

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

11

ČÍSLO 28 (LV)
PRAHA
Lистопад 1982
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Vladimír Dufek, prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Jiří Kulík, † Jan Květoň, ing. Vladimír Píša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Steffl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha 1982

■
Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělská technika. Vydává Československá akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství. Vychází měsíčně. Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 257541-9. Celoroční předplatné Kčs 120,—.

■
Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о решенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 7.

■
The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Czechoslovak Academy of Agriculture — Institute of Scientific and Technical Information for Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Praha 2, Slezská 7.

■
Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben von der Tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Akademie — Institut für wissenschaftlich-technische Information der Landwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Praha 2, Slezská 7.

Stalo se již tradicí časopisu Zemědělská technika, že každý rok je jedno celé číslo věnováno příspěvkům z Výzkumného ústavu zemědělských strojů, aby si tak čtenář mohl udělat názor o pracích, kterými se ústav zabývá.

V plánu technického rozvoje pro sedmou pětiletku jsou řešeny úkoly, u nichž je hlavní důraz kladen na snížení hmotnosti, energetické náročnosti, zvýšení spolehlivosti a zdokonalení funkce zemědělských strojů.

Několik článků nemůže ovšem obsáhnout celý rozsah prací, ale čtenář si může udělat obraz, jakého typu problematika je a na jaké úrovni je řešena.

Ing. Zbyněk Souček, CSc., se ve své práci zabývá zpracováním jevů probíhajících při kopírování rotačního žacího stroje na přirozeném nerovném povrchu sečeného pozemku. Na matematickou formulaci navazuje program řešení modelu na číslicovém počítači, jeho praktické použití a vlastní závěry pro parametry konkrétních konstrukčních prvků ovlivňujících proces kopírování.

Význam řešení spočívá v tom, že před výrobou funkčního modelu budou poskytnuty podklady pro volbu optimální koncepce uspořádání žacího stroje, smyslu působení i absolutní hodnoty výsledků pro velký počet konstrukčních parametrů žací lišty, které ovlivňují proces kopírování.

Kolektiv pracovníků ing. J. Kupr, CSc., ing. I. Lanča a ing. E. Čapek se zabývá ve svém článku vývojem zařízení a hodnocením metod k dosažení homogenní řezanky a kukuřičného šrotu. Jsou hodnoceny a porovnávány různé způsoby homogenizace použitelné u samojízdných sklízecích řezaček při sklizni zelených materiálů určených pro horkovzdušné sušení a kukuřičných palic sklizených ve formě šrotu.

Ing. O. Knaifl, CSc., ve svém článku řeší vážnou otázku hygieny a bezpečnosti práce — chvění volantu traktoru.

Užitím teorie grafů byl sestaven matematický model dynamického chování soustavy volantu a optimalizací parametrů bylo odstraněno rezonanční kmitání věnce volantu.

Ing. Karel Šťastný se ve stati „Měření vzdálenosti sklízecího stroje od stěny porostu pomocí ultrazvukových vln“ zabývá využitím ultrazvuku k měření vzdálenosti okraje žací lišty od stěny porostu. Výsledky zkoušek potvrdily reálnost předpokladu ultrazvukového měření vzdálenosti zemědělského stroje od stěny porostu, jestliže přístroj pracuje ve vhodné kmitočtové oblasti.

V rubrice se v příspěvku ing. P. Müllera čtenář dozví o systému programů pro zpracování záznamů tenzometrických měření.

Navržený systém je vybudován na základě pevné, ale otevřené koncepce a představuje stavebnicovou soustavu. Základem systému je datová základna tvořená datovými soubory různých typů.

Výsledky prací, zvláště z oblasti základního výzkumu, jsou využívány nejen pracovníky ústavu, ale i pracovníky výrobních podniků, kterým umožňují kvalitně řešit vývojové úkoly, zejména z hledisek životnosti, provozuschopnosti, hygieny a bezpečnosti práce.

*Ing. Dušan H u t l a
Výzkumný ústav zemědělských strojů
Praha-Chodov*

ŘEŠENÍ MODELU KOPÍROVÁNÍ ROTAČNÍHO ŽACÍHO STROJE NA ČÍSLICOVÉM POČÍTAČI

Z. Souček

SOUČEK, Z. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Řešení modelu kopírování rotačního stroje na číslicovém počítači*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (11): 643 – 659.

Byl vypracován model (specifikace z hlediska fyzikálního základu, matematická formulace i program) kopírování rotačního žacího stroje s náhodným kinematickým buzením odpovídajícím přirozenému nerovnému povrchu. Účelem řešení modelu bylo získat výsledky využitelné při konstrukčním řešení žacích lišt. K hodnocení procesu kopírování byla využita řada silových a kinematických veličin, včetně výšky strniště.

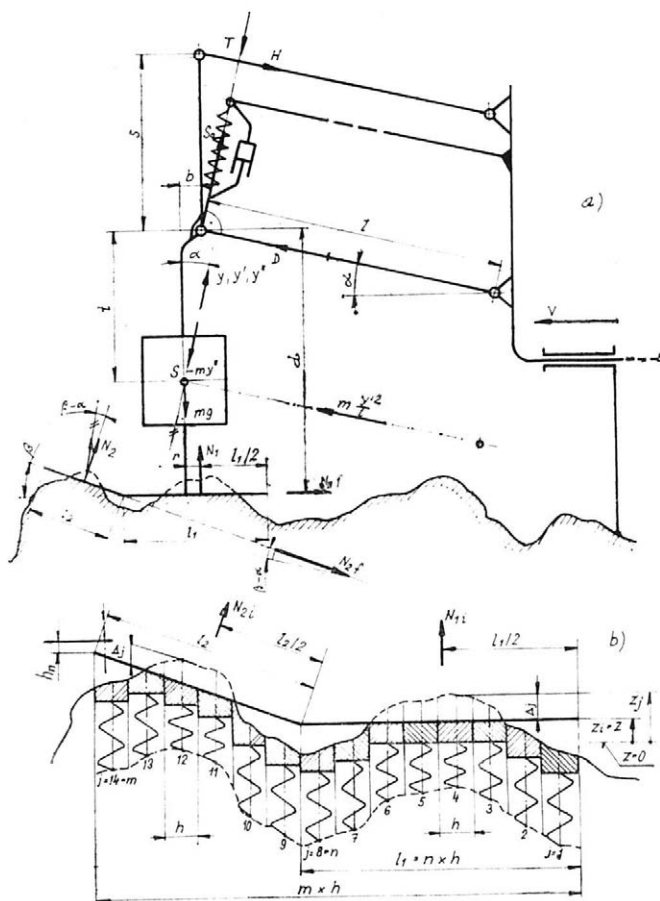
modelování pomocí počítačů; dynamika zemědělských strojů

Práce obsahuje fyzikální a matematické zpracování jevů probíhajících při kopírování rotačního žacího stroje (resp. žací lišty) po přirozeném nerovném povrchu pozemku. Na matematickou formulaci navazuje program řešení modelu na číslicovém počítači, jeho praktické použití a vlastní závěry pro parametry konkrétních konstrukčních prvků ovlivňujících proces kopírování. Vypracované podklady budou sloužit (spolu s dalšími) jak při návrhu nového širokozáběrového žacího stroje k MT 6-011 (stroje pro mechanizaci pícninářských prací na svazích), tak při návrhu nového traktorového žacího stroje bočně, popř. i čelně neseného. Úspěšné vyřešení těchto strojů je značně důležité pro mechanizaci sklizně píce v ČSSR i pro export.

Význam řešení spočívá v tom, že před výrobou funkčního modelu poskytlo podklady pro volbu optimální koncepce uspořádání žacího stroje, smyslu působení i absolutní hodnoty výsledků pro velký počet konstrukčních parametrů žací lišty, ovlivňujících proces kopírování.

TECHNICKÁ SPECIFIKACE ŘEŠENÍ

Byl řešen rovinný případ ve výchozí alternativě parametrů (dále „základní úprava“) v tlačené verzi, odpovídající v principu čelně nesené rotační (především talířové) žací liště, neboť čelně nesená lišta se jeví z hlediska kopírování jako nejobtížněji konstrukčně řešitelná. Parametry modelu byly voleny tak, aby bylo možné využít výsledků při řešení čelní sekce širokozáběrové lišty k MT 6-011, čelně nesené traktorové žací lišty i bočních sekcí k MT 6-011 a traktorové nesené verze. K tomuto účelu byl model doplněn o možnost řešení tažené lišty. Při formulaci úkolu se předpokládalo, že táhla závěsného čtyřkloubového mechanismu leží v podélné svislé rovině. Se závěsem kývajícím v rovině kolmé na směr jízdy se nepočítalo, ale v praxi používané případy je možné většinou s přijatelnou nepřesností na řešený případ převést. Při řešení použitý závěsný čtyřkloubový mechanismus má tvar paralelogramu (obr. 1). Skutečné případy buď přímo odpo-



1. a) Náhradní schéma modelu žací lišty. b) Zjednodušený model půdy (bez plastických vlastností předpokládá ných výpočtem) a kopírovacího orgánu — a) A reserve drawing of cutter bar model. b) A simplified soil model (without plastic properties assumed on the basis of calculation) and of the ground feeler system

vídají paralelogramu, nebo pohyb, který žací lišta při práci vykonává (v rozsahu výšek nerovností), je paralelogramu blízký. Případ, kdy pohyb lišty je značně odlišný od paralelogramu, nepřipadá v úvahu, neboť by nevyhovoval z hlediska nerovnoměrnosti výšky strniště. Klasický závěs traktorové vřadu nesené lišty, který se dnes většinou používá, se často blíží případu s paralelogramem o poměrně dlouhé délce táhel s malým sklonem (sklon je dán osou táhla obvyklé pojistky). Vliv pohybu základní jednotky na proces kopírování se zanedbává. To se projeví jako výrazná odchylka od skutečnosti především při překonávání velkých zlomů ve tvaru terénu (tehdy dojde k velkému vzájemnému úhlovému natočení např. základní jednotky MT 6-011 a žací lišty).

