce, obsluhy a oprav, jakož i vysokou účinností za všech podmínek. Při použití traktoru ve spojení s přívěsy s hnanou nápravou se u všech perspektivních modelů zemědělských traktorů počítá se synchronními vývodovými hřídeli, které umožňují libovolnou pojezdovou rychlost vleku. Velmi důležitou otázkou při konstrukci poháněných přívěsů a návěsů je volba převodového poměru v převodovém ústrojí a jeho sladění s převodovým ústrojím traktoru. To souvisí s tím, že při pohybu vleku po zakřivené dráze mají jednotlivé jeho články u neřízených kol přívěsu různé poloměry otáčení a přívěs se při tom pohybuje po oblouku menšího poloměru.

Následkem toho mají kola traktoru a přívěsu různé obvodové rychlosti. Má-li přívěs stejný převodový poměr jako traktor, pak při tuhém spojení bude přívěs nebo návěs při pohybu po křivce narážet na traktor. Tím vzniká neproduktivní spotřeba a cirkulace výkonu, vyvolávající značná napětí v součástkách převodového ústrojí, jež mohou vést k lomu.

K tomu, aby byl zajištěn správný pohyb vleku, jehož díly mají přibližně stejnou obvodovou rychlost kol, je při nejčastěji se vyskytujících úhlech natočení řídicích kol nutno zvětšit převodový poměr náhonu od traktoru k nápravě přívěsu nebo návěsu o 4–5 %.

K zabránění lomům zařazují se do převodového ústrojí přívěsů a návěsů volnoběžky, které odpojí hnanou nápravu, jsou-li otáčky kol přívěsu nebo návěsu vyšší než otáčky, kterými jsou kola přívěsu nebo návěsu poháněna od vývodového hřídele traktoru.

K pohonu různých mechanismů namontovaných na přívěsy nebo návěsy (rozmetadlo hnojiv, rozdělovač krmiv apod.) musí být jejich náprava vybavena výstupným hřídelem.

NAKLÁDAČE

Práce spojené v zemědělském závodě s nakládáním jsou velmi rozsáhlé. Je třeba přemísťovat velká váhová množství. Velká tělesná námaha pracovníků a vysoká spotřeba času nutí k používání vhodných nakládačů a dopravníků s cílem jednak usnadnit práci, jednak dosáhnout časových úspor.

Pro mechanizaci nakládacích prací jsou k dispozici důzné nakládače — čelní a na zadku traktoru, otočný jeřábový nakládač apod.

Z hlediska nakládačů jsou požadavky na perspektivní řadu traktorů tyto:

1. Vyšší únosnost přední nápravy než u dosavadních traktorů.
2. Nosný rám na předku traktoru.

3. Vývodový hřídel na předku traktoru.
4. Vývod hydrauliky nezávislý na spojce motoru pro pohon hydromotoru.
5. Zdroj hydrauliky nezávislý na spojce motoru pro pohon hydromotoru.
6. Plynulost pojezdových rychlostních stupňů (umožní zvýšit výkon nakládačů s přerušovaným pracovním cyklem, jakož i práci nakládačů při melioraci apod.).
7. Možnost zatížení přední nápravy přidavným zatížením při umístění otočného jeřábového nakládače na zadku traktoru.
8. Možnost dvojité montáže zadních pneumatik traktoru.

VI. POŽADAVKY NA VYBAVENÍ ENERGETICKÉ ŘADY PNEUMATIKAMI Z HLEDISKA ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

Požaduje se vyšší únosnost na předních i zadních pneumatikách traktoru než dnes, a to zhruba o 20 %. Zvýšení únosnosti se však nesmí dosahovat vyšším huštěním pneumatiky. Naopak z navržených strojů vyplývá požadavek nižšího měrného tlaku na půdu. K plošné kultivaci, k přípravě půdy a k dopravě při sklizňových pracích v těžkých podzimních podmínkách se požaduje, aby traktory byly vybaveny zvláště širokými pneumatikami o minimální šířce 610 mm k dosažení pokud možno ještě nižšího měrného tlaku na půdu než u pásových traktorů. Při konstrukci traktoru klasického typu ve třídě 75 k je nutno počítat, že při sklizni cukrovky budou používány pneumatiky v maximální šířce 9" (dáno podmínkou, že traktor musí jet v řádku).

VII. KONCEPČNÍ ZAMĚŘENÍ UMÍSTĚNÍ NÁŘADÍ A ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ NA PERSPEKTIVNÍ ENERGETICKÉ ZDROJE

Koncepce agregátu, tj. harmonické spojení energetického zdroje s příslušným nářadím nebo zemědělským strojem, je závislá na účelu agregátu, pro který je konstruován. Bereme-li v úvahu perspektivní zemědělskou velkovýrobu s její maximální specializací a rajonizací, musíme vytvářet agregáty pro příslušné operace zemědělské velkovýroby tak, aby ke splnění daného úkolu v agrotechnických lhůtách bylo vynaloženo minimálních finančních nákladů a pracovních sil.

