

VĚDECKÝ ČASOPIS



1008/73

356708

544
nař.

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

NÁRODNÍ KNIHOVNA



1001732369

1

ROČNÍK 18 (XLV)
PRAHA,
LEDEN 1972
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

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

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavíková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1972

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

Научный журнал ZEMĚĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издаёт Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации. Выход в свет ежемесячно. Редакция Прага 2, Слезска 7.

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

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

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

631.554 631.354.022:531.7 631.354.2

Poznanie fyzikálne-mechanických vlastností poľnohospodárskych materiálov má v konečnom dôsledku vplyv na konštrukčné a technologické prvky poľnohospodárskych strojov a zariadení. Poznanie týchto vlastností a význam tohto poznania je zdôraznený práve momentom skúmania uvedených vlastností v samotnom procese spracovania poľnohospodárskeho materiálu. Jedným z dôležitých procesov je proces rezania ľubovoľného materiálu, osobitne rezania obilnín.

Jednou z najvážnejších veličín v priebehu rezania ľubovoľného materiálu a v ľubovoľnom technologickom procese je optimálna rezná rýchlosť. Je potrebné však vymedziť pojem rezu, pretože u rôznych autorov obsah tohoto pojmu nie je identický.

Pod pojmom rez rozumieme zásadne rozdelenie ľubovoľného materiálu ostrým rezným nástrojom bez protiostria. Pritom môže byť rez prevedený s podperou a bez podpory. Pod podperou rozumieme zariadenie, zabráňujúce unášaniu rezaného materiálu rezným nástrojom, v prípade stebiel obilnín ich odkloneniu z počiatočnej polohy (Bossoj 1961, 1964).

Steblá obilnín z hľadiska rezania sa chovajú pri reze vedenom vo smere ich osi ako krehké, pri reze vedenom kolmo na ich os ako elastické, prípadne plastické, a to podľa stupňa technologickkej zrelosti (prípadne podielu vlhkosti). U rezov prevedených pri vyšších rýchlostiach po odrezaní zachovávajú si svoj pôvodný tvar (Bossoj 1961).

Autori sa rozchádzajú v údajoch o veľkosti práce, potrebnej na prerezanie stebľa v tom zmysle, že niektorí považujú za prácu na prerezanie celkovú prácu, vykonanú pri technologickom procese rezania, iní oddeľujú prácu potrebnú na prerezanie v zmysle definície rezu podľa Želigovského, podľa ktorej proces rezania je rozdelený. Preto predchádzajúca deformácia prípadne vychýlenie stebľa z nulovej polohy, resp. práca vynaložená na prekonanie týchto odporov, má byť vyhodnocovaná zvlášť.

Pre stanovenie optimálnej rýchlosti rezania je nutné poznať čas trvania rezu. Pre výpočet času trvania rezu uvádzajú autori rôzne vzťahy, v ktorých je v čitateli najčastejšie výraz

$$s + d_2 \quad (1)$$

kde: s — odklon, prípadne dráha, o ktorú sa steblo počas technologického procesu rezania vychýli z nulovej polohy
 d_2 — diameter stebľa

Golovkov (1967) odmieta túto formuláciu, nakoľko týmto sa zahrňuje priehyb a deformácia do rezu a navrhuje pre vypočítanie času rezu vzťah

$$t_r = \frac{2 \cdot \delta}{v_r \cdot \cos \alpha} \quad [s] \quad (2)$$

kde: t_r — doba trvania rezu [s]
 δ — hrúbka steny stebľa [m]
 v_r — rýchlosť rezného nástroja [m · s⁻¹]
 α — uhol maximálneho odklonu stebľa [°]

Proces rezania je možné rozdeliť do niekoľkých fáz:

1. ohyb,
2. deformácia,
3. zrez.

Rudenko (1962) v svojom diagrame rezu rozdelil proces rezania do štyroch charakteristických oblastí:

1. ohyb,
2. rezanie,
3. trenie v procese rezania,
4. zodvihnutie zrezaného stebľa.

Podľa teórie Fomina pri procese rezania sa samotné rezanie začína v tom momente, kedy sa ostrie dotkne stebľa. Teória rezania stebiel obilnín je o to zložitejšia, že prierez stebľa sa mení nielen čo do veľkosti, ale i štrukturálne.

Rezum stebľa pšeníc za statických podmienok sa v predchádzajúcich výskumoch zaoberal Ďuriš (1966).

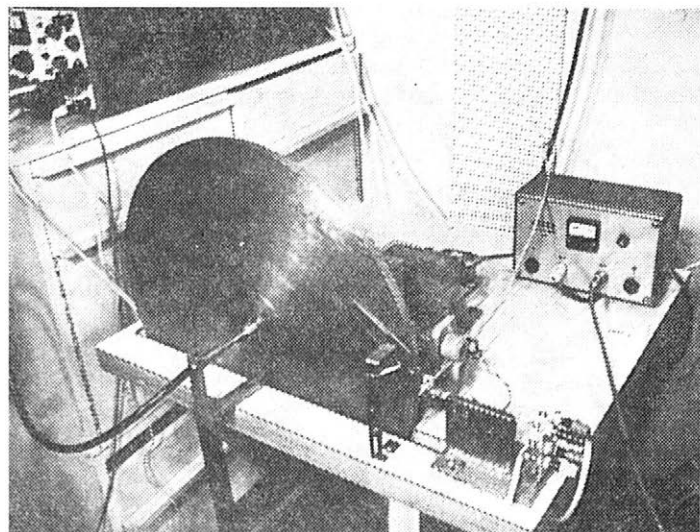
METODIKA A MATERIÁL

K našim meraniam a sledovaniu procesu rezania stebľa obilnín sme použili v prvej etape odrody jačmeňov 'Dvoran' a 'Sladár', v druhej etape odrody jačmeňov 'Dvoran', 'Sladár' a 'Jantár'.

Meracie zariadenie bolo vybudované na KMRV, pričom meranie bolo založené na princípe tenzometrie (obr. 1).

Zariadenie pozostávalo zo zotrvačníka o veľkej hmoty, na obvode ktorého bol upevnený rezný nástroj vo forme čepele, hrúbky 1 mm, jednostranne brúsený do ostria pod uhlom 10° . Jeho polomer sme volili tak, aby bod na ostrí noža križujúci osu kolmo na smer vedeného stebľa prebehol dráhu 1500 mm pri jednej obrátke zotrvačníka. Vzhľadom na priemernú hrúbku stebľa 2,5 mm môžeme považovať rýchlosť rezu po celej ploche prierezu stebľa za konštantnú.

Počet obrátok zotrvačníka s rezným nástrojom bol plynule regulovateľný pomocou remení a dvojstupňovej prevodovej skrine s variátorom. Prevodové stupne boli volené tak, aby rozsah variátora prekryl celý rozsah medzi jednotlivými stupňami. Presný počet

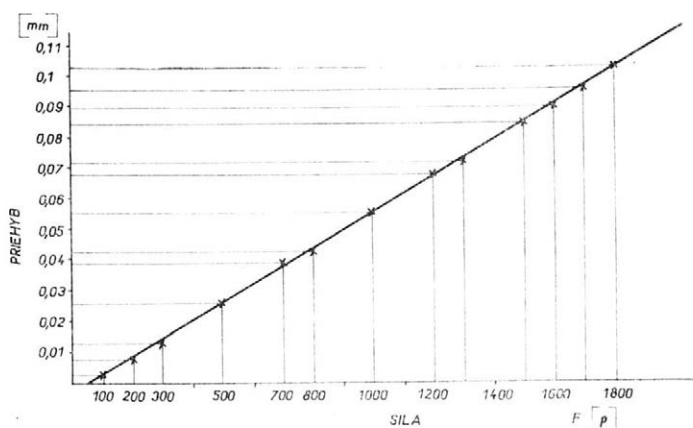


1. Zariadenie na meranie veľkosti a priebehu sily pri reze stebľa

obrátok a z toho obvodová rýchlosť bola stále kontrolovaná elektrónkovým počítačom impulzov, ktorý pracoval s časovou základňou $10 \text{ kc} \cdot \text{s}^{-1}$ a záznamovou schopnosťou $20 \cdot 10^3$ impulzov $\cdot \text{s}^{-1}$. Impulzy pre počítač dodávala fotocela, na ktorú dopadal svetelný lúč cez otvory vyvŕtané na obvode kotúča, upevneného na spoločnej osi so zotrvačníkom.

Vo smere predĺženej osi rezného nástroja bol upevnený stojan, ktorý niesol pružný element, na ktorý bol prilepený tenzometrický snímač. Pružný element bol vytvorený ako votknutý nosník na voľnom konci opatrený vodičkom pre vedenie stebra a pozdĺžnym zárezom, ktorý umožňoval voľný prechod noža pri rezaní. Nosiť bol tvarovaný tak, aby jeho najmenší prierez bol pod stredom tenzometrického snímača, čo umožňovalo optimálny priebeh priehybu vzhľadom na snímač. Tuhosť nosníka bola volená experimentálne tak, aby jeho priehyb, prípadne dĺžka dráhy, o ktorú sa odkloní z nulovej polohy v mieste dotyku stebra pri pôsobení predpokladanej maximálnej sily, nebola väčšia ako 0,1 mm, pretože v tomto rozsahu (ako vidno z obr. 2) môžeme považovať priebeh priehybu v zá-

2. Priebeh priehybu nosníka v závislosti na pôsobiacej sile



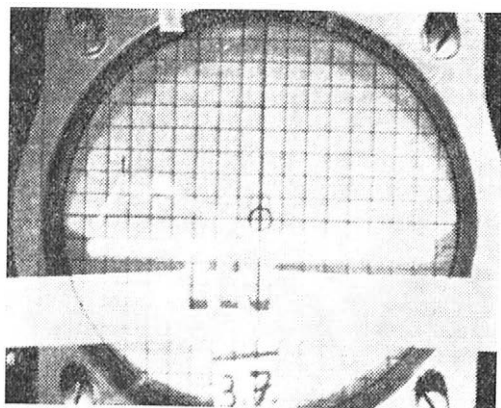
vislosti od pôsobiacej sily za lineárny. Pružnou deformáciou snímača sa menil jeho elektrický odpor. Táto zmena bola privádzaná cez nosník na katódový osciloskop, kde vyvolávala vychyľovanie lúča na obrazovke kolmo na časovú základňu, úmerne zmene odporu. Časová základňa bola nastavená úmerne rýchlosti rezania; to znamená, že celý priebeh rezu bol zachytený plynule na obrazovke. Horizontálna rýchlosť pohybu lúča bola odčítaná z nastavovacích elementov osciloskopu, avšak vzhľadom na daný typ prístroja bola navyše kontrolovaná zavedením signálu na vstup prístroja z generátora kmitov o presne známom počte nastavených kmitov. Záznam stopy lúča na obrazovke bol fotografovaný synchronizovanou filmovou kamerou 16 mm.

Jednotlivé fázy rezania sme zachytávali bežným fotografickým prístrojom tak, že expozícia prebehla pomocou krátkodobého osvetlenia v zatemnenej miestnosti zábleskovým prístrojom s dobou trvania záblesku $1-1,5 \cdot 10^{-6} \text{ s}$. Zábleskový generátor bol ovládaný impulzom odvedeným od rotujúceho zotrvačníka, ktorý niesol rezný nástroj. Týmto spôsobom boli síce zachytené niektoré fázy rezania, avšak iba náhodne a vždy pri inom reze. Napriek tomuto nedostatku je možné utvoriť si predstavu o priebehu rezania najmä čo sa týka deformácii stebra.

Steblá, ktoré mali byť rezané, boli denne čerstvo zberané vrátane koreňového systému počas celého obdobia technologickej zrelosti. Z každého druhu bolo vybraných 10 stebiel pre každú reznú rýchlosť. Bola zmeraná hrúbka internódia, pričom za prvé internódium sme považovali internódium nachádzajúce sa najbližšie ku koreňovému systému. Ďalej sme merali dĺžku každého stebra a laboratórne sme zistili priemernú vlhkosť vzorku.

Rezanie sme prevádzali vo všetkých internódiach po 10 mm, čo bolo umožnené presným samočinným podávacím zariadením.

Záznam priebehu každého rezu bol zachytený na filmovom páse; takto získaný obraz bol potom premietaný na premietaciu plochu. Na snímke bola dobre viditeľná mriežka obrazovky, čo umožňovalo vypočítať príslušné zväčšenie a prispôbiť mierky (obr. 3).



3. Oscillogram priebehu rezu

Planimetrovaním obrazca sme dostali plochu, z ktorej bola vypočítaná priemer-
ná sila podľa vzťahu

$$F = \frac{S}{t_r \cdot M_t \cdot M_F} \quad (3)$$

ďalej práca

$$A = F \cdot v_r \cdot t \quad (4)$$

a výkon

$$P = \frac{A}{t} \quad (5)$$

kde: S — priemer stebľa — plocha [m²]
 t_r — doba trvania rezu [s]
 M_t — mierka času
 M_F — mierka sily
 A — práca [kp · m]
 F — sila [N]
 P — výkon [kpm · s⁻¹]

VÝSLEDKY

Maximálny výkon spotrebovaný na prerezanie stebľa jačmeňa odrody 'Dvoran' sa pohybuje v rozmedzí od 0,30 do 0,40 kpm · s⁻¹; minimálny od 0,06 do 0,66 kpm · s⁻¹. Pri jačmeni 'Sladár' maximálny výkon spotrebovaný na prerezanie stebľa sa pohybuje v rozmedzí od 0,20 do 0,37 kpm · s⁻¹; minimálny od 0,063 do 0,186 kpm · s⁻¹. Rýchlosť rezania (v_r) bola 0,5 m · s⁻¹ pre celé skúmanie v prvej etape.

Grafické znázornenie priebehu potreby výkonu na prerezanie stebľa u obidvoch odrôd jačmeňa je uvedená na obr. 4.

V druhej etape sme sledovali tri druhy jačmeňov, a to odrodu 'Dvoran', 'Sladár' a 'Jantár' s rýchlosťou rezu (v_r) = 1,25; 2,5; a 5 m · s⁻¹.

Namerané výsledky tejto etapy skúmania potvrdzujú priebeh potreby výkonu na prerezanie stebľa obdobne ako v prvej etape. Maximálna potreba výkonu na prerezanie stebľa u odrody 'Jantár' pri jednotlivých rýchlostiach rezu bola nasledovná:

$$0,60-1,05 \text{ kpm} \cdot \text{s}^{-1} (v_r = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})$$

$$0,85-1,62 \text{ kpm} \cdot \text{s}^{-1} (v_r = 2,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})$$

$$1,10-2,70 \text{ kpm} \cdot \text{s}^{-1} (v_r = 5,00 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})$$

Minimálna potreba výkonu na prerezanie stebľa odrody 'Jantár' bola:

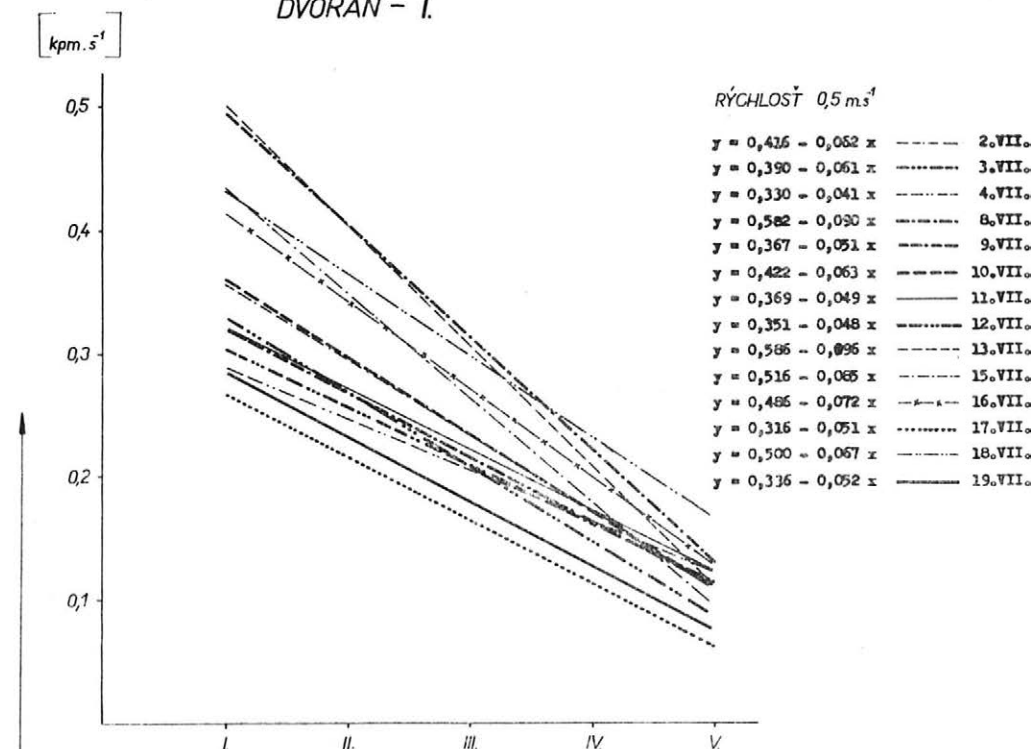
$$0,20-0,43 \text{ kpm} \cdot \text{s}^{-1} (v_r = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})$$

$$0,25-0,72 \text{ kpm} \cdot \text{s}^{-1} (v_r = 2,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})$$

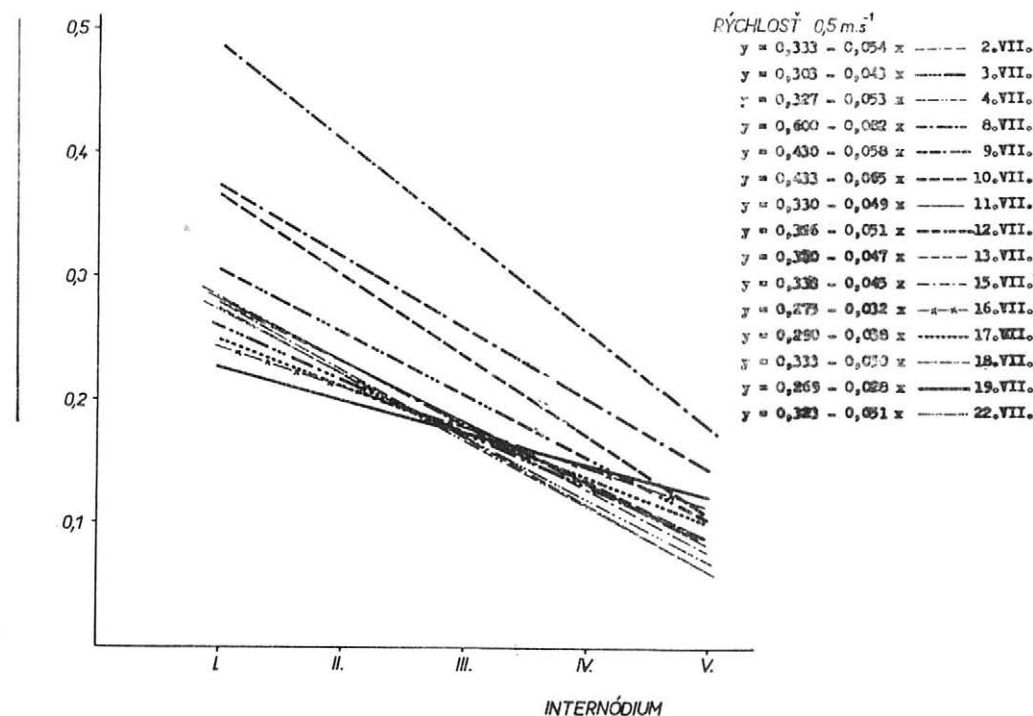
$$0,99-1,62 \text{ kpm} \cdot \text{s}^{-1} (v_r = 5,00 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})$$

Znázornenie priebehu potreby výkonu na prerezanie stebľa uvádzanej odrody jačmeňa podľa jednotlivých internódií je zrejmé z obr. 5 a tab. I.

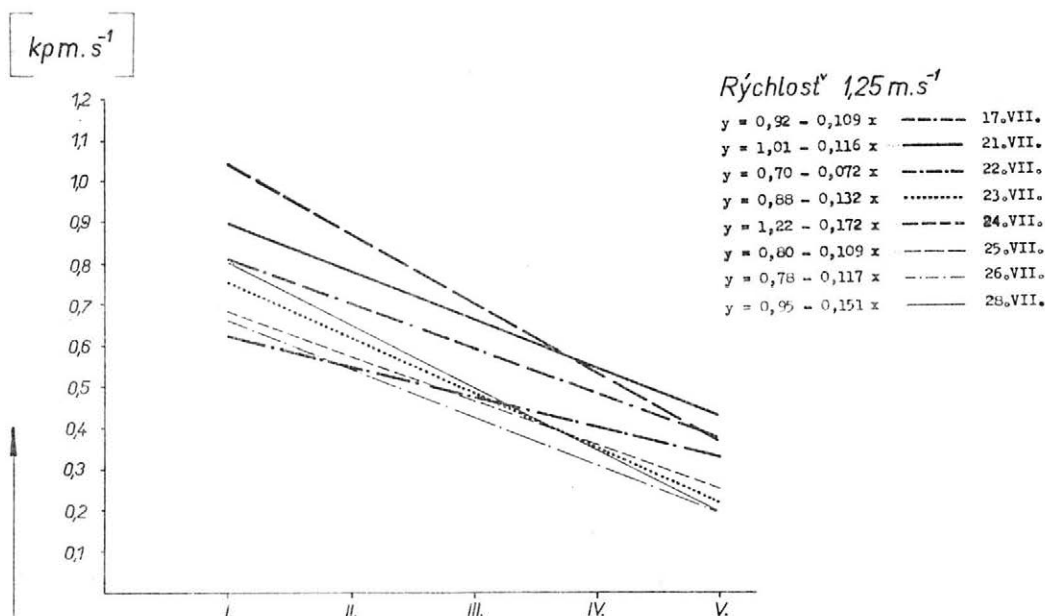
DVORAN - I.



SLADÁR - I.



4. Výkon potrebný na prerezanie stebľa v jednotlivých internódiách



5. Výkon potrebný na prerezanie stebľa v jednotlivých internódiach jačmeňa 'Jantár'
 $v_r = 1,25 m.s^{-1}$

Na prerezanie stebľa jačmeňa 'Sladár' sa pohybovala maximálna potreba výkonu takto:

$$\begin{aligned} &0,44 - 0,90 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 1,25 m \cdot s^{-1}) \\ &0,80 - 1,33 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 2,50 m \cdot s^{-1}) \\ &1,22 - 1,73 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 5,00 m \cdot s^{-1}) \end{aligned}$$

Zároveň minimálna potreba výkonu na prerezanie stebľa tej istej odrody bola:

$$\begin{aligned} &0,14 - 0,33 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 1,25 m \cdot s^{-1}) \\ &0,32 - 0,57 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 2,50 m \cdot s^{-1}) \\ &0,90 - 1,19 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 5,00 m \cdot s^{-1}) \end{aligned}$$

Priebeh potreby výkonu na prerezanie stebľa jačmeňa 'Sladár' je vyjadrený na obr. 6 a v tab. I.

U jačmeňa 'Dvoran' maximálna potreba výkonu na prerezanie stebľa pri jednotlivých v_r sa pohybovala takto:

$$\begin{aligned} &0,48 - 0,95 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 1,25 m \cdot s^{-1}) \\ &0,78 - 1,60 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 2,50 m \cdot s^{-1}) \\ &1,40 - 2,19 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 5,00 m \cdot s^{-1}) \end{aligned}$$

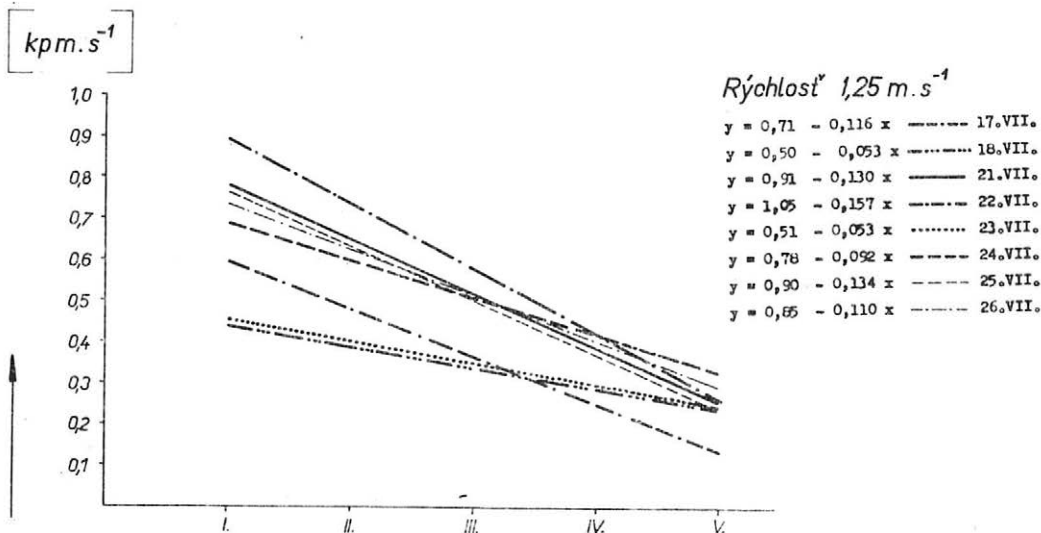
Minimálna potreba výkonu na prerezanie stebľa uvedenej odrody jačmeňa bola:

$$\begin{aligned} &0,23 - 0,40 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 1,25 m \cdot s^{-1}) \\ &0,28 - 0,68 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 2,50 m \cdot s^{-1}) \\ &1,10 - 1,52 \text{ kpm} \cdot s^{-1} (v_r = 5,00 m \cdot s^{-1}) \end{aligned}$$

Priebeh potreby výkonu je zrejmý z obr. 7 a tab. I.