Řešení každé předpokládané konkrétní kombinace konstrukčních parametrů při zvolené rychlosti jízdy a součiniteli tření mezi kopírovacími plochami lišty a povrchem pozemku spočívá ve zjištění časového průběhu a zhodnocení (extrémů a statistických veličin) všech vnějších sil (reakcí na kopírovaném povrchu, reakcí v táhlech, dynamických sil) a pohybů (dráhy těžiště, deformace povrchu půdy, sledování odskoku, sledování nárazů na špičku, vzdálenosti špičky lišty vůči zemi — určuje výšku strniště) při přejezdu mechanismu po zvoleném konkrétním úseku trati s přirozenými nerovnostmi, zjištěnými měřeními. Každé řešení bylo navrženo pro dvě různé tratě (průběh vertikálních amplitud nerovností zaznamenaný na magnetické pásce analogového měřicího magnetofonu se uvažoval po krocích vzdálených 2 cm)

a) běžné podmínky: hrbolatá louka, hloubka prohlubně na 2 m délky do 5 cm, délka trati 50 m (dále označováno B),

b) tvrdé podmínky: nerovný úhor s příčnými výmoly, hloubka prohlubně na 2 m délky do 12 cm, délka trati 40 m (dále označováno H).

Podrobnou frekvenční analýzu průběhu nerovností jmenovaných tratí uvedl Souček (1976). Při hodnocení je u B požadováno při rychlosti jízdy 7 až 10 km/h, aby silové účinky i kopírování (výška strniště) vykazovaly příznivé výsledky, zatímco u H je možné při těchto rychlostech žádat pouze silové účinky, které nezpůsobí havárii. Méně vyhovující kopírování je nutné tolerovat.

Kopírovaný povrch půdy je brán jako deformovatelný s lineárně stoupajícím odporem proti deformaci. Je umožněn styk kopírujících ploch lišty s kopírovaným povrchem tak, že jsou dobře respektovány proměnné (vůči směru jezdce) tvary obou dotýkajících se částí. Předpokládá se, že deformace půdy je převážně plastická (ze 70 % je deformace plastická, ze 30 % pružná). Konstanta tuhosti půdy (stejná na vodorovné i šikmé části kopírovací plochy) a podíl plastické deformace byl zvolen na základě vlastních dílčích podkladů z měření deformací půdy proti stlačení, zjištěných dříve k jinému účelu na strništi po obilí, a výsledků jiných autorů (Gutjar, 1955; Souček, 1962). Je nutné je považovat za přibližné. Jediným ověřením je, že deformace povrchu půdy, ke kterým při kopírování dochází, neodporují názoru ani výsledkům dřívějších měření při jezdce kol s tuhou obručí.

Matematická formulace řešení zahrnuje parametry (druhý symbol v závorce je užíván ve výsledcích z počítače), jejichž vliv na silové účinky a kopírování umožňuje model zjišťovat (obr. 1). Jsou to:

- hmotnost žacího stroje, resp. lišty (m, M),
- výška stojánku závěsu, tj. vertikální vzdálenost závěsných bodů (s, S),
- vertikální vzdálenost těžiště kopírujících částí stroje od dolního závěsného bodu (t, TL); kladná je pro těžiště pod závěsným bodem,
- horizontální vzdálenost těžiště od dolního závěsného bodu (b, B); kladná je pro těžiště před závěsným bodem,
- vertikální vzdálenost vodorovné části kopírovací plochy lišty od dolního závěsného bodu (d, D),
- horizontální posunutí středu vodorovné kopírovací plochy vůči těžišti (r, R); kladné je pro těžiště před středem kopírovací plochy,
- délka vodorovné části kopírovací plochy lišty (l_1, L_1),
- délka šikmé části kopírovací plochy lišty (l_2, L_2),
- úhel sklonu šikmé části kopírovací plochy vůči horizontále (β, BE),
- základní sklon táhel závěsu vůči horizontále (α_0, AO); kladný úhel je pro úhel, při němž závěs lištu nadlehčuje (u tažené je pro kladný úhel závěsný bod na traktoru výše než na liště a u tažené naopak),
- délka ramen závěsného paralelogramu (l, L),
- předpětí nadlehčovací pružiny (tj. síla kolmá na dolní táhlo, působící v místě dolního závěsného bodu lišty; kladná je vzhůru) (S_0, SO),
- tuhost nadlehčovací pružiny (c, C),
- součinitel viskózního tlumení pohybu závěsu působeného odporem hydraulických válců apod. (k, K),
- tření nahrazující pasivní odpor proti pohybu táhel (T), působící obdobně jako S_0 ,
- součinitel tření kopírovacích ploch na posečené louce (f, F),
- deformační součinitel odporu půdy (tuhost délkového elementu půdy) (c_p, CP),
- rychlost jezdce stroje (v, V),
- vertikální vzdálenost břitů nože od konce šikmé kopírovací plochy lišty (h_n),

HN),

— typ lišty podle uspořádání závěsu (tažená, tlačená).

K volbě parametrů základní úpravy je třeba uvést, že se vyšlo z prvního návrhu parametrů konkrétního řešení stroje (tab. I). Byl volen vždy takový způsob řešení, že jednotlivé parametry a někdy i jejich skupiny se vůči výchozí základní úpravě měnily, což zajišťuje možnost využít získaných poznatků i pro odlišné alternativy.

Výsledkem řešení (výstupy z počítače) byly grafické záznamy časových průběhů silových a kinematických veličin, ale především veličiny zpracované z celého časového průběhu na trati s povrchem B a H: jednotlivé extrémy (MAX, MIN), střední hodnoty (SHOD), směrodatné odchylky (SO), statisticky podložené extrémy ($SH \pm SO = SHOD \pm 4 \cdot SO \cdot \text{sign } SHOD$).

Vždy byly získávány tyto veličiny (v závorce značení používané ve výpisech z počítače):

- N_1 ($N1$) normální reakce půdy na vodorovnou část kopírovací plochy (kN),
 N_2 ($N2$) normální reakce na šikmou část kopírovací plochy (kN),
 V_y (VY) vertikální složka reakce půdy na celý stroj (kN),
 V_x (VX) horizontální složka reakce půdy na celý stroj (kN),
 H (HT) síla (kladná je tah pro tlačnou lištu) v horním táhlu závěsu (kN),
 D (DT) síla (kladná je tlak pro tlačnou lištu) v dolním táhlu závěsu (kN),
 y (Y) dráha těžiště stroje měřená na oblouku kružnice (mm),

I. Parametry základní úpravy (tlačná lišta) a používané rozmezí změn parametrů
 — The parameters of the basic design (pushed bar) and the used range of parameter changes

Parametr	Rozměr	Parametry základní úpravy	Rozmezí změny parametrů
m	kg	250	100 ÷ 350
s	m	0,52	0,35 ÷ 0,7
t	m	0,2	0,1 ÷ 0,5
b	m	0,1	-0,5 ÷ +0,7
d	m	0,65	0,5 ÷ 0,8
r	m	-0,05	-0,5 ÷ +0,6
l_1	m	0,16	0,1 ÷ 0,2
l_2	m	0,12	0,08 ÷ 0,16
β	stupeň	20°	10° ÷ 30°
α_0	stupeň	5°	0° ÷ 40°
l	m	1,55	0,3 ÷ 1,55
S_0	N	900	-300 ÷ 1200
c	Nm ⁻¹	2500	0 ÷ 10 ⁴
k	Nsm ⁻¹	350	250 ÷ 350
T	N	500	0 ÷ 1000
f	—	0,5	0 ÷ 0,6
c_p	Nm ⁻²	5 · 10 ⁶	10 ⁶ ÷ 10 ⁷
v	ms ⁻¹	2	1 ÷ 4
h_n	m	0,01	—

α (AL)	úhel natočení táhel závěsu (stupně),
DS	průměrná deformace povrchu půdy na celé kopírovací ploše stroje (mm),
VS	výška strniště (kladná vzdálenost špičky šikmé části kopírovací plochy od kopírovaného povrchu, zvětšená o vzdálenost nože nad špičkou — $h_n = 10$ mm) (mm),
KOP	součinitel odskoku stroje = časový úsek, během kterého je lišta bez styku s podložkou (v procentech z celkové doby jízdy),
KON	součinitel nárazu na špičku = časový úsek, po který je špička šikmé části kopírovací plochy ve styku s kopírovanou podložkou (v procentech z celkové doby jízdy).