Máme-li zemědělskou výrobu co nejdříve zprůmyslnit, musíme k tomu vytvářet předpoklady již dnes. Při řešení tohoto úkolu je nutno mít na zřeteli dvě hlavní hlediska:

- a) vlastní zprůmyslnění zemědělské velkovýroby,
- b) problematiku a ekonomiku zemědělského strojírenství.

Ad a) Specializace zemědělské velkovýroby, která je jednou z hlavních podmínek k jejímu zprůmyslnění, vytváří příznivé podmínky mimo jiné pro jednoúčelové výkonné stroje.

Stejně jako v průmyslové velkosériové výrobě jsou pro jednotlivé operace určeny jednoúčelové stroje, je i v zemědělství nezbytně třeba, aby pracovní operace byly vykonávány jednoúčelovými stroji. Pod tímto pojmem však v zemědělství půjde o vysoce výkonné a provozně spolehlivé agregáty. Máme-li však pracovat ekonomicky, tj. dosáhnout největšího výkonu při vynaložení minimál-

ních provozních nákladů, musíme jednoúčelového agregátu co nejvíce využít. Stejně jako v průmyslu, kde jednoúčelové stroje jsou nasazeny jen ve velkosériové výrobě s dvousměnným provozem. V zemědělství to znamená zavedení racionizace a specializace zemědělské velkovýroby.

Ad b) Úkolem zemědělského strojírenství bude zajistit jednoúčelové agregáty pro příslušné operace dané technologie zemědělské výroby. Ovšem dříve než se přikročí k řešení jednotlivých jednoúčelových agregátů, musí být příslušná technologie dobře prověřena především z hlediska perspektivního. Pro strojírenský sektor je neúnosné, aby náklady vynaložené na vyvinutí jednoúčelového agregátu nebyly minimálně kryty sériovou výrobou. Musí být snahou všech, aby moderní mechanizační prostředky sloužily zemědělskému provozu z hlediska fyzického, ale především morálního zaostávání co nejdéle.

Vycházíme-li z oboru traktorů, ukazuje se, že optimální životnost traktoru s malými změnami je 7–10 let. Při konstrukci jednoúčelových agregátů musí být na předním místě hledisko co nejdélejší životnosti. To znamená, že agregát musí být konstruován s takovým technickým předstihem, aby po 5–7 letech sériové výroby byl ještě na technické světové úrovni.

Z hlediska ekonomiky strojírenské výroby je nutno u jednotlivých agregátů používat unifikovaných a typizovaných převodových ústrojí mechanických a hydraulických (řetězy, řetězky, kladky, převody čelní, kuželové, řemenice, hydro-motory, hydraulické elementy, pojezdová ústrojí, energetické zdroje apod.).

Všechny tyto převodové prvky musí být provozně naprosto spolehlivé a bezporuchové. Příslušný agregát, v němž bude použito velkosériových vyzkoušených, provozně spolehlivých převodových ústrojí dlouhé životnosti, má předpoklady, že splní své poslání v zemědělské velkovýrobě. Ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů byly zahájeny výzkumné práce s postupným řešením jednotlivých převodových ústrojí.

Z Á V Ě R

V článku jsou uvedeny dosavadní výsledky, studie a návrhy na řešení nových energetických zdrojů s ohledem na zemědělské stroje. Některé navržené koncepce budou prověřeny v r. 1965 na upravených traktorech dosavadní unifikované řady. Bude zejména prověřeno umístění nářadí na předku, mezi koly a na zadku traktoru.

Současně s tímto prověřením bude vyzkoušena možnost automatického řízení traktoru. Rovněž je účelné prověřit vývoj a porovnání tandemového uspořádání traktoru s kolovým traktorem o výkonu motoru 120–130 k.

Článek byl vypracován na základě dostupných materiálů jak z ČSSR, tak ze zahraničí.

Došlo dne 14. 9. 1964

L i t e r a t u r a

1. Výzkumné zprávy Výzkumného ústavu zemědělských strojů o energetickém zaměření zemědělských strojů a nářadí v letech 1960–64. — 2. Výzkumná zpráva Výzkumného ústavu zemědělských strojů o výzkumu přenosu energie v letech 1962–64. — 3. Hydromatic DOWTY, typ 240. — 4. Multi-Power MF 65 a 35.

В статье приводятся существующие до сих пор результаты, очерки и проекты по решению новых энергетических источников с учетом сельскохозяйственных машин. Некоторые предложенные концепции будут проверены в 1965 г. на модифицированных тракторах существующего до сих пор унифицированного ряда. Главным образом будет проверено расположение орудий на передней части трактора, между колесами и на задней части трактора.

Одновременно с этим будет испытана возможность автоматического управления трактором. Также целесообразно будет проверить конструкцию, исходя из сравнения тандемного устройства трактора с колесным трактором с мощностью двигателя 120—130 л. с.

Статья была разработана на основе доступных материалов как из СССР, так и из-за границы.

The Investigation of new Power Units with respect to the Agricultural Machines

The paper gives a survey of the results obtained by the investigation up to now and of the studies carried out, including suggestions to the design of new power units in relation to the agricultural machines. Some of the new designs are to be tested in 1965, using the re-designed tractors of the present unified line of tractors. Among the points to be considered in the tests is the positioning of the implement at the front of the tractor, between the wheels of the tractor and at the bottom of the tractor.