I. Hodnoty aproximačných koeficientov rovnice $y = a + bx$

Odroda	Rýchlosť rezu [m . s ⁻¹]								
	1,25			2,50			5,00		
	a	b	dátum	a	b	dátum	a	b	dátum
'Sladár' II.	0,92	-0,109	17. VII.	1,35	-0,142	18. VII.	1,20	-0,100	18. VII.
	1,01	-0,116	21. VII.	1,38	-0,129	21. VII.	2,30	-0,177	21. VII.
	0,70	-0,072	22. VII.	1,20	-0,131	22. VII.	1,40	-0,113	22. VII.
	0,88	-0,132	23. VII.	1,88	-0,297	23. VII.	1,80	-0,120	23. VII.
	1,22	-0,172	24. VII.	1,66	-0,236	24. VII.	2,35	-0,293	24. VII.
	0,80	-0,109	25. VII.	1,24	-0,155	25. VII.	1,50	-0,140	25. VII.
	0,78	-0,117	26. VII.	0,96	-0,099	26. VII.	1,90	-0,237	26. VII.
	0,95	-0,151	28. VII.	1,30	-0,211	28. VII.	1,80	-0,186	28. VII.
'Jantár' II.	0,71	-0,116	17. VII.	0,95	-0,105	17. VII.	1,38	-0,096	18. VII.
	0,50	-0,053	18. VII.	1,10	-0,127	18. VII.	1,85	-0,181	21. VII.
	0,91	-0,130	21. VII.	1,50	-0,187	21. VII.	1,30	-0,102	22. VII.
	1,05	-0,157	22. VII.	1,05	-0,141	22. VII.	1,65	-0,145	23. VII.
	0,31	-0,003	23. VII.	1,15	-0,133	23. VII.	1,90	-0,211	24. VII.
	0,78	-0,092	24. VII.	1,35	-0,162	24. VII.	1,87	-0,214	25. VII.
	0,90	-0,134	25. VII.	1,50	-0,237	25. VII.	1,52	-0,108	26. VII.
	0,85	-0,110	26. VII.	1,20	-0,171	26. VII.	—	—	—
'Dvoran' II.	1,04	-0,127	17. VII.	1,08	-0,135	17. VII.	2,00	-0,236	18. VII.
	1,10	-0,143	18. VII.	1,40	-0,145	18. VII.	2,32	-0,232	21. VII.
	0,82	-0,087	21. VII.	1,19	-0,129	21. VII.	1,45	-0,110	22. VII.
	0,73	-0,100	22. VII.	1,40	-0,182	22. VII.	1,80	-0,159	23. VII.
	0,75	-0,090	23. VII.	1,27	-0,146	23. VII.	2,40	-0,335	24. VII.
	0,92	-0,120	24. VII.	1,38	-0,200	24. VII.	1,60	-0,160	25. VII.
	0,74	-0,100	25. VII.	1,15	-0,129	25. VII.	1,71	-0,211	26. VII.
	0,72	-0,096	26. VII.	1,01	-0,121	26. VII.	2,10	-0,293	28. VII.
	0,54	-0,064	28. VII.	0,90	-0,250	28. VII.	—	—	—

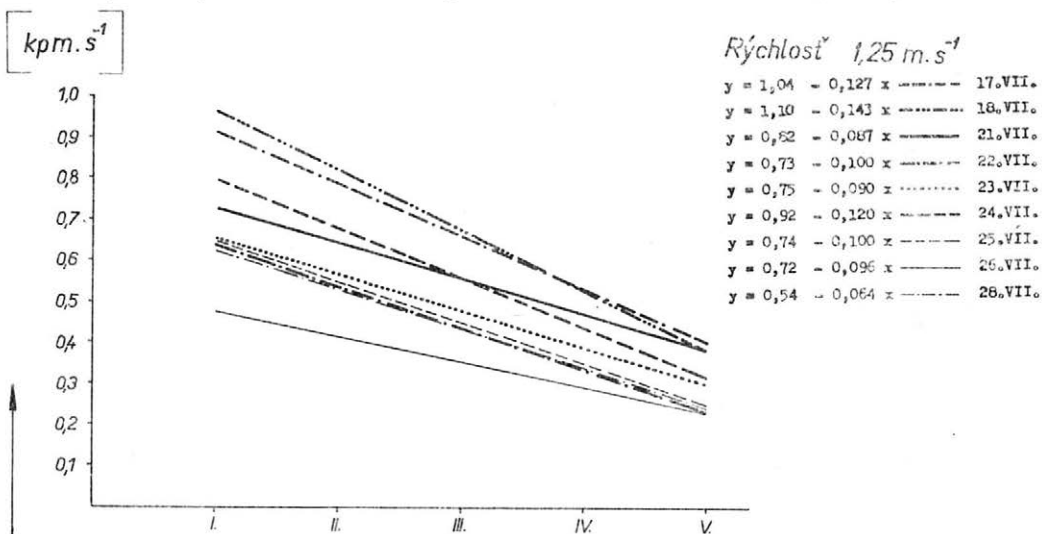


6. Výkon potrebný na prerezanie stebľa v jednotlivých internódiach jačmeňa 'Sladár'

$$v_r = 1,25 m \cdot s^{-1}$$

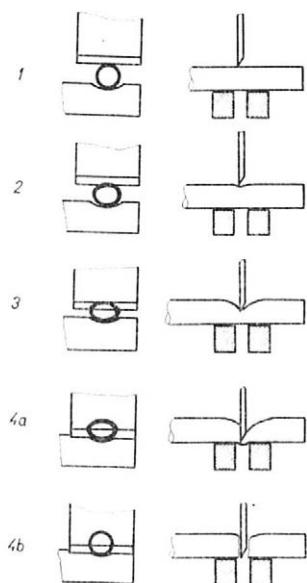
DISKUSIA

Na základe našich pozorovaní prebieha proces rezania nasledovne: po dotyku ostria so stebľom nastáva deformácia, ktorá trvá dovtedy, kým koncentrácia napätia dosiahne kritickú hodnotu, pri ktorej ostrie začína vnikáť do stebľa; to znamená, že začína rozdeľovať jednotlivé vlákna. To je začiatok rezu. Od okamžiku dotyku ostria so stebľom začína sa priehyb nosníka, nesúceho tenzometrický snímač. Veľkosť priehybu v závislosti na maximálne pôsobiacej sile je zrejmý z obrázku 2. Od okamihu začiatku rezu vzniká trenie a pokračuje deformácia až do úplného rozdelenia stebľa ostrím (obr. 8).



7. Výkon potrebný na prerezanie stebľa v jednotlivých internódiach jačmeňa 'Dvoran'

$$v_r = 1,25 m \cdot s^{-1}$$



8. Schéma jednotlivých fáz rezu

Čas skutočného trvania rezu bol až na určité výnimky vždy dlhší ako vypočítaný teoretický čas, ktorý sme počítali z priemeru stebľa, rýchlosti noža a dráhy priehybu nosníka. Spôsobovala to deformácia ešte neprerezanej spodnej časti stebľa.

Kratší čas oproti teoretickému času vyšiel u stebiel s veľmi nízkym podielom vlhkosti, kde normálové zložky odporu trenia a deformácie spôsobili pretrhnutie spodných vlákien, teda ešte neprerezaných.

Určitým nedostatkom nášho prístroja bolo, že normálové zložky sil nezachycoval, resp. to, že snímač reagoval len na tangenciálne zložky. Tento nedostatok bude možné odstrániť montážou snímača tiež na rezný nástroj, čo je však spojené so značnými technickými ťažkosťami. V prípade montáže snímača na nosník rezného nástroja a s použitím dvojpráškoveho osciloskopu by bolo možné vypočítať z diferenciencie záznamov normálovú zložku. V našej práci uvedené výkony sú teda menšie o hodnotu spotrebovanú na prekonanie spomínaných odporov. Podľa nášho názoru tieto hodnoty s ohľadom na hrúbku noža a uhol zaostrenia nie sú značné (obr. 3).

Na fotokópii záznamu priebehu rezu — obr. 3 — sú označené miesta na krivke, kde je skutočný začiatok rezu, keď po dosiahnutí maxima napätia vniknutím noža do stebľa vzniká pokles pôsobiacej sily.

Súhlasíme s tým, že je potrebné jednotlivé fázy procesu rezu pozorovať zvlášť, avšak pre konečný efekt je rozhodujúci nie súčet hrúbok stien, ale priemer stlačeného stebľa, resp. súčin priemeru a koeficientu stlačenia, pretože podľa našich skúseností takmer nikdy nedošlo k úplnému stlačeniu stebľa (k dotyku vnútorných stien). Preto navrhujeme upraviť vzťah (2) nasledovne:

$$t_r = \frac{d_2 \cdot \beta}{v_r \cdot \cos \alpha} \quad [\text{s}] \quad (6)$$

kde: d_2 — priemer stebľa
 β — koeficient stlačenia stebľa

Súhlasíme takisto s tým, že rozdelenie procesu rezu je možné previesť podľa jednotlivých fáz, avšak toto triedenie na jednotlivé fázy nie je dosť možné stanoviť, nakoľko tieto sa prekrývajú, prípadne prebiehajú súbežne.

ZÁVER

Proces rezania stebiel obilnín prebieha od momentu dotyku ostria so stebľom, kedy nastáva deformácia stebľa; tá trvá dovtedy, kým koncentrácia napätia dosiahne kritickú hodnotu, pri ktorej ostrie začína vnikáť do stebľa, t.j. začína rozdeľovať jednotlivé vlákna. Tento dej je začiatok rezu. Od okamžiku započatia rezu vzniká trenie a pokračuje deformácia až do úplného rozdelenia stebľa ostrím.

Grafické znázornenie výkonu potrebného na prerezanie stebľa obilnín je možné previesť grafickým vyjadrením obecného vzťahu

$$y = a + b \cdot x$$

Proces rezu je možné rozdeliť na jednotlivé fázy, avšak jednotlivé fázy procesu nie je možné za daných podmienok stanoviť presne, nakoľko tieto sa prekrývajú, prípadne prebiehajú súčasne.

Pre stanovenie času rezu navrhujeme aplikovať vzťah (6).

Literatúra

- AJCHADŽAJEV I. J., 1963, Vybór parametrov rezušičého apparata dlja grubosten-nych trav. Mech. i elektrifikácia soc. seľskogo chozjajstva 2.
BOSSOJ E. S., 1961, Rezušičie apparaty dlja raboty na povyšennych skorostiach. Traktory i seľchozmašiny 8.
BOSSOJ E. S., 1964, Chod noža rezušičich apparatov uboročnych mašin. Traktory i seľchozmašiny 5.
ĐURIŠ M., 1966, Výskum agrofyzikálnych a mechanických vlastností obilovín.
FOMIN A. I., 1959, Issledovanie processa bezpodpornogo sreza trav. Trudy VISCHOM.
GOLOVKOV A. N., 1967, K teorii bezpodpornogo sreza. Mech. i elektrifikácia soc. seľskogo chozjajstva 12.
KAZANOV M. P., 1969, Pokazatelnye kačestva rezušičich apparatov uborečnych mašin. Mech. i elektrifikácia soc. seľskogo chozjajstva 9.
RAJEV B. G., 1960, K teorii rezania stebelj. Vestnik seľchoz. nauki 9.
RUDENKO N. E., 1962, Energogemkosť processov rezania stebelj trostnika. Mech. i elektrifikácia soc. seľskogo chozjajstva.
VASILENKO A. F., 1936, Experimentalnaja teorija rezušičich apparatov žatevnych mašin. Teoria — konstrukcia i proizvodstvo seľchoz. mašin. Diel IV.

Došlo dňa 28. 4. 1971

Изучение некоторых факторов процесса измельчения хлебной массы

Процесс измельчения хлебной массы начинается с момента прикосновения лезвия к стеблю, когда наступает деформация стебля, которая продолжается до тех пор, пока не настанет концентрация напряжения и пока она не достигнет критической величины, при которой лезвие начинает проникать в стебель, т. е. начинает отделять друг от друга отдельные волокна. Этот процесс представляет собой начало измельчения. С момента начала измельчения возникает трение и продолжается деформация до полного разрезания стебля лезвием.

Графическое изображение усилия, необходимого на разрезание стебля хлебной массы, можно осуществить при помощи общей формулы

$$y = a + b \cdot x$$

Процесс измельчения можно разделить на отдельные фазы, однако, отдельные фазы процесса в данных условиях нельзя точно определить, поскольку они совпадают, или протекают одновременно. Для определения времени измельчения мы предлагаем применить отношение 6.

Examination of Some Factors of the Process of Stalk Cutting in Cereal Crops

The process of the cutting of cereal stalks begins at the moment of the contact of the knife with the stalk; at this moment the deformation of the stalk begins, and lasts until the stress concentration reaches a critical value at which the knife starts to penetrate the stalk, i. e. starts dividing the fibres. This process is the initial stage of cutting. Friction is evoked at the moment of the commencement of cutting and the deformation is continued until the stalk is cut by the knife. The graphical representation of the force required for the cutting of the cereal stalk can be converted to the graphical expression of the general relation

$$y = a + b \cdot x$$

The cutting process can be divided into separate stages; however, the stages of cutting cannot be accurately determined under the existing conditions due to the fact that the stages overlap or take place at the same time. It is recommended to apply relation 6 to the determination of the time of cutting.

Verfolgung einiger Faktoren des Schnittprozesses von Getreidehalmen

Der Schnittprozeß von Getreidehalmen verläuft von dem Momente der Berührung der Schneide mit dem Halme, wo eine Halmverformung eintritt; diese dauert bis zum Augenblicke, wo die Spannungskonzentration den kritischen Wert erreicht, bei dem die Schneide in den Halm einzudringen, d. h. einzelne Fasern zu teilen beginnt. Dieser Vorgang ist der Beginn des Schnittprozesses. Von dem Augenblick des Schnittbeginnes an entsteht die Reibung, während die Verformung bis zur vollkommenen Halmteilung durch die Schneide anhält. Die graphische Darstellung des Leistungsaufwandes für das Zerschneiden des Getreidehalmes kann durch graphisches Ausdrücken der allgemeinen Beziehung

$$y = a + b \cdot x$$

vorgenommen werden. Der Schnittprozeß kann in einzelne Phasen aufgeteilt werden, man kann allerdings unter den gegebenen Bedingungen einzelne Phasen nicht genau festlegen, denn es tritt deren Überschneidung, bzw. gleichzeitiger Verlauf auf. Es wird vorgeschlagen, für die Bestimmung der Schnittzeit die Beziehung 6 anzuwenden.

Adresa autorů:

Ing. Platon Baker, ing. Juraj Beržinec, Vysoká škola poľnohospodárska, mechanizačná fakulta, Nitra

**Výběr z nových přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny
na úseku zemědělské techniky**

GIESEN H. J. D 57.449/138
Plant breeding and machinery design. Repr. f. Develop. in farm machinery and engineering, 1 : 1970. Lincoln, Crop research division DSIR 1970. 7 s. (Mechanizace zemědělství — rostlinná výroba — projektování)

D 58.623
Meždunaroden simpozium po problemite na kompleksnata mechanizacija za pribirane na zärnenite kulturi Bälgarija, Ryse, 2 do 7 septemvri 1969 godina. Ryse, VIMMESS 1970. 352 s. obr. tab. (Obilniny — sklizeň — mechanizace komplexní — sborníky — mezinárodní — Bulharsko)

MLADENOVSKI V. E 28.943/1970/69
Industrialni metodi pri pribiraneto i sledžatvenata obrabotka na zerne-nochlebnite kulturi v SSSR. Akad. na s.-st. nauki 1970. 69. Sofija, Cent. za nauč.-techn. i ikon. informacija po selsko i gorsko stopanstvo 1970. 36 s. 7 obr. 3 tab. (Obilniny — sklizeň a posklizňová úprava — mechanizace — SSSR — studijní zprávy)

MOROZOV A. F., SOLOVJEV V. M., STURIS A. I. D 58.668
Spravočnik mehanika-kombajnera. 2., Pererab. i dopoln. izd. Moskva, Kolos 1970. 254 s. 87 obr. 20 tab. (Sklizeče obilnin — příručky)

KAMDZELIS N. Ch., LUKOV C. D., MLADENOVSKI V. D. C 16.787/1971/1
Obrabotka i chanenije zerna posle uborki. (Souhrn též něm., angl.) Ref. obzer 1 1971. Sofija, Centr naučno-techničeskoj i ekonomičeskoj informacii po selskomu i lesnomu chozjajstvu ASChN 1971. 63 s. 43 obr. 28 tab. (Obilí — posklizňová úprava — stroje a zařízení — studijní zprávy)

E 34.526
Voprosy mechanizacii v sveklovodstve. Kijev, VNII sacharnoj svekly 1969. 395 s. (Agrotechnické stroje — cukrovka — sborníky)

C 19.681
Macchine per una moderna bieticoltura. Bologna, Ist. die meccanica agraria 1969. 83 s. obr. tab. (Cukrovka — pěstování a sklizeň — mechanizace — sborníky)

TOŠIĆ M. S. E 24.543/359
Die Mechanisierung des Zuckerrübenanbaus in Osteuropa. Inaug.-Diss. d. Hohen Landw. der Rhein. Fr.-Wilhelms-Univ. zu Bonn. Bonn, n. vl. 1970. 200 s. 35 obr. 32 tab. (Cukrovka — pěstování — mechanizace — Evropa východní — výzkum — NSR)

Fyzikálno-mechanické vlastnosti poľnohospodárskych materiálov v značnej miere pôsobia na kvalitu práce jednotlivých mechanizmov poľnohospodárskych strojov i na ich konštrukčné riešenie. Jeden z dôležitých činiteľov je pevnosť materiálov v strihu, ktorý musíme rešpektovať pri celkovom riešení pracovných mechanizmov.

Pri homogénnych materiáloch je priebeh strižnej sily v závislosti na dráhe nasledovný: po dosadnutí noža na materiál sila rýchle stúpa a dosahuje maximum, keď sa na rezných hranách objavily prvé trhlinky; potom rýchle klesá pri pretrhnutí materiálu. Pracovný zdvih noža je o málo dlhší ako hĺbka plastického strihu, ale podstatne kratší ako hrúbka stebľa.

Strihom sa prierez materiálu zdeformuje tým viac, čím je materiál tvárnejší, resp. menej pevný. Dutý materiál sa deformuje na oválny. Vlhkosť materiálu a jeho vnútorná pevnosť sú dôležitými faktormi deformácie. Pre nedostatok prameňov z rezania byle hrachu vychádzame pri štúdiu problematiky z rezania iných poľnohospodárskych materiálov.

Rudenko (1962) rozdelil diagram priebehu rezu pri rezaní stebiel trstiny v dynamických podmienkach na štyri charakteristické časti:

1. ohyb vlákien stebľa nástrojom,
2. rozrezanie stebľa nástrojom,
3. trenie v procese rezania,
4. zdvihnutie stebľa.

Zvyšovaním rýchlosti rezania ohyb a zmiaganie sa znižuje, ale práca trením sa zvyšuje.

Podľa teórie dynamiky minimálnych rýchlostí pri rezaní sa začína rezanie v tom momente, keď sa ostrie dotýka stebľa (Fomin 1959). Teória rezania stebiel rôznych rastlín je o to zložitejšia, že prierez stebiel sa mení nielen čo do veľkosti, ale i štruktúrne.

Veľkosť sily potrebnej k prekonaniu strihového napätia závisí aj od tvaru a uhla sklonenia ostria. Rôzny tvar ostria rezného elementu okrem toho ovplyvní aj veľkosť opotrebenia a potrebnú prácu (Griačev 1961).

Rezm stebľa pšeníc v statických podmienkach sme sa zaoberali v našich predchádzajúcich výskumoch (Ďuriš 1967).

MATERIÁL A METODIKA

K meraniu bol použitý hrach odrody 'Pyram'. Výber byle pre rezanie sme vykonali náhodným výberom celých rastlín. Byle hrachu sme očistili od odnoží, strukov a listov.

Stebľa sme rezali na rotačnom rezacom prístroji, popis ktorého je uvedený v predošlom článku (Baker, Beržinec 1971).

Vzhľadom na niektoré špecifické odlišnosti, predovšetkým vzhľadom na väčší odpor v reze a väčšiu hrúbku byle hrachu oproti stebľa obilovín sme previedli niektoré úpravy. Vybavili sme prístroj silnejším pružným elementom spolu s tenzometrickým snímačom, upravili sme očká pre vedenie byle hrachu a zmenili tvar rezacieho noža podľa podmienok uvedených v metodike.

Zo zachytených výchyľok na obrazovke osciloskopu sme vypočítali strižné sily F v N .

Ďalej sme vypočítali rezné prierezy S v $m^2 \cdot 10^{-6}$. Ako v konečnej fáze sme vypočítali napätie v strihu τ v $N \cdot m^{-2} \cdot 10^6$ podľa vzorca:

$$\tau = \frac{F}{S}$$

Merania aj rez sme prevádzali smerom od koreňa k vegetačnému vrcholu. Prvý rez bol prevedený 2–3 cm od koreňa. Rezanie byle bolo prevedené konštantným posuvom byle na každom 1 cm dĺžky byle.

Z veľkého množstva nameraných hodnôt sme vypočítali aritmetický priemer

$$\bar{x} = \frac{\sum x}{n}$$

kde: $\bar{x}$ — priemerná hodnota

$\sum x$ — suma nameraných hodnôt, kde x môže byť F , S

n — počet nameraných hodnôt

Sledovali sme závislosť napätia v strihu byle hrachu v dynamických podmienkach:

1. napätie v celej dĺžke byle
2. závislosť napätia na reznej rýchlosti v [$m \cdot s^{-1}$]
3. závislosť napätia na podiele vlhkosti byle w [%]
4. závislosť napätia na reznom nástroji (noži):
 - a) na uhle ostria β [$^\circ$]
 - b) na uhle nastavenia noža α [$^\circ$]
 - c) na hrúbke rezacieho noža s [$m \cdot 10^{-3}$]
 - d) na polomere zaoblenia ostria R [$m \cdot 10^{-6}$]

Namerané a vypočítané hodnoty sme zostavili do tabuliek (I až VI) a podľa týchto hodnôt sme zostrojili jednotlivé závislosti do diagramov (obr. 1 až 7). Vyhodnotili sme tiež napätie v strihu v jednotlivých častiach byle hrachu, ktorú sme rozdelili podľa internódií: 1–5, 6–10, 11–15 a 16–19 (v diagramoch sú kreslené tenkými čiarami). Závislosti platné pre celé steblo sme znázornili na diagramoch hrubými čiarami.

VÝSLEDKY

Závislosť napätia τ na internódiach pri daných rôznych podmienkach je uvedená v tabuľke I a na obrázku 1. Z výsledkov vyplýva, že najmenšie napätie sa prejavuje v polovici dĺžky byle, čo je spôsobené anatomickou stavbou byle hrachu. Prierezová plocha byle sa zväčšuje od koreňa do polovice byle a potom začne klesať. Táto zmena prierezových plôch u byle hrachu sa vyskytuje najčastejšie.

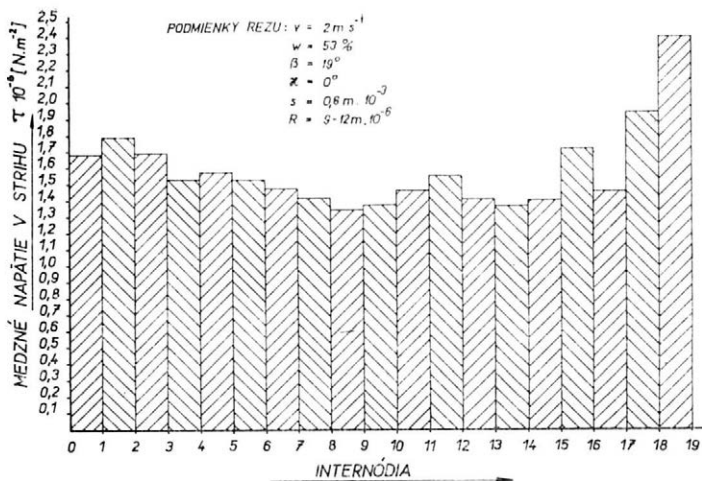
Zmena napätia τ v závislosti na zmene reznej rýchlosti „ v “ je uvedená v tab. II a na obr. 2 (kde I je internódium). Napätie τ so zvyšujúcou reznou rýchlosťou noža vzrastá.

Priebeh zmeny napätia na zmene podielu vlhkosti je uvedený v tab. III a na obr. 3. Z uvedenej závislosti vyplýva, že napätie s pribúdajúcou vlhkosťou má klesajúci charakter.

I. Namerané a vypočítané hodnoty v reze stebľa hrachu 'Pyram' pri reznej rýchlosti $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

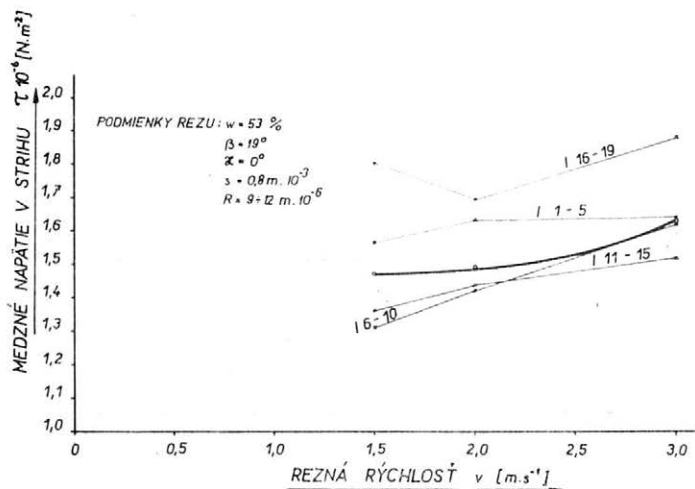
Internódium	Plocha $S [\text{m}^2 \cdot 10^{-6}]$			Sila $F [\text{N}]$			Napätie v strihu $\tau [\text{N} \cdot \text{m}^{-2} \cdot 10^6]$		
	Σ	n	$\varnothing$	Σ	n	$\varnothing$	Σ	n	$\varnothing$
1	182,3	33	5,53	512,15	61	8,40	100,54	61	1,648
2	177,9	33	5,38	625,60	75	8,35	134,58	75	1,790
3	173,2	33	5,25	711,03	85	8,37	143,88	85	1,690
4	191,4	33	5,80	913,92	109	8,38	166,57	109	1,530
5	192,1	33	5,82	1074,93	123	8,73	192,24	123	1,565
6	212,6	33	6,52	1382,33	130	10,65	198,40	130	1,525
7	232,1	33	7,04	1424,18	148	9,63	218,60	148	1,478
8	254,7	33	7,73	1648,60	162	10,18	229,80	162	1,415
9	269,0	33	8,16	1623,70	162	10,03	217,23	162	1,340
10	264,2	33	8,02	1616,27	159	10,17	218,81	159	1,376
11	256,1	33	7,77	1691,52	165	10,25	241,72	165	1,462
12	235,3	33	7,13	1625,20	160	10,18	247,22	160	1,545
13	215,5	32	6,72	1444,50	160	9,03	223,96	160	1,400
14	190,4	30	6,34	1219,45	152	8,02	206,96	152	1,360
15	162,3	28	5,80	982,88	135	7,28	188,33	135	1,400
16	99,0	25	3,97	523,65	75	6,98	128,26	75	1,712
17	54,9	15	3,65	329,35	47	6,99	68,30	47	1,450
18	27,8	9	3,09	162,60	26	6,26	50,43	26	1,932
19	6,0	2	3,00	31,01	4	7,76	9,57	4	2,390

Podmienky rezu: $w = 53 \%$, $\beta = 19^\circ$, $\alpha = 0^\circ$, $s = 0,8 \text{ m} \cdot 10^{-3}$, $R = 9-12 \text{ m} \cdot 10^{-6}$

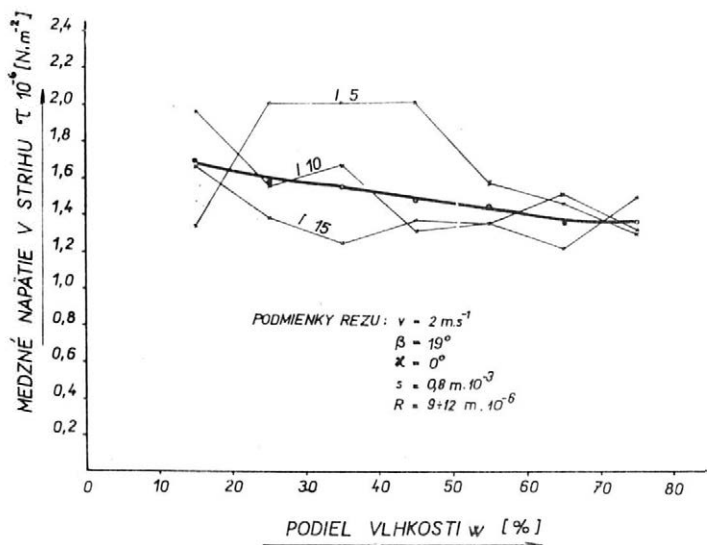


1. Závislosť napätia v strihu v internódiách

Prosíme čitateľov o opravu jednotky napätia $\tau \cdot 10^6$ [N. m²] na 10⁶ [N. m²] na všetkých obrázkoch (obr. 1 až 7). Ospravedľňujeme sa a ďakujeme za pochopenie. Autori



2. Závislosť napätia v strihu na zmene reznjej rýchlosti



3. Závislosť napätia v strihu na zmene podielu vlhkosti

II. Hodnoty napätí v strihu τ [$\text{N} \cdot \text{m}^{-2} \cdot 10^6$] pri rôznych rezných rýchlostiach v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

v	$1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$			$2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$			$3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$		
I	Σ	n	$\bar{\sigma}$	Σ	n	$\bar{\sigma}$	Σ	n	$\bar{\sigma}$
1	10,63	9	1,18	100,54	61	1,648	18,95	10	1,89
2	13,85	8	1,73	143,88	85	1,690	17,39	11	1,58
3	15,51	10	1,55	134,58	75	1,790	12,34	8	1,45
4	18,52	11	1,68	166,57	109	1,530	14,22	9	1,58
5	19,80	12	1,65	192,24	123	1,565	19,18	12	1,60
1—5	78,31	50	1,56	737,81	453	1,628	82,08	50	1,64
6	17,08	13	1,31	198,40	130	1,525	20,81	12	1,74
7	21,96	18	1,22	218,60	148	1,478	30,25	16	1,89
8	27,60	20	1,38	229,80	162	1,415	25,85	18	1,43
9	31,51	23	1,37	217,23	162	1,340	26,80	17	1,58
10	21,98	18	1,22	218,81	159	1,376	36,64	20	1,83
6—10	120,13	92	1,31	1082,84	761	1,420	140,35	83	1,62
11	28,17	21	1,34	241,72	165	1,462	33,62	21	1,60
12	28,60	20	1,43	247,22	160	1,545	28,30	20	1,42
13	26,21	19	1,38	223,96	160	1,400	26,81	20	1,34
14	22,60	17	1,33	206,96	152	1,360	22,97	13	1,76
15	23,59	18	1,31	188,33	135	1,395	28,34	18	1,57
11—15	129,17	95	1,36	1108,19	772	1,435	140,04	92	1,52
16	33,82	20	1,69	128,26	75	1,712	33,57	20	1,68
17	25,65	14	1,83	68,30	47	1,450	26,52	16	1,66
18	25,62	13	1,97	50,43	26	1,932	35,82	15	2,39
19	25,39	9	2,26	9,57	4	2,390	1,60	1	1,60
16—19	105,48	56	1,80	256,56	152	1,688	97,51	52	1,88
1—19	432,09	293	1,473	3185,40	2138	1,492	459,98	277	1,623