MATEMATICKÁ FORMULACE POPISUJÍCÍ PROCES KOPÍROVÁNÍ ŽACÍHO STROJE

Rovnice rovnováhy sil působících na model podle obr. 1a do směru kolmého na táhla závěsného paralelogramu je

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -mg \cos \alpha + S_0 - cy - ky' + N_1 \cos \alpha + N_1 f \sin \alpha + N_2 \cos (\beta - \alpha) - N_2 f \sin (\beta - \alpha) - T \sin \gamma' \quad (1)$$

kde: y — dráha těžiště měřená na kružnici posuvného pohybu

$$S_0 = c\bar{y}_0$$

kde: $\bar{y}_0$ — protažení pružiny, které odpovídá základní (střední) poloze kopírovacího orgánu, kdy z (obr. 1b) je nulové (a také $y = 0$)

Reakce půdy na kopírovací orgán se počítá zvlášť pro vodorovnou část (N_1) a zvlášť pro šikmou část kopírovacího orgánu (N_2); N_1 a N_2 působí kolmo na příslušné kopírovací plochy (obr. 1b) ($N_1 = N_{1i}$, $N_2 = N_{2i}$)

$$N_1 = h c_{p1} (\Delta_1 + \Delta_2 + \dots \Delta_j + \dots \Delta_n) \\ N_2 = h \frac{c_{p2}}{\cos \beta} (\Delta_{n+1} + \dots \Delta_j + \dots \Delta_m) \quad (2)$$

kde: h — zvolená délka elementu kopírovacích ploch (např. $h = 0,02$ m)

Δ — deformace na jednotlivých elementech půdy

m, n — počty těchto elementů

$$n = \frac{l_1}{h} \quad (\text{na vodorovné části}) \quad (3)$$

$$m = \frac{l_2 \cos \beta + l_1}{h} \quad (\text{celkový}) \quad (4)$$

Hodnoty m a n jsou zaokrouhleny na celá čísla. V důsledku toho jsou místo c_{p1} a c_{p2} do rovnic pro výpočet N_1 a N_2 dosazeny korigované hodnoty c_{p1k} a c_{p2k} , aby se vyloučila chyba způsobená zaokrouhlením.

Výpočet deformací elementů půdy (nerovnosti půdy v i -tém kroku výpočtu mají velikost z_j)

$$\text{pro } N_1: \Delta_j = z_j - z \dots (5) \quad (j \text{ se mění od } 1 \text{ do } n),$$

$$\text{pro } N_2: \Delta_j = z_j - \left[z + \left\{ \frac{h}{2} + (j - n - 1) h \right\} \operatorname{tg} \beta \right] \dots (6) \text{ (pro } j \text{ od } n + 1 \text{ do } m).$$

Tento výpočet deformací pro reakce půdy N_1 a N_2 musí respektovat jak skutečnost, že deformace elementu půdy nemůže být záporná (a), tak plastické vlastnosti půdy (b). Tedy

- a) když $\Delta_j < 0$, pak $\Delta_j = 0$;
 b) když v kroku i platí, že $\Delta_j < 0,7 \Delta_{j+p}$ v kroku $i - p$, pak $\Delta_j = 0$; při zkoumání této podmínky se p mění od 1 do $m - j$ a přitom j se mění od 1 do $m - 1$.

Podmínka b) zajišťuje, že dříve deformovaný element přenáší v dalších krocích sílu jen tehdy, je-li jeho deformace větší než 70 % nejvyšší deformace z předcházejících kroků, kdy element byl ve styku s kopírovacím orgánem. Shodně s výsledky experimentů se tedy počítá s tím, že jen menší část deformace půdy je pružná.

Je třeba uvést také vztah mezi veličinou z , která udává polohu vodorovné části kopírující plochy v i -tém kroku výpočtu ($z = z_i$) a veličinou y , určující polohu těžiště kopírujících částí. Veličina z je proměnná. Popisuje pohyb (určuje polohu) kopírovací plochy ve svislém směru. Je jednoznačně závislá na veličině y , která je výsledkem řešení diferenciální rovnice.

Platí, že

$$\begin{aligned} dz &= dy \cos \alpha \\ \Delta z &= \Delta y \cos \alpha \\ z &= \Sigma \Delta z \end{aligned} \quad (7)$$

Přitom platí, že při $t = 0$, $y = 0$, $z = 0$.

Dále je třeba uvést výraz pro proměnný úhel sklonu táhel α , když v základní poloze je sklon táhel α_0 .

Pro tlačnou (odpovídá obr. 1) lištu platí

$$\alpha = \alpha_0 + \frac{y}{l} \quad (8a)$$

pro taženou lištu platí

$$\alpha = \alpha_0 - \frac{y}{l} \quad (8b)$$

Pro výpočet silových účinků v závěsu (HT a DT) je třeba napsat složkovou rovnici rovnováhy do směru rovnoběžného s táhly závěsu a momentovou rovnici k těžišti:

$$\begin{aligned} H - D + G \sin \alpha - m \frac{y^{2'}}{r} + N_2 f \cos (\beta - \alpha) + N_2 \sin (\beta - \alpha) - N_1 \sin \alpha + \\ + N_1 f \cos \alpha = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} H(s + t) \cos \alpha + Hb \sin \alpha - Dt \cos \alpha - Db \sin \alpha - (S_0 - cy - ky') b \cos \alpha + \\ + (S_0 - cy - ky') t \sin \alpha - N_1 r - N_1 f(d - t) + \\ + N_2 \left(\frac{l_2}{2} \cos \beta + \frac{l_1}{2} - r \right) \cos \beta - N_2 \left(d - t - \frac{l_2}{2} \sin \beta \right) \sin \beta - \\ - N_2 f \left[(d - t) \cos \beta + \left(\frac{l_1}{2} - r \right) \sin \beta \right] = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Z těchto rovnic lze vyjádřit pro tlačnou lištu sílu v horním táhlu H (kladná je tah) a dolních táhlech D (kladná je tlak). Pro taženou lištu platí stejné rovnice rovnováhy, pouze ve složkové rovnici člen my^2/r , vyjadřující vliv odstředivé síly, je pro taženou lištu kladný.

K matematické formulaci patří také výrazy pro výpočet hodnot kritérií, která umožňují porovnávat různé alternativy žací lišty. Jsou to hodnoty normálních reakcí na vodorovnou a šikmou část kopírovací plochy N_1 a N_2 , které vyplývají z rovnic (2). Pro některé účely je však vhodnější zjišťovat svislou (V_y) a vodorovnou (V_x) složku reakce půdy na lištu

$$V_y = N_1 + N_2 (\cos \beta - f \sin \beta) \quad (11)$$

$$V_x = N_1 f + N_2 (f \cos \beta + \sin \beta) \quad (12)$$

Důležitým kritériem jsou síly v horním táhlu (H) a dolních táhlech (D) závěsu, které lze počítat z rovnic (9) a (10).

Dále je třeba posuzovat také dráhu těžiště lišty y a úhly sklonu táhel závěsu α , které plynou z řešení diferenciální rovnice a rovnice (8).

Dalším kritériem je střední hodnota deformace z jednotlivých kroků výpočtu

$$DS = \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \dots \Delta_m}{m} \quad (13)$$

K posouzení procesu kopírování se průběžně v každém kroku výpočtu určovala výška strniště jako součet vzdálenosti h_n bříty nože od konce šikmé kopírovací plochy lišty „špičky“, a okamžité vzdálenosti této špičky od kopírovaného povrchu. Tato vzdálenost odpovídá výrazu (6) pro záporně vzatou deformaci elementu půdy, když $j = m$, přičemž je nutné doplnit podmínku, že pro VS se berou jen ty hodnoty Δ_m , které jsou záporné. Je-li hodnota kladná (nebo nulová), je dosazována nulová hodnota, což je případ velmi řídký, jak plyne z výsledků řešení; určitá nepřesnost, která tím vzniká, je proto zanedbatelná. Ke stanovení výšky strniště v jednotlivých krocích výpočtu se tedy používá vzorec

$$VS = h_n - \Delta_m \quad (14)$$

Kvalita kopírování je posuzována i hodnocením odskakování lišty od kopírovaného povrchu výpočtem součinitele odskoku stroje KOP . Počítá se počet případů (výpočtových kroků) k_o , kdy současně dojde k tomu, že $N_1 = 0$ a $N_2 = 0$ (podmínka pro případ, že žací lišta ztratila styk s kopírovaným povrchem), a celkový počet kroků k_c z hodnoceného úseku kopírované trati (počet vzorků nerovnosti). Pak časový úsek, během kterého je lišta bez styku s podložkou, vyjádřený v procentech z celkové doby jízdy, je

$$KOP = \frac{k_o}{k_c} 100 \quad (15)$$

Důležité je také zjištění případů, kdy přední hrana žací lišty („špička“) ryje v kopírovaném povrchu. Je proto počítán součinitel těchto nárazů na špičku

$$KON = \frac{k_m}{k_c} \quad (16)$$

kde: k_m — počet případů (výpočtových kroků), kdy je splněna podmínka, že $\Delta_m > 0$ a k_c je opět celkový počet kroků uvedený již pro výpočet KOP