Simultaneously, the automatic operation of the tractor is to be investigated in the tests. It is also desirable to carry out comparison tests of the tandem tractors and of a wheel tractor with a 120—130 h. p. engine.

The paper has been compiled on hand of the foreign literature available and of the experience gained in Czechoslovakia.

Untersuchung über neue Energiequellen mit Rücksicht auf Landmaschinen

Im Aufsatz sind bisherige Ergebnisse, Studien und Entwürfe zur Lösung neuer Energiequellen mit Rücksicht auf Landmaschinen angeführt. Einige entworfene Konzeptionen werden im Jahre 1965 an abgeänderten Schleppern der bisherigen typisierten Reihe überprüft werden. Die Überprüfung wird sich besonders auf den Geräteanbau am Vorderteil und Hinterteil des Schleppers sowie auf den Zwischenachs-anbau beziehen.

Gleichzeitig mit dieser Überprüfung wird die Möglichkeit einer automatischen Schleppersteuerung erprobt werden. Es erscheint ebenfalls zweckmäßig, die Entwicklung aus dem Vergleiche der Tandemschlepperanordnung mit dem Radschlepper von 120—130 PS Motorleistung zu überprüfen.

Die Abhandlung wurde anhand der zugänglichen Unterlagen sowohl aus der CSSR als auch aus dem Auslande erarbeitet.

Inž. František Habarta

Výzkumný ústav zemědělských strojů,
Chodov u Prahy

Poznámka redakce:

Uvedenou studii s. inž. Habarty, která je perspektivně koncepčního charakteru a která na základě dosavadních našich i zahraničních poznatků vytyčuje požadavky na perspektivní řadu energetických zdrojů v našem zemědělství, předkládáme čtenářům Zemědělské techniky jako diskusní příspěvek.

Nové britské traktory

Nejnovější řady traktorů vyvinutých ve Velké Británii byly vystaveny na smithfieldské výstavě, uspořádané ve dnech 7.—11. prosince 1964; jejich přehled naznačuje poslední tendence vývoje.

Konstruktéři se zaměřili především na zvýšení tažného výkonu a na univerzálnost použití. Převodová ústrojí byla zlepšena zvýšením počtu převodových stupňů a rovněž tím, že lze měnit převodové stupně za jízdy téměř stejně hladce jako při hydrostatickém pohonu.

Výkon motoru se již několik let stále zvyšuje. Většina britských traktorů je nyní kategorie 30—65 k. Zajímavým poznatkem je růst oblíbenosti tríválcových motorů.

Traktory Ford

Nová řada zemědělských traktorů Ford je sestavena z traktorů Dexta 2000, Super Dexta 3000, Major 4000 a Super Major 5000. Hlavními znaky konstrukce jsou nové tríválcové a čtyřválcové motory a desetirychlostní převodové ústrojí Select-0-Speed.

Traktory a nové výrobní zařízení bylo plánováno a konstruováno se zaměřením na vyměnitelnost většiny dílů. U všech motorů je například použito ojníc a ventilů stejné velikosti. Pro čtyři motory byly konstruovány dvě hlavy válců a řízení u všech typů je stejné.

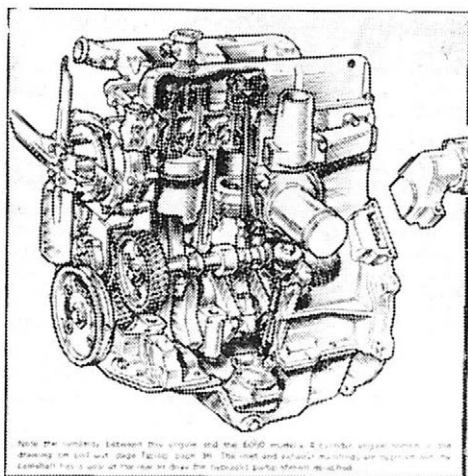
Největším typem je traktor Super Major 5000, který má čtyřválcový motor o výkonu 65 k a obsahu 233 krychlových palců (3818 cm³). Traktor Major 4000 je zmenšenou obměnou typu Super Major 5000 a je poháněn tríválcovým motorem o výkonu 55 k a obsahu 201 krychlových palců (3293 cm³). Traktor Super Dexta 3000 má tríválcový motor o výkonu 46 k a obsahu 175 krychlových palců (2867,7 cm³); traktor Dexta 2000 je vybaven tríválcovým motorem o výkonu 37 k a obsahu 158 krychlových palců (2589,0 cm³).

Tríválcový motor traktorů Dexta 2000, Super Dexta 3000 a Major 4000 má společný blok válců. Významným znakem tohoto motoru, pokud se týče vrtání a zdvihu, je skutečnost, že jde o „krychlový motor“, poprvé použitý u britského traktoru. Klikový hřídel má čtyři hlavní ložiska; ve všech případech je použito stejné hlavy válců. Jedním z důvodů, proč byl vybrán tríválcový motor, je okolnost, že je možno použít společných hlavních dílů pro různý výkon, aniž by byl motor příliš těžký pro traktory o nízkém výkonu, nebo příliš lehký pro traktory o vysokém výkonu. Tyto znaky na-

vazují rovněž vhodně na čtyřválcový motor traktoru Super Major 5000.