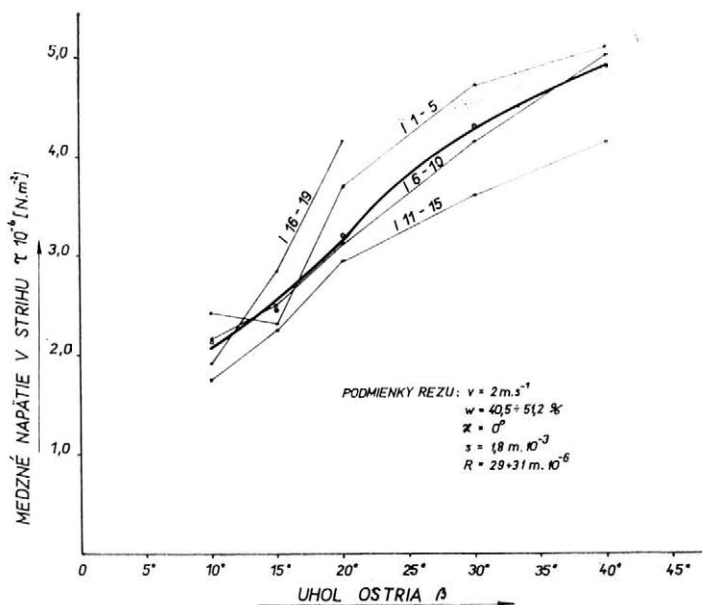
Podmienky rezu: $w = 53 \%$, $\beta = 19^\circ$, $\kappa = 0^\circ$, $s = 0,8 \text{ m} \cdot 10^{-3}$, $R = 9-12 \text{ m} \cdot 10^{-6}$

III. Hodnoty napětí v strihu τ [N . m⁻² . 10⁶] pri rôznej relatívnej vlhkosti stebľa w [%]

I	5			10			15			$\varnothing_{5+10+15} = \frac{\Sigma_5 + \Sigma_{10} + \Sigma_{15}}{n_5 + n_{10} + n_{15}}$		
w [%]	Σ	n	$\varnothing$	Σ	n	$\varnothing$	Σ	n	$\varnothing$	$\Sigma_{5+10+15}$	$n_{5+10+15}$	$0_{5+10+15}$
10–20	5,28	4	1,31	11,73	6	1,96	11,61	7	1,66	28,62	17	1,685
20–30	21,91	11	2,00	34,55	22	1,57	29,15	21	1,38	85,64	54	1,590
30–40	14,02	7	2,00	13,24	8	1,66	16,15	13	1,24	43,41	28	1,548
40–50	10,46	5	2,09	10,40	8	1,30	16,33	12	1,36	37,19	25	1,483
50–60	62,93	40	1,57	64,51	48	1,35	48,74	36	1,35	176,18	124	1,424
60–70	52,00	36	1,45	63,64	53	1,20	55,09	37	1,49	170,73	126	1,355
70–80	25,74	20	1,28	20,74	14	1,48	11,66	9	1,29	58,14	43	1,355

 Podmienky rezu: $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $\beta = 19^\circ$, $\kappa = 0^\circ$, $s = 0,8 \text{ m} \cdot 10^{-3}$, $R = 9-12 \text{ m} \cdot 10^{-6}$

4. Závislosť napätia
v strihu na zmene uhla
ostria

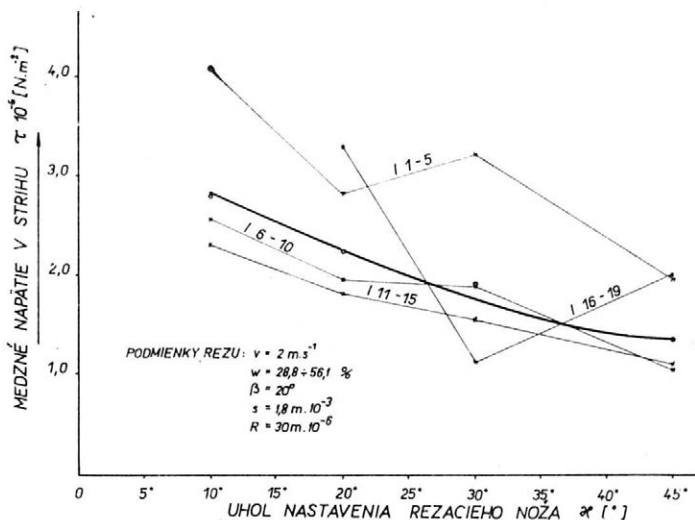


Závislosť napätia na zmene uhla ostria β rezného nástroja (noža) je uvedená v tab. IV a na obr. 4. So zväčšovaním uhla β napätie prudko rastie. Uvedená závislosť potvrdzuje názory ostatných autorov, že čím menší uhol ostria, tým menšie napätie.

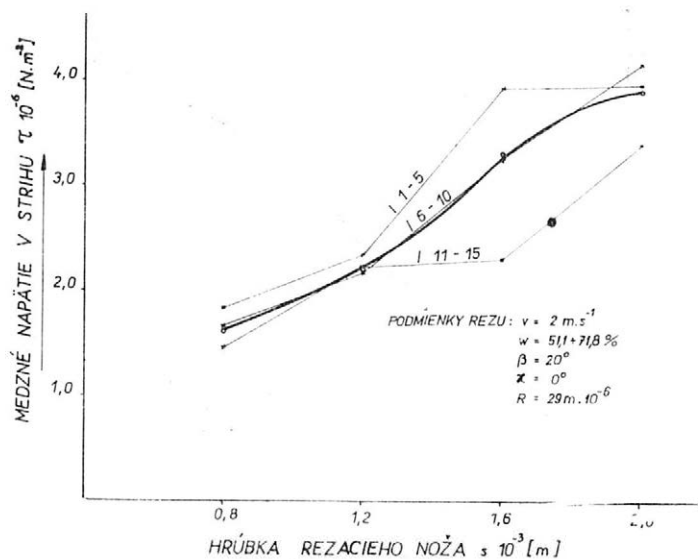
Priebeh napätia na zmene uhla nastavenia α je znázornený na obr. 5. Namerané a vypočítané hodnoty sú uvedené v tab. IV. Napätie τ s rastúcim uhlom α má výrazne klesajúcu tendenciu.

Zmenou hrúbky „s“ rezného noža sme dostali závislosť, ktorá je znázornená na obr. 6. Namerané a vypočítané hodnoty sú v tabuľke IV. So zväčšovaním hrúbky „s“ rezacieho noža napätie prudko rastie.

Priebeh zmeny napätia τ v závislosti na polomere zaoblenia ostria rezného noža vyjadruje obr. 7. Vypočítané hodnoty pre túto závislosť sú uvedené v tabuľke IV. So zmenou polomeru zaoblenia R napätie prudko rastie.



5. Závislosť napätia
v strihu na zmene uhla
nastavenia rezacieho no-
ža



6. Závislosť napätia v strihu na zmene hrúbky rezacieho noža

IV. Hodnoty napätí v strihu τ [N.m⁻².10⁶] pri reznej rýchlosti $v = 2$ m.s⁻¹ na zmene: zaoblenia ostria (zatupenia noža) R [m.10⁻⁶]

Číslo stebľa	w [%]	β [°]	α [°]	s [m · 10 ⁻³]	R [m · 10 ⁻⁶]	I 1-5			I 6-10		
						Σ	n	ϕ	Σ	n	ϕ
1	51,2	10	0	1,8	29	28,08	9	2,42	42,93	20	2,15
2	47,5	15	0	1,8	30	41,35	18	2,30	62,62	25	2,50
3	49,8	20	0	1,8	31	37,31	10	3,73	71,68	23	3,12
4	45,6	30	0	1,8	30	94,93	20	4,75	78,79	19	4,15
5	40,5	40	0	1,8	31	66,10	13	5,10	125,18	25	5,02
1	28,8	20	10	1,8	30	49,17	12	4,09	56,04	22	2,55
2	37,0	20	20	1,8	30	30,25	11	2,75	37,29	19	1,96
3	56,1	20	30	1,8	30	28,98	9	3,22	26,27	14	1,88
4	34,5	20	45	1,8	30	19,54	10	1,95	16,72	16	1,05
1	51,1	20	0	0,8	29	23,91	13	1,84	35,28	21	1,68
2	68,2	20	0	1,2	29	35,60	15	2,37	41,59	19	2,19
3	71,8	20	0	1,6	29	62,28	16	3,95	62,09	19	3,27
4	70,3	20	0	2,0	29	43,70	11	3,98	71,01	17	4,18
1	70,2	20	0	1,8	16	31,88	12	2,66	35,10	15	2,33
2	54,0	20	0	1,8	20	35,35	10	3,53	35,26	15	2,36
3	83,3	20	0	1,8	40	29,67	6	4,95	72,83	15	4,85
4	60,5	20	0	1,8	70	68,80	8	8,60	110,66	16	6,82

ZÁVER

Z dosiahnutých výsledkov možno urobiť tieto uzávery:

Veľkosť napätia po dĺžke stebľa je závislá na anatomickej stavbe byle hrachu. Ďalšie faktory, ktoré ovplyvňujú napätie, sú podiel vlhkosti a klimatické podmienky.

Veľkosť reznej rýchlosti ovplyvňuje zmenu napätia. S rastúcou rýchlosťou rastie aj napätie τ . V tomto smere nemôžeme robiť jednoznačné uzávery, nakoľko sme sledovali iba tri rýchlostné hladiny.

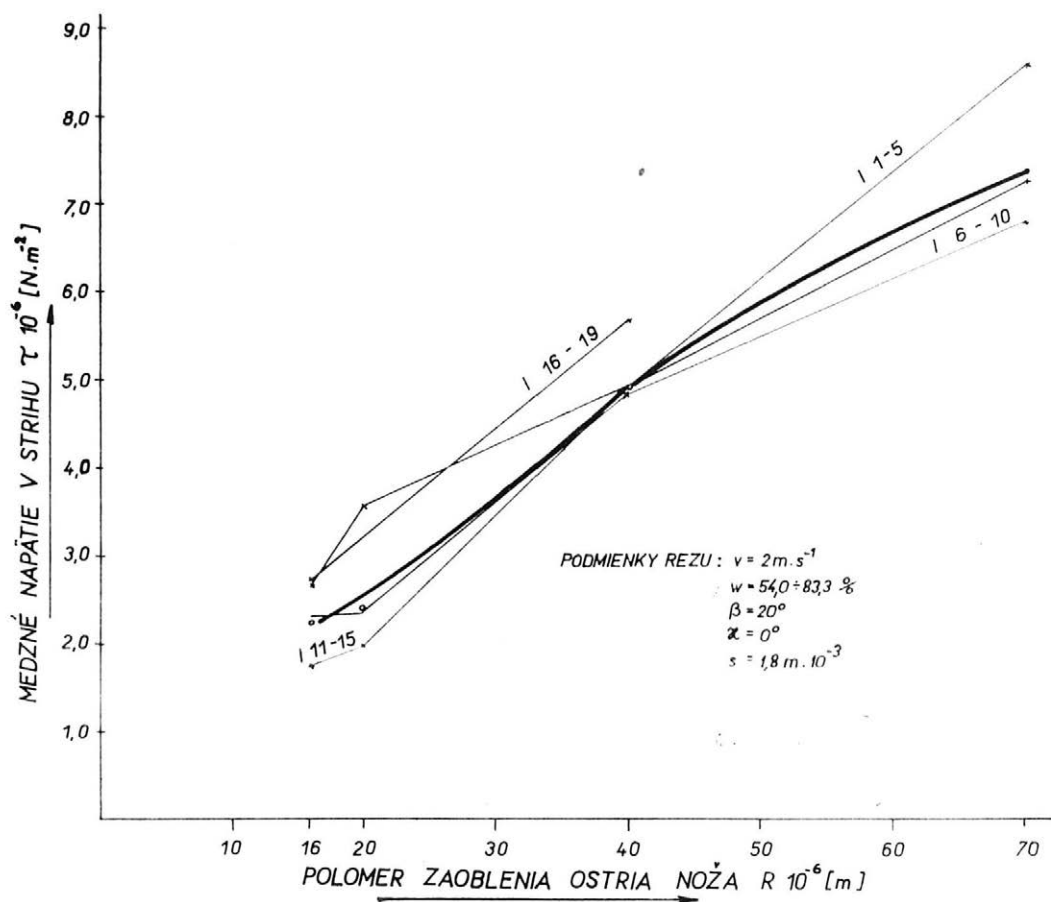
Z dosiahnutých výsledkov vyplývajú tieto najvhodnejšie parametre rezacieho noža, pri ktorom sme dosiahli najnižšie napätie pri rezaní byle hrachu odrody 'Pyram':

- uhol ostria noža $\beta = 10^\circ$,
- uhol nastavenia noža $\alpha = 45^\circ$,
- hrúbka ostria noža $s = 0,8 \text{ (m} \cdot 10^{-3}\text{)}$,
- polomer zaoblenia rezacieho noža $R = 9 \text{ m} \cdot 10^{-6}$.

Záverom môžeme konštatovať, že dosiahnuté závislosti sú v súlade s teóriami autorov uvedených v literatúre. Nie je možné však porovnanie čo do absolútnych hodnôt veľkosti napätia u byle hrachu odrody 'Pyram' s výsledkami ostatných autorov, nakoľko rezanie bolo prevádzané na stebľoch obilovín, trstiny a trávy.

uhla britu (ostria) β , uhla nastavenia noža α , hrúbke noža $s \text{ [m} \cdot 10^{-3}\text{]}$ a polomeru

I 11—15			I 16—19			Celé steblo			Zmena
Σ	n	ϕ	Σ	n	ϕ	Σ	n	ϕ	
35,03	20	1,75	13,23	7	1,90	119,27	56	2,13	uhla britu β
40,68	18	2,26	5,67	2	2,84	150,32	63	2,48	
62,03	21	2,95	8,30	2	4,15	179,32	56	3,20	
32,38	9	3,60	—	—	—	206,10	41	4,30	
53,50	13	4,14	—	—	—	244,78	51	4,90	
46,02	20	2,30	—	—	—	151,23	54	2,81	uhla nastavenia noža α
37,69	21	1,79	32,87	10	3,29	138,10	61	2,26	
26,56	17	1,56	8,95	8	1,12	90,76	48	1,89	
20,89	19	1,10	20,45	10	2,04	77,60	55	1,38	
41,04	28	1,47	—	—	—	100,23	62	1,62	hrúbky noža $s \text{ [m} \cdot 10^{-3}\text{]}$
42,78	19	2,26	—	—	—	119,97	53	2,26	
51,14	22	2,32	—	—	—	175,51	57	3,31	
68,31	20	3,41	—	—	—	183,02	48	3,82	
38,96	22	1,77	5,42	2	2,71	111,36	50	2,24	polomeru zaoblenia ostria $R \text{ [m} \cdot 10^{-6}\text{]}$
41,36	21	1,97	—	—	—	111,97	46	2,43	
84,30	17	4,95	11,35	2	5,68	198,15	40	4,95	
87,30	12	7,28	—	—	—	266,76	36	7,40	



7. Závislosť napätia v strihu na zmene polomeru zaoblenia ostria noža

Literatúra

- DURIŠ M., 1967, Štúdium agrofyzikálnych a mechanických vlastností obilovín z hľadiska využitia strojov pri zbere. Habilitačná práca.
 FOMIN A. I., 1959, Issledovanie processa bezpodpornogo sreza trav. Trudy VISCHOM.
 GOLOVKOV A. N., 1967, K teórii bezpodpornogo sreza. Mech. i elektrifikacija soc. seľskogo chozjajstva 12.
 GRIACEV I. P., 1961, Forma rabočej kronki segmentov režušičich apparatov. Mech. i elektrifikacija seľskogo chozjajstva.
 IVAŠKO A. A., 1958, Voprosy teorii rezania organičeskich materialov lezvizjem. Seľ. choz. mašiny 2.
 RUDENKO N. E., 1962, Energogemnost processa rezania stebelj trostnika. Mech. i elektrifikacija soc. seľskogo chozjajstva.

Došlo dňa 28. 4. 1971

Напряжение в месте среза на стебле гороха сорта 'Пирам'

Величина напряжения вдоль стебля зависит от анатомического строения стебля гороха. Следующими факторами, влияющими на напряжение, являются доля влажности и климатические условия.

Скорость резки влияет на изменение напряжения. С возрастанием скорости повышается и напряжение τ . В этом направлении мы не можем делать однозначные выводы, поскольку мы изучали только 3 скорости.

Из достигнутых результатов вытекают следующие самые приемлемые параметры режущего ножа, при помощи которого было достигнуто минимальное напряжение при резке стеблей гороха сорта 'Пирам':

- угол лезвия ножа $\beta = 10^0$,
- угол регулирования ножа $\alpha = 45^0$,
- толщина лезвия ножа $s = 0,8$ (м. 10^{-3}),
- радиус округления режущего ножа $R = 9$ (м. 10^{-6}).

Мы можем констатировать, что достигнутые зависимости соответствуют теориям указанных авторов. Однако нельзя сравнивать абсолютные величины напряжения у стеблей гороха сорта 'Пирам' с результатами других авторов, поскольку там производилось измельчение хлебной массы, тростника и злаков.

Shearing Stress of the Stalk of Pea Variety 'Pyram'

The value of the stress acting along the stalk depends on the anatomic conformation of the pea stalk. Other factors influencing the stress are the proportion of moisture and the climatic conditions.

The value of the cutting speed influences the change of stress. Increasing speed is accompanied by increasing stress τ . No explicit conclusions can be inferred in this respect due to the fact that only 3 speed levels were examined.

The following best suitable parameters of the cutting knife can be inferred from the results obtained (with the use of the knife described below the lowest stress was achieved in the cutting of the stalk of pea variety 'Pyram'):

- angle of the cutting edge of the knife $\beta = 10^0$,
- angle of the adjustment of the knife $\alpha = 45^0$,
- thickness of the cutting edge of the knife $s = 0,8$ (m. 10^{-3}),
- diameter of the nose radius of the knife $R = 9$ (m. 10^{-6}).

It can be stated that the obtained dependences are in keeping with the theories of the authors. However, it is impossible to compare the absolute values of the stress in the stalk of pea variety 'Pyram' with the results obtained by other authors due to the fact that the cutting was performed in the stalks of cereals, cane and grass.

Scherspannung des Erbsenstengels der Sorte 'Pyram'

Die Spannungsgröße entlang des Halmes ist von dem anatomischen Aufbau des Erbsenstengels abhängig. Weitere Einflußfaktoren der Spannung sind der Feuchtigkeitsanteil und Witterungsbedingungen.

Die Größe der Schnittgeschwindigkeit beeinflusst die Spannungsänderung. Mit der anwachsenden Geschwindigkeit nimmt auch die Spannung τ zu. In dieser Hinsicht kann man keine eindeutigen Schlußfolgerungen ziehen, denn wir haben nur 3 Geschwindigkeitsebenen verfolgt.

Aus den erzielten Ergebnissen ergeben sich folgende zweckmäßigste Kenngrößen des Schneidmessers, mit dem wir die geringsten Spannungswerte während des Schneidens der Erbsenstengel Sorte 'Pyram' erreicht haben:

- Winkel der Messerschneide $= 10^0$,
- Einstellwinkel des Messers $= 45^0$,
- Dicke der Messerschneide $s = 0,8$ (m. 10^{-3}),
- Rundungshalbmesser des Schneidmessers $R = 9$ (m. 10^{-6}).

Man kann feststellen, daß die erzielten Zusammenhänge in Übereinstimmung mit den Theorien der angeführten Verfasser stehen. Man kann allerdings keinen Vergleich der absoluten Werte der Spannungsgröße bei dem Erbsenstengel Sorte 'Pyram' mit den Ergebnissen sonstiger Verfasser machen, denn das Schneiden erfolgte an den Halmen von Getreide, Gras und Schilf.

Contrainte de cisaillement de la tige de pois de la variété 'Pyram'

L'importance de la contrainte le long de la tige est en fonction de la structure anatomique de la tige du pois. Les facteurs ultérieurs qui influencent la contrainte sont les suivantes: la proportion d'humidité et les conditions climatiques.

La puissance de la vitesse de coupe influence le changement de la tension. A mesure que la vitesse augmente, augmente également la contrainte τ . En ce sens

on ne peut pas faire des conclusions définitives, parce qu'on n'a suivi que trois niveaux de vitesse.

Il ressort des résultats obtenus que les paramètres les plus convenables de la lame coupeuse qui ont accusé la contrainte la plus faible pendant la coupe de la tige de pois de la variété 'Pyram' sont les suivants:

- l'angle de l'arête coupante $\beta = 10^0$,
- l'angle de réglage de l'arête coupante $\alpha = 45^0$,
- l'épaisseur de l'arête de la lame $s = 0,8 \text{ (m. } 10^{-3})$,
- le rayon de l'arrondissement de l'arête coupante $R = 9 \text{ (m. } 10^{-6})$.

Nous pouvons constater que les corrélations obtenues sont en accord avec les théories des auteurs mentionnés. La comparaison en ce qui concerne les valeurs absolues de l'importance de la contrainte chez la tige de pois de la variété 'Pyram', avec les résultats des autres auteurs, n'est pas cependant possible, parce la coupe était effectuée sur les tiges des céréales, du roseau et de l'herbe.

Adresa autorů:

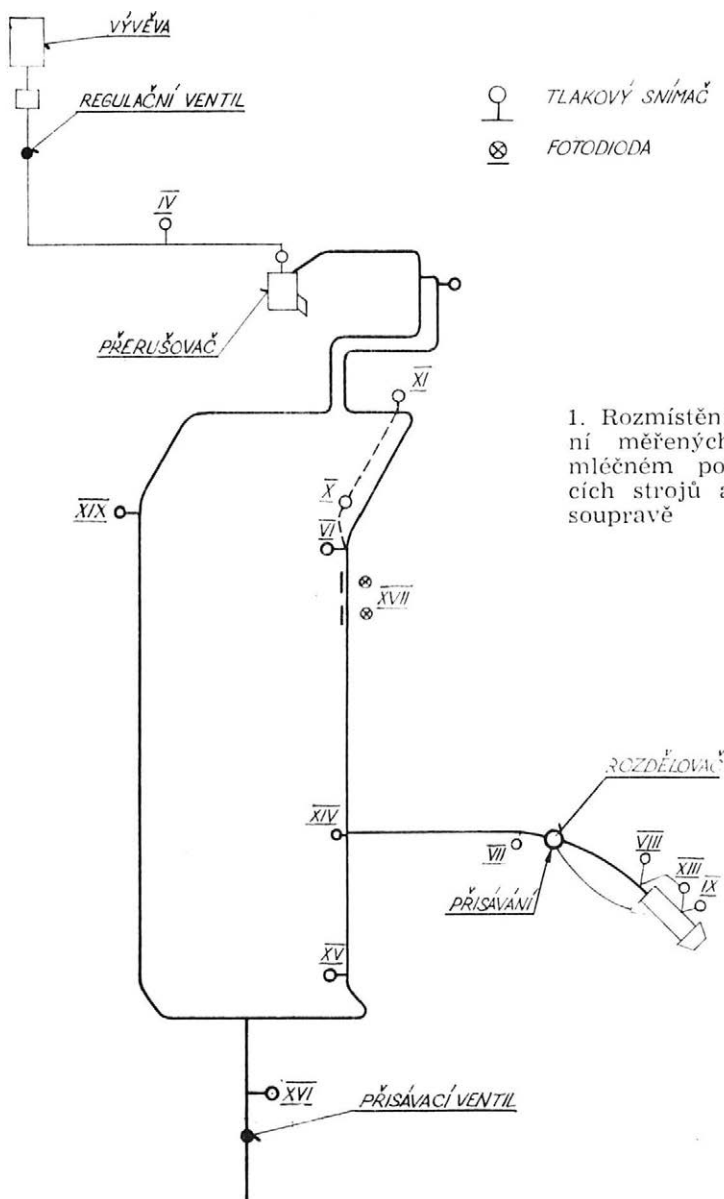
Ing. Štefan Pollag, ing. Ján Jech, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, mechanizačná fakulta, Nitra

Tento příspěvek navazuje na práci uveřejněnou v časopise Zemědělská technika č. 9/1971. V první části byl rozebírán vliv dojicí soupravy a průměru mléčného potrubí na tlakové poměry potrubního dojicího stroje. Tato druhá část pojednává o uspořádání ventilů, mléčného potrubí a stoupaček. Zabývá se také způsoby umožňujícími odstranit principiální nevýhody dosavadních potrubních dojicích strojů.

Vlivem tlakové ztráty působené hydraulickým odporem, statickou výškou na stoupačkách i jinými jevy není podtlak v mléčném potrubí dojicího automatu konstantní. Mění se jak s časem, tak i s polohou předpokládaného místa na dojicí části potrubí. Základní snahou je, aby hodnota podtlaku v dojicí části potrubí byla pokud možno stálá a co nejvíc se blížila nominální hodnotě (obvykle 380 torr).

Tato práce obsahuje úvahy a experimentální výsledky zjištěné měření na různých konstrukcích dojicích automatů a na automatech rozdílně uspořádaných. Označení měřených míst je uvedeno na obr. 1 a 2. Typická ukázka rozložení podtlaků na různých místech mléčného potrubí, zjištěného měření za ustáleného stavu (při průtoku odpovídajícímu dříve zavedené základní úpravě), je znázorněna na obr. 3. Rozdíl maximálních a minimálních hodnot naměřených v jednotlivých místech ukazuje, v jakém rozmezí se zde podtlak měnil po celou dobu měření, která činila 30 sekund. I když bereme v úvahu pouze pásmo omezené maximálními středními i minimálními středními hodnotami (tj. zanedbáme krátkodobé špičky, které jsou popisovány maximálními a minimálními hodnotami), je zřejmé, že i za ustáleného stavu kolísá podtlak v dojicí části potrubí o ± 10 až 20 torr kolem své střední hodnoty (největší kolísání nastává pod stoupačkou). Přitom rozdíl různých míst dojicí části téže větve potrubí činí kolem 30 torr. Uvedené výsledky představují typickou ukázkou pro dané podmínky (každá hodnota je střední hodnotou z pěti měření, z nichž každé trvalo 30 vteřin). Tyto výsledky se zjistily při výrazně nesouměrném uspořádání dojicích souprav (pět souprav bylo připojeno na podrobněji zkoumanou větev, na jedné větvi se měřila pouze veličina XIX). Hodnoty podtlaku silně závisejí na průtočném množství mléka, které je dáno intenzitou dojení. Na obr. 4 jsou obdobně jako v obr. 3 porovnány hranice, mezi kterými kolísá podtlak při různých intenzitách dojení. Je zřejmé, že podtlak v potrubí kolísá v krajním případě a při nevhodném provedení až o ± 100 torr, i když souprava nespadne.

K logickému vysvětlení funkce a zdůvodnění experimentálních výsledků je uveden základní kvalitativní rozbor probíhajících jevů.



1. Rozmístění a označení měřených míst na mléčném potrubí dojičích strojů a na dojičích soupravě

Podmínkou účinné dopravy mléka v potrubí se stoupačkami je zcela zaplněný průřez. Mléko se pak pohybuje v kompaktních sloupcích, vystřídáných vzduchovými mezerami. Přitom vzduchové mezery jsou obvykle několikanásobně delší než sloupce mléka. Typickým znakem je to, že ani při ustáleném stavu nejsou probíhající jevy pravidelné a stabilní (dokazuje to kolísání podtlaku na jednotlivých místech — obr. 3). Ze zkušeností z provozu je známé, že v potrubí se často střídají stavy, kdy je potrubí téměř plné, se stavy, kdy je potrubí vyprázdněné. Princip dopravy mléka (systém podle obr. 2, kde potrubí tvoří uzavřenou smyčku) spočívá v tom, že na jedné straně sloupce mléka v potrubí se vytvoří větší tlak (menší podtlak) než na druhé. Blíže k mléčnici (tj. k vývěvě) je obvykle větší podtlak než na místech vzdálenějších, což působí, že po vzniku tlakového

(v) i malým tlakovým rozdílem. Kinetickou energií, kterou takto získá, pak může buď celý sloupec nebo jeho část překonat stoupačku. Změnu celé energie v potenciální vyjadřuje rovnice

$$\frac{1}{2} m v^2 = k m 9,81 h$$

kde: k — podíl celého sloupce, který překonal stoupačku (přejde-li celý sloupec, pak $k = 1$, v ostatních případech je menší než 1)

Má-li např. celý sloupec ($k = 1$) přejít stoupačkou o výšce 1 m, pak by rychlost musela mít hodnotu

$$v = \sqrt{2 \cdot 9,81 h k} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 1} = 4,4 \text{ m/s}$$

Skutečné rychlosti sloupců mléka v potrubí jsou však značně nižší (obvykle 1 nejvýše 2 m/s). Avšak i při nižší rychlosti je část sloupce schopná překonat výšku stoupačky.