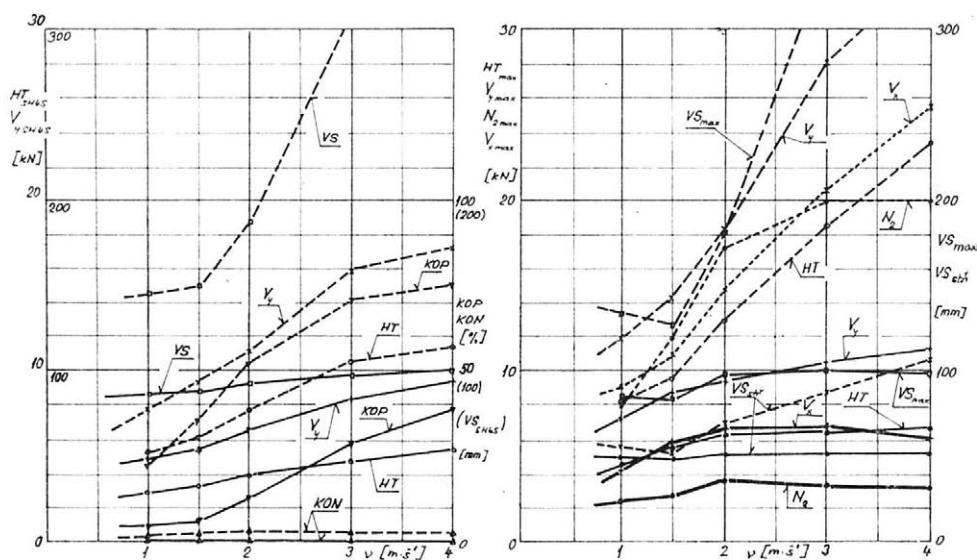
ŘEŠENÍ NA POČÍTAČI A JEHO OVĚŘENÍ

Matematický model kopírování, realizovaný programem, který vyšel z uvedené matematické formulace a doplněný vstupními analogovými hodnotami nerovností (vkládanými do výpočtu přes analogočíslicový převodník), byl prakticky ověřován i na řadě jednoduchých případů řešitelných analyticky.

Aby mohla být ověřena výstižnost matematické formulace, byly měřeny i osové síly v horním táhlu konkrétní čelně nesené lišty při sečení s traktorem vybaveným čelním závěsem. Parametry tohoto případu byly rovněž řešeny pomocí modelu. Zjištěné výsledky si poměrně dobře odpovídaly.

VÝSLEDKY ŘEŠENÍ A Z NICH PLYNOUCÍ ZÁVĚRY

V této části práce je uvedena pouze nejdůležitější část rozsáhlých výsledků řešení na počítači a závěry jsou pouze souhrnem poznatků významných pro praxi. K dále systematicky zkoumaným vlivům je třeba uvést, že se vždy (pokud to není výslovně uvedeno jinak) zkoumal vliv pouze jednoho konstrukčního nebo provozního parametru, zatímco ostatní zůstaly konstantní (tj. na hodnotách parametrů základní úpravy). Tady také platí, že se jedná o tlacenou verzi, pokud není výslovně uvedeno, že se jedná o taženou lištu.

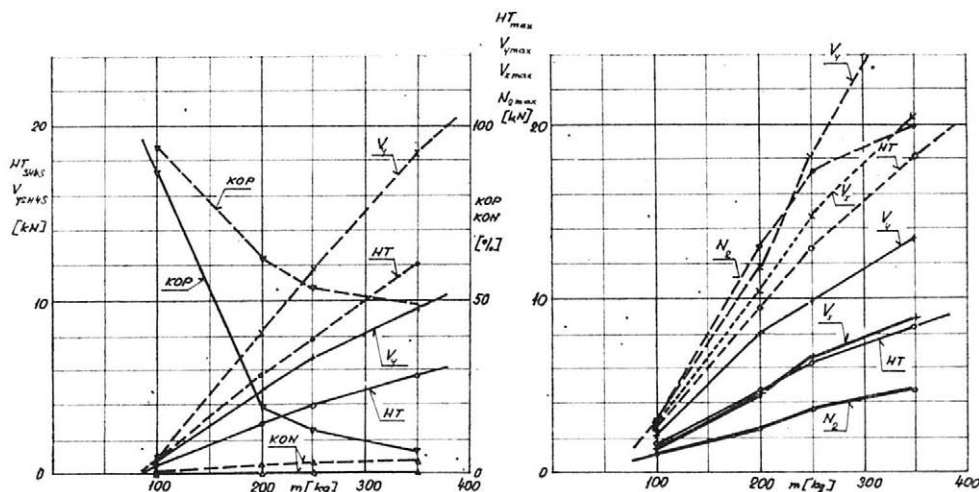


2. Vliv pojízdné rychlosti na silové veličiny, výšku strniště a další charakteristiky kopírování při základní úpravě (plně: louka B, běžné podmínky; čárkované: úhor H, tvrdé podmínky; levá část obrázku: SH4S = střední hodnota + čtyřnásobek směrodatné odchylky; pravá část obrázku: maxima, tj. vždy nejvyšší kladná hodnota na celé trati a také střední hodnota výšky strniště VS) — The effect of travel speed on force parameters, stubble height and other characteristics of ground feeling in the basic design (full line: meadow B, current conditions; dashed line: fallow H, hard conditions; left part of figure: SH4S = mean value + four times the standard deviation; right part of figure: the maxima, i. e. the ever highest positive value all along the track, and the mean value of stubble height VS)

a) Většina silových účinků stoupá téměř lineárně s rychlostí (obr. 2). U vyšších rychlostí (nad 10 km/h) je růst pomalejší, zvláště za poměrně běžných podmínek (B — hrboľatá louka). Některé silové účinky při vyšších rychlostech mohou při dalším růstu zůstávat na stejné úrovni, nebo výjimečně mohou částečně i klesat. Tyto tendence byly za běžných podmínek zjištěny zvláště u vodorovné složky výsledné reakce půdy na lištu (V_x), u reakce půdy na šikmou kopírovací plochu (N_2) a u síly v horním táhlu (HT). U statistických veličin ($SH4S$ = střední hodnota + čtyřnásobek směrodatné odchylky) se tento jev uplatňuje více než u jednotlivých extrémů. U svislé složky (V_y) a za tvrdých podmínek (H — nerovný úhor s příčnými výmoly) je pokles strmosti růstu v závislosti na rychlosti malý. Při kopírování je možné očekávat vysoké hodnoty dynamických součinitelů silových účinků (např. v táhlech závěsu 4 až 6). Z toho plyne, že je nutná pojistka (např. přímo v horním táhlu na tahovou sílu 12 až 15 kN pro čelní lištu s hmotností 500 kg).

b) Důležitým zjištěním je, že za tvrdých podmínek (H) jsou silové účinky (maxima) na šikmou kopírovací plochu (N_2) často značně vyšší než na její spodní vodorovnou část (N_1). Za běžných podmínek (B) tomu je naopak. Snížením tuhosti ve styku šikmé části s kopírovaným povrchem se výrazně sníží nebezpečné síly N_2 . V praxi ke snížení tuhosti přispívá použití užších plazů (vyšší měrný tlak způsobí při stejné síle N_2 vyšší deformaci půdy) v místě disků. Při nájezdu na vyložené nepoddajnou překážku se však tento efekt neprojevuje, je-li plaz tuhý. Kdyby plaz tvořila např. plochá pružina, nebo kdyby jeho plocha byla podložena gumou (obdobu silentbloku), pochopitelně pouze na šikmé kopírovací ploše, došlo by k výraznému snížení nebezpečných silových účinků a ke zlepšení kopírování. Plazy by musely být odpruženy tak, aby se pružné deformace výrazně neuplatnily ve vodorovné části kopírovací plochy, (aby nedocházelo k ovlivňování výšky strniště).

c) Kopírování povrchu, jak je vyjadřuje součinitel odskoku stroje KOP (doba v procentech, po kterou je stroj bez styku s podložkou), se zhoršuje přibližně lineárně s pojízdnou rychlostí. Při rychlosti 2 m/s za poměrně běžných podmínek je stroj bez styku s podložkou asi 12 % času. Za velmi tvrdých podmínek (H), při kterých není možné požadovat vyhovující kopírování, je lišta bez styku s povrchem (při $v = 2$ m/s) 53 %



3. Vliv hmotnosti lišty (jako v obr. 2) — The effect of bar weight (See Fig. 2)

času. Odskoky jsou většinou velmi nízké a krátké, přesto vždy znamenají zhoršení rovnoměrnosti výšky strniště.