U čtyřválcového motoru je zajímavé, že klikový hřídel s pěti ložisky má vyrovnávací jednotku s pohonem od ozubeného převodu. Všechny motory mají přímé vstřikování. Díly, použité u více než jednoho motoru, jsou konstruovány tak, aby vydržely namáhání nejvyššího vyvinutého výkonu.

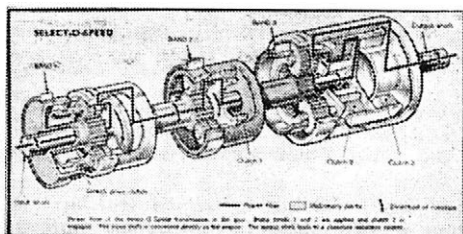
S výjimkou traktoru Dexta 2000, který má obvyklou převodovku s šesti rychlostmi vpřed a dvěma zpátečními, dodávají se všechny ostatní typy buď s dvou- a osmirychlostním převodovým ústrojím, které je standardním vybavením, nebo s desetirychlostním převodovkou Select-0-Speed.



1. Tríválcový motor traktorů Ford 2000, 3000 a 4000 má četné shodné znaky s čtyřválcovým motorem traktoru 5000

Standardní převodovka má upravena převodová soukolí ve dvou skupinách:

- a) rozsah pro polní práce — od prvního do čtvrtého rychlostního stupně,
- b) rozsah pro kultivaci a dopravu — od pátého do osmého rychlostního stupně.



2. Převodové ústrojí Select-0-Speed, použité u traktorů Ford

Převodovky Select-0-Speed se dosud užívalo jen u traktorů vyráběných v USA. Skládá se ze tří souprav ozubených kol a umožňuje řadit deset převodových stupňů vpřed bez spojky nebo zastavování — pomocí hydrauliky. Změna z jednoho rychlostního stupně na kterýkoliv jiný spočívá pouze ve volbě žádoucího poměru ruční pákou pod řídicím kolem, přičemž traktor pokračuje v jízdě.

Pro spouštění a zastavování traktoru slouží jediná páka. Traktor nemá spojku, pohon je přímý od setrvačnicku motoru. Je však vybaven nožní pákou pro plavou rychlost, kterou lze řídit traktor zvolna, centimetr po centimetru, a zastavit okamžitě podle potřeby při připojování nářadí nebo podobných úkonech.

Bezpečnostní faktor je vysoký. Brzdění motorem je ve všech rychlostních stupních velmi účinné a změny jsou možny při jízdě do svahu i po svahu. Zastaví-li se traktor na svahu při přetížení motoru, nejede zpět, protože zadní kola se při zastavení motoru automaticky zablokuji bez ohledu na příslušný rychlostní stupeň.

Hlavní díly nových traktorů odpovídají svými rozměry veškerému výkonu, který mohou traktory vyvinout. Zadní náprava traktoru Super Major 5000 snese statické zatížení 12 000 liber (5443 kg) a přední řemenice klikového hřídele má vrtání a závitníky umožňující převod maximálního výkonu motoru, aby bylo možno pohánět velké hydraulické čerpadlo nebo jiná zařízení.

Nová řada traktorů je určena nejen pro veškeré dosavadní nářadí, nýbrž i pro nové, speciálně vyvíjené stroje.

Traktory Massey - Ferguson

Čtyři základní typy traktorů Massey-Ferguson, a to 130, 135, 165 a 175, uváděné na trh v roce 1965, mají hydraulické zařízení pro regulaci tlaku přivěsného nářadí a hydrauliku o zvýšeném výkonu. Výkon této řady traktorů je odstupňován od 30 do 66 k.

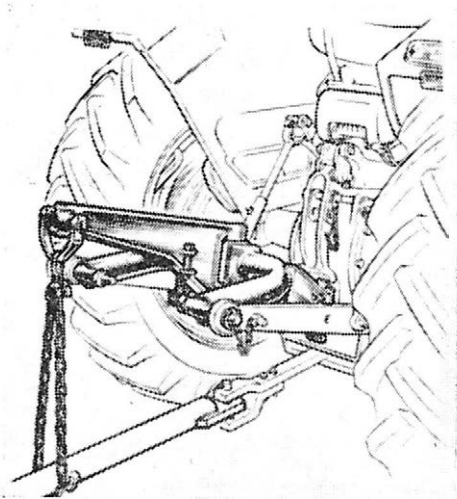
Mimo typ 130 se dodávají všechny traktory buď se standardní převodovkou s šesti rychlostmi vpřed a dvěma zpátečními, nebo s dvanáctirychlostní převodovým ústrojím Multi-Power a přidavným výkonným hydraulickým čerpadlem.

Nejmenší z řady je typ 130, který se bude vyrábět ve Francii. Čtyřválcový naftový motor s nepřímým vstřikováním o obsahu 107 krychlových palců (1753,4 cm³) dává maximální výkon na brzdě 30 k. Dodává se ve dvou provedeních — Economy a De-Luxe. K základnímu příslušenství patří osmí rychlostní převodové ústrojí se synchronizovaným převodem v třetím, čtvrtém, sedmém a osmém rychlostním stupni, které lze měnit za jízdy.