Další jev, ke kterému v mléčném potrubí dochází, je kmitání sloupců mléka, a to zvláště ve stoupačkách

Velmi důležitou roli hraje při dopravě mléka přisávané množství vzduchu, které je za běžných podmínek ovlivňováno hlavně nastavením a vlastnostmi přisávacího ventilu. Přisávané množství vzduchu v potrubí působí obdobně jako v mléčné hadici dojící soupravy. Ovlivňuje rychlost dopravy mléka, a tím i tlakové ztráty hydraulickým odporem potrubí; působí také na ztráty statickou výškou ve stoupačkách. Zvyšuje-li se přisávání, stoupají hydraulické ztráty a klesají ztráty statickou výškou. Zatímco u potrubí bez stoupaček je optimální co nejmenší přisávání, je u instalací se stoupačkami optimální taková hodnota, která umožňuje snížit součet obou ztrát (tj. hydraulickým odporem a statickou výškou) na minimum.

Při souměrném rozmístění dojicích souprav (použijeme-li systému podle obr. 2) a při stejné intenzitě dojení (což je případ, který se v praxi vyskytuje jen výjimečně) přisávaný vzduch vytváří v obou větvích stejné podmínky pro dopravu a rozděluje se tedy na obě větve stejně. V praxi dochází ve většině případů k nesouměrnému zatížení obou větví. Tehdy větve, do které se méně dojí, dopravuje mnohem rychleji. Přes méně zatíženou větev (v úseku d na obr. 2) se udržuje u přisávacího ventilu dost vysoký podtlak, což způsobuje značně vyšší přisávané množství vzduchu (plyne to z charakteristiky ventilu) a horší dopravní účinek v zatíženější větvi než při souměrném zatížení obou větví. Hromaděním mléka v zatíženější větvi a přisáváním u dojicích souprav vznikne zde vyšší tlak (menší podtlak) než u přisávacího ventilu. Místo s nejnižším podtlakem se od přisávacího ventilu přesune do nejnepríznivějšího bodu zatíženější větve (např. v místě silného přisávání nebo vtoku dojicích souprav s nejvyšší intenzitou). Např. při poměrech podle obr. 3 je oblast nejnižšího podtlaku v místě XIV a při poměrech podle obr. 4 v místě XV (v daných případech je nejnižší podtlak spíše v místě XV).

Je zřejmé, že v takovém případě musí dojít ke zpětnému proudění mléka. Např. v případě uvedeném na obr. 3 z místa XIV mléko odtéká k mléčnici přes místo VI (což je podle obr. 2 nejkratší cesta) nebo přes místo XV, část d , a méně zatíženou větev. I z pouhého názoru je zřejmé, že k tomuto zpětnému proudění v zatíženější větvi (do méně zatížené) jsou předpoklady, neboť podle obr. 3 je mezi těmito místy tlakový spád, který je schopen zpětnou dopravu vytvořit. Přitom se do zpětného proudu oddělí takové množství mléka, které odpovídá rych-

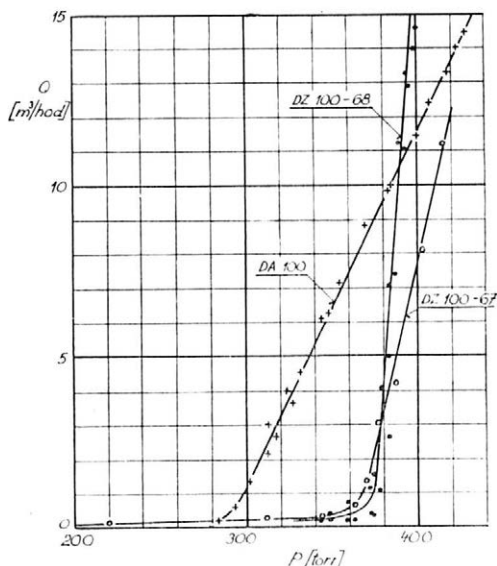
losti a zaplnění zadní stoupačky působící tlakový spád mezi místy např. XIV a XVI. Vzniklý stav závisí na souhrnu všech odporů zařazených v sérii (pro oba směry proudění). Přitom pochopitelně platí pro potrubí, tvořící uzavřenou smyčku, samozřejmá podmínka, že součet všech tlakových ztrát na smyčce je nulový (při postupu jedním směrem a při uvažování znamének). Rychlosti průtoku směsi jsou dány množstvím nadojeného mléka a přísávaným množstvím vzduchu. Tyto rychlosti určují tlakové ztráty.

Úroveň podtlaku v potrubí je ovlivňována činností přísávacího ventilu. Při poklesu podtlaku se snižuje přísávané množství vzduchu, tím klesají rychlosti a tedy i tlakové ztráty, což brání dalšímu poklesu.

Funkci ventilu do značné míry určuje jeho charakteristika, tj. závislost průtočného množství na podtlaku. Ideální ventil by se při poklesu podtlaku na určitou nastavenou hladinu uzavřel okamžitě. Skutečný ventil uzavírá průtok postupně (obr. 5). Čím je charakteristika strmější, tím více se ventil blíží svými vlastnostmi ideálnímu.

Často se uvažuje o významu přísávacího ventilu. Někdy se v literatuře (Rossing 1967, Jaroš 1968) uvádí, že jeho použití je zbytečné a některé firmy u svých výrobků přísávací ventily nepoužívají (jsou to hlavně firmy, které předpokládají instalaci bez stoupaček a s krátkou spojkou mezi dojící částí potrubí a mléčnicí). U československého systému, který se vyznačuje použitím stoupaček a velmi dlouhou spojkou mezi dojící částí potrubí a mléčnicí, je však použití přísávacího ventilu účelné. Příznivý vliv přísávacího ventilu spočívá v tom, že umístěním v těsné blízkosti dojící části potrubí bezprostředněji ovlivňuje podtlak než regulační ventil umístěný až u vývěvy. Navíc při vhodném uspořádání dovolí přísávací ventil velmi účinně regulovat dopravní účinek. Lze dosáhnout toho, že se tlakové ztráty při vysoké intenzitě mohou částečně krýt samočinným zvýšením podtlaku u vývěvy, zatímco při nízké intenzitě nebo při práci naprázdno (v počátku dojení) se podtlak udržuje na značně nižší hodnotě, která zaručí, že v dojící části potrubí, resp. v dojící soupravě nestoupne podtlak nad nominální hodnotu.

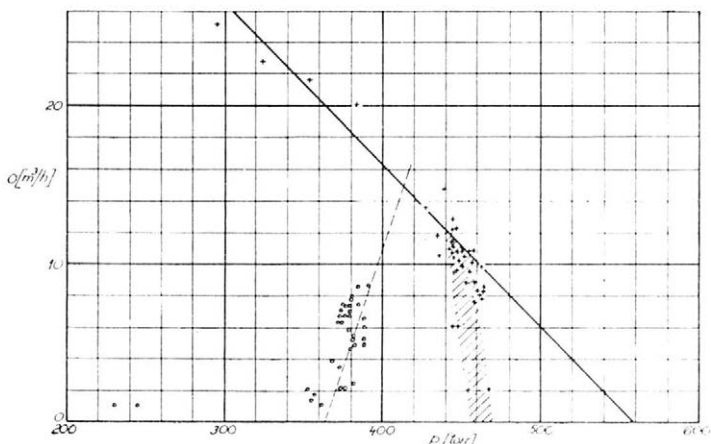
Dosáhne se toho tím, že regulační ventil u vývěvy mléčného potrubí má velmi plochou charakteristiku (obdobnou funkci zajišťuje také charakteristika buď samotné vývěvy nebo ve vhodné kombinaci s regulačním ventilem se strmou charakteristikou při vhodném nastavení). Splní-li se tento požadavek, dochází k tomu, že snížením množství vzduchu odsávaného z mléčného potrubí (např. při zaplnění potrubí mlékem) se zvýší podtlak u vývěvy. Přísávací ventil musí mít naopak velmi strmou charakteristiku a je seřízen tak, aby nedovolil zvýšení podtlaku v dojící části potrubí nad stanovený limit (např. 380 torrů). Tak lze dosáhnout toho, že po zaplnění potrubí mlékem stoupne podtlak u vývěvy z hod-



5. Příklady charakteristik přísávacích ventilů DA—100 (křížky), DZ—100—1967 (kroužky) a DZ—100—1968 (tečky)

noty při běhu naprázdno (např. ze 400 torr na 450 torr); tím se vytvoří tlakový spád potřebný pro dopravu. Přitom se podtlak v dojíací části potrubí působením přísávacího ventilu změní poměrně málo. Pochopitelně, že tehdy, spadne-li větší počet souprav, dojde přes uzavření přísávacího ventilu, které v takovém případě nastane, k poklesu podtlaku v potrubí. Je zřejmé, že jednoznačně vyhovující podmínky nastávají v okolí přísávacího ventilu. Po délce potrubí vzniknou menší odchylky, které jsou však při vhodném nastavení přijatelné.

Typický příklad skutečných poměrů ukazuje obr. 6. Uvedené hodnoty jsou rozptýleny, což souvisí s vlastnostmi použitých ventilů. Tyto výsledky je třeba chápat jako statistický soubor zjištěných hodnot, který dokazuje, že poměry na

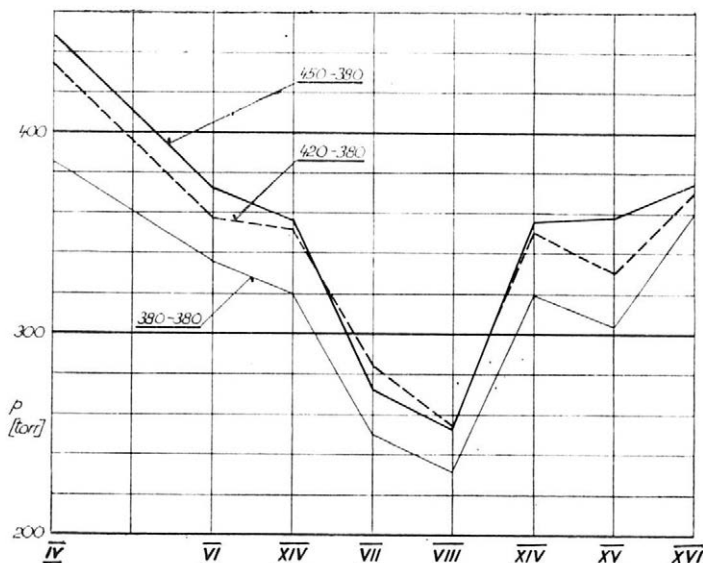


6. Závislost středního množství vzduchu odsávaného vývěvou z mléčného potrubí na podtlaku u vývěvy (označeno křížky) a závislost středního množství vzduchu přísávaného přísávacím ventilem na podtlaku u přísávacího ventilu (označeno kroužky). Uvedené výsledky se zjistily měřením na stroji DZ—100—1966 při stejném nastavení přísávacího a regulačního ventilu (alternativa 450—380) za různých provozních i umělých podmínek. Plně je vynesena charakteristika vývěvy a čárkovane charakteristika přísávacího ventilu; oblast nejčastějšího působení regulačního ventilu, odpovídající charakteristice regulačního ventilu, je vyšrafována

začátku a na konci mléčného potrubí určují charakteristiky regulačního a přísávacího ventilu ve shodě s uvedeným výkladem. Při velké spotřebě vzduchu (např. tehdy, spadne-li několik souprav) jsou oba ventily uzavřeny. Pak podtlak u vývěvy je dán charakteristikou vývěvy (v daném případě byl vzduchový a mléčný okruh oddělen a každý pracoval se zvláštní vývěvou) a podtlak přísávacího ventilu je dán tlakovou ztrátou v potrubí, která závisí na množství přísávaného vzduchu spadlými soupravami a na průtoku mléka.

Jak již bylo uvedeno, nastává se pracovní režim (znázorněný za různých podmínek také na obr. 7) při daných charakteristikách samočinně. Pracovní bod vývěvy je dán množstvím vzduchu odsávaného z mléčného potrubí (počítá se s oddělenými okruhy). S rychlostí pohybu mléka souvisí tlakový rozdíl mezi začátkem a koncem potrubí a množství vzduchu přísávané přísávacím ventilem, které při dané charakteristice ventilu určuje tlakové poměry u tohoto ventilu. Přitom průměrné množství vzduchu přísávané přísávacím ventilem do potrubí se

7. Rozložení středních hodnot podtlaků na různých místech dojícího zařízení DZ—100—1966 při třech různých způsobech nastavení regulačního a přísávacího ventilu



musí v průměru odsávat z potrubí vývěvou (vývěva však odsává i jiné složky průtoku). Další podmínkou rovnováhy je to, že rozdíl podtlaku u vývěvy a u přísávacího ventilu musí odpovídat tlakové ztrátě plynoucí z rychlosti pohybu mléka a ze stavební výšky stoupaček. Celý systém je pro určité pracovní podmínky stabilní (pouze v tom smyslu, že má tendenci se v průměru přiblížit ustáleným poměrům, i když jich prakticky nikdy nedosáhne a v určitém rozmezí kolem těchto poměrů kolísá). Tak např. není možné u technicky reálného provedení automatu trvale zastavit mléko, neboť tím stoupá podtlak u vývěvy a klesá u přísávacího ventilu, čímž narůstá rozdíl, který dopravuje mléko v potrubí. Když by naopak nadměrně stoupla rychlost v potrubí, dojde postupně k jejímu samočinnému snížení, neboť zmizí tlakový rozdíl potřebný k jejímu udržení. Skutečné podmínky jsou komplikovanější v tom, že k přísávání dochází i v soupravách a netěsností potrubí. Dále se jednoduchý popisovaný případ deformuje častou nesouměrností zatížení obou větví smyčky mléčného potrubí. Vztah mezi množstvím vzduchu přísávaným do potrubí a mezi rychlostí pohybu mléka, uvedený výše, se tím zeslabuje (platí pouze pro část dopravované směsi).

Aby se dosáhlo co nejvýhodnějších poměrů, je důležitý praktický postup při nastavování (seřizování) ventilů. Postup seřizování ventilů, zavedený u experimentálních prací, je vhodný i pro praxi. Vyžaduje, aby se vakuometr — dosud umístěný jen u vývěvy (pro mléčný okruh) — umístit na konec mléčného potrubí k přísávacímu ventilu (je nutné konstrukčně zaručit, aby mléko nemohlo téci k vakuometru). Při seřizování je třeba postupovat tak, že při uzavřeném přísávání a odpojených spotřebičích (včetně pulsátoru přerušovače podtlaku) se nastaví regulační ventil u vývěvy na krajní zvolený podtlak (nesmí přesahovat max. dovolený podtlak použité vývěvy); u československých vývěv se zatím doporučuje nejvyšší pracovní podtlak 420 torr, který odpovídá alternativě 420—380. Tuto hodnotu lze dobře kontrolovat vakuometrem u přísávacího ventilu. Není vhodné využívat vakuometr u vývěvy, protože vlivem různé nepřesnosti jednotlivých přístrojů by nebylo možné zaručit dostatečně přesné vztah mezi seřizením přísávacího a regulačního ventilu. Dalším krokem je seřízení přísávacího ventilu na podtlak 380 torr při otevřeném přísávání, jinak však bez spotřebičů (rovněž pulsátor přerušovače podtlaku zůstává odpojen).

Při volbě tlakového rozdílu přísávacího a regulačního ventilu (tato metoda se použila při vývoji automatu DZ-100) je vhodné postupovat tak, že určité uspořádání dojicích souprav a intenzita dojení se zvolí za základní (viz např. podmínky, za kterých se získaly výsledky uvedené na obr. 3); pro tyto podmínky se hledá optimální nastavení ventilů (odpovídající nejvyššímu podtlaku ve vybraném typickém místě dojící části potrubí). Přitom je třeba respektovat hranice podtlaku u vývěvy nebo v potrubí, které nelze z technických nebo fyziologických důvodů překročit.

Je správné, aby přísávací ventil měl strmou charakteristiku, čímž se v potrubí udržuje konstantní podtlak (přibližně 380 torr) lépe než při ploché charakteristice. Vyžaduje to větší proměnnost podtlaku u vývěvy, aby se dosáhl tlakový rozdíl potřebný na dopravu za různých podmínek (dáno plochou charakteristikou regulačního ventilu, resp. úsekem charakteristiky vývěvy a charakteristikou regulačního ventilu).

S větší proměnností podtlaku u vývěvy stoupají nároky na stabilitu počtu pulsů pulsátoru, který se u běžných pneumatických pulsátorů mění s podtlakem. Z fyziologického hlediska stoupání podtlaku u vývěvy, a tím i ve vzduchovém potrubí (počítá se jedna vývěva), je zcela nezávadné, neboť zvýšený podtlak nepříjde do styku s dojnicí (je pouze v mezistěnné komoře). Nepříznivý vliv proměnnosti počtu pulsů odstraňuje systém s oddělenými okruhy (se dvěma vývěvami). Stabilitu počtu pulsů při kolísání podtlaku řeší také elektromagnetické pulsátory, které i při použití jedné vývěvy při určitém kolísání podtlaku u vývěvy nemění počet pulsů.

Naopak systém bez přísávacího ventilu neumožňuje využít zvýšení podtlaku u vývěvy ke krytí ztrát podtlaku, neboť v počátku dojení, kdy je potrubí prázdné a je připojen malý počet souprav, nesmí být podtlak vyšší než optimální hodnota (tj. obvykle 380 torr). Během práce dojde k dalšímu poklesu podtlaku u vývěvy. Lze tedy u systému bez přísávacího ventilu očekávat značně nižší podtlak než u systému s přísávacím ventilem, což se zvlášť nepříznivě projeví u instalaci se stoupačkami. Za nepříznivých provozních situací, kdy dojde k poklesu podtlaku, se přísávací ventil uzavře, vzduch se nepřisává a systém se chová stejně, jako kdyby byl pouze ventil u vývěvy, jen s tím rozdílem, že základní podtlak u vývěvy je podstatně vyšší (např. u alternativy 420—380 o 40 torrů a u alternativy 450—380 o 70 torrů).

Z rozboru tlakových poměrů v mléčném potrubí plyne, že je velmi obtížné jednoznačně teoreticky určit pracovní režim. Tlakové poměry lze zatím přesně zavést pouze experimentálně. Proto uvedeme řadu výsledků měření, která potvrzují naše závěry, doplňují je a dále rozšiřují na základě konkrétních číselných hodnot.

Na obr. 7 jsou porovnány tři různé způsoby nastavení regulačního a přísávacího ventilu (450—380, 420—380, 380—380; první číslo značí vždy nastavení regulačního, druhé přísávacího ventilu). Alternativa 380—380 se ukázala jako nevyhovující, neboť nevytváří potřebný tlakový spád pro dopravu. Na obrázku je také zakreslen průběh podtlaku v dojící soupravě připojené k místu XIV. Z výsledků je zřejmé, že poměry v soupravě se pouze superponují na základní podtlak daný místem připojení soupravy.

Vliv nastavení ventilů závisí na uspořádání mléčného potrubí. Dosud se předpokládalo použití potrubí ve tvaru uzavřené smyčky, tj. způsob používaný u československých dojicích strojů. Tento systém byl porovnáván se systémem s oddělenými větvemi. Tato alternativa se realizovala tak, že do potrubí (obr. 2)

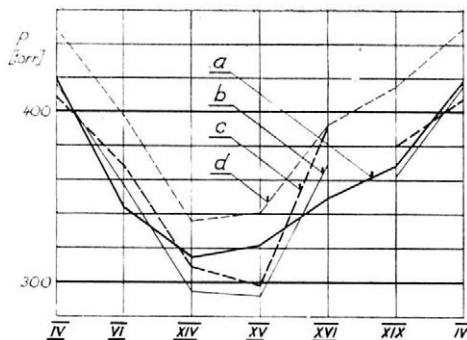
8. Rozložení středních hodnot podtlaků na různých místech dojíčho zařízení DZ—100—1968 při různém způsobu uspořádání potrubí a ventilů

a — normální uspořádání (uzavřená smyčka, nastavení ventilů 420—380)

b — oddělené větve potrubí, dva přísávací ventily (kohout C na obr. 2 je uzavřen; je připojen také čárkovaně zakreslený přísávací ventil, nastavení ventilů 420—380, tj. regulační na 420 a oba přísávací na 380)

c — oddělené větve potrubí, přísávací ventily uzavřeny, regulační ventil nastaven na 420 torr

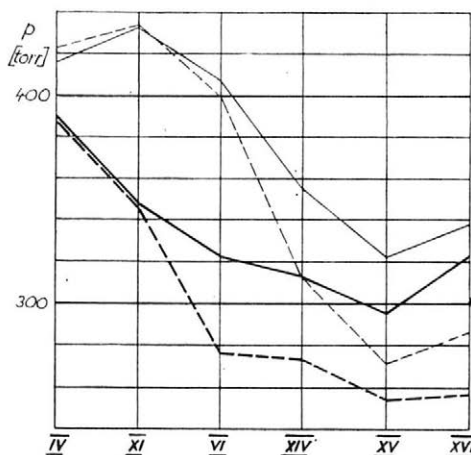
d — vyřazen regulační ventil, přísávací ventil zůstal seřízen stejně jako pro alternativu 420—380



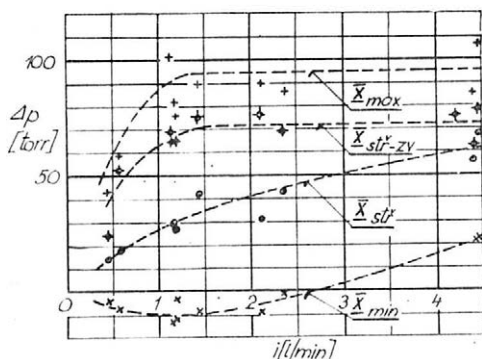
byl vsazen kohout C, umožňující obě větve oddělit. Několik možných způsobů uspořádání je porovnáváno na obr. 8. Je zřejmé, že oddělením větví se tlakové poměry nezlepší, ale naopak zhorší. U alternativy s oddělenými větvemi bez přísávacích ventilů by se při praktickém použití dosáhlo mnohem horších výsledků než jsou uvedeny v obr. 8 (křivka c), neboť pro tento případ by bylo nutné regulační ventil nastavit na hodnotu 380 torr, nikoliv 420 torr; křivka c by tedy byla posunuta zhruba o 40 torrů níže. Výrazně nepříznivě se oddělení větví projevilo u automatu DA-100 (obr. 9). Pro normální uspořádání i uspořádání s oddělenými větvemi byly použity ventily nastavené pro normální uspořádání. Při vhodnějším nastavení by výsledky byly příznivější. Při stejném seřízení ventilů jsou rychlosti v mléčném potrubí po oddělení větví zbytečně vysoké. Celkově je systém s oddělenými větvemi charakterizován technicky jednoznačnějšími stavy, rychlejšími reakcemi a větším sklonem k vzniku extrémů. Výhodou spojených větví je naopak určitá samoregulační schopnost, a tím vyšší univerzálnost. Nemalá výhoda je to, že při vysoké intenzitě se na dopravě podílejí obě větve i při jejich výrazně nesouměrném zatížení, což snižuje hydraulické ztráty zvláště při malém průměru potrubí.

Nepříznivým, i když funkčně důležitým prvkem v mléčném potrubí jsou stoupačky. Z obr. 10 plyne, že střední i minimální hodnoty tlakových ztrát

9. Rozložení maximálních (slabé čáry) a minimálních (silné čáry) hodnot podtlaků na různých místech dojíčho stroje DA—100 (plně — normální uspořádání, čárkovaně — oddělené větve potrubí, dva přísávací ventily)



rostou s intenzitou. Naopak hodnoty maximální a nejvyšší střední z krátkých časových úseků (4 s) po dosažení určité meze téměř nestoupají. Odpovídá to zcela zaplněné stoupačce (výškou 1075 mm vznikne tlakový rozdíl 80 torrů, který — zmenšen o výšku snímače X — dává přesně krajní střední hodnotu z krátkých úseků). Maximální hodnoty nestoupají proto, že rychlost s intenzitou, a tedy zvýšení tlakového rozdílu nad 80 torrů, jež je působeno převážně hydraulickým odporem, jsou rovněž záporné, což odpovídá kmitání sloupců v potrubí a ve stoupačce.



10. Závislost maximálních, minimálních, středních a zvýšených středních (nejvyšší střední hodnoty z úseku 4s) hodnot tlakových ztrát (tj. veličiny X podle obr. 1 a 2) ve stoupačce (výška stoupačky $h_1 = 1,07$ m podle obr. 2) na intenzitě dojení (dojí se šest dojnic stejnou intenzitou), zjištěná na dojícím stroji DA—100

Z celkového hodnocení stoupaček plyne, že jsou velmi nevhodným prvkem. Je výhodné, pokud to jde, se jim vyhýbat. Jestliže je stoupačka nutná, pak by měla být především co nejnížší (max. 80—100 cm).

Dalším typickým konstrukčním prvkem v mléčném potrubí jsou kolena. Z teoretického výpočtu a z několika orientačních měření vyplynulo, že vliv kolen (předpokládají se kolena jako oblouky běžného provedení $D/d = 6$) na tlakové ztráty je vzhledem k ostatním složkám malý a při praktických úvahách jej není třeba respektovat.

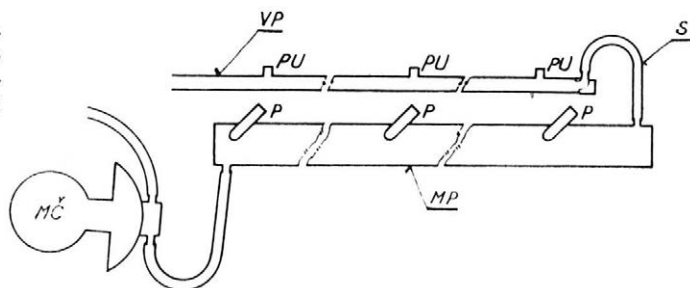
ZPŮSOBY UMOŽŇUJÍCÍ ODSTRANIT PRINCIPIÁLNÍ NEVÝHODY SOUČASNÝCH DOJICÍCH AUTOMATŮ

Předcházející kapitoly se zabývaly problémy dojicích automatů současné koncepce, která se dnes používá na celém světě. Základní výhodou tohoto systému je poměrná jednoduchost instalací, jejich snadná montáž, dobré provozní a hygienické vlastnosti a hlavně pružnost. Tato pružnost dovoluje použití ve velmi odlišných kravínech s velmi rozdílným stavebním i technologickým uspořádáním. Základní nevýhodou systému je výrazné kolísání podtlaku. Cílem předcházejících kapitol bylo ukázat tyto dosud většinou neznámé nepříznivé jevy, zkoumat jejich fyzikální podstatu a souvislost s konstrukčními parametry dojícího stroje. U většiny problémů jsou doporučovány způsoby, které umožňují dosáhnout optimálních poměrů v rámci současné koncepce. Cílem této části práce je uvést několik systémů, které odstraňují principiální nevýhodu klasického a provozně osvědčeného systému, a tím naznačit cestu dalšího vývoje.

V Austrálii byl již v r. 1964 navržen nový systém (Whittlestone a kol. 1964) s nízko uloženým mléčným potrubím (obr. 11). Nerezové potrubí (MP) o velkém průměru (75 mm) je umístěno pod úrovní stání se značným sklonem, který umožňuje dopravu mléka samospádem. V mléčnici je membránové čerpadlo (MČ), které tvoří přechod mezi mléčným potrubím a chladicím systémem. Mléko z jednotlivých dojicích souprav přitéká přírady na potrubí (P). Podtlak je do systému zaváděn přes vzduchové potrubí (VP). Pulsátory jsou

připojeny k podtlaku přívody na vzduchovém potrubí (PU). Vzduchové potrubí je spojeno s mléčnou spojkou (S), což umožňuje zavést stabilní podtlak do dojící soupravy a v případě, že souprava spadne, odsávat vnikající vzduch. Jinak se do systému žádný vzduch nepřisává, což snižuje čerání mléka na minimum. Velkou výhodou tedy je krajně šetrné zacházení s mlékem, neboť jsou odstraněny hlavní příčiny vzniku lipolýzy (pohyb v čerpadle je pomalý). U klasického systému jsou těmito hlavními příčinami čerání a turbulence mléka ve stoupačkách, kmitání v mléčné hadici a přisávání vzduchu. Použitím nového způsobu se však ztrácí zásadní výhoda klasického systému, kterou je jeho pružnost a přizpůsobivost různým podmínkám. Tento systém byl zkoušen také v SSSR (Jaroš 1968) a zjistilo se, že provozní nevýhodou nízko uloženého potrubí je možnost nasávání nečistot (pevných částic a tekutiny do mléčného potrubí). S touto alternativou lze počítat nejvýše pro dojírny.