Kopírování se zhoršuje s rychlostí velmi rychle právě v kritické oblasti rychlosti za běžných podmínek (B). Změnou rychlosti z 2 m/s na 3 m/s stoupne KOP z 12 % na 28 %. Důležitým praktickým měřítkem kopírovacích schopností lišty je výška strniště. Jestliže za hlavní kritérium výšky strniště považujeme její střední hodnotu, pak za běžných podmínek (B) i při rychlosti 3 m/s (ale i 4 m/s) nevykazuje významné zvýšení (je do 5,3 cm) a lze ji považovat za vyhovující (maximální výška je do 10 cm). Za tvrdých podmínek (H) asi při rychlosti 6 km/h již přesahuje střední výška strniště 6 cm a maximální výška dosahuje asi 16 cm, a je tedy zřejmě nevyhovující.

VLIV HMOTNOSTI KOPÍRUJÍCÍCH ČÁSTÍ STROJE (m)

Samo snižování hmotnosti m působí rychlé snižování silových účinků (podle obr. 3 přibližně lineárně), které nasvědčuje tomu, že při rovnosti tíhy stroje a nadlehčovací síly jsou silové účinky již blízké nule (při $KOP = 100$ %, tedy při zcela nevyhovujících kopírovacích účincích). Z uvedeného vyplývá, že zkusmo zvolená nadlehčovací síla $S_o = 900$ N při hmotnosti $m = 250$ kg má jen malé rezervy a nemůže být o mnoho vyšší (900 N je 36,7 % z tíhy $G = 250 \cdot 9,806 = 2451,5$ N), jinak součinitel KOP již silně stoupá.

Z těchto důvodů byl zjišťován vliv hmotnosti při zachování stejného poměru mezi tíhou a nadlehčovací silou jako při základní úpravě ($S_o/G = 0,367$). Všechny silové účinky (zvláště při statistickém vyjádření extrémů SH4S) se pak mění zhruba lineárně s hmotností. Za běžných podmínek (B) to platí i o maximálních hodnotách. Za extrémních podmínek (H) je růst silových účinků (v rozmezí zkoumaných $m = 100$ až 350 kg) s rostoucí hmotností nižší, než odpovídá čistě lineární závislosti. Kopírování (KOP) však při změně hmotnosti není konstantní, ale s poklesem hmotnosti se mírně zhoršuje. Tedy při výrazném zvýšení hmotnosti by bylo možné poměr S_o/G zvýšit bez zhoršení kopírování, a tím mírně snížit silové účinky.

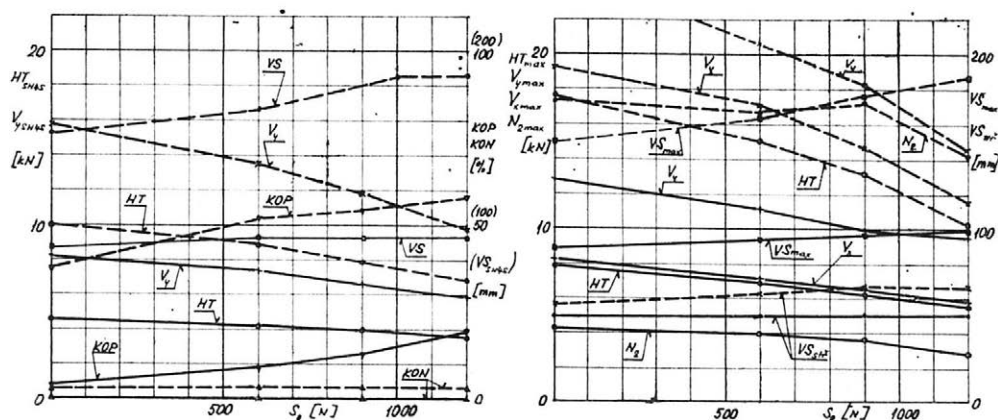
Nejdůležitějším závěrem však je, že k zajištění nízkých silových účinků plynoucích z kopírování je nutné konstruovat žací stroj tak, aby kopírující hmotnost byla co nejnížší. Prakticky budou při vyhovujícím kopírování silové účinky, na které je stroj dimenzován, téměř úměrně klesat s hmotností.

S klesající hmotností stroje dochází za tvrdých podmínek méně často k nárazu na špičku jako důsledek nižších silových účinků, a tím menších deformací půdy (KON z 3 % klesne na 1,1 % při snížení hmotnosti z 250 kg na 100 kg při $S_o/G = 0,367$).

VLIV SOUČinitele TŘENÍ (f)

Součinitel tření téměř neovlivňuje ani svislé silové účinky (N_1 , V_y), ani kopírování (KOP). Vodorovné silové účinky (horizontální složka reakce půdy na žací stroj V_x) však rostou skoro úměrně se součinitelem tření, zvláště za běžných podmínek (B), při kterých N_2 , která má rovněž vliv na V_x , je nízká. Za tvrdých podmínek roste V_x pomaleji než f . Se změnou V_x v závislosti na f se mění i síly v táhlech závěsu stroje (např. HT téměř lineárně s f).

Z toho vyplývá, že kopírovací plochy (šikmá i vodorovná část, plazy pod disky, střeží u traktorové verze) musí být konstruovány bez jakýchkoliv výstupků a z materiálů, které vytvoří dokonale hladké kluzné plochy a udrží je v tomto stavu i v provozu. Tyto součásti by měly být výměnné, aby nedocházelo k postupnému podstatnému zvyšování zatížení konstrukce, a tím ke snižování životnosti (v důsledku extrémního provozního opotřebení a poškození kluzných ploch, a tím výrazného zvýšení třecích reakcí).



4. Vliv předpětí nadlehčovací pružiny (jako v obr. 2) — The effect of the prestressing of the lightening spring (See Fig. 2)

VLIV STATICKÉHO PŘEDPĚTÍ NADLEHČOVACÍ PRUŽINY (S_0)

Růst statického předpětí mírně snižuje téměř všechny silové účinky, ale současně klesá kopírovací schopnost (obr. 4). I při nulovém předpětí není kopírování dokonalé (snížením X_0 z 900 N na nulu klesne KOP z 12,4 % na louce B na 3,7 % při současném zvýšení $V_{y\max}$ o 31 % a $HT_{\max}$ o 25 %). Průběh všech veličin v závislosti na statickém předpětí je plynulý a monotonní; pouze při zvyšování S_0 nad 900 N je patrný rychlejší pokles silových účinků a vyšší strmost nárůstu KOP .

Správná velikost statického předpětí závisí na mnoha veličinách, především však na hmotnosti celého stroje a na sklonu táhel závěsu. Tak byl zkoumán při zvětšeném sklonu ($\alpha_0 = 30^\circ$ místo 5°) tažené lišty (ostatní parametry jako u základní úpravy) vliv předpětí S_0 . Při předpětí jen 300 N je kopírování (podle KOP) přibližně stejné jako u základní úpravy. Rovněž silové účinky jsou zhruba na stejné úrovni, nebo spíše o něco nižší. Např. $HT_{\max}$ je na louce B asi o 8 % nižší.

Při hodnocení vlivu statického předpětí nadlehčovací pružiny je nutné brát v úvahu také výšku strniště. Za běžných podmínek střední výška strniště se statickým předpětím jen velmi málo roste. Za tvrdých podmínek by při nadlehčovací síle blízké 50 % tíhy střední výška vzrostla asi o 10 mm (vůči stavu bez nadlehčení). Větší rozdíly byly zjištěny v maximální výšce strniště. Za běžných podmínek při 50 % odlehčení je již možné počítat se zvětšením maximální výšky o 10 mm a za tvrdých podmínek až o 35 mm.

Je třeba také uvést výsledky zkoumání vlivu nadlehčovací síly u tažené sekce. Při úhlu sklonu táhel 30° se zjistilo, že nejvhodnější výchozí alternativou je stav bez nadlehčení. S_0 se změnilo v rozmezí od -300 N (přítlak) až do $+1000$ N. Zvýšené nadlehčení v uvedeném rozmezí značně snižovalo silové účinky a kopírování se naopak zhoršovalo. Výška strniště však stoupá poměrně málo (zvláště její střední hodnota za běžných podmínek).

VLIV TUHOSTI NADLEHČOVACÍ PRUŽINY (c)

Tuhost nadlehčovací pružiny téměř neovlivňuje silové účinky ani kopírovací schopnost, pouze při extrémně vysoké tuhosti (nad dvojnásobek tuhosti základní úpravy) s rostoucí tuhostí c mírně rostou silové účinky (zvláště $V_{x\max}$ a $HT_{\max}$) za tvrdých podmínek (H).

Sama změna nadlehčující síly vlivem pohybu stroje po nerovnostech je poměrně malá vzhledem k značným dynamickým účinkům.