Traktor typu 135 má tříválcový naftový motor s přímým vstřikováním o obsahu 152 krychlových palců (2490,7 cm³) a vyvíjí výkon 45,5 k na brzdě.

Typ 165 má čtyřválcový motor o výkonu 58 k na brzdě a obsahu 203 krychlových palců (3326,5 cm³).

Typ 175 je nejsilnějším traktorem



3. Přídavné zařízení pro řízení tlaku přenáší váhu z přivěsného nářadí na zadní kola traktoru

Massey-Ferguson, vyráběným ve Velké Británii. Čtyřválcový naftový motor s přímým vstřikováním vyvíjí výkon 66,4 k na brzdě a má obsah 236 krychlových palců (3867,3 cm³).

Novinkou hydrauliky Massey-Ferguson je zařízení pro regulaci tlaku, které umožňuje přenos váhy z přívěsného nářadí na zadní kola traktoru. Dodává se jako zvláštní příslušenství k traktorům typu 135, 165 a 175.

Zařízení pro regulaci tlaku umožňuje nastavovat tlak ve zdvihacím válci a tím regulovat zdvižnou sílu závěsu. Lze jej použít se všemi druhy přívěsného nářadí. Z ramene závěsu je veden řetěz, který je zajištěn v pravém úhlu na vhodné části nářadí nebo tažné lišty. Při aplikaci regulace tlaku táhne řetězem nářadí nebo tažnou lištu směrem vzhůru. Ježto předek tažné lišty je připojen k traktoru, převádí se zdvižná síla řetězem dolními táhly dolů a tím na zadní kola traktoru.

Závěsu lze použít u nářadí poháněného od vývodového hřídele traktoru; ramenný závěs řetězu umožňuje, aby řetěz působil přímo nad tažnou lištou, i když traktor provádí úzký obrát. Pojistné zařízení zabraňuje převrácení traktoru nazad v případě nesprávného použití regulačního zařízení, zvláště při jízdě traktoru po příkrém svahu. Nastaví-li se délka řetězu tak, že trubkový rám závěsu zůstává při práci rovnoběžně se zemí, dosáhnou do ní táhla hranice svého pohybu ve směru vzhůru (zvedne-li se přední konec traktoru) dříve než traktor dosáhne nebezpečného úhlu. Jsou-li táhla plně zvednuta, uvolní se tah řetězu, až se traktor vrátí do rovinné polohy. Se zařízením pro regulaci tlaku nutno používat závaží pro přední kola, které se dodává jako zvláštní příslušenství.

Zařízení pro regulaci tlaku má tři významné znaky:

1. Váhu přenášenou z nářadí na traktor může řidič okamžitě změnit podle dané potřeby.

2. Přenos váhy zůstává konstantní, bez ohledu na vzájemný pohyb mezi trakto-rem a nářadím při cestě po nerovném terénu.

3. Zvýšená váha zadních kol traktoru zvyšuje účinnost brzdění.

Převodové ústrojí Multi-Power dává dvanáct rychlostí vpřed a čtyři rychlosti zpáteční. Ústrojí je založeno na normálním převodovce, u které se dalších rychlostních stupňů dosahuje přidáním nového vysokého převodového poměru, který zvyšuje rychlost každého ze šesti základních rychlostních stupňů vpřed a

dvou zpátečních rychlostních stupňů asi o 30 %. Přepojením lze za jízdy měnit rychlostní stupně na další.

Převodovým ústrojím Multi-Power se zvýší výkon hydrauliky. K normálnímu čerpadlu traktoru se připojuje další pomocné čerpadlo o vysoké kapacitě. Toto čerpadlo, které rovněž dodává olej k převodovce Multi-Power, dává přebytek asi 6½ galonu (29,4 l) za minutu. Spojovacím ventilem lze přidat tento přebytek k výkonu čerpadla traktoru. Pomocí ventilů lze řídit olej nebo část toku oleje k jednomu nebo několika dálkovým zařízením, čímž se vyvíjí výkon asi 15 k.

Hydraulické řízení neseného nářadí je zjednodušeno. Používá se dvou pák. Jedna z těchto pák řídí prakticky všechno nesené nářadí při zvedání, spouštění a při práci. Dvojsměrné zařízení tahu udržuje konstantní hloubku.

Druhé páky se používá pro připojování nářadí a v některých případech při práci se závěsem v konstantní výšce. Výška dolních táhel odpovídá při práci poloze páky v příslušném čtvrtkruhu. Páka má rovněž konstantní polohu pro čerpadlo zajišťující kontinuální přívod oleje. Při tomto nastavení je přívod oleje k dálkovým válcům řízen opět tahovou pákou.

Nové zařízení reguluje rychlost spouštění závěsu; je umístěno na straně převodové skříně. Po nastavení regulace se nářadí řídí tahovou pákou.

Traktory David Brown 770

Firma David Brown vyvinula nový typ malého traktoru, který byl uveden na trh na smithfieldské výstavě. Jde o typ 770-Selectamatic, s tříválcovým naftovým motorem o výkonu 33 k a s novou hydraulikou.