11. Schéma principu dojícího stroje s nízko uloženým mléčným potrubím, který navrhl Whittlestone



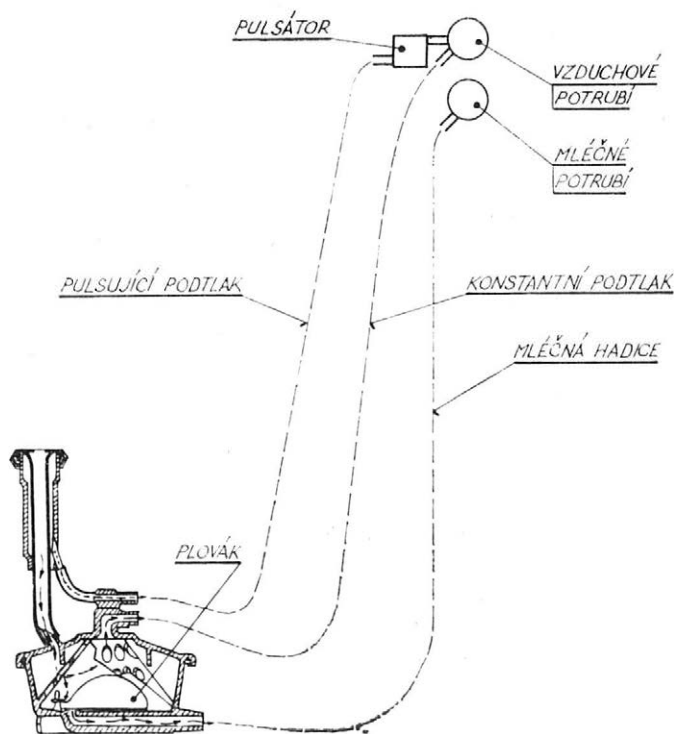
Jiný způsob, který stabilizuje tlakové poměry, je dojení do nízko umístěných (ve výši vemene) nádob (obvykle průhledných). Odpovídá přibližně podmínkám, kterých se dosahuje při použití konvového dojení. Při realizaci tohoto systému (Bogdan, Bogdan 1966) byly použity desetilítrové nádoby. Nadojené mléko se po dojení přepouští z nádoby do potrubí. Existují i systémy (např. systém americké firmy Chore-Boy), které používají dvojí potrubí. Jedno slouží k zavedení stabilního podtlaku do nádoby a druhé umožňuje odčerpání mléka, což dále zvyšuje stabilitu podtlaku. Nádoba současně umožňuje pravidelnou kontrolu dojivosti jednotlivých dojnic. Principiální výhoda tohoto systému je v tom, že kontrola dojivosti je přesná. Odstraňuje se tedy současně nevýhoda klasického systému, který přesnou kontrolu dojivosti zatím neumožňuje. Současné velmi rozšířené západní měřicí systémy typu Milcoscop ovlivňují většinou normální úroveň podtlaku (odpovídající dojení přímo do potrubí) a mohou tedy poskytovat podstatně zkreslené výsledky. Systém s nízko umístěnými nádobami je rozšířen u západních výrobců dojících strojů pro dojírny, pro které je vhodný, neboť k odsávání mléka dochází během výměny dojnic. Nepůsobí tedy časové ztráty a nádoby není třeba přenášet. U vazné stáje je však tento systém mnohem méně vhodný (Jaroš 1968).

Další metoda, která přichází v úvahu, je zvyšování základního podtlaku při použití dojících automatů. Podle Flanské a Kerimova (1966) dva z deseti amerických výrobců dojících strojů doporučují dojit při použití automatů při vyšším podtlaku než u konvového dojení. Z těchto důvodů se doporučuje u sovětských třítaktních strojů DA-3M a Volga dojit při podtlaku o 50 až 100 torr vyšším. Jiný autor doporučuje dokonce měnit podtlak podle počtu krav, intenzity dojení a výšky dojícího potrubí (Veprickij, Chozjajev 1965). Cílem zvýšení podtlaku je nahradit ztrátu podtlaku působenou dopravou mléka. Základní nevýhoda tohoto způsobu však spočívá v tom, že v počátku dojení a hlavně

na jeho konci, kdy často dojde k dojení naprázdno, působí zvýšený podtlak přímo na struk dojnice. To lze považovat za velmi nepříznivé. Navíc se tímto způsobem neodstraňuje kolísání podtlaku. Reálný způsob, který bez uvedených nevýhod zvýšeným podtlakem u vývěvy odstraňuje tlakové ztráty působené dopravou v potrubí, byl dříve navržen ve VÚZS (Souček 1965) a je uveden také na začátku této práce. Vhodným uspořádáním regulačního a přísávaného ventilu lze dosáhnout toho, že podtlak u vývěvy vzroste pouze při zaplnění potrubí mlékem, zatímco podtlak v mléčném potrubí udržuje přísávací ventil zhruba na požadované hladině.

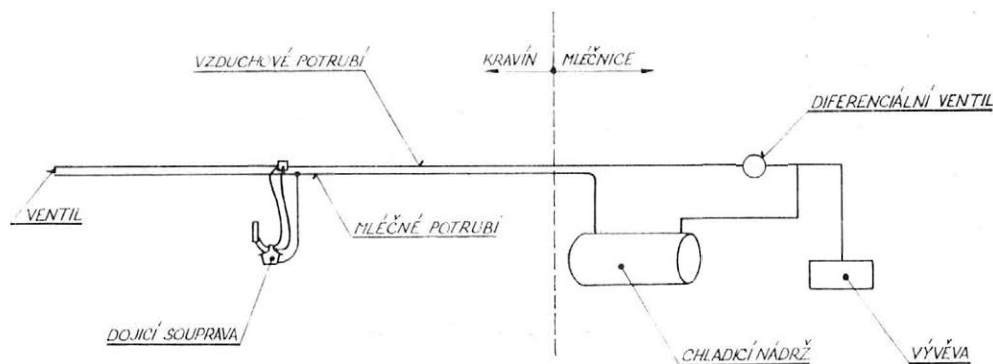
Výhoda tohoto systému vynikne hlavně při takovém použití, při kterém je spojovací část potrubí mezi kravínem a mléčnicí dlouhá a obsahuje stoupačky. Tento případ se často vyskytuje zvláště u typického užití v ČSSR. Nevýhodou tohoto způsobu je to, že se jedná pouze o určité zlepšení klasické koncepce, nikoliv o principiální řešení (největší tlakové ztráty působí vlastní dojení souprava a tyto ztráty uvedený způsob nezlepšuje).

Americká firma Zero nabízí nový systém dojeního automatu Concord, který dodává jak pro vazné stáje, tak pro dojírny. Tento nový způsob má oddělený dopravní okruh mléka (mléčný okruh) od okruhu, který do sběrné komory rozdělovače zavádí konstantní a zcela stabilní podtlak (vzduchový okruh). Z tohoto vzduchového okruhu se zavádí podtlak pulsátorem (tedy pulsující) do mezistěnné komory strukového násadce. Dopravní okruh je připojen přímo k vývěvě. Diferenciálním ventilem se vytváří snížený podtlak pro vzduchový okruh a základní podtlak pro dopravní okruh. Rozdíl podtlaku pro automat do vazné stáje by byl pravděpodobně (podle naší úvahy) alespoň 150 až 200 torrů (odpovídá tlakové ztrátě způsobené statickou výškou a hydraulickým odporem). Základním prvkem



12. Dojicí souprava s plovákovým ventilem ve sběrné komoře rozdělovače dojeního automatu Concord americké firmy Zero

tohoto nového systému je plovákový ventil ve sběrné komoře rozdělovače (obr. 12). Plovák se zřejmě částečně natáčí kolem pevného bodu a tím uvolní otvor ve dnu sběrné komory, kterým odtéká mléko hadicí do mléčného potrubí. Plovák musí mít takový objem, aby překonal sílu (působící na páce), která plyne z plochy otvoru a uvedeného maximálního tlakového rozdílu při určitém ponoření v mléce. Do mléka se v soupravě ani v potrubí nepřisává vzduch a tvoří tedy souvislý sloupec až do mléčnice. To je výhodné proto, že se mléko nečeří a neznehodnocuje štěpením tuků. Nevýhoda souvislých sloupců mléka je v tom, že uvedená tlaková difference musí být značně vysoká. Horním otvorem je sběrná komora rozdělovače připojena na vzduchový okruh s konstantním podtlakem. Elektromagnetický pulsátor je umístěn u potrubí a je součástí dojící soupravy. Pulsující podtlak zaváděný do mezistěnné komory je velmi blízký podtlaku v podstrukové komoře a během sání je struková guma téměř dokonale uvolněna. K dojící soupravě tedy vedou tři hadice. Je zajímavé i to, že v mléčném okruhu není zařazen přerušovač podtlaku. Chladicí nádrž je připojena přímo do mléčného okruhu a tvoří tedy velkou zásobu podtlaku. Obě skleněná potrubí (vzduchové a mléčné) jsou v nejvzdálenějším místě od vývěvy oddělena ventilem, který je během dojení uzavřen a při proplachování umožňuje průtok (obr. 13). Proces proplachování a desinfekce je zcela automatizován.



13. Schéma instalací dojícího automatu Concord americké firmy Zero

Podle údajů výrobce tento nový systém výrazně snižuje mastitidu, zlepšuje kvalitu mléka (odstraňuje hlavní příčiny lipolýzy a znečištění vzduchem), snižuje náklady (dokonale stačí potrubí 1", nároky na spotřebu vzduchu jsou mnohem nižší).

Literatura

- BOGDAN I. D., BOGDAN T. Z., 1966, Issledovanie vakuumnogo režima dojilnych ustanovok. Mechanizacija i elektrifikacija soc. sel'skogo chozjajstva 10.
 FLANSKAJA N., KERIMOV N., 1966, Veličina vakuumu pri dojení v moloko-provod. Technika v sel'skom chozjajstve 9.
 JAROS M., 1968, Cestovní zpráva ze SSSR. Zpráva VÚZS Praha - Chodov.
 ROSSING W., 1967, Stromingsbeelden en drukverloop in melkleidingen. Landbou-mechanisatie 11.
 SOUČEK Z., 1965, Výzkum dopravy mléka. Zpráva VÚZS Praha - Chodov.
 VEPRICKIJ A. S., CHOZJAJEV I. V., 1965, Vlijanije vysoty raspoloženija moloko-provoda na rabotu dojilnogo apparata. Traktory i selchozmašiny 6.
 WHITTLESTONE W. C., BECKLEY M. S., CANNON H. W., 1964, An Improved Mechanical Milking System. Austr. J. of Dairy Tech. 19, 1.

Došlo dne 4. 6. 1970

Размещение вентилей, молокопровода, стояков и других типичных конструктивных элементов у трубопроводных доильных установок

Статья является продолжением статьи, опубликованной в журнале «Земледельская техника» № 9, 1971 г., в которой рассматривалось влияние доильного агрегата и диаметра молокопровода на отношение давления молокопровода доильной машины на основе теоретических и экспериментальных результатов.

Вторая часть содержит качественный анализ явлений, протекающих в молокопроводе. Речь идет о влиянии организации регулировочного вентиля и клапана для подсосывания воздуха у системы с замкнутой петлей молокопровода. В предполагаемых условиях целесообразно применение клапана для подсосывания воздуха. Приводится однозначный способ регуляции отношения между клапаном для подсосывания воздуха и регулировочным вентилем, а также требования к обоим вентилям. Далее сравнивается система с замкнутой петлей с системой с секторной веткой. На основе результатов измерения также оценены стояки в молокопроводе. В следующей главе приводятся несколько способов, позволяющих устранить принципиальные недостатки современных трубопроводных доильных машин и оценить эти способы.

Arrangement of the Control Valves, Milk Pipeline, Risers and Other Typical Constructional Elements in Pipeline Milking Machines

The article is a continuation of the paper published in the journal *Zemědělská technika* No. 9, year 1971, in which the effect of the milking unit and of the pipeline diameter on pressure conditions in the pipeline milker were analysed on the basis of theoretical and experimental results.

The second part contains a qualitative analysis of phenomena taking place in the milk pipeline. It deals with the effect of the arrangement of the control and vacuum valve on a system with a closed line loop. Under the supposed conditions it is suitable to use the vacuum valve. An obvious way to regulate the relation between the vacuum and the control valve as well as the demands on both valves are specified. In addition to this the system with a closed loop is compared with the system with divided strands. Based upon the results of measurements an evaluation is made also of the risers in the milk pipeline. In an additional chapter several methods are mentioned enabling to remove the principal disadvantages of the existing pipeline milkers. The chapter contains also an evaluation of these methods.

Anordnung von Regulationsventilen, Milchleitung, Steigröhren und anderen Konstruktionselementen bei Rohrmelkanlagen

Der Artikel setzt die in der Zeitschrift *Zemědělská technika*, Nr. 9, Jahrgang 1971, veröffentlichte Arbeit, in der der Einfluß des Melkaggregats und des Milchleitungsdurchmessers auf die Druckverhältnisse der Rohrleitung-Melkmaschine auf Grund der theoretischen und experimentellen Ergebnisse analysiert wurde, fort.

Der zweite Teil enthält eine Qualitätsanalyse der in der Milchleitung stattfindenden Erscheinungen. Es wird der Einfluß der Anordnung des Regulations- und Haftsugventils beim System mit einer geschlossenen Rohrleitungsschlinge behandelt. Unter den vorausgesetzten Bedingungen ist die Benützung des Haftsugventils angeführt. Weiter wird das System mit einer geschlossenen Schlinge mit dem Haftsugventil und dem Regulationsventil und die Anforderungen auf beide Ventile angeführt. Weiter wird das System mit einer geschlossenen Schlinge mit dem System mit getrennten Strängen verglichen. Auf Grund der Maßergebnisse werden auch die Steigröhre in der Milchleitung beurteilt. Im weiteren Kapitel werden einige Methoden angeführt, die die Prinzipnachteile der bestehenden Rohrleitung-Melkmaschinen zu beseitigen und diese Methoden zu beurteilen ermöglichen.

Adresa autora:

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

Příspěvek objasňuje rozdílný vliv bočního svahu na energetiku různých agregátů pohybujících se po vrstevnici; vyplynul z měření konaných v roce 1969 (Netík 1970).

Měření měla za úkol stanovit růst energetické náročnosti ve vztahu k rostoucímu svahu u některých druhů zemědělských prací. Proto byla sledována energetická náročnost sedmi druhů technologických operací, obvyklých v provozu zemědělského závodu. Byly to operace: orba, vláčení a smykávání, drcení hrud, sekání rotační sekačkou, řádkování, setí, hnojení minerálními hnojivy. Energetickým zdrojem byl traktor — Zetor 5611.

Zkoušky jsme dělali na třech úhlech svahu, abychom mohli sledovat závislost přírůstku příkonu energie na růstu svahu. Bližší specifikaci zkušebních podmínek a metodiku měření uvádí Netík (1970). Při zkouškách byl měřen příkon agregátu a výkon (resp. příkon na pohyb traktoru), ovlivňovaný vztahem podložka — traktor. Příkon agregátu jako celku byl navíc ovlivňován také vztahy pracovní stroj — zpracovávaná hmota, pracovní stroj — podložka. Aby získané závislosti byly změřeny objektivně, byla během zkoušek zajištěna neměnnost faktorů, s výjimkou změn úhlu svahu. Energetický příkon se v tomto případě stal funkcí jedině úhlu svahu α . Energetická náročnost agregátu pracovní stroj — traktor byla u všech sedmi druhů operací sledována v rozsahu rychlostí 5 a 10 km · h⁻¹ a při úhlu svahu kolem 0—15°. Byla měřena energetická spotřeba pracovního agregátu a spotřeba samotného traktoru, představující spotřebu energie na pasivní odpory, jimiž je dána neproduktivní práce agregátu. Naměřené výsledky byly zpracovány do funkcí, vyjadřujících příkony ve funkci rostoucího svahu. Dále byly zpracovány velikosti měrných energií. Z měřených závislostí vyplynuly některé vztahy obecnějšího charakteru, které jsou dále analyzovány.

OBECNÝ ROZBOR ENERGETIKY

Zkoušené agregáty bylo možné rozdělit podle užitých pracovních strojů do dvou hlavních skupin na:

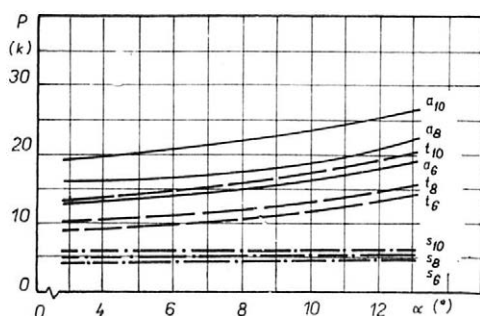
1. agregáty s pracovními stroji, jejichž pracovní orgány vstupují do bezprostředního styku s půdou (jedná se o operace: orba, vláčení a smykávání, drcení hrud, setí);
2. agregáty s pracovními stroji, jejichž orgány technologicky působí na opracovávanou hmotu (rotační sekačka, řádkovač, hnojení minerálními hnojivy).

Naměřené závislosti příkonu ve vztahu k rostoucímu úhlu svahu $\alpha - P = f(\alpha)$ (obr. 1–7) — pracovních strojů jak první, tak druhé skupiny mají mírně exponenciální charakter. Příkony strojů druhé skupiny nejsou svahem téměř ovlivněny. U strojů první skupiny je vzrůst příkonu dán vzrůstem síly odporu stroje proti pohybu s rostoucím svahem — v důsledku zvýšeného stranového tření (Netík 1970). Naměřená závislost má vzestupný konkávní charakter (obr. 8). Vzrůst pracovní síly odporu je v důsledku zvýšeného pracovního odporu provázen zvýšením prokluzu $\delta_1, \delta_2, \delta_c$. Jak funkce $\delta_2 = f(F)$ stranového prokluzu, tak i funkce δ_1 prokluzu ve směru roviny otáčení pneumatiky se vzrůstající provázející silou F nabývají strmějšího charakteru (obr. 9).

δ_1 — prokluz v rovině otáčení pneumatiky

δ_2 — stranový prokluz (v rovině kolmé na rovinu otáčení pneumatiky)

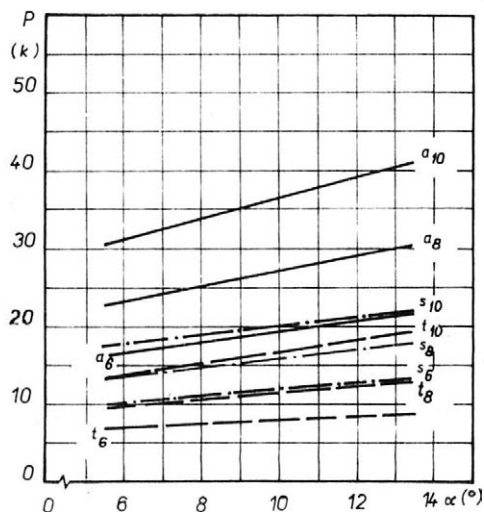
δ_c — celkový prokluz



1. Agregát traktoru Zetor 5611 s rozmetadlem průmyslových hnojiv D-027

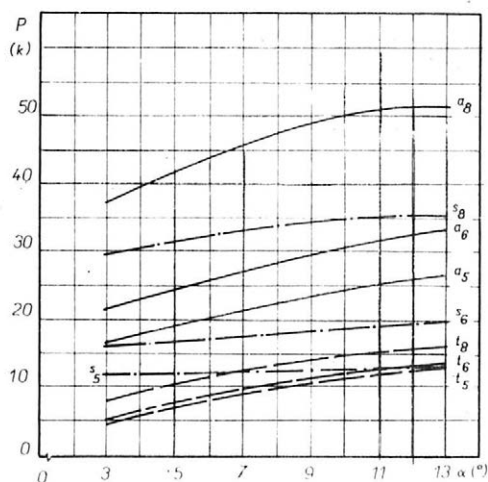
Průběh $P_1 = f(\alpha)$ pro konstantní rychlost 6, 8 a 10 km h⁻¹ při jízdě po vrstevnici

α — agregát, t — samotný traktor, s — stroj (označení platí pro obr. 1–7)



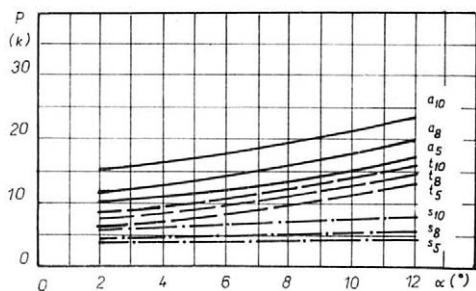
2. Agregát traktoru Zetor 5611 s nesenou rotační žací lištou RZS-160

Průběh $P = f(\alpha)$ pro konstantní rychlost 6, 8 a 10 km h⁻¹ při jízdě po vrstevnici



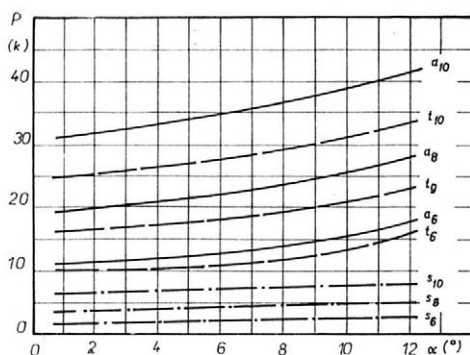
3. Agregát traktoru Zetor 5611 s pluhem 3-PN-35 M (hloubka orby 20 až 22 cm)

Průběh $P = f(\alpha)$ pro konstantní rychlost 5, 6 a 8 km h⁻¹ při jízdě po vrstevnici



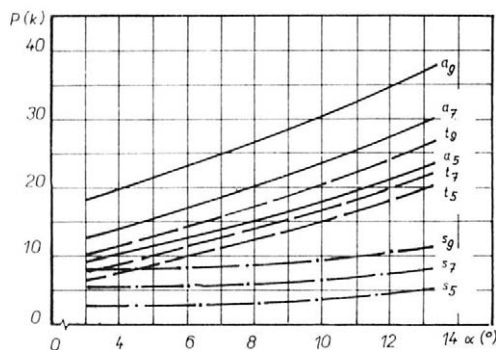
4. Agregát traktoru Zetor 5611 s přívěsným řádkovačem ŽRZ-305 při sečení a řádkování jetele

Průběh $P = f(\alpha)$ pro konstantní rychlost 5, 8 a 10 km h⁻¹ při jízdě po vrstevnici



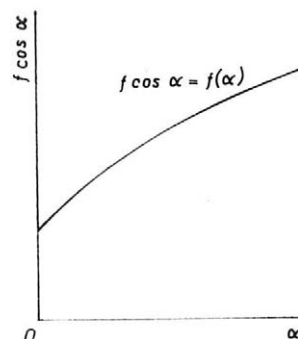
7. Agregát traktoru Zetor 5611 s hruďovým řezem záběru 2,6 m

Průběh $P = f(\alpha)$ pro konstantní rychlost 6, 8 a 10 km h⁻¹ při jízdě po vrstevnici

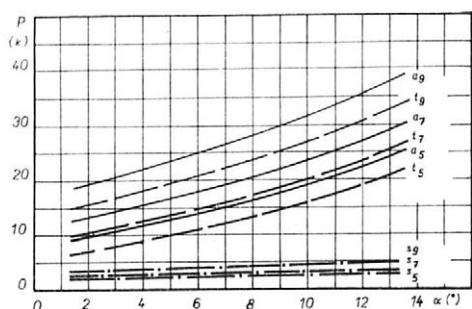


5. Agregát traktoru Zetor 5611 se smykem Sy ZZ-350 a branami 4 BLZ-380

Průběh $P = f(\alpha)$ pro konstantní rychlost 5, 7 a 9 km h⁻¹ při jízdě po vrstevnici

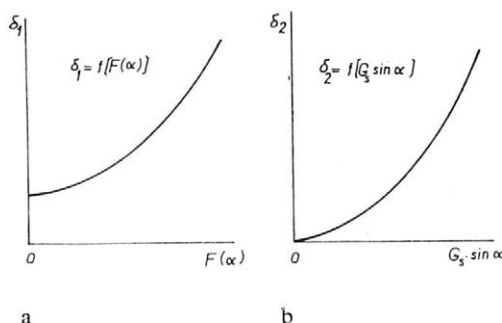


8. Průběh funkce $f \cdot \cos(\alpha)$ v závislosti na úhlu svahu (α) u pracovního stroje



6. Agregát traktoru Zetor 5611 se secím strojem Saxon A-591

Průběh $P = f(\alpha)$ pro konstantní rychlost 5, 7 a 9 km h⁻¹ při jízdě po vrstevnici



9. a — Průběh prokluzu ve směru roviny otáčení pneumatiky δ_1

b — Průběh prokluzu v rovině kolmé na směr otáčení pneumatiky v závislosti na úhlu svahu (α) u pracovního stroje

Rovnice pro příkon stroje je dána vztahem:

$$P_{ms} = \frac{v \cdot F(a)}{270\eta_m [1 - \delta_c(a)]} \quad (1)$$

kde: P_{ms} — příkon na pohyb stroje (k)
 $F(a)$ — odporová síla stroje ve funkci rostoucího svahu (kp)
 η_m — celková mechanická účinnost traktoru
 $\delta_c(a) = f(\delta_1, \delta_2)$ — celkový prokluz ve funkci úhlu svahu
 v — dopředná rychlost (km · h⁻¹)

Výsledný charakter křivky $P_{ms} = f(a)$ je dán vzájemným vztahem funkcí $\delta_{1,2} = f(a)$ a funkce

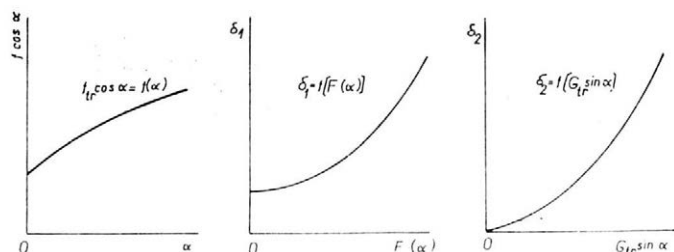
$$F(a) = G_s(a) \cdot f(a) + R_s(a)$$

kde: $G_s(a)$ — normální složka tíhy stroje ve funkci rostoucího svahu (kp)
 $f(a)$ — celkový koeficient valení ve funkci rostoucího svahu
 $R_s(a)$ — pracovní odpor stroje ve funkci rostoucího svahu (kp)

Podle převládajícího vlivu jedné z působících složek může příkon na práci stroje v závislosti na úhlu svahu α nabýt konkávního, konvexního nebo lineárního charakteru.

Táž úvaha, platící pro pracovní stroj, platí i pro samotný traktor a závislost jeho příkonu na rostoucím úhlu svahu α . S rostoucím svahem roste odpor valení traktoru v důsledku růstu koeficientu tření (Netík 1970).

Průběh $G_{tr} \cdot f \cdot \cos \alpha$ má s rostoucím úhlem svahu rostoucí charakter, směrem k ose úhlu svahu konkávní. Další veličinou ovlivňující růst příkonu traktoru ve funkci úhlu svahu je celkový prokluz δ_c , který je dán vzájemným vztahem prokluzů δ_1, δ_2 . Schématické průběhy všech tří veličin, ovlivňujících příkon traktoru ve funkci rostoucího svahu, jsou na obr. 10.



10. a — Průběh funkce $f \cdot \cos(\alpha)$ v závislosti na úhlu svahu (α) u traktoru
 b — Prokluz δ_1 v rovině otáčení pneumatiky v závislosti na úhlu svahu (α)
 c — Prokluz δ_2 v rovině kolmé ke směru roviny otáčení pneumatiky v závislosti na úhlu svahu (α)

V důsledku zvýšení odporové síly proti pohybu traktoru $F_{ft} = G_t \cdot f_t \cdot \cos \alpha$ zvýší se prokluz δ_1 . S růstem boční síly $F_{st} = G_f \cdot \sin \alpha$ nastává vzrůst stranového prokluzu δ_2 . Celkový prokluz δ_c je ovlivněn velikostmi δ_1, δ_2 .

Je-li příkon na pohyb traktoru určen rovnicí:

$$P_{mt} = \frac{v \cdot F_{ft}(a)}{270\eta_m \cdot [1 - \delta_c(a)]} \quad (2)$$

kde: $F_{ft}(a)$ — celková síla odporu valení traktoru

pak výsledný charakter křivek $P_{mt} = f(a)$ je dán vzájemným průběhem $F_{ft} = f(a)$, $\delta_c = f(a)$.