VLIV TUHOSTI PŮDY (c_p)

Se stoupající tuhostí se zvyšují (pro zvolené rozmezí změny c_p se síly zvyšují asi dvakrát) všechny silové účinky (N_1 , N_2 , V_y , V_x , síly v táhlech). Rovněž kopírování, jak je vyjadřuje součinitel KOP , se s tuhostí zhoršuje. Pouze součinitel nárazu KON na povrchu H se stoupající tuhostí klesá, což plyne z menších deformací půdy při její vyšší tuhosti. Výsledná deformace půdy je hodnocena z průměrné deformace půdy po délce kopírovacích ploch.

Nepřímé využití výsledku spočívá v potvrzení dříve uvedeného závěru, podle kterého by snížením tuhosti plazu v jeho šikmé části mohlo dojít k výraznému snížení nebezpečných silových účinků a ke zlepšení kopírování.

VLIV ÚHLU SKLONU ŠIKMÉ ČÁSTI KOPÍROVACÍ PLOCHY LIŠTY (β)

Úhel sklonu šikmé části plochy lišty se uplatňuje poměrně málo za běžných podmínek (B), při nichž pouze mírně stoupají síly v táhlech se stoupajícím úhlem sklonu; klesá také síla na šikmou část N_2 a mírně i V_y . Při sklonu pouhých 10° (základní úprava má sklon 20°) již dochází k občasným nárazům špičky i na povrchu B. Úhel pod 10° je tedy zřejmě (bez výrazného prodloužení šikmé části) vyloženě nevyhovující.

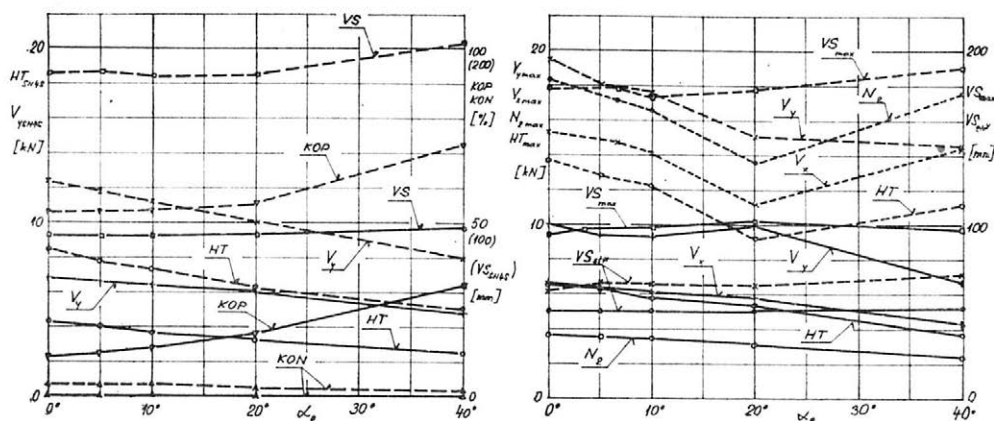
Za tvrdých podmínek (H) je při stoupajícím úhlu sklonu růst síly v horním táhlu (HT , a tím i v dolním) značně výrazný zvláště od sklonu 15° výše. Síla N_2 a HT při sklonu 15° vykazuje nejnižší hodnoty v extrémech. Svislá složka reakce půdy V_y v extrémech rychle klesá do sklonu 15° a dále již jen mírně. Extrémy vodorovné složky V_x se stoupajícím sklonem stoupají.

Je zřejmé, že úhel sklonu šikmé části kopírovací plochy je optimální kolem 15° , pod 10° a značně nad 20° je zřejmě nepříjemný.

Kopírování (KOP) je úhlem sklonu šikmé části ovlivňováno málo. Velmi silně se s úhlem sklonu mění výška strniště. Střední hodnota se stoupajícím sklonem výrazně roste (v souhlase s konstrukční změnou výšky polohy nože — neboť při řešení se měnil pouze sklon, ale délka šikmé části l_2 zůstávala konstantní). Gradient růstu střední hodnoty na B i H i hodnot $SH4SO$ (a částečně i maximálních) výšky strniště v závislosti na úhlu sklonu je zhruba stejný. Je zřejmé, že při konstrukční změně úhlu sklonu šikmé části by bylo nutné měnit i parametr l_2 , tj. délku šikmé části, aby naopak konstrukční výška strniště zůstávala konstantní. Takováto alternativa řešení by byla rovněž snadno realizovatelná na modelu. Závěry z výsledků řešení (silových účinků) by se však téměř nelišily.

VLIV ÚHLU SKLONU TÁHEL (α_0) A ROZDÍL TLACENÉ A TAŽENÉ VERZE LIŠTY

Se stoupajícím úhlem sklonu za běžných podmínek (B) silové účinky vesměs mírně klesají a kopírování se naopak mírně zhoršuje (obr. 5). Např. výraznou změnou úhlu sklonu z 0° na 40° (u tlačené verze) klesnou extrémy velmi výrazně (např. u HT o 45 %) a KOP , vyjadřující podíl doby, po kterou lišta ztratí styk s podložkou, se změní z 11,3 % na 31,7 %.



5. Vliv úhlu sklonu táhel závěsu (jako v obr. 2) — The effect of the inclination angle of draw bars (See Fig. 2)

Obdobnou tendenci v poklesu silových účinků vyjadřují také statisticky podložené extrémy SH4SO (střední hodnota + čtyřnásobek směrodatné odchylky) i za tvrdých podmínek (H). Krajiní hodnoty (jednotlivé maximální hodnoty z celé trati) však vykazují minimum při sklonu táhel kolem 20° (např. síly V_y , V_x , N_2 , HT).

Rozdíly v těchto výsledcích při sklonu táhel mezi 5° a 25° nejsou rozhodující. Pokud jsou zvláštní důvody (konstrukční, nebezpečí vzpříčení u tlačných táhel atd.), je možné volit velikost úhlu sklonu podle potřeby a vyrovnat silové veličiny a kopírovací schopnost velikostí statického předpětí nadlehčovací pružiny S_0 . Jestliže nejsou jiné zvláštní důvody k volbě sklonu, pak je účelné jej volit v rozmezí asi 15° až 20° . Při větším úhlu sklonu je větší přirozená ochrana proti havárii.

U tažené verze (jinak v parametrech základní úpravy) se vliv úhlu sklonu projevil v principu obdobně; číselné hodnoty vykazují poměrně malé rozdíly vůči tlačné verzi. V základní úpravě jak na povrchu B, tak i H má tažená verze vesměs příznivější vlastnosti. Při této sestavě parametrů (s dlouhými táhly a poměrně malými úhly jejich sklonu) jsou rozdíly většinou zanedbatelné. Ani při krátkých táhlech, u kterých byly výsledky vesměs lepší ve prospěch tažené verze, se nedošlo k jednoznačnému závěru, podle kterého by tlačná verze byla nepoužitelná.

K těmto závěrům je třeba doplnit i praktické hledisko, se kterým nebylo možné počítat v teoretickém řešení. Kromě v řešení předpokládaných změn úhlu sklonu táhel působených přirozenými nerovnostmi (z kterých jsou odfiltrovány nízkofrekvenční složky pod 0,1 Hz, mající velké amplitudy) dochází v provozu k velkým změnám úhlu sklonu táhel v důsledku jízdy trakční jednotky po nerovnostech a jejího natáčení ve svislé podélné rovině jednak dynamickými účinky, jednak v náhodných situacích v důsledku velkých zlomů v tvaru terénu. V takovýchto situacích je u tlačné verze, zvláště s krátkými táhly, značně větší možnost havárie než u tažené. U tlačné verze je velká délka táhel jedním z opatření, která tento stav zlepšují.

Vliv α_0 na výšku strniště, zvláště na její střední hodnotu za běžných podmínek, se projevuje poměrně málo (s rostoucím úhlem sklonu výška strniště vždy stoupá). V rozmezí úhlů 5 až 30° nedochází k rozhodující změně. Větší, ale stále přijatelné rozdíly nastávají v maximální výšce (zvláště za tvrdých podmínek). Závěry plynoucí z rozboru silových účinků tedy nijak nezměnily výsledky plynoucí z rozboru výšky strniště.

Podrobně se separátně zjišťoval vliv úhlu sklonu i pro taženou verzi s krátkými táhly při nulové nadlehčovací síle (úhel sklonu se měnil v rozmezí 20° až 40°). Bylo by

možné použít i úhel sklonu 40° bez výrazného zvýšení střední výšky strniště za běžných podmínek a pravděpodobně přijatelného zvýšení této výšky za tvrdých podmínek (při odpovídající rychlosti pojezdu).

VLIV DÉLKY TÁHEL (l)

Délka táhel v rozmezí změny $l = 0,7$ m až $1,55$ m neovlivňuje ani silové účinky, ani kopírovací schopnost. S rostoucí délkou pouze mírně klesají maximální hodnoty obou složek reakce podložky (V_y a V_x), a tím i síly v horním táhlu.