K standardnímu vybavení nového traktoru 770-Selectamatic patří převodovka s dvanácti rychlostmi vpřed a čtyřmi rychlostmi zpátečními, hydraulika Selectamatic s ovládáním jedinou pákou, závěs diferenciálu, stavitelné sedadlo a vývodový hřídel o 540 ot/min. Ke zvláštnímu příslušenství patří nezávislý vývodový hřídel, dvojí spojka, škrtky nožní páka, trojcestný ventil hydrauliky a řemenice.

Tříválcový motor má přímé vstřikování s vrtáním a zdvihem 3 13/16 palce X 4 palce, což dává obsah 137 krychlových stop. Maximální výkon na brzdě je 33 k při rychlosti motoru 2000 ot/min.

Hydraulika Selectamatic má dvojí základní řízení:

a) číselník, na kterém se nastaví žádoucí úkon,

b) jednu páku.

Je-li třeba regulovat rychlost spouš-

tění, jako např. při práci s čelním nakládačem, činí to regulace pomocí stavitelného průtokového ventilu, na který nepůsobí váha zatížení.

L i t e r a t u r a

Farm Mechanization, 164, (16), č. 184, str. 17, 33-35, 37-40. Farm Implement and Machinery Review, 1964, (90), č. 1076, str. 1633-1635.

Josef Beneš

Výzkumný ústav zemědělských strojů,
Chodov u Prahy

Vyřešené vědecké úkoly

na katedře zemědělské techniky VŠZ v Brně

Inž. Josef Kolařík: Výzkum velkovýrobní technologie pěstování a sklizně cukrovky s minimální potřebou ruční práce. S-XII-4. 1. 5.

Inž. Hugo Beyer: Výzkum využití řezaček ve velkoprovozu. R-5-5. 3.

Doc. inž. Jar. Konupčík: Ověření vlivu pracovních orgánů kultivačního nářadí na půdu při zvýšených pracovních rychlostech. XII-4. 1. 2.

Seznam habilitačních a kandidátských disertačních prací, obhájených na fakultě mechanizace VŠZ v Praze

a) Habilitační práce:

1959

Doc. inž. Fr. Korous: Problémy zvýšení produktivity práce v krajských a ústředních opravných strojních a traktorových stanic.

1962

Doc. inž. R. Řezníček: Fotoelektrická metoda vyšetřování nestacionárních proudů aerosolu.

1963

Doc. inž. A. Grečenko: Kolové a pásové traktory — hodnocení podle teoretických tahových charakteristik.

Doc. inž. V. Kadlec: Výzkum a teoretický rozbor technologie strojního dojení.

Doc. inž. M. Thér: O výmlatové účinnosti a poškozování zrna při řezání obilí.

Doc. K. Koskuba: Závislost někte-

řích fyzikálně mechanických vlastností obilního zrna na vlhkosti.

1965

Inž. K. Neubauer, CSc.: Vzduchové čističlo jemného omlatu žací mlátičky (v oponentském řízení).

Inž. J. Prachař: Použití letadel v zemědělství a lesnictví (v oponentském řízení)

b) Kandidátské disertační práce*):

1963

Inž. M. Růžicka: Vliv seřízení vstříkovačícího zařízení na základě ukazatele spalovacího motoru.

1964

Inž. V. Sedláček: Obecné zásady pro volbu zbytkových nevyvážeností tuhých roztoků zemědělských strojů.

1965

Inž. K. Velda: Výzkum separace zrna ze slámy (v oponentském řízení).

* Kandidátské disertační práce obhájené v letech 1957 až 1962 byly uveřejněny v Zemědělské technice č. 3/1963.

Landmaschinenlehre (Leitfaden für Studierende der Landwirtschaft)

(Nauka o zemědělských strojích – příručka pro studující zemědělství)

Vydalo berlínské nakladatelství VEB Verlag Technik v r. 1964.

Díl I, 600 stran, 482 obr. 27 tab.

Autorem je prof. Dr. Ing. Heinrich Heyde, Berlin, se spolupracovníky: prof. Dr. Ing., Dr. Agr. F. Baltin, Jena; M. Domsch, Bornim; prof. Dr. Ing. Werner Gruner, Dresden; Ing. E. Rammin, Berlin; prof. Dr. Agr., Dipl. Ing. K. Riedel, Halle; Dipl. Ing. F. Ruhnke, Friesack.

Jde o první vysokoškolskou učebnici určenou pro zemědělské fakulty, která se odchyluje od dosud běžného popisného pojetí a zabývá se systémy a principy zemědělských strojů a jejich orgánů.

Dvousvazkové dílo (druhý díl vyjde koncem roku 1965) má obsáhnout celou problematiku výuky mechanizace zemědělské výroby v rozsahu, v kterém je přednášena na zemědělských fakultách NDR).

Z obsahu prvního dílu:

O podstatě mechanizace zemědělství; technické základy; motory a traktory; dopravní prostředky; nářadí a stroje pro polní práce (bez sklizně).

Ke knize se vrátíme v podrobné recenzi v některém z dalších čísel.