Průběh $F_{fl} = f(a)$ má charakter konkávní, $\delta_{1,2} = f(a)$ má průběh konvexní. Vzájemným působením těchto dvou faktorů mohou výsledné křivky nabýt průběhu konvexního, konkávního i lineárního, vzhledem k ose úhlu, podle převládajícího vlivu zmíněných dvou faktorů.

Charakter příkonu agregátu $P_{ma} = f(a)$ je ovlivněn charakterem průběhů $P_{mt} = f(a)$ a $P_{ms} = f(a)$ stroje a samotného traktoru.

$$P_{ma} = P_{ms} + P_{mt} \quad (3)$$

CHARAKTER MĚRNÝCH ENERGIÍ

Charakter měrných energií v závislosti na úhlu svahu je ovlivňován dvěma faktory:

1. vzrůstem příkonu v závislosti na úhlu svahu,
2. změnou výkonnosti $W_{1,2}$ v závislosti na úhlu svahu

$$W_1 = 0,1 B \cdot v$$

$$W_2 = 10 \cdot B \cdot h \cdot v.$$

kde: B – záběr pracovního stroje (m)
 h – pracovní hloubka stroje (cm)

Bylo ukázáno v části o analýze příkonu, že růst příkonů v agregátu – traktoru se strojem – v závislosti na rostoucím úhlu svahu může nabýt konvexní, konkávní i lineární charakter.

Druhá derivace příkonu podle úhlu svahu $\alpha - P'' = f''(a)$ – může nabýt hodnot $P'' \leq 0$. Z měření práce agregátu na svahu (Netík 1970) vyplynulo, že hodnoty B (m) a h (cm) zůstávají s rostoucím úhlem svahu přibližně konstantní.

Pro teoretickou analýzu funkce budeme v prvním přiblížení považovat $W(a)$ ve funkci úhlu svahu α .

Derivujeme-li parciálně podle α funkci měrné energie $P \cdot W_{1,2}^{-1} = f(v, \alpha)$ charakterizující měrnou energii dodanou agregátu ve funkci rychlosti a úhlu svahu, dostáváme:

$$\frac{\delta(P \cdot W_{1,2}^{-1})}{\delta \alpha} = \frac{P'(a) \cdot W_{1,2}(a) - W'_{1,2}(a) \cdot P(a)}{W_{1,2}^2(a)} \quad (4)$$

O znaménku podílu (4) rozhoduje výraz:

$$P'(a) \cdot W_{1,2}(a) - W'_{1,2}(a) \cdot P(a) \quad (5)$$

Pro případ, že $W_{1,2} = \text{konst.}$, bude výraz (6) roven nule.

$$W'_{1,2}(a) \cdot P(a) = 0 \quad (6)$$

O znaménku rozhoduje tedy:

$$P'(a) \cdot W_{1,2} \quad (7)$$

$W_{1,2}$ je vždy kladné.

Veličina $P'(a)$ je rovněž kladná, neboť $P = f(a)$ při $v = \text{konst.}$ je vždy rostoucí. Z uvedeného vyplývá, že funkce $P \cdot W^{-1} = f(a)$ musí být vždy rostoucí.

Tento teoretický závěr byl potvrzen experimentálně (viz grafy měrných energií, které uvádí Netík 1970): křivky $P \cdot W^{-1} = f(a)$ byly vždy rostoucí. Je otevřená otázka, jaký charakter mohou nabýt průběhy funkcí $P \cdot W_{1,2}^{-1} = f(a)$ pro $v = \text{konst.}$ O charakteru konvexity, resp. konkávnosti rozhoduje druhá derivace funkce $P \cdot W_{1,2}^{-1} = F(v, a)$.

$$\frac{\partial^2(P \cdot W_{1,2}^{-1})}{\partial a^2} = \frac{P''(a)}{W_{1,2}} \quad (8)$$

$W_{1,2}$ je vždy kladné, o znaménku rozhoduje tedy výraz $P''(a)$. $P''(a)$ může, jak bylo řečeno v předcházejícím rozboru, nabývat hodnoty jak kladné, tak záporné, neboť průběh funkce $P = f(a)$, $v = \text{konst.}$ může být jak konvexní, tak konkávní.

Výsledky experimentálních zkoušek (Netík 1970) ve shodě s teoretickým rozбором ukázaly, že funkce měrných energií ve funkci rostoucího úhlu svahu měly jak konkávní, tak konvexní průběhy, ale byly vždy rostoucí.

ENERGETICKÁ DIFERENCIACE AGREGÁTŮ ZA PŮSOBNÍ STEJNÉHO BOČNÍHO SVAHU

Naměřené experimentální závislosti $P = f(a)$ byly lineárně interpolovány a přírůstky příkonů vztažené na jeden stupeň přírůstku úhlu svahu byly souborně zpracovány do tabulky I. Z této tabulky je možné vidět, že teoretické rozdělení agregátů do dvou technologických skupin je opodstatněné. Agregáty se podle přírůstku příkonů vztažených na jeden stupeň úhlu svahu výrazně diferencují na dvě skupiny. Agregáty patřící do první technologické skupiny mají v průměru dvojnásobné energetické přírůstky vztažené na jeden stupeň stoupání svahu.

Na různé chování agregátů patřících do dvou technologických skupin má zřejmě vliv rozdílná soudržnost podložky, která je jedním z určujících faktorů změn stranového prokluzu δ_2 . Stranový prokluz δ_2 se změnou prokluzu δ_1 určuje celkový prokluz δ_c , který ovlivňuje velikost energetického přírůstku pracujícího agregátu ve funkci úhlu svahu.

$$P = \frac{v \cdot \Delta F(a)}{270\eta_m \{1 - [\delta_c(a) + \Delta\delta(a)]\}} \quad (9)$$

Agregáty druhé technologické skupiny pracují na podložce, jejíž soudržnost jak ve směru roviny otáčení pneumatiky, tak ve směru kolmém na rovinu otáčení pneumatiky je vyšší. Zmíněný jev má za následek menší přírůstek $\Delta\delta_c$.

I. Relativní změny příkonu k pohonu strojů na svahu pro změnu svahu o 1°

Technologická		Druh prací	$\frac{P}{P_{poč.}} \cdot \text{grad}^{-1}$ % lineární interpolace přírůstku energetické spotřeby na 1°		
skupina	podskupina		agregát	traktor	stroj
I.	1.	orba	5,5	6,4	3,0
	1.	drcení hruď	4,5	5,0	4,2
	2.	vláčení, smyk	12,5	15,7	6,6
	2.	setí	10,1	11,0	7,0
II.	1.	rotační žací stroj	3,5	3,6	3,0
	1.2	hnojení průmyslovými hnojivy	3,8	4,8	3,5
	2.	řádkovač	3,9	6,0	3,7

11. Silové schéma ve stykové ploše hnací pneumatiky s podložkou vystavené obecné vnější síle

α — úhel svahu, po jehož vrstevnici se pohybují pneumatiky

γ — úhel mezi tahovou silou F_h (v rovině rovnoběžné s podložkou) zatěžující pneumatiku a mezi směrem dráhy S

F_G — tahová síla ve stykové ploše pneumatiky s podložkou odpovídající části hmotnosti traktoru

$F_{2G} = F_G \sin \alpha = F_{2G}$ — síla působící od F_G ve styčné ploše kolmo na dráhu S

F_h — tahová síla

F_{2x} — vliv tahové síly F_h na velikost síly působící kolmo na dráhu S

$$F_{2x} = F_h (\cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma)$$

F_2 — výsledná síla působící ve styčné ploše kolmo na směr dráhy S pro $\gamma \neq \beta$

$$F_2 = F_{2G} - F_h (\cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) = F_{2G}$$

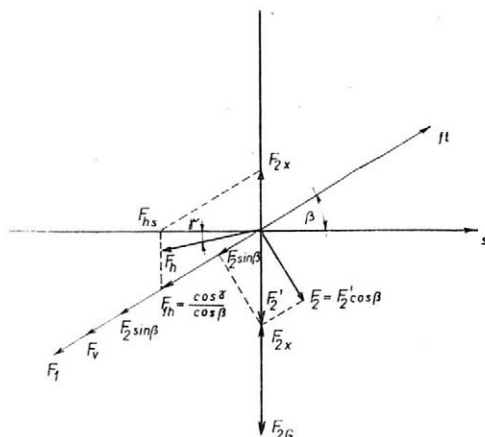
$$+ F_h (\sin \gamma - \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta)$$

F_2 — síla působící změnu směru dráhy δ_2 od roviny otáčení pneumatiky

$$F_2 = F_2 \cos \beta = (F_{2G} - F_h / \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta - \sin \gamma) \cdot \cos \beta$$

F_1 — tečná síla ve styčné ploše pneumatiky v rovině jejího otáčení

$$F_v = \text{valivý odpor } F_v = F_G \cdot \cos \alpha \cdot f_v$$



$$\Delta \delta_c = f \quad (\Delta \delta_1, \Delta \delta_2) \quad (10)$$

Přírůstek $\Delta \delta_2$ z rovnice (10) je způsoben vyšší boční silou, přírůstek $\Delta \delta_1$ je způsoben přírůstkem síly $\Delta F(a)$, která je dána zvýšeným odporem proti pohybu, u agregátu následkem přírůstku koeficientu $\Delta f_c = f(a)$ vlivem odklonu od přímého směru. Oba tyto faktory $\Delta \delta_1, \Delta \delta_2$ mají nižší přírůstky u druhé technologické skupiny v důsledku vyšší soudržnosti zeminy. Proto je relativní přírůstek příkonu agregátu, vztažený na jednotku úhlu svahu, u druhé technologické skupiny nižší než u první (tab. I). U první technologické skupiny se v důsledku větší potřebné tahové síly agregáty dále diferencují na dvě podskupiny. V první podskupině jsou technologické operace, u nichž je odpor nářadí přibližně rovnoběžný se směrem pohybu agregátu (sem patří technologické operace: orba, drcení hrud). V druhé podskupině jsou operace, u nichž odpor nářadí nepůsobí rovnoběžně se směrem pohybu agregátu, nýbrž působí pod určitým úhlem γ ke směru pohybu. Úhel γ je daný sesouváním nářadí. Popsaný jev nastává u operací — vláčení, smykávání, setí. Odlišné chování agregátů obou podskupin první technologické skupiny je možné vysvětlit na základě silového schématu navrženého Andertem (1970). Schématické znázornění sil působících na agregát při pohybu na svahu je na obr. 11.

Z uvedeného silového schématu vyplývá: u agregátů, u nichž nářadí působí na traktor pod úhlem $\gamma \sim 0$ (jedná se o první podskupinu první skupiny), síla F_{2x} , kompenzující suvnou sinovou složku $F_{2G} = F_G \cdot \sin \alpha$, má výraz: $F_{2x} = F_h \cdot \operatorname{tg} \beta$. U nářadí druhé podskupiny první skupiny se úhel γ blíží úhlu β , v mezním případě $\gamma = \beta$; kompenzující síla je $F_{2x} = 0$.

V případě druhé podskupiny působí tedy změnu směru dráhy $\delta_2 = f(a)$ síla $F_{2G} \cdot \cos \alpha = F_2 = F_G \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha$. U agregátu první podskupiny první skupiny síla F_2 , způsobující změnu směru dráhy $\delta_2 = f(a)$, je dána výrazem:

$$F_2 = (F_G \cdot \sin \alpha - F_h \cdot \operatorname{tg} \beta) \cdot \cos \beta \quad (11)$$

U operací první podskupiny (orba a drcení hrud) působí na boční skluz $\delta_2 = f(a)$ síla menší o hodnotu $F_h \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \beta = F_h \cdot \sin \beta$. Z tohoto důvodu jsou přírůstky relativních spotřeb na jednotkový úhel u první podskupiny první skupiny menší (u agre-

gátu kolem 4,5 % . stupeň⁻¹), u druhé podskupiny první skupiny činí kolem 11 % . stupeň⁻¹.

Vyložení jev diferenciace agregátů podle směru působení odporové síly nářadí, ke kterému dochází u první skupiny, nastává teoreticky i u druhé skupiny.

Do první podskupiny, u níž odpor nářadí je přibližně rovnoběžný se směrem pohybu agregátu, je možné teoreticky zařadit rotační žací stroj, který má dva stupně volnosti v rovině vertikální a kolmé na směr pohybu agregátu. V ostatních dvou rovinách je s traktorem pevně fixován. Z našeho hlediska je důležitá horizontální rovina, u které se stupeň volnosti zmíněného stroje rovná nule. Je-li stroj rovnoměrně zatížen, má odporovou složku rovnoběžnou se směrem pohybu.

Do druhé podskupiny můžeme zařadit řádkovač a rozmetadlo průmyslových hnojiv. Tato nářadí mají dva stupně volnosti v horizontální rovině a je tedy možné počítat s určitým odklonem odporu od směru pohybu agregátu vlivem bočního sjíždění pracovního stroje. Podle tohoto rozboru by vyšší přírůstky energie ve funkci rostoucího svahu měly nastat u strojů druhé podskupiny. Při měření nebyly zjištěny výrazné rozdíly energetické náročnosti agregátu. Vysvětlení můžeme nalézt v tom, že v důsledku malých tahových sil neovlivnilo boční sjíždění pracovního stroje výrazně energetickou náročnost agregátu ve funkci úhlu svahu. Rozhodujícím prvkem zde zřejmě bylo boční sjíždění nosného energetického zdroje, který způsobil relativně stejné přírůstky druhé skupiny agregátu.

Z Á V Ě R

Měření přírůstků energetické spotřeby v závislosti na úhlu svahu ukázala velké rezervy ve snižování energetické náročnosti hlavních druhů zemědělských prací při práci na svahu. Zatímco u strojů druhé technologické skupiny není vzrůst relativní spotřeby na jednotkový úhel nijak velký (v průměru 3,4 %), u strojů první technologické skupiny — zvláště v druhé podskupině — je přírůstek již výrazný — 6,8 %. Zjištěné hodnoty jsou podnětem k zamyšlení, zda by nebylo možné vhodným konstrukčním uspořádáním pracovního stroje a energetického zdroje (v daném případě traktoru) snížit $\delta_2 = f(G \cdot \sin \alpha)$, i za cenu, že se zvýší koeficient valivého odporu na rovině. V jakém vztahu bude koeficient valivého odporu a funkce $\delta_2 = f(G \cdot \sin \alpha)$ v novém konstrukčním uspořádání, nelze zatím obecně říci. Odpověď může dát experimentální výzkum.

L i t e r a t u r a

- NETÍK O., 1970, Vliv svahu na potřebu energie a výkonnost agregátu. Závěrečná zpráva úkolu Z-813, VÚZT Praha-Repy.
ANDERT A., 1970, Další upřesnění pohybu traktoru a ostatních energetických měničů v terénu. Dílčí zpráva úkolu Z-840, VÚZT Praha-Repy.

Došlo dne 31. 1. 1971.

Влияние бокового склона на энергетику агрегатов

В статье с точки зрения количества и качества проанализированы некоторые отношения, возникающие при движении агрегата по горизонтали. В ней проведен теоретический анализ зависимости прироста энергии в функции растущего склона.

Аналитический анализ приведенных зависимостей произведен в статье у функций, выражающих прирост потребляемой мощности в функции возрастающего склона. $P = f(\alpha, v)$, v = постоянная, далее, аналитически проанализирована функция удельной энергии в функции возрастающего склона $P \cdot W^{-1} = f(\alpha, v)$, v = постоянная.

Из произведенного анализа вытекают закономерности общего характера, которые экспериментально доказываются на прилагаемых графиках (1—7), представляющих приросты потребляемой мощности в функции возрастающего склона $P = f(\alpha, v)$, v = посто-

янная. Аналогично подтверждаются теоретические выводы, экспериментально установленные кривые удельной энергии. $P \cdot W^{-1} = f(\alpha, v)$, $v = \text{постоянная}$, которые приводит Нетік (1970).

Экспериментальным путем полученные приросты потребляемой мощности в функции возрастающего склона, были линейно интерполированы и относились к одной ступени увеличения угла склона α . Величины приведены в таблице 1. На интерполированных величинах можно видеть дифференциацию агрегатов (с точки зрения энергетики) на две главные группы и две подгруппы. В статье эта дифференциация агрегатов объясняется на основе схемы сил, предложенной Андертом (1970).

Effect of Side Slope on the Energy Conditions in Aggregates

The paper presents quantitative and qualitative analysis of some relations encountered in the movement of the aggregate along the isohypse. There is also a theoretical analysis of the dependence of energy increment in the function of increasing gradient. The analytical treatment of the dependences mentioned in the paper was performed in functions expressing the increment of input in the function of increasing gradient, $P = f(\alpha, v)$, $v = \text{const}$; furthermore, the analysis was carried out in the function of specific energy in the function of increasing gradient $P \cdot W^{-1} = f(\alpha, v)$, $v = \text{const}$.

The analyses yielded regularities of more general nature which are experimentally demonstrated in enclosed graphs (1 to 7) representing the increments of input in the function of increasing gradient $P = f(\alpha, v)$, $v = \text{const}$. Similarly, the theoretical conclusions support the experimentally revealed courses of specific energies $P \cdot W^{-1} = f(\alpha, v)$, $v = \text{const}$, as asserted by Netík (1970).

The experimental values of input increment in the function of increasing gradient were linearly interpolated and converted to values per one degree of slope angle α . The values are presented in Table I. The interpolated values indicate the differentiation of the aggregates (from the energetic point of view) forming two main groups and two subgroups. The paper explains this differentiation of aggregates on the basis of the force diagram suggested by Andert (1970).

Einfluß des Seitenabhanges auf die Aggregatenenergetik

Im Artikel werden quantitativ- und qualitativgemäß einige bei der Aggregatbewegung der Schichtlinie nach entstehenden Beziehungen analysiert. In diesem Artikel wird die theoretische Analyse der Abhängigkeit des Energiezuwachses in Funktion des wachsenden Abhanges durchgeführt.

Die Analyse der im Artikel angeführten Abhängigkeiten wird bei der den Leistungsbedarfswachstums in Funktion des wachsenden Abhanges ausdrückenden Funktion durchgeführt, $P = f(\alpha, v)$, $v = \text{konst.}$, ferner wird die Funktion der Meßenergie in Funktion des wachsenden Abhanges analysiert $P \cdot W^{-1} = f(\alpha, v)$, $v = \text{konst.}$

Aus der durchgeführten Analyse erfolgten Gesetzmäßigkeiten allgemeineren Charakters, die wir in den beiliegenden graphischen Darstellungen (1—7), die die Leistungsbedarfswachstums in Funktion des wachsenden Abhanges $P = f(\alpha, v)$, $v = \text{konst.}$ darstellen, experimentell nachweisen. Ähnlich bestätigen die theoretischen Folgerungen die experimentell festgestellten Verläufe der Meßenergien $P \cdot W^{-1} = f(\alpha, v)$, $v = \text{konst.}$, die von Netík (1970) angeführt werden.

Die experimentell gewonnenen Leistungsbedarfswachstums in Funktion des wachsenden Abhanges wurden auf einen Steigungsgrad des Abhangwinkels α linear interpoliert und bezogen. Die Werte werden in der Tabelle I angeführt. Aus den interpolierten Werten kann man die Aggregatendifferentiation (vom energetischen Gesichtspunkt) in zwei Hauptgruppen und zwei Untergruppen ansehen. Der Artikel erklärt diese Aggregatendifferentiation auf Grund des von Andert (1970) vorgeschlagenen Schemas der wirkenden Kräfte.

Influence de la pente latérale sur l'énergétique des groupes de machines

Dans l'article on examine sur le plan quantitatif et qualitatif certains rapports qui naissent pendant le mouvement du groupe sur la courbe de niveau. On y effectue l'analyse théorique de la dépendance de l'accroissement de l'énergie en fonction de l'accroissement de la pente.

L'analyse analytique des corrélations mentionnées dans l'article est effectuée pour les fonctions exprimant l'accroissement de la puissance, en fonction de l'augmentation de la pente, soit $P = f(\alpha, v)$, $v = \text{constante}$, dans la suite on examine analytiquement les fonctions de l'énergie spécifique en fonction de l'accroissement de la pente, soit $P \cdot W^{-1} = f(\alpha, v)$, $v = \text{constante}$.

Il ressort de l'analyse effectuée qu'il existe des lois d'un caractère plus général que nous démontrons expérimentalement par les graphiques ci-joints (1—7), représentant les accroissements de la puissance en fonction de l'accroissement de la pente, soit $P = f(\alpha, v)$, $v = \text{constante}$. Les déductions théoriques confirment d'une façon analogue les allures des énergies spécifiques, expérimentalement identifiées, soit $P \cdot W^{-1} = f(\alpha, v)$, $v = \text{constante}$, que mentionne Netík (1970).

Les valeurs, abtenues expérimentalement, des accroissements de la puissance, en fonction de l'accroissement de la pente, étaient interpolées linéairement et rapportées à un degré d'accroissement de la pente α . Les valeurs sont indiquées au tableau I. Les valeurs interpolées nous permettent de voir que les groupes de machines peuvent être classés (du point de vue énergétique) en deux groupes principaux et en deux sous-groupes. L'article explique cette différenciation des groupes sur la base du schème des forces, proposé par A n d e r t (1970).

Adresa autora:

Ing. Adolf J a n e č e k, Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy,
Gottwaldova 50

631.372-9 631.3 072 531.222

Veľkovýrobné podmienky socialistického poľnohospodárstva čím ďalej tým viac vyžadujú traktory vyšších a vyšších výkonových tried. Tieto traktory majú vysoké merné výkony a k prenosu väčších ťahových síl, ktoré by umožňoval výkonný motor, chýba dostatočná ťaž traktora. Pri náročných ťahových agregáciách (orba, kultivátorovanie a pod.) je potrebné vhodne zvýšiť ťaž na hnacích kolesách traktora. Potrebné zvýšenie ťaže je najvýhodnejšie získať vhodným silovým pôsobením samotného pracovného náradia.

Aby sme mohli silové pôsobenie náradia na traktor k tomu vedome využívať, musíme ho predovšetkým dobre poznať. Jednou z najnáročnejších ťahových agregácií je orba. Ako už niekoľko vedeckých rozborov ukázalo, sily pôsobiace pri orbe na pluh tvoria obecnú priestorovú sústavu síl. Podľa spôsobu agregácie náradia s traktorom, podľa usporiadania závesného zariadenia táto priestorová sústava síl sa prenáša aj na traktor, kde sa prejaví zmenou pracovných vlastností traktora. Ovplyvňovanie pracovných a exploatačných vlastností traktora náradím, vhodné zlepšenie týchto vlastností s vedomým usporiadaním agregácie je zásadnou otázkou, ktorá ovplyvňuje takmer všetky cenové a prevádzkové náklady mechanizovanej ťahovej práce.

Z našich autorov sa tejto otázke venoval Souček (1955, 1956). Silové pôsobenie náradia na traktor sledoval silami pôsobiacimi v dvoch dolných ťahadlách, silou v hornom ťahadle, silou pôsobiacou na oporné koleso pluhu a polohou dolného ťahadla voči traktoru. Zistil, že veľké zaťaženie oporného kolesa pluhu zhoršuje silové pôsobenie náradia na traktor. Meraniu silových pomerov nesených strojov sa venoval Procházka (1962). Trojbodový dynamometer, vyvinutý vo VÚZS Chodov, so zabudovanými tenzometrickými meracími článkami vo všetkých piatich ťahadlách trojbodového závesu hodnotí ako zariadenie umožňujúce meranie s chybami menšími ako $\pm 1\%$ pre výkyv ťahadiel o $\pm 8^\circ$ od strednej polohy. Súčtom síl vo všetkých troch hlavných ťahadlách, prepojením tenzometrických snímačov je možné merať priamo ťažný odpor neseného stroja. Okrem ťažného odporu náradia sledoval Grečenko (1968) silami vo zdvíhacích ťahadlách aj priečne klopný moment, ktorým pluh odľahčuje poľné koleso traktora a doťahuje brzdové koleso.

Takéto nepriaznivé silové pôsobenie pluhu na traktor zistil aj Jušin (1960), ktorý na poľnom kolese traktora zistil o 24 % menšiu reakciu ako na kolese brzdovom. Podrobný graficko-analytický rozbor agregácie traktora s priestorovým riešením urobil Hasselbach (1967), kde potvrdil možnosti využitia priestorovej sústavy síl, prenášanej z pluhu na traktor, na zlepšenie technicko-exploatačných vlastností traktora. Výsledné silové pôsobenie v trojbodovom závese medzi traktorom a náradím metódou merania silových zložiek pôsobiacich v ťahadlách závesného zariadenia stanovili Wolf — Orlow-

ski (1963). Tenzometricky zisťovali osovú silu v ťahadlách a ohybové momenty v príslušných rovinách ťahadiel tenzometrami nalepenými priamo na samotných ťahadlách. Potom zisťovali aj smery ťahadiel vzhľadom na volenú sústavu súradníc a podľa metód analytickej geometrie určili výsledné silové pôsobenie.

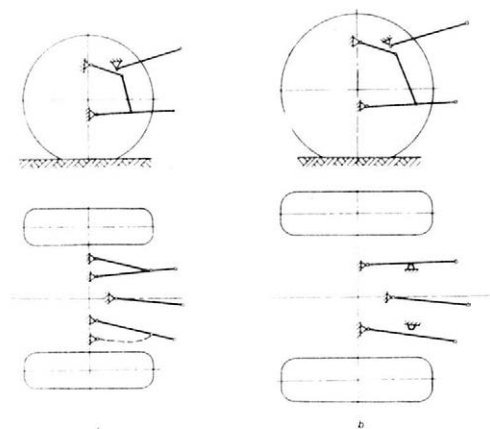
Vzhľadom na akútnu potrebu znalosti výsledného silového pôsobenia náradia na traktor pri rôznych experimentoch s nesenými, polonesenými a návesnými náradiami pristúpili sme na katedre motorov a traktorov k spracovaniu metódy určovania výsledného silového pôsobenia pomocou trojbodového dynamometra vyvinutého vo VÚZS Chodov. Zabudované tenzometrické meracie články tohoto dynamometra zlepšujú možnosť univerzálnosti použitia v daných silových rozsahoch.

PREDPOKLADY RIEŠENIA

V teoretickej analýze priestorovú sústavu síl, pôsobiacu na pluh a prenášanú z časti aj na traktor, môžeme uvažovať ako pôsobenie na sústavu statickú, zodpovedajúcu určitému stavu rovnováhy náradia. Túto priestorovú sústavu síl z možných spôsobov nahradenia je najvýhodnejšie nahradiť výslednicou síl vo zvolenom pôsobisku (počiatku)

a silovou dvojicou k danému počiatku. Pričom za pôsobisko volíme taký bod traktora — stred osi zadných kolies — ktorý sa používa pri posudzovaní jeho pracovných vlastností silovými riešeniami.

Pri riešení zohľadňujeme principiálne dva druhy trojbodového závesu: pre prenos impulzov k regulácii horným ťahadlom (obr. 1a) a pre prenos dolnými ťahadlami (obr. 1b). Ako ukázali niektoré pokusy, pri silovom riešení závesného zariadenia ako aj celkového silového pôsobenia na traktor takéto obmedzenie výkyvu náradia do strán nie je možné zanedbať. V skutočných podmienkach práce dochádza k zamedzeniu vybočenia náradia v niektorých prípadoch reťazou (zarážkou). Pri pluhu s pravostrannou odhrňovačkou sa napne pravá vymedzovacia reťaz. Pri riešení uvažujeme preto aj toto vymedzenie pohybu, ale uvoľníme ho a nahradíme vonkajšou



1. Usporiadanie trojbodového závesu pri prenose impulzov k regulácii

- a) horným ťahadlom
- b) dolnými ťahadlami

silou, ktorú snímame ďalším zabudovaným tenzometrickým meracím článkom.

Kíby s guľovými vložkami, ktorými sú uchytené ťahadlá, môžu prijímať len axiálne a tangenciálne sily, nemôžu však prenášať ohybové momenty. Z tejto zásady vychádzame pri ďalšom riešení.