Dále se zjišťoval vliv délky táhel v rozmezí délek $0,3$ až $1,0$ m při velkém sklonu táhel pro taženou verzi při nulovém předpětí nadlehčovací pružiny. Za běžných podmínek se vliv délky projevil poměrně málo. S rostoucí délkou síly mírně klesají. Za extrémních podmínek byly nejnižší hodnoty extrémů (maxim) u HT při $l = 0,7$ u V_y při $l = 0,4$ m.

Výška strniště se za příznivých podmínek s délkou l téměř neměnila. Za tvrdých podmínek byla nejpříznivější při $l = 0,4$ m. Důležitým praktickým závěrem je, že u tažené verze je možné používat i velmi krátká táhla s velkým sklonem, což je výhodné z hlediska přirozené ochrany proti přetížení. Praktické hledisko pro volbu délky táhel tlačené verze je uvedeno v závěrech o vlivu a_0 .

VLIV DÉLKY HORIZONTÁLNÍ ČÁSTI KOPÍROVACÍ PLOCHY (l_1)

Na silové účinky (SH4SO) za běžných podmínek (B) má délka l_1 jen zanedbatelný vliv. Dochází pouze k malému poklesu s rostoucí l_1 . O něco výrazněji se zlepšuje kopírovací schopnost (součinitel odskoku KOP mírně klesá).

Krajní extrémy za tvrdých podmínek (H) u složky V_y s rostoucí délkou l_1 stoupají, pravděpodobně v důsledku nižšího měrného tlaku, a tím nižších deformací půdy (obdoba zvýšení tuhosti podložky). Tak např. změnou délky l_1 z $0,1$ m na $0,2$ m klesne střední deformace půdy na povrchu B z $1,4$ mm na $0,97$ mm a maximální hodnoty z $8,9$ mm na $6,2$ mm. Výška strniště se v daném rozmezí změny l_1 mění jen málo.

VLIV DÉLKY ŠIKMÉ ČÁSTI KOPÍROVACÍ PLOCHY (l_2)

Za běžných podmínek (B) se vliv délky l_2 na silové účinky ani na kopírování neprojevuje. Za tvrdých podmínek (H) s rostoucí délkou klesá počet nárazů na špičku (tak při $l_2 = 0,08$ m je $KON = 6,1\%$ a při $l_2 = 0,16$ m je $KON = 1,2\%$), zatímco za běžných podmínek k nárazům na špičku nedochází ani při $l_2 = 0,08$ m.

Kopírování hodnocené součinitelem KOP se změnou délky l_2 téměř nemění. Výška strniště se pochopitelně s l_2 mění velmi významně (neboť úhel sklonu kopírovací plochy zůstává konstantní) jak ve středních, tak v extrémních hodnotách (převážně se stejným gradientem). Strniště s l_2 roste zhruba ve shodě s geometrickou změnou polohy nože vůči horizontální části kopírovací plochy.

VLIV TŘENÍ (T)

Vedle základní úpravy, při které $T = 500$ N, se počítalo i s $T = 1000$ N.

Zvýšené tření (plynoucí z pasívních odporů v mechanismu závěsu) svým tlumicím účinkem snižuje silové veličiny, zvláště maxima a výsledky z řešení za tvrdých podmínek. Kopírování za běžných podmínek (B) vykázalo určité zhoršení.

Jestliže závěs má tvar paralelogramu, nemají tyto veličiny na kopírování vliv, neovlivňují tedy dynamiku procesu. Velmi významně však ovlivňují síly v táhlech závěsu (HT a DT).

Souhrnně je možné vliv separátních změn těchto parametrů o 100 mm vyjádřit v těchto závěrech pro HT (procentuální změna DT je přibližně poloviční)

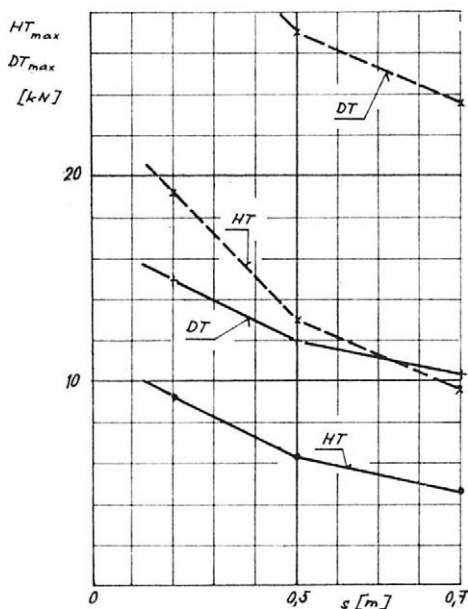
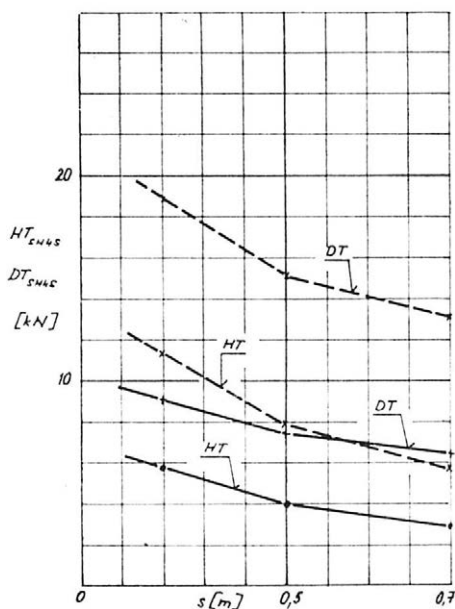
a) zvýšením stojánku vlivem s (prakticky posuvem horního závěsného bodu) klesnou síly HT v průměru asi o 23 % (obr. 6); je tedy třeba horní závěsný bod vůči spodnímu umístit co nejvýše;

b) posuvem těžiště vůči dolnímu závěsnému bodu dolů (vlivem t) klesnou síly HT poměrně málo (do 2 %);

c) posuvem těžiště stroje včetně kopírovacích ploch (vlivem b) vůči dolnímu závěsnému bodu směrem vpřed vzrostou dynamické extrémy HT asi o 4 %, ale střední hodnoty až o 18 %;

d) zvětšením vertikální vzdálenosti kopírovacích ploch od dolního závěsného bodu (vlivem d), což prakticky znamená posuv závěsu s celým strojem (i těžištěm vzhůru), vzrostou síly HT v průměru o 20 %; závěs a těžiště stroje je tedy třeba navrhovat co nejníže;

e) posunutím kopírovacích ploch vůči těžišti stroje (i závěsu) vlivem r směrem vzad vzrostou síly HT v průměru o 30 %.



6. Vliv výšky stojánku na síly v táhlech závěsu (označení jako v obr. 2) — The effect of stand height on the forces in draw bars (See Fig. 2)

Je možné poukázat na některé obecně platné nejdůležitější výsledky:

Většina silových účinků stoupá téměř lineárně s pojízdnou rychlostí. Při kopírování lze očekávat vysoké hodnoty dynamických součinitelů (důsledek toho, že zvláště nepříznivé horizontální složky zatížení mají impulsní časový průběh), a tedy i absolutně velmi vysoké silové účinky. Ke zvýšené provozní spolehlivosti a k zajištění nízké spotřeby materiálu žacíích strojů je třeba zavést soustavu účinných pojistných zařízení k omezení havarijních případů a prvků, které budou silové účinky racionálně snižovat.

Nejdůležitějším poznatkem ze zkoumání vlivu hmotnosti je, že k zajištění nízkých silových účinků plynoucích z kopírování je nutné konstruovat žací stroj tak, aby kopírující hmotnost byla co nejnižší. Při vyhovujícím kopírování budou silové účinky, na které je stroj dimenzován, téměř lineárně klesat s hmotností.

Silové zatížení důležitých konstrukčních prvků žacího stroje roste úměrně se součinitelem tření. Kluzné plochy je třeba konstruovat dokonale hladké.

Statické předpětí nadlehčovací pružiny je důležitým parametrem, který ovlivňuje silové účinky a kopírování (výšku strniště). Nadlehčovací síla by měla při nízkém sklonu táhel (asi do 10°) činit asi 40 až 50 % tíhy.

Obdobně jako statické předpětí nadlehčovací pružiny působí úhel sklonu táhel paralelogramu. Pokud jsou zvláštní důvody k volbě sklonu (konstrukční, nebezpečí vzpríčení u tlacených táhel atd.), je možné volit velikost sklonu podle potřeby a vyrovnat silové účinky a kopírovací schopnost velikostí nadlehčovací síly.

Úhel sklonu šikmé části kopírovací plochy je optimální kolem 15° , pod 10° (bez výrazného prodloužení šikmé části) a značně nad 20° je nepříjemný.