Halmfruchterntemaschinen, Band II/1

(Stroje pro sklizeň stébelnin, díl II/1)

Vydal VEB Verlag Technik 1961, Berlin.

Rozsah 476 str., 441 obr., 5 tab., lit. rejstřík.

Publikace vyšla jako druhý díl řady „Theorie, Berechnung und Konstruktion der Landmaschinen“; první díl této řady vyšel v r. 1955 (Krutikov, Smirnov, Ščerbakov: „Maschinen und Geräte zur Bodenbearbeitung, Aussaat und Pflanzenpflege“, přeloženo z ruského originálu). Další svazky se mají zabývat stroji pro sklizeň okopanin, zpra-

cování sklizně, výrobu krmiv, dále stroji pro mléčná hospodářství a dopravními prostředky.

Traktoren (Technisches Handbuch)

(Traktory – technická příručka)

Vydal VEB Verlag Technik 1961, Berlin, jako druhé vydání.

Rozsah 476 str., 470 obr., 25 tab., 100 lit. odkazů, rejstřík.

Mašiny i orudija dlja mehanizacii senouboročnych rabot

(Teorija, rasčet i konstrukcija)

(Stroje a nářadí pro mechanizaci sklizně sena – teorie, výpočet a konstrukce)

J. A. Dolgov, J. M. Zelcman

Vydal Mašgiz 1963, Moskva.

Rozsah 334 str., 221 obr., 38 lit. odkazů.

Z obsahu:

Komplexní mechanizace sklizně píce; stroje pro sečení trav; obrabeče a shrnovače; lisy na seno; tabletovací (briketovací) lisy; stroje na stohování sena.

Publikace je určena pro inženýrsko-technické kádry v konstrukci, výzkumu a exploataci strojů na sklizeň píce.

Voprosy tehnologii mehanizirovanogo selskochozjajstvennogo proizvodstva, Tom I

(Otázky technologie mechanizované zemědělské výroby, část I)

Vydal Gosselchozizdat BSSR 1963, Minsk.

Rozsah 263 str., 24 obr., 56 tab., lit. odkazů.

Sborník prací centrálního vědecko-výzkumného institutu mechanizace a elektrifikace zemědělství nečernozemní oblasti SSSR (CNIIMESCh — Minsk, řed. prof. E. M. Macepuro), který redigoval kandidát zemědělských věd V. V. Kacygin.

Z obsahu:

Předmět a obsah technologie mechanizované zemědělské výroby; procesy deformace, přemísťování a řezání půdního plástu; technologické základy mechanizovaného procesu zpracování půdy; základní předpoklady k rozpracování technologie setí; meliorační práce.

Mašiny dlja uborki i obmolota ovoščnogo gorocha

(Konstrukcija, teorija, rasčet)

(Stroje pro sklizeň a výmlat zeleného hrášku — konstrukce, teorie a výpočet)

E. O. K o t o v i č

Vydal Mašgiz 1963, Moskva.

Rozsah 211 str., 115 obr., 10 tab., 59 lit. odkazů.

Publikace se zabývá rozбором konstrukce strojů používaných při sklizni zeleného hrášku — především teorií výmlatu a konstrukcí mláticích ústrojí.

Z obsahu:

Otázky mechanizace sklizně hrášku; uvolnění a poškození zrna; stroje pro sklizeň a výmlat; základy teorie a výpočtu ústrojí pro výmlat hrachu; teorie a výpočet kuželových bubnů pro diferenciální výmlat; základy racionálního režimu práce mláticích na hrách.

Automatizacija proizvodstvennych processov v sel'skom chozjajstve

(Automatizace zemědělských výrobních procesů)

N. N. N a s t ě n k o, L. A. V o r o š o k

Vydal Mašgiz 1963, Moskva.

Rozsah 195 str., 77 obr., 10 lit. odkazů.

V knize je popsán způsob automatizace některých procesů v rostlinné a živočišné výrobě.

Z obsahu:

Schémat automatických ústrojí; automatická ústrojí použitá u traktorů; automatické řízení strojů; automatizace zrna; automatizace stacionárních zemědělských procesů; automatizace výrobních procesů v živočišné výrobě a při chovu drůbeže.

Ispytanija sel'skochozjajstvennych mašin

(Zkoušení zemědělských strojů)

C. M. K u k t a

Vydalo Mašinostrojenie 1964, Moskva. Rozsah 284 str., 142 obr., 36 tab., 32 lit. odkazů.

Kniha popisuje metody zkoušení zemědělských strojů. Je určena pro široký okruh studentů, techniků, vědeckých aspirantů a jiných pracovníků, kteří se zabývají mechanizací zemědělství.

O s b a h :

Organizace a typy zkoušek; základy metodiky měření a pozorování; měření a přístroje; technická expertiza strojů; metody hodnocení kvality práce strojů; exploatačně ekonomické ocenění práce strojů; ocenění podmínek práce se stroji.

Spravočnik konstruktora sel'skochozjajstvennych mašin, tom 3

(Příručka pro konstruktéra zemědělských strojů, díl 3)

Vydalo Mašinostrojenie 1964, Moskva. Rozsah 836 str., obr., tab. lit.