SÚSTAVA SÍL V ZÁVESNOM ZARIADENÍ

Priestorová sústava síl v závesnom zariadení, vyvolaná vplyvom silového pôsobenia neseného pluhu na traktor pri orbe, je schématicky znázornená na obr. 2. K vlastnému riešeniu sme osamostatnili závesné zariadenie ako celok, t. zn. zaviedli sme okrem von-

kajších síl aj príslušné reakcie. Pre rovnováhu uvedenej priestorovej sústavy síl platia podmienky rovnováhy:

$$\Sigma F_{ix} = 0 \quad F_x - F_{C_x} - F_{D_x} - F_{E_x} - R_{I_x} - R_{J_x} - R_{L_x} = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad F_{C_y} + F_{D_y} - F_{E_y} - F_y - R_{I_y} - R_{J_y} - R_{L_y} = 0 \quad (2)$$

$$\Sigma F_{iz} = 0 \quad F_z - F_{E_z} + R_{I_z} - R_{J_z} + R_{L_z} = 0 \quad (3)$$

$$\Sigma M_x = 0 \quad F_{iz} \cdot y_i - F_{iy} \cdot z_i = 0 \quad (4)$$

$$\Sigma M_y = 0 \quad F_{ix} \cdot z_i - F_{iz} \cdot x_i = 0 \quad (5)$$

$$\Sigma M_z = 0 \quad F_{iy} \cdot x_i - F_{ix} \cdot y_i = 0 \quad (6)$$

Z troch zložkových podmienok určíme veľkosť výslednej sily, jej smer a zmysel. Z dvoch momentových podmienok určíme bod, ktorým výsledná sila prechádza. Výsledný moment k počiatku, silovú dvojicu, môžeme tiež vyjadriť momentovým vektorom:

$$\vec{M}_o = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_i & y_i & z_i \\ F_{ix} & F_{iy} & F_{iz} \end{vmatrix} = \vec{r} \cdot \vec{F} \quad (7)$$

Veľkosť (modul) momentu sily F k počiatku O je daný

$$M_o = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} \quad (8)$$

Obdobne veľkosť (modul) výslednej sily F je daný

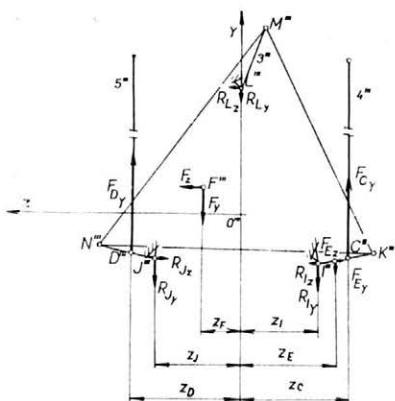
$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (9)$$

Výsledné pôsobenie náradia (pluhu) na traktor je teda jednoznačne dané vektormi $\vec{F}$ a $\vec{M}_o$, ktorých veľkosť je daná modulmi F a M_o .

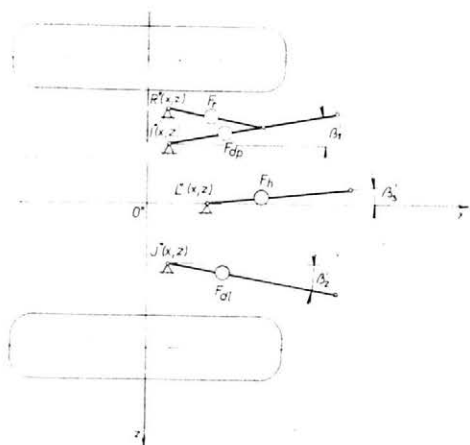
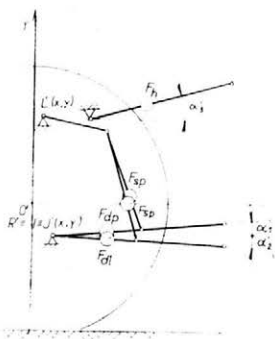
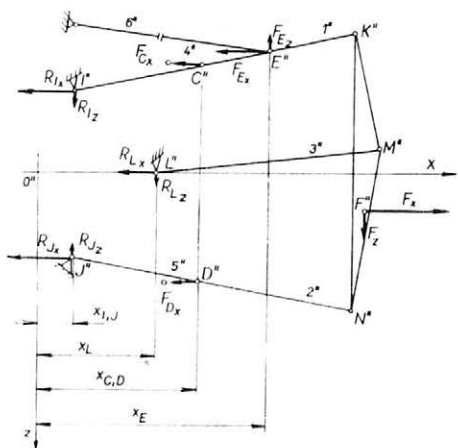
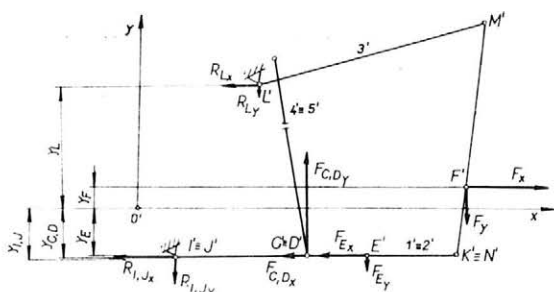
RIEŠENIE VÝSLEDNÉHO SILOVÉHO PÔSOBENIA ANALYTICKY

Pre analytické riešenie si zvolíme pravotočivú pravouhlú súradnicovú sústavu s počiatkom O na pozdĺžnej ose traktora v strede zadných kolies traktora (obr. 2). Vychádzajúc z rozmiestnenia dynamometrov v trojbodovom závesnom zariadení podľa obr. 3, zameriame sa na určenie výsledného silového pôsobenia zo známych osových síl v ťahadlách závesu a z polohy závesu.

Poloha závesného zariadenia je daná súradnicami bodov jeho uchytenia na traktore $I(x_I; y_I; z_I) \dots L(x_L; y_L; z_L)$, ktoré sú vzhľadom na zvolený súradnicový systém konštantné, a uhlami, ktoré zvierajú jednotlivé ťahadlá s pôdorysnou $a_1 \dots a_6$ ako aj s nárysňou $\beta_1 \dots \beta_6$ (obr. 4). Pričom pre určité nastavenie pluhu vplyvom vymedzenia jeho bočného výkyvu aj pre rôzne pracovné hĺbky sú uhly β konštantné. Zmenou pracovnej hĺbky menia sa len hodnoty uhlov α . Vzhľadom na kinematickú väzbu jednotlivých ťahadiel je však funkčná závislosť medzi jednotlivými uhlami $\alpha_1, \gamma_1, \alpha_2, \gamma_2 \dots$, preto stačí sledovať polohu jedného ťahadla a poloha ďalších je tým daná (obr. 5).

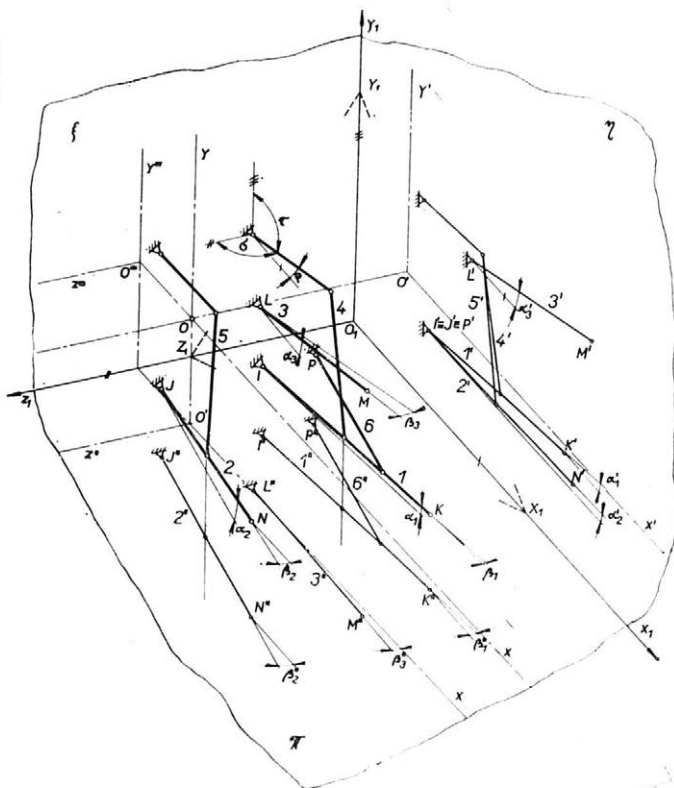


2. Priestorová sústava síl v závesnom zariadení

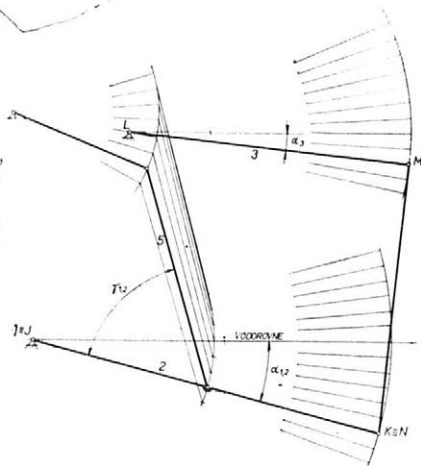
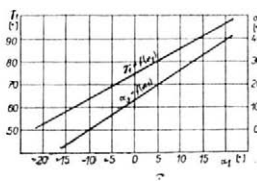


3. Rozmiestnenie tenzometrických meračích článkov - trojbodový dynamometer

4. Prehľad použitých sklonov ťahadiel riešení síl v trojbodovom závесе



5. Kinematická väzba



Takéto vymedzenie polohy závesného zariadenia umožní určiť zložky jednotlivých síl v závesnom zariadení v súlade so zvoleným súradnicovým systémom (obr. 2, 4). K určovaniu týchto zložiek osamostatníme tri hlavné ťahadlá trojbodového závesu.

PRAVÉ DOLNÉ ŤAHADLO

Pre riešenie síl v dolných ťahadlách si zvolíme pomocný súradnicový systém (r, s, t) . Súradnicová osa r je volená v geometrickej ose ťahadla (obr. 6) a pôdorysná rovina (r, t) je volená tak, že v nej leží ako dolné ťahadlo, tak aj vymedzovacia reťaz. V tomto pomocnom systéme síly riešime a potom ich premietneme do základného súradnicového systému (x, y, z) .

Hľadáme: R_{Ix} ; R_{Iy} ; R_{Iz} ; F_{Cx} ; F_{Cy} ; F_{Ex} ; F_{Ey} ; F_{Ez}

$$\Sigma F_r = 0 \quad F_{K_r} - F_{E_r} - F_{C_r} - R_{I_r} = 0 \quad (10)$$

$$\Sigma F_s = 0 \quad F_{C_s} - R_{I_s} - F_{K_s} = 0 \quad (11)$$

$$\Sigma F_t = 0 \quad R_{I_t} - F_{E_t} - F_{K_t} = 0 \quad (12)$$

$$\Sigma M_{K'} = 0 \quad R_{I_s} \cdot d - F_{C_s} \cdot b = 0 \quad (13)$$

$$\Sigma M_{K''} = 0 \quad R_{I_f} \cdot d - F_{E_f} \cdot a = 0 \quad (14)$$

$$R_{I_x} = R_{I_r} \cdot \cos \beta'_1 \cdot \cos \alpha_1 - F_C \cdot \frac{b}{d} \cdot \sin \gamma_1 \cdot \cos \beta'_1 \cdot \sin \alpha_1 - \\ - F_E \cdot \frac{a}{d} \cdot \sin \delta \cdot \sin \beta'_1 \quad (15)$$

$$R_{I_y} = -R_{I_r} \cdot \sin \alpha_1 - F_C \cdot \frac{b}{d} \cdot \cos \alpha_1 + F_E \cdot \frac{a}{d} \cdot \sin \delta \cdot \sin \alpha_1 \quad (16)$$

$$R_{I_z} = R_{I_r} \cdot \sin \beta'_1 \cdot \cos \alpha_1 - F_C \cdot \frac{b}{d} \cdot \sin \gamma_1 \cdot \sin \beta'_1 \cdot \sin \alpha_1 + \\ + F_E \cdot \frac{a}{d} \cdot \sin \delta \cdot \cos \beta'_1 \quad (17)$$

$$F_{C_x} = F_C \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \beta'_1 \cdot \cos \alpha_1 + F_C \cdot \sin \gamma_1 \cdot \cos \beta'_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (18)$$

$$F_{C_y} = F_C \cdot \sin \gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 - F_C \cdot \cos \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (19)$$

$$F_{E_x} = F_E \cdot \cos \delta \cdot \cos \beta'_1 \cdot \cos \alpha_1 + F_E \cdot \sin \delta \cdot \sin \beta'_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (20)$$

$$F_{E_y} = F_E \cdot \cos \delta \cdot \sin \alpha_1 + F_E \cdot \sin \delta \cdot \sin \alpha_1 \quad (21)$$

$$F_{E_z} = F_E \cdot \cos \delta \cdot \sin \beta'_1 \cdot \cos \alpha_1 + F_E \cdot \sin \delta \cdot \cos \beta'_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (22)$$

ĽAVÉ DOLNÉ ŤAHADLO

Pomocný súradnicový systém si zvolíme obdobne ako pri riešení pravého dolného ťahadla, bez súradnicovej osi t (obr. 7), lebo ľavá vymedzovacia reťaz pri pluhoch s pravo-točivou odhrňovačkou je voľná.

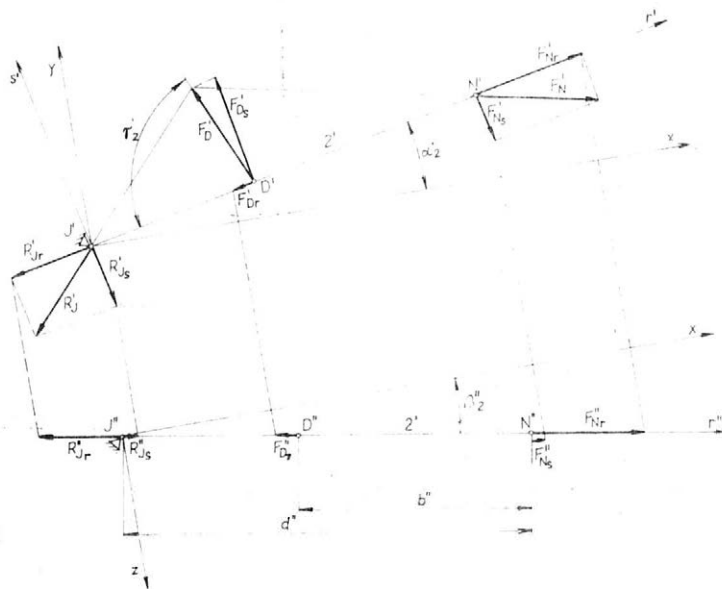
Dané je: R_{J_r} ; F_D a hľadáme: R_{J_x} ; R_{J_y} ; R_{J_z} ; F_{D_x} ; F_{D_y}

Z podmienok rovnováhy (obr. 7) plynú:

$$\Sigma F_r = 0 \quad F_{N_r} - F_{D_r} - R_{J_r} = 0 \quad (23)$$

$$\Sigma F_s = 0 \quad F_{D_s} - R_{J_s} - F_{N_s} = 0 \quad (24)$$

$$\Sigma M_{N'} = 0 \quad R_{J_s} \cdot d - F_{D_s} \cdot b = 0 \quad (25)$$



7. Schéma síl v ľavom dolnom ťahadle

Pre zvolené uhly (obr. 4) môžeme vyjadriť hľadané zložky síl:

$$R_{J_x} = R_{J_r} \cdot \cos \beta'_2 \cdot \cos \alpha_2 - F_D \cdot \frac{b}{d} \cdot \sin \gamma_2 \cdot \cos \beta'_2 \cdot \sin \alpha_2 \quad (26)$$

$$R_{J_y} = R_{J_r} \cdot \sin \alpha_2 - F_D \cdot \frac{b}{d} \cdot \cos \alpha_2 \quad (27)$$

$$R_{J_z} = R_{J_y} \cdot \sin \beta'_2 \cdot \cos \alpha_2 - F_D \cdot \frac{b}{d} \cdot \sin \gamma_2 \cdot \sin \beta'_2 \cdot \sin \alpha_2 \quad (28)$$

$$F_{D_x} = F_D \cdot \cos \gamma_2 \cdot \cos \beta'_2 \cdot \cos \alpha_2 + F_D \cdot \sin \gamma_2 \cdot \cos \beta'_2 \cdot \sin \alpha_2 \quad (29)$$

$$F_{D_y} = F_D \cdot \sin \gamma_2 \cdot \cos \alpha_2 - F_C \cdot \cos \gamma_2 \cdot \sin \alpha_2 \quad (30)$$

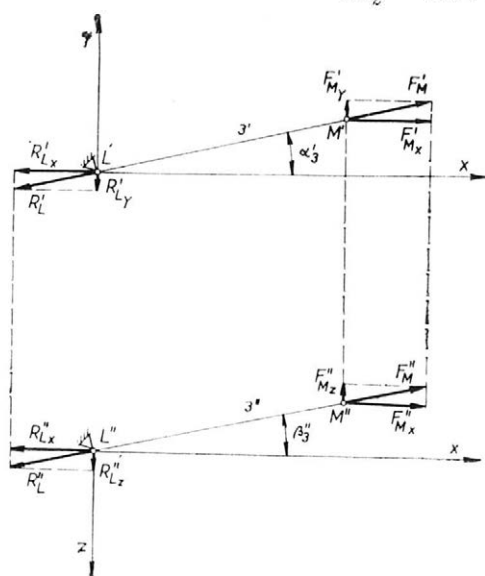
HORNE TAHADLO

V hornom ťahadle sú len osové sily, preto tu vystačíme s pôvodným súradnicovým systémom (obr. 8) a pre zvolené uhly (obr. 4) môžeme priamo písať:

$$R_{L_x} = R_L \cdot \cos \beta'_3 \cdot \cos \alpha_3 \quad (31)$$

$$R_{L_y} = R_L \cdot \sin \alpha_3 \quad (32)$$

$$R_{L_z} = R_L \cdot \sin \beta'_3 \cdot \cos \alpha_3 \quad (33)$$



8. Schéma síl v hornom ťahadle

ZLOŽKY VÝSLEDNEJ SILY

Zložky výslednej sily z priestorovej sústavy síl, znázornenej na obr. 2, určíme z príslušných zložiek jednotlivých síl, ktoré sú vo vzťahoch (15) až (33) vyjadrené pomocou sledovaných osových síl v ťahadlách trojbodového závesu. V súlade so vzťahmi (1), (2) a (3) po úprave môžeme vyjadriť:

$$\begin{aligned} F_x = & R_{I_r} \cdot \cos \beta'_1 \cdot \cos \alpha_1 + R_{J_y} \cdot \cos \beta'_2 \cdot \cos \alpha_2 + R_L \cdot \cos \beta'_3 \cdot \cos \alpha_3 + \\ & + F_C \cdot \cos \beta'_1 \left[\cos \gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 + \left(1 - \frac{a}{d} \right) \sin \gamma_1 \cdot \sin \alpha_1 \right] + \\ & + F_D \cdot \cos \beta'_2 \left[\cos \gamma_2 \cdot \cos \alpha_2 + \left(1 - \frac{a}{d} \right) \sin \gamma_2 \cdot \sin \alpha_2 \right] + \\ & + F_E \left[\cos \delta \cdot \cos \beta'_1 \cdot \cos \alpha_1 + \left(1 - \frac{b}{d} \right) \sin \beta'_1 \cdot \sin \delta \right] \end{aligned} \quad (34)$$

$$F_y = R_{I_r} \cdot \sin a_1 + R_{J_r} \cdot \sin a_2 + R_L \cdot \sin a_3 + F_E \cdot \cos \delta \cdot \sin a_1 - \\ - F_C \left[\left(1 - \frac{a}{d} \right) \sin \gamma_1 \cdot \cos a_1 - \cos \gamma_1 \cdot \sin a_1 \right] - \\ - F_D \left[\left(1 - \frac{a}{d} \right) \sin \gamma_2 \cdot \cos a_2 - \cos \gamma_2 \cdot \sin a_2 \right] \quad (35)$$

$$F_z = R_{J_r} \cdot \sin \beta'_2 \cdot \cos a_2 - R_{I_r} \cdot \sin \beta'_1 \cdot \cos a_1 - R_L \cdot \sin \beta'_3 \cdot \cos a_3 - \\ - F_C \cdot \sin \beta'_1 \left[\cos \gamma_1 \cdot \cos a_1 + \left(1 - \frac{a}{d} \right) \sin \gamma_1 \cdot \sin a_1 \right] + \\ + F_D \cdot \sin \beta'_2 \left[\cos \gamma_2 \cdot \cos a_2 + \left(1 - \frac{a}{d} \right) \sin \gamma_2 \cdot \sin a_2 \right] + \\ + F_E \left[\cos \delta \cdot \cos a_1 \cdot \sin \beta'_1 - \left(1 - \frac{b}{d} \right) \sin \delta \cdot \cos \beta'_1 \right] \quad (36)$$

Pre určité nastavenie náradia uhly $\beta_1; \beta_2; \beta_3$ a δ môžeme považovať za konštantné. Pre určitú pracovnú hĺbku náradia aj uhly $a_1; a_2; a_3$ a $\gamma_1; \gamma_2$ môžeme považovať za konštantné. Variabilné sú v tom prípade len osovú silu a preto zložky výslednice môžeme potom vyjadriť pomocou sledovaných síl a príslušných konštánt:

$$F_x = R_{I_r} \cdot k_{I_x} + R_{J_r} \cdot k_{J_x} + R_L \cdot k_{L_x} + F_C \cdot k_{C_x} + F_D \cdot k_{D_x} + F_E \cdot k_{E_x} \quad (37)$$

$$F_y = R_{I_r} \cdot k_{I_y} + R_{J_r} \cdot k_{J_y} + R_L \cdot k_{L_y} - F_C \cdot k_{C_y} - F_D \cdot k_{D_y} + F_E \cdot k_{E_y} \quad (38)$$

$$F_z = R_{J_r} \cdot k_{J_z} - R_{I_r} \cdot k_{I_z} - R_L \cdot k_{L_z} - F_C \cdot k_{C_z} + F_D \cdot k_{D_z} + F_E \cdot k_{E_z} \quad (39)$$

ZLOŽKY VÝSLEDNÉHO MOMENTU

Výsledný moment, ktorý je prenášaný ťahadlami závesného zariadenia na traktor (obr. 2), jednoduchšie vyjadříme ekvivalentnými účinkami v koncových bodoch ťahadiel $K(x_K; y_K; z_K)$, $N(x_N; y_N; z_N)$ a $M(x_M; y_M; z_M)$ (obr. 6 až 8), v ktorých je náradie uchytené. Pre určitú polohu náradia, keď sú príslušné uhly konštantné, obdobne ako zložky výslednej sily aj zložky výsledného momentu môžeme v každom okamžiku vyjadriť pomocou sledovaných variabilných síl a príslušných konštánt v súlade so vzťahmi (3), (4) a (5):

$$M_x = R_L(k_{L_y} \cdot z_M + k_{L_z} \cdot y_M) + R_{I_r}(k_{I_y} \cdot z_K - k_{I_z} \cdot y_K) - \\ - R_{J_r}(k_{J_y} \cdot z_N + k_{J_z} \cdot y_N) + F_C(k_{C_y} \cdot z_K - k_{C_z} \cdot y_K) - \\ - F_D(k_{D_y} \cdot z_N + k_{D_z} \cdot y_N) - F_E(k_{E_y} \cdot z_K - k_{E_z} \cdot y_K) \quad (40)$$

$$M_y = R_{J_r}(k_{J_x} \cdot z_N - k_{J_z} \cdot x_N) - R_{I_r}(k_{I_x} \cdot z_K + k_{I_z} \cdot x_K) - \\ - R_L(k_{L_x} \cdot z_M + k_{L_z} \cdot x_M) - F_C(k_{C_x} \cdot z_K + k_{C_z} \cdot x_K) + \\ + F_D(k_{D_x} \cdot z_N - k_{D_z} \cdot x_N) - F_E(k_{E_x} \cdot z_K + k_{E_z} \cdot x_K) \quad (41)$$

$$\begin{aligned}
M_z = & R_{I_r} (k_{I_x} \cdot y_K + k_{I_y} \cdot x_K) + R_{J_r} (k_{J_x} \cdot y_N + k_{J_y} \cdot x_N) - \\
& - R_L (k_{L_x} \cdot y_M + k_{L_y} \cdot x_M) + F_C (k_{C_x} \cdot y_K + k_{C_y} \cdot x_K) + \\
& + F_D (k_{D_x} \cdot y_N + k_{D_y} \cdot x_N) + F_E (k_{E_x} \cdot y_K + k_{E_y} \cdot x_K)
\end{aligned} \quad (42)$$

ZJEDNODUŠENIE ANALYTICKÉHO VYJADRENIA

Takáto úplne obecná poloha a asymetrické usporiadanie závesného zariadenia však nie je pravidlom pri agregácii traktora. Často môžeme pre pracovnú polohu závesného zariadenia položiť

$$\alpha_1 = \alpha_2, \quad \gamma_1 = \gamma_2 \quad \text{ako aj} \quad \beta'_1 = \beta'_2$$

Využitím priestorových uhlov ϱ ; σ a τ (obr. 4) sa výpočty podľa vzťahov (15) až (36) podstatne zjednodušia. Napr.

$$\cos \beta'_1 \cdot \cos \alpha_1 = \cos \varrho_1 = \frac{x_K - x_I}{IK} \quad (43)$$

Výpočty sa zjednodušia aj využitím kinematickej väzby medzi jednotlivými ťahadlami (obr. 5), v dôsledku čoho môžeme uvažovať

$$\alpha_2 = \alpha_1 + q_1; \quad \alpha_3 = k_1 \cdot \alpha_1 + q_2; \quad \gamma_1 = k_2 \cdot \alpha_1 + q_3 \quad \dots$$

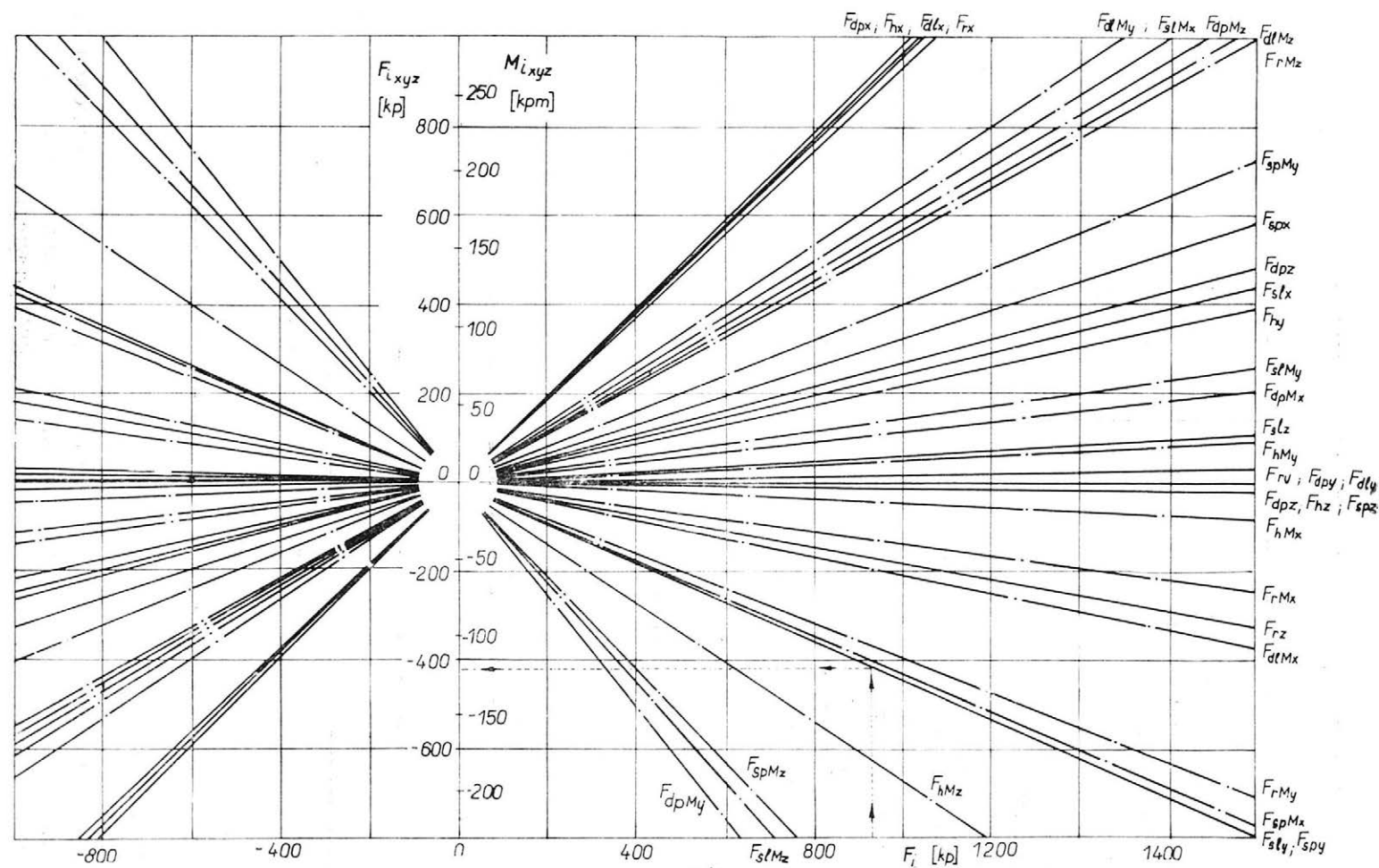
kde: q_1, q_2, q_3 — súradnice priesečiek priamok s osou y
 k_1, k_2 — smernice priamok

EXPERIMENTÁLNE OVERENIE

Uvedenú metódu zisťovania úplného priestorového silového pôsobenia prenášaného na traktor pri agregácii s neseným, poloneseným a návesným náradím sme overovali pri orbe traktora Z-5511 s pluhom 3 PN-30 M na hlinitej pôde s merným odporom $0,607 \text{ kp} \cdot \text{cm}^{-2}$. Skúšky sme robili v období apríl — máj 1970 a priemerná vlhkosť pôdy — stien a dna brázdy bola 24%. Charakteristické údaje skúšaného agregátu sú uvedené v tab. I. Osové sily v ťahadlách trojbodového závesu sme sledovali trojbodovým dynamometrom so zabudovanými prstencovými tenzometrickými meracími článkami priamo v ťahadlách. Obdobne aj polohu ťahadla sme sledovali tenzometricky. Záznam meraných hodnôt sme robili slučkovými oscilografmi 8-SO-4 a N-105.