První dva díly této publikace vyšly v letech 1960—1962 a přes velký rozsah (asi 1500 stran) nemohly pojmout údaje o všech základních strojích, kterých se používá v současném zemědělství. Tento nedostatek odstraňuje třetí díl, na kterém se podílelo 62 autorů pod redakčním vedením inž. M. J. K l e c k i n a.

30 kapitol obsáhlé knihy přináší množství nejrůznějších technických a konstrukčních údajů o strojích na zpracování půdy, hnojení, na sklizeň slámy a obilí, strojů na sklizeň zeleniny, třídění brambor, sušení zemědělských produktů, sklizeň čaje. Řada kapitol se zabývá dopravními prostředky a zařízeními, mechanizací prací v živočišné výrobě, elektrifikací a automatizací; značná pozornost je také věnována továrním a polním zkouškám zemědělských strojů a potřebné přístrojové technice.

Text je opatřen velkým počtem obrázků, schémat, grafů a tabulek a každá kapitola je zakončena odkazy na literaturu.

K. K o s k u b a

OBSAH

Čermák A., Hora O.: Příspěvek k teoretickému řešení koncepcí sklízecích řezaček	343
Thér M.: O vlivu délky řezanky na poškození zrna při řezání obilí	353
Habarta F.: Výzkum nových energetických zdrojů z hlediska zemědělských strojů	361
Beneš J.: Nové britské traktory	377
Vyřešené vědecké úkoly na katedře zemědělské techniky VŠZ v Brně	380
Koskuba K.: Nové knihy	381

СОДЕРЖАНИЕ

Чермак А., Гора О.: К вопросу решения концепций силосных комбайнов (350). — Тер М.: Влияние длины резки на повреждение зерна при измельчении хлебов (359). — Габарта Ф.: Исследование новых энергетических источников с учетом сельскохозяйственных машин (376). — Сельскохозяйственная техника за рубежом (377). — Из научной жизни (380). — Новые книги (381).

CONTENT

Čermák A., Hora O.: Comments on the Design of the Forage Harvesters (351). — Thér M.: The Effects of the Cut-Length on the Damage of Grains in the Chopping Process (359). — Habarta F.: The Investigation of new Power Units with respect to the Agricultural Machines (376). — Agricultural Technology Abroad (377). — From the scientific life (380). — New books (381).

INHALT

Čermák A., Hora O.: Beitrag zur Lösung der Konzeption der Mähhäcksler (351). — Thér M.: Einfluß der Häcksellänge auf die Beschädigung des Kornes beim Häckseln von Getreide (359). — Habarta F.: Untersuchung über neue Energiequellen mit Rücksicht auf Landmaschinen (376). — Landwirtschaftliche Technik im Auslande (377). — Aus dem wissenschaftlichen Leben (380). — Neue Bücher (381).

TABLE DE MATIÈRES

Čermák A., Hora O.: Contribution à la solution théorique concernant les conceptions des récolteuses-hacheuses (res. An, Al/351). — Thér M.: Influence de la longueur de la paille hachée sur l'endommagement du grain au cours de la coupe des céréales (res. An, Al/359). — Habarta F.: Recherches des sources énergétiques nouvelles par rapport aux machines agricoles (res. An, Al/376). — Machinisme agricole en étranger (377). — De la vie scientifique (380). — Livres nouveaux (381).

uveřejňuje tyto příspěvky:

A. Grečenko: *Ideální agregace kolového traktoru s nářadím vyžadujícím tahovou sílu.*

Práce řeší ideální agregaci kolového traktoru s energeticky náročnými zemědělskými stroji, u kterých je energie přenášena převážně přes kola traktoru. Jsou stanoveny optimální veličiny vyjadřující velikost tečné síly, požadované adheze půdních kol a normální reakce hnacích kol. Práce dále dokazuje praktický význam a možnost použití teorie při konkrétním řešení agregace s neseným pluhem.

M. Velebil: *Experimentální zjišťování některých parametrů pro výpočet technologických linek vyklízení hnoje z lehárny volných stájí.*

Příspěvek se zabývá periodičností vyklízení hnoje ve stájích s hlubokou podestýlkou. Na základě výsledků měření stanoví koeficienty nutné ve výpočtových rovnicích a zavádí nomogram pro výpočet množství hnoje v lehárně a stanovení potřebného času pro vyklízení.

K. Janáč: *Požiadavky na obvodové konštrukcie a vetranie vo výkrmniach ošipovaných.*

Autor dochází k závěru, že největší potíže v otázce větrání jsou právě ve výkrmnách na mokré výkrm, kde celkové produkce vodních par od zvířat a z mokřích provozních zdrojů jsou velmi značné. V takovýchto stavbách je účinnost zařízení pro výměnu vzduchu přirozenou cestou méně účinná a vyžaduje spíše umělou výměnu vzduchu. Názory, že prostorné výkrmny s velkým počtem oken nepotřebují speciální větrací zařízení, jsou mylné a projevují se záporně zejména v zimních měsících. Takovéto stavby jsou studené a po přiškrvení nebo po vyloučení výměny vzduchu jsou navíc ještě vlhké, což je velmi nebezpečné právě pro vepřový dobytek.