Poloha trojbodového závesu pre hĺbku orby 20 cm je daná k uvedenému počiatku súradnicami v tab. II. Konštanty pre určovanie zložiek výslednej sily vypočítané na základe analytického rozboru sú uvedené v tabuľke III. Obdobne konštanty pre určovanie zložiek výsledného momentu sú uvedené v tab. IV. Účasť nameraných osových síl v ťahadlách trojbodového závesu na zložkách výslednej sily aj momentu je vynesená v obr. 9, čo umožní rýchlejšie, aj keď menej presné určovanie. Na ose x sú vynesené namerané osové sily v ťahadlách trojbodového závesu F_i [kp], na ose y zložky výslednej sily F_{ixyz} a výsledného momentu M_{ixyz} . Z nameranej osovej sily v ťahadle, napr. v pravom spojovacom F_{sp} = 930 kp, pomocou vyneseneho priebehu konštanty k_{iy} odčítame spôsobené doťaženie uvedenou silou F_{spx} = 425 kp. Obdobne pomocou ďalších priebehov konštánt odčítame ďalšie zložky sily F_{spx} , F_{spz} ako aj zložky momentu M_{spx} , M_{spxy} , M_{spz} .

Priemerné hodnoty nameraných aj vypočítaných výsledkov sledovaných troch základných spôsobov agregácie sú uvedené v tab. V.



9. Účast osových sil v tahadlách na zložky výslednej sily a výsledného momentu

I. Charakteristické údaje skúšaného agregátu

Údaj	Označenie	Rozmer	Veľkosť
Traktor			
Prevádzková tiaž so závažiami	G	kp	2764
Statická tiaž na predných kolesách	G_A	kp	941
Tiaž závaží zadných kolies	G_{zB}	kp	347
Rozvor traktora	L	mm	2257
Rozchod kolies	B	mm	1425
Výška ťažiska nad zemou	h	mm	815
Pneumatiky			
a) predné — rozmer		palce	6—18
účinný polomer pri 1,5 kp . cm ⁻²	r_A	mm	350
b) zadné — rozmer		palce	13—28
účinný polomer pri 0,8 kp . cm ⁻²	r_B	mm	645
normálna únosnosť	Q	kp	1170
zvýšená únosnosť pri 0,8 kp . cm ⁻²			
a rýchlosti do 16 km . h ⁻¹	Q_m	kp	1580
opotrebenie vzorku		%	30
Pluh			
Tiaž poloneseného aj neseného prevedenia	G_n	kp	534
Počet plužných telies	n	ks	3
Teoretický záber 1 plužného telesa	b	mm	30
Menovitá pracovná hĺbka	a	mm	20
Agregát			
Prevádzková tiaž agregátu	G_a	kp	3306
Statická tiaž na predných kolesách	G_{Aa}	kp	490

II. Poloha trojbodového závesu

Súradnica	I	J	K	L	M	N
x (mm)	78	78	830	290	884	805
y (mm)	-140	-140	-105	315	490	-112
z (mm)	-215	215	-290	0	30	425

DISKUSIA

Ako z uvedených výsledkov vyplýva, použitá metóda umožňuje jednoznačne určiť výsledné priestorové silové pôsobenie prenášané trojbodovým závesom na traktor. Inou metódou v podobných podmienkach zistil Grečenko (1968) pri agregácii traktora Z-3011

III. Konštanty pre určenie zložiek výslednej sily

Podiel sil v ťahadlách F_i (kp) na zložkách výslednej sily F_x , F_y a F_z (kp)			
Ťahadlo	k_{ix}	k_{iy}	k_{iz}
Dolné ľavé F_{dl}	0,96126	0,00804	0,27564
Dolné pravé F_{dp}	0,99496	0,01745	-0,09843
Reťaz pravá F_r	0,94761	0,01614	-0,18382
Spojovacie ľavé F_{sl}	0,24879	-0,44483	0,07134
Spojovacie pravé F_{sp}	0,32652	-0,44141	-0,02547
Horné F_h	0,97318	0,22491	-0,04816

IV. Konštanty pre určenie zložiek výsledného momentu

Podiel sil v ťahadlách F_i (kp) na zložkách výsledného momentu M_x , M_y a M_z (kpm)			
Ťahadlo	k_{Mx}	k_{My}	k_{Mz}
Dolné ľavé F_{dl}	-0,06044	0,18619	0,16354
Dolné pravé F_{dp}	0,03300	-0,36838	0,16928
Reťaz pravá F_r	-0,04058	-0,11807	0,15944
Spojovacie ľavé F_{sl}	0,17943	0,04142	-0,32906
Spojovacie pravé F_{sp}	-0,12407	0,11590	-0,30012
Horné F_h	-0,01432	0,01408	-0,19220

s 2-radličným poloneseným pluhom priečne klopný moment $M_x = 220$ kpm. Nami zistený klopný moment M_x pri polonesenej agregácii s 3-radličným pluhom je 272 kpm, čo je v relácii s predchádzajúcimi výsledkami.

Konštanty k určovaní zložiek výslednej sily aj výsledného momentu k_{Ix} až k_{Ez} zmenia svoju hodnotu o $\pm 0,01$ pri zmene natočenia dolných ťahadiel o $8^\circ 10'$. To potvrdzuje skutočnosť, že jediný výpočet konštant platí pre bežné zmeny pracovnej hĺbky s presnosťou väčšou ako 1 %. Uvedená metóda sa môže aplikovať rýchle a ľahko bez osobitných zmien na traktore. Meracie zariadenie sa môže namontovať na každý traktor v krátkom čase a možnosť použitia je obmedzená len meracími rozsahmi použitých snímačov síl.

Zložitosť výpočtov je nesporne záporným javom takéhoto určovania výsledného silového pôsobenia. Pri súčasnom stave vývoja trojzložkových klbových snímačov však ťažko hľadať jednoduchšie univerzálne zariadenie k určovaniu silového pôsobenia. Pri väčšej sérii pokusov sa výpočty dajú previesť elektronickým počítačim strojom, čo podstatne uľahčí určovanie silového pôsobenia. Až ďalší vývoj trojzložkových snímačov cestou ich miniaturizácie prinesie obrat zrejme aj v tejto otázke.

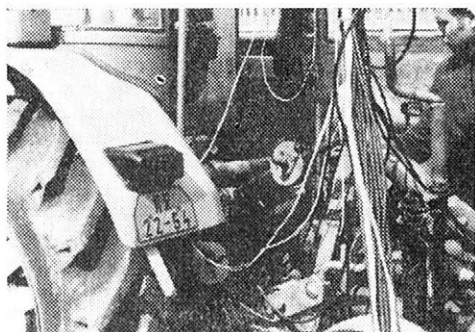
V. Priemerné namerané a vypočítané hodnoty pri agregácii

Názov veličiny	Jednotky	Traktor pri agregácii s		
		neseným pluhom	polo- neseným pluhom	návesným pluhom
Sila v ľavom dolnom ťahadle	kp	158	975	759
Sila v pravom dolnom ťahadle	kp	150	90	101
Sila v pravej vymedz. reťazi	kp	396	1416	1043
Sila v ľavom spojovacom ťahadle	kp	426	-684	-329
Sila v pravom spojovacom ťahadle	kp	589	777	752
Sila v hornom ťahadle	kp	78	-599	-
Uhol natočenia spodného ťahadla	°	3,8	1,2	1,27
Zložka výslednej sily F_x	kp	931	1779	1467
Zložka výslednej sily F_y	kp	-366	-150	-203
Zložka výslednej sily F_z	kp	60	57	55
Zložka výsledného momentu M_x	kpm	18	-272	-242
Zložka výsledného momentu M_y	kpm	14	-108	-101
Zložka výsledného momentu M_z	kpm	-218	402	244
Zaťaženie prednej nápravy traktora	kp	246	566	549
Zaťaženie zadnej nápravy traktora	kp	2884	2348	2389
Zaťaženie poľného hnacieho kolesa traktora	kp	1260	850	930
Zaťaženie brzdového hnacieho kolesa traktora	kp	1624	1498	1459
Teoretická rýchlosť	km . h ⁻¹	4,54	4,32	4,43
Skutočná rýchlosť	km . h ⁻¹	3,75	2,62	3,21
Preklz hnacích kolies traktora	%	17,40	39,50	27,30
Hĺbka orby	cm	18,40	19,50	19,20
Šírka záberu pluhu	cm	95,78	96,62	95,82
Merný odpor pôdy	kp . cm ⁻²	0,603	0,675	0,647
Spotreba paliva na prevrátené množstvo zeminy	g . m ⁻³	9,97	13,96	12,45

ZÁVER

V poslednej dobe sa najčastejšie agregujú traktory s nesenými, polonesenými a návesnými náradiami, z ktorých najmä pluhy pôsobia na traktor priestorovým silovým pôsobením. Aby sme mohli toto silové pôsobenie vedome využívať na zlepšenie technicko-exploatačných vlastností traktora pri takýchto náročných ťahových agregáciach, musíme ho predovšetkým jednoznačne určiť.

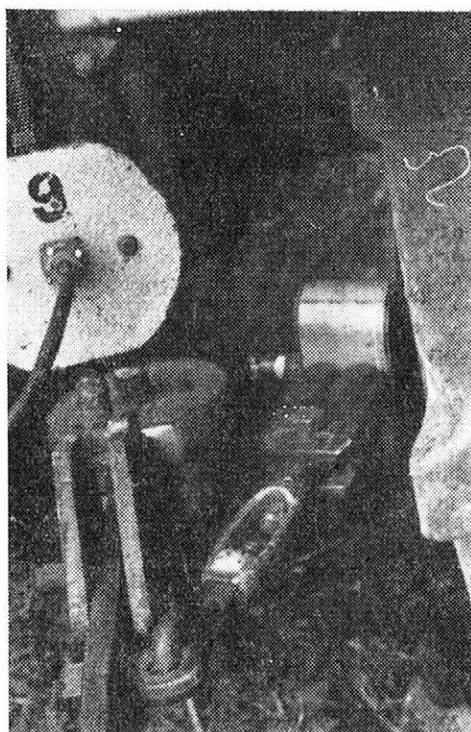
Priestorové silové pôsobenie náradia prenášané na traktor trojbodovým závesom môžeme určiť meraním osových síl v ťahadlách trojbodového závesu ako aj polohy ťahadiel k trupu traktora a výpočtom podľa zásad analytickej geometrie. Pri použití trojbodového dynamometra s vhodne zabudovanými tenzometrickými meracími článkami v ťahadlách je to dostatočne univerzálny aj presný spôsob určovania silového pôsobenia. Pri väčšej sérii pokusov sa výpočty dajú previesť pomocou elektronického počítačového stroja.



10. Pohľad na trojbodový dynamometer pri agregácii traktora s pluhom



12. Skúšaný agregát pri orbe



11. Uchytenie meracích článkov pri pravom dolnom ťahadle

Jednoduchší spôsob určovania silového pôsobenia by umožnilo použitie vyhovujúcich trojzložkových kĺbových snímačov, ktoré ešte postrádame. Priestorové silové pôsobenie na traktor však nemôžeme zanedbať, nakoľko najmä pri traktoroch vyšších výkonových tried podstatne ovplyvňujú technicko-exploatačné vlastnosti traktora. Túto skutočnosť je preto potrebné zohľadňovať pri tvorbe agregátov ako vo výrobe, tak aj v prevádzke.

Literatúra

- GREČENKO A., 1968, Rozdíly mezi výkonností kolového traktoru s tahovými charakteristikami. Zem. technika 3 : 131-149.
- IIASSELBACH K., 1967, Kinematik der Kombination Traktor-Anbauschärfpflug. Deutsche Agrartechnik 8 : 390-536.
- JUŠIN A. A., 1960, K voprosu o povyšeni tjagovych pokazatelej traktora MTZ-5L na pachote. Traktory i selchozmašiny 5 : 11-16.
- PROCHÁZKA J., 1963, Tříbodový dynamometr. Sborník VÚZS Chodov.
- SOUČEK Z., 1955, Silové poměry hydrauliky traktoru s neseným pluhem a určování polohy závěsných bodů hydrauliky. I. část. Zem. technika 6 : 373-394.
- SOUČEK Z., 1956, Silové poměry hydrauliky traktoru s neseným pluhem a určování polohy závěsných bodů hydrauliky. II. část. Zem. technika 2.
- SKALWEIT H., 1955, Einfluß der Pflugkräfte auf Schlepper mit Dreipunktaufhängung. Landt. Forschung 5.
- SKALWEIT H., 1964, Bestimmung der Kräfte an Schlepper und Pflug bei regelndem Kraftheber. Landt. Forschung 1.
- WANNER J., 1969, Mechanika I. SPN Praha.
- WOLF - ORLOWSKI, 1963, Bestimmung der beim Dreipunktanbau wirkenden Kräfte. Landt. Forschung 6 : 153-156.

Došlo dňa 13. 5. 1971

Об определении действующего усилия орудий на трактор

В последнее время чаще всего в агрегате с трактором применяются навесные, полунавесные и прицепные орудия, из которых особенно плуги действуют на трактор пространственным действующим усилием. Для того, чтобы мы могли сознательно использовать это действующее усилие для улучшения технико-эксплуатационных свойств трактора при этих, требовательных с точки зрения тяги, агрегатах, мы должны его прежде всего однозначно определить.

Пространственное действующее усилие орудия, перенесенное на трактор трехточечной подвеской, мы можем определить при помощи измерения осевых сил в тягах трехточечной подвески, а также определением положения тяг к корпусу трактора и вычислением по принципам аналитической геометрии. При применении трехточечного динамометра с удобными встроенными тензометрическими измерительными элементами в тягах — это достаточно универсальный и точный способ определения действующего усилия. При большой серии опытов вычисления могут производиться при помощи электронно-вычислительной машины.

Более простой способ определения действующего усилия позволило бы применение подходящих трехчастных шарнирных датчиков, которых у нас еще недостаток. Пространственное, действующее на трактор, усилие, однако, мы не можем оставить без внимания, так как оно, особенно у тракторов высших классов мощности, влияет на технико-эксплуатационные свойства трактора. Поэтому этот факт необходимо учитывать при создании агрегатов как в производстве, так и при эксплуатации.

On the Determination of the Force Effect of the Implements on Tractor

In the recent time the most frequently used aggregates are those of the tractor and mounted, semi-mounted and trailed implements of which namely the plough acts upon the tractor by a spatial force effect. In order to make purposeful use of this force effect for the improvement of the technical and exploitation characters of the tractor linked with such sophisticated pull aggregations, the first step should be explicit determination of such force effects.

The spatial force acting on the tractor through a three-point hitch can be determined by the measurement of the axis forces in the links of the three-point hitch, as well as by the measurement of the position of the links in relation to the body of the tractor, and by the calculation on the principles of analytic geometry. This method, with the use of the three-point dynamometer with suitably mounted tensometric measuring units in the links, provides a sufficiently universal and accurate technique to measure the force effect. In a larger series the calculations can be converted by means of a computer.

A simpler method of the determination of the force effect would be provided by the use of suitable three-component hinged pick-ups which are not yet in use. However, the spatial force effect on the tractor must not be neglected as particularly in tractors of higher performance classes these forces considerably influence the technical and exploitation characters of the tractor. Hence this fact must be considered in the assemblage of aggregates both in production and operation.

Beitrag zur Bestimmung der Gerätekraftwirkung auf einen Schlepper

In der letzten Zeit werden Schlepper am meisten mit Anbau-, Aufsattel- und Anhängegeräten gekoppelt, worunter besonders Pflüge durch Raumkraftwirkung auf den Schlepper einwirken. Um diese Kraftwirkung zur Verbesserung der technischen Betriebskennziffern eines Schleppers bei solchen aufwendigen Zugkombinationen bewußt ausnützen zu können, muß man sie vor allem eindeutig bestimmen.

Die an den Schlepper durch den Dreipunktanbau übertragene Gerätekraft-raumwirkung kann durch die Messung der Achskräfte in den Lenkern der Dreipunktaufhängung sowie der Stellung der Lenker zum Schlepperrumpf und durch die Berechnung anhand der Grundsätze der analytischen Geometrie bestimmt werden. Bei dem Einsatz eines Dreipunktzugkraftmessers mit zweckmäßig eingebauten tensometrischen Meßelementen in den Lenkern ist es eine ausreichende universale sowie exakte Art der Bestimmung der Kraftwirkung. Bei einer größeren Ver-

suchsserie können Berechnungen mittels einer elektronischen Rechenmaschine bewerkstelligt werden.

Eine einfachere Art der Bestimmung von Kraftwirkung würde durch den Einsatz von geeigneten Dreikomponenten-Gelenkfühlern gestattet werden; die werden allerdings noch vermißt. Die Krautraumwirkung auf den Schlepper kann jedoch nicht ohne Berücksichtigung bleiben, denn namentlich bei Schleppern von höheren Leistungsklassen beeinflußt sie bedeutend die technischen Betriebseigenschaften eines Schleppers. Diese Tatsache muß deshalb bei der Bildung von Gerätekombinationen sowohl in der Produktion als auch im Betriebe berücksichtigt werden.

Adresa autora:

Ing. Jozef S e m e t k o, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra

**Výběr z nových přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny
na úseku zemědělské techniky**

BARALDI G. C 19.682
Analisi dei tempi nel ciclo di raccolta meccanica per la barbabietola.
Bologna, Univ. - Istituto di meccanica agraria 1968. s. 156-177. 16 obr.
9 tab. (Sklizeče řepy — výzkum — Itálie)

D 37.626/1024
Triumf roetørrenser model F. Anmeldt og fremstillet af Johs. Randløvs
Maskinfabrik A S, Skanderborg. Meddelelse 1024. Bygholm, Horsens Sta-
tens redskabsprover 1970. 3 s. 2 tab. (Čističe řepy — Triumph F — zkou-
šení — Dánsko — zprávy)

WÓJCICKI Z. D 58.642
Postęp w mechanizacji produkcji ziemniaków. Warszawa, PWRiL 1970.
202 s. 64 obr. 37 tab. (Brambory — pěstování a sklizeň — mechanizace
— Polsko — příručky)

ELRICK J. D., ANDERSON J. L. D 33.588/98
Developments in potato harvesting — Electronic and self-propelled har-
vesters. Report No. 98. Edinburgh, East of Scotland College of agric.
1970. 18 s. 12 tab. (Sklizeče brambor — elektronické — Skotsko — vý-
zkum)

SIEPMAN A. H. J., WEERD B. v. d. D 36.732/147
Onderzoek aardappelrooischaren. (Souhrn angl.) Publikatie 147. Wage-
ningen, Inst. voor landbouwtechniek 1971. 36 s. 12 obr. 6 tab. (Vyorávače
brambor — výzkum — Holandsko)

D 37.556/1535
Kartoffelsammelroder „Wisent“ RB-L. Anmelder: A. Müller, Maschinen-
fabrik, 4112 Bättwil SO. Hersteller: Gebr. Hagedorn and Co., Landma-
schinenfabrik, Warendorf/Westf. (BR-Deutschland). Prüfbericht Ep 1535.
Brugg, Schweiz. Inst. f. Landmaschinenwesen 1970. 6 s. (Vyorávače bram-
bor — sběrací — Wisent RB L — zkoušení — Švýcarsko — zprávy)

BELJAKOV B., GOGOVA K., DIMOV S. E 34.042
Mechanizacija na rabotnite procesi v ovoštarstvoto. Sofija, Zemizdat 1969.
215 s. 151 obr. 11 tab. (Ovocnictví — mechanizace — příručky)

DIMOVA L. J. E 28.943/1970/77
Mechanizirano pribirane na zelenčuci. (Kratak obzor). Akad. na selsko-
stop. nauki 77. Sofija, Centăr za naučno-tehnička i ikonomičeska infor-
macija po selsko i gorsko stopanstvo pri ASN 1970. 33 s. 4 tab. (Sklí-
zeče zeleniny — studijní zprávy — Bulharsko)

PETKOV Č. E 28.943/1971/12
Mechanizacija na pribiraneto na zelenčuci v SAŠT. Akad. na selskostop.
nauki 12 1971. Sofija, Centăr za naučno-techn. i ikonomičeska informa-
cija po selsko i gorsko stopanstvo 1971. 46 s. 25 obr. (Zelenina — sklizeň
— mechanizace — USA — brožury)

ROZVOJ ELEKTRICKÉHO OHŘEVU PŮDY PŘI PĚSTOVÁNÍ ČEKANKOVÝCH PUKŮ VE FRANCII

Endivie (*cichorium intybus*, čekanka salátová) má svůj původ pravděpodobně v Belgii; po první světové válce se začala pěstovat i v severní Francii. Dnes je Francie největším producentem této zimní zeleniny, vyrábí 240 000 tun ročně na 20 000 hektarech půdy. V ČSSR se čekanka salátová pěstuje pouze asi na 40 ha a rychle se v pařeništích.

Endivie se vyvíjí normálně v dvouročním cyklu: první rok se vytvoří dužnatý kořen jako zásobní orgán, druhý rok vyráží v lodyhu, kvete a plodí. Pro výrobu salátové zeleniny se druhý vegetační cyklus modifikuje. První rok se endivie pěstuje na poli a sklídí se, přičemž se užívá obdobné techniky jako při pěstování řepy nebo mrkve. V zimních měsících se pak rychle. Kořeny se uloží svisle do 10 až 20 cm hlubokých jamek, zakryjí se půdou a chrání se tepelnou a světelnou izolací. Pěstování čekankových puků vyžaduje teplo a tmu.

V severní Francii se endivie urychluje na polích, teplo dodávají buď teplovodní „termosifony“ na tuhá paliva, nebo se užívá elektrické energie. Tepelná izolace při pěstování na poli se jednoduše realizuje navršením slámy, která se ještě zakryje neprůsvitnou fólií z umělé hmoty. Elektrický ohřev se rozvíjí zhruba v posledních dvanácti letech, a to buď topnými kabely připojenými přímo na síť 220 V, nebo častěji holými galvanizovanými železnými vodiči, připojenými na izolační transformátor s převodem 220/24 V. Topné kabely nebo vodiče se ukládají u dna kořenového lože. Na 1 m² je třeba zhruba příkon 200 W. Izolační transformátory jsou jednofázové, venkovního celozakrytého provedení, přenosné, s typovým výkonem asi 2000 VA. Pole je rozděleno na řadu sekcí; jedna sekce měří asi 10 m² a je připojena na transformátor. Transformátor se po sklizni

v této sekci přesune na sekci následující. Vegetační doba trvá přibližně tři týdny; půda se vyhřívá na 18 až 20 °C. (U nás se v pařeništích užívá teploty nižší, asi 14 °C, jinak by naše odrůdy dávaly příliš hořké čekankové puky. Vegetační doba je přitom delší, asi čtyři až pět týdnů.) Elektrická energie se odebírá pouze v noci při snížené sazbě, půda sama působí jako akumulátor tepla. Ohřev zespodu je příznivý.

V roce 1969 pouze v krajích Nord, Pas-de-Calais a Somme bylo instalováno 3000 kW pro pěstování endivie, což umožňuje urychlení asi na 300 až 350 ha půdy.

Příprava čekankových puků pro trh je z velké části mechanizována. Zboží je třeba očistit, rozdělit do jakostních tříd a zabalit. Aby se investice na tuto mechanizaci využily, sdružují se producenti do výrobních společností. Např. středisko v Roisel (Somme) zaměstnává 32 osob a dodává na trh až 10 tun čekankových puků za den. Jiná společnost „SOMMEC endivies Cambrai“ produkuje 6000 tun puků ze 700 hektarů.

Z á v ě r

Při pěstování čekankových puků se ve Francii užívá stále více elektrického ohřevu půdy topnými kabely a holými neizolovanými vodiči. Čekanka salátová (*cichorium intybus*) je vhodná pro tento druh ohřevu.

L i t e r a t u r a

BOLLART F., 1970, L'électricité dans la production endivière. Revue Française de l'Electricité 230.

Doc. ing. Václav Č e r n ý, CSc., Vysoká škola zemědělská, mechanizační fakulta, Praha

Oznamujeme čtenářům, že v čísle 2 časopisu Zemědělská technika budou uveřejněny následující články:

Potočný: Desát rokov Výskumného ústavu poľnohospodárskej techniky v Rovinke

Fortuník: Výskum výsevných mechanizmov sejačiek 6-SPKX, SPC-6 a podmienky pre presný jednozrnkový výsev kukurice

Potočný: Problémy technicko-ekonomickej exploatacie mechanizačných prostriedkov pri zbere krmovín na svahovitých pozemkoch

Čierny: Podmienky odstraňovania kríkov na lúkach rotačným náradím

Zacharda, Ramacsay: Vplyv zvýšenia intenzity osvetlenia v spodných podlahách viacpodlažných klieťkových batérií na znášku a úhyn nosníc

Baker P., Beržinec J.: Sledovanie niektorých faktorov procesu rezania stebľa obilovín	1
Pollag Š., Jech J.: Napätie v strihu byle hrachu odrody 'Pyram'	13
Souček Z.: Uspořádání ventilů, mléčného potrubí, stoupaček a jiných typických konstrukčních prvků u potrubních dojících strojů	25
Janeček A.: Vliv bočního svahu na energetiku agregátů	39
Semetko J.: K určování silového působení nářadí na traktor	49
Černý V.: Rozvoj elektrického ohřevu půdy při pěstování čekankových puků ve Francii	67

СОДЕРЖАНИЕ

Бакер П., Бержинец Я.: Изучение некоторых факторов процесса измельчения хлебной массы (10). — Поллаг Ш., Ех Я.: Напряжение в месте среза на стебле гороха сорта 'Пирам' (22). — Соучек З.: Размещение вентиля, молокопровода, стояков и других типичных конструктивных элементов у трубопроводных доильных установок (38). — Янечек А.: Влияние бокового склона на энергетику агрегатов (46). — Семетко Я.: Об определении действующего усилия орудий на трактор (64).

CONTENT

Baker P., Beržinec J.: Examination of Some Factors of the Process of Stalk Cutting in Cereal Crops (10). — Pollag Š., Jech J.: Shearing Stress of the Stalk of Pea Variety 'Pyram' (23). — Souček Z.: Arrangement of the Control Valves, Milk Pipeline, Risers and Other Typical Constructional Elements in Pipeline Milking Machines (38). — Janeček A.: Effect of Side Slope on the Energy Conditions in Aggregates (47). — Semetko J.: On the Determination of the Force Effect of the Implements on Tractor (64).

INHALT

Baker P., Beržinec J.: Verfolgung einiger Faktoren des Schnittprozesses von Getreidehalmen (11). — Pollag Š., Jech J.: Scherspannung des Erbsenstengels der Sorte 'Pyram' (23). — Souček Z.: Anordnung von Regulationsventilen Milchleitung, Steigröhren und anderen Konstruktionselementen bei Rohrmelkanlagen (38). — Janeček A.: Einfluß des Seitenabhangs auf die Aggregatenergetik (47). — Semetko J.: Beitrag zur Bestimmung der Gerätekraftwirkung auf einen Schlepper f64).

TABLE DES MATIÈRES

Baker P., Beržinec J.: Etude de certains facteurs du processus relatif à la coupe de la tige des céréales (res. An/10, Al/11). — Pollag Š., Jech J.: Contrainte de cisaillement de la tige de pois de la variété 'Pyram' (23). — Souček Z.: Disposition des soupapes, des tuyaux de lait, des tuyaux d'ascension et d'autres éléments caractéristiques de construction des automates de traite à tuyaux (res. An, Al/38). — Janeček A.: Influence de la pente latérale sur l'énergétique des groupes de machines (47). — Semetko J.: Contribution à la détermination de l'action des forces des outils sur le tracteur (res. An, Al/64).

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