Parametry konstrukčního uspořádání závěsu a polohy lišty neovlivňují dynamiku procesu kopírování, ale mají značný vliv na síly v táhlech závěsu. Zjistilo se, že ke snížení silových účinků *HT* a *DT* je třeba zejména:

- umísťovat horní závěsný bod vůči spodnímu pokud možno nejvýše,
- celý závěs, včetně těžiště stroje, je třeba navrhovat co nejnižší,
- kopírovací plochy žacího stroje je třeba vůči těžišti kopírujících hmot posouvat

vždy vpřed.

Literatura

GUTJAR, E. M.: Soprotivlenije kačenija kolesa po kolee. Selchozmašina, 1955, č. 2.
 SOUČEK, Z.: Valivé odpory kol s tuhým obručí. In: Sbor. prací VÚZS II. Praha - Chodov 1962.

SOUČEK, Z.: Výsledky měření profilů nerovnosti pro modelování pojezdu zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 22, 1976, č. 11, s. 631-648.

Došlo dne 23. 6. 1982

СОУЧЕК, З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Решение модели копирования ротационной жатки на цифровой вычислительной машине. Земед. Techn., 28, 1982 (11) : 643-659.

Разработана модель (спецификация с точки зрения физического основания, математическая формулировка и программа) копирования ротационной жатки со случайным кинематическим возбуждением, соответствующим естественной неровной поверхности. Целью разработки машины было получить результаты, применимые при конструировании режущих аппаратов. Для оценки процесса копирования использовали ряд силовых и кинематических величин, в том числе и высоту стерни.

моделирование с помощью вычислительных машин; динамика сельскохозяйственных машин

SOUČEK, Z. (Research Institute of Farm Machinery, Praha - Chodov): *Digital-Computer Designing of the Ground-Feeling System of a Rotary Mower*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (11) : 643-659.

A model was worked out (specification from the point of view of physical basis, mathematic formulation and programme) to simulate the ground-feeling action of a rotary mower with random kinematic induction corresponding to natural uneven ground. The efforts were aimed at obtaining results applicable to mower cutterbar designing. A number of force and kinematic data, including stubble height, were used for the evaluation of the process of ground feeling.

computer simulation; dynamics of farm machines

SOUČEK, Z. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Lösung des Modells des Kopierens eines Rotormähers auf dem Digitalrechner*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (11) : 643-659.

Es wurde eine Modell (Spezifikation aus der Sicht der physikalischen Grundlage, mathematische Formulierung sowie Programm) des Kopierens eines Rotormähers mit einer zufälligen kinematischen Erregung ausgearbeitet, die der naturgemässen ungeraden Oberfläche entspricht. Die Lösung des Modells hatte zum Zweck, die bei der Konstruktionslösung der Mähbalken verwendbaren Ergebnisse zu erzielen. Zur Bewertung des Kopierprozesses wurde eine Reihe von kräftemässigen und kinematischen Grössen einschliesslich der Stoppelhöhe ausgenützt.

Modellierung mittels des Rechner; Dynamik der Landmaschinen

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha - Chodov



světová křižovatka
zemědělského vybavení

ukáže další cestu

přiblíží budoucnost

54^e SIMA

Salon International de la Machine Agricole

6. — 13. března 1983

výstaviště u Porte de Versailles

Paříž

- 54. mezinárodní salón zemědělských strojů
- 15. mezinárodní salón mechanizované kultivace v zahrádkářství

ČTK - MADE IN.../PUBLICITY/, Kotorská 16,
140 04 Praha 4 - Pankrác — telefon 422 155-8, linka 30

VÝSLEDKY FUNKČNĚ-ENERGETICKÉHO VÝZKUMU ZAŘÍZENÍ PRO HOMOGENIZACI ŘEZANKY A DRCENÍ KUKUŘIČNÝCH PALIC

J. Kupr, I. Lanča, E. Čapek

KUPR, J. — LANČA, I. — ČAPEK, E. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Výsledky funkčně-energetického výzkumu zařízení pro homogenizaci řezanky a drcení kukuřičných palic*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (11) : 661-672.

Práce se zabývá vývojem zařízení a hodnocením metod, jimiž se dosahuje homogennosti řezanky a kukuřičného šrotu. Jsou hodnoceny a porovnávány různé způsoby homogenizace použitelné u samojízdných sklízecích řezaček při sklizni zelených materiálů (vojtěšky a kukuřice), určených pro horkovzdušné sušení, a kukuřičných palic sklizených ve formě šrotu.

sklízecí řezačka; drtící a dořezávací zařízení; nožový buben; četnost řezanky

V souvislosti s požadavky na racionalizaci výživy hospodářských zvířat, zejména cestou zkvalitnění vlastní krmivové základny, je v posledních letech kladen stále větší důraz na kvalitu sklizně a posklizňového ošetřování krmných plodin. Cílem je podstatně snížit sklizňové a konzervační ztráty a zvýšit stravitelnost krmiv při maximálních úsporách energie.

V posledních letech je tedy úsilí zaměřeno na to, aby se zlepšila kvalita řezanky a aby se vyvíjely technologie, které umožňují konzervaci krmného kukuřičného zrna buď s vyloučením horkovzdušného sušení, nebo se sušením při minimální spotřebě energie. V zahraničí se velmi rychle rozšiřuje dělená sklizeň kukuřice ve voskově mléčné zralosti, tj.:

— sklizeň celých palic samojízdou sklízecí řezačkou a podrcení palic na kukuřičný šrot v řezacím bubnu s drtícím zařízením. Kukuřičný šrot se pak konzervuje v betonových rovinných silážních prostorách, nebo se suší na bubnových horkovzdušných sušárnách. Spotřeba paliva při sušení šrotu klesne zhruba na 30 % proti sušení celého zrna na sesypných sušárnách;

— sklizeň kukuřičných zbytků po sklizni palic. Pořezaná hmota kukuřičných zbytků se zpravidla přidává do siláží z řepných skrojků, aby se zvýšil obsah sušiny a zlepšila jejich kvalita.

V souladu s těmito trendy je vývoj moderních nožových bubnů sklízecích řezaček určován požadavky na krátce pořezanou hmotu s rovnoměrnou délkou řezu, dostatečný drtící účinek bubnu s přidavným drtícím ústrojím, vysoký výkon a provozní spolehlivost. Přestože se již v minulosti postupně snižovala teoretická délka řezanky, nebyl vždy dodržen přípustný podíl dlouhé frakce nad 100 mm. Na druhé straně však příliš

krátká řezanka není vhodná s ohledem na strukturální změny v poře-
zané hmotě a na prudké zvýšení příkonu řezacího bubnu. Správná ře-
zanka má tedy být co nejrovnoměrnější při určité nastavené teoretické
délce, která bývá nejčastěji 5, 10, 20 a 40 mm.

Požadavek na délku a rovnoměrnost řezanky vystupuje do popředí
především proto, aby se zajistil bezporuchový chod a vysoká výkonnost
mechanických naskladňovacích dopravníků a vybíracích fréz u senáž-
ních věží. Krátká a rovnoměrná řezanka také zkvalitňuje vlastní kon-
zervační proces a zlepšuje využití drahých konzervačních prostor a do-
pravních prostředků o 10 až 20 %.

Pro efektivní sušení píce na bubnových horkovzdušných sušár-
nách je nezbytné, aby podíl řezanky delší než 38 mm byl menší než
10 % pořezané hmoty (K r o m e r, 1971).

Z uvedených důvodů vybavují přední světoví výrobci své samojízdné
i závěsné sklízecí řezačky moderními neodhazovacími nožovými bubny,
které při správném seřízení, tj. při dobrém stavu ostří nožů a mezeře
mezi břity nožů a protiostrím 0,3 až 0,5 mm, splní veškeré nároky jak
na kvalitu pořezané hmoty, tak i na nízkou spotřebu energie a dobrou
provozní spolehlivost.

Další jejich výhodou je, že při doplnění vhodným drtícím (doře-
závacím) ústrojím lze dosáhnout toho, že řezanka a hmota kukuřičných
palic ve voskově mléčné zralosti je ještě rovnoměrnější, že ji lze podrtit
na hrubý šrot, v němž je cca 95 % zrn mechanicky narušeno (makro-
poškození) a podíl jemných částic pod 4 mm (propad sítem s otvorem
 ϕ 4 mm) je větší než 35 %.

MATERIÁL A METODY

Podrobné hodnocení funkčních a energetických parametrů vlastního nožového
bubnu samojízdné sklízecí řezačky SPS-35, řešeného ve VÚZS Praha v úzké spolu-
práci s Agrostrojem, n. p., Prostějov a KMR Poznaň, uvádějí K u p r aj. (1981).
Souběžně s nožovým bubnem byla pro sklízecí řezačku SPS-35 řešena i doplňková
dořezávací a drtící zařízení v několika variantách. Výzkum těchto zařízení probíhal
v podstatě v souladu se světovými vývojovými trendy a byl zaměřen na snížení
energetické náročnosti, zvýšení výkonnosti bubnu a zvýšení kvality podrcené hmoty
kukuřičných palic. K praktickému vyřešení požadavku na maximální homogenitu
pořezané píce a dostatečné podrcení kukuřičných palic se nabízejí různé možnosti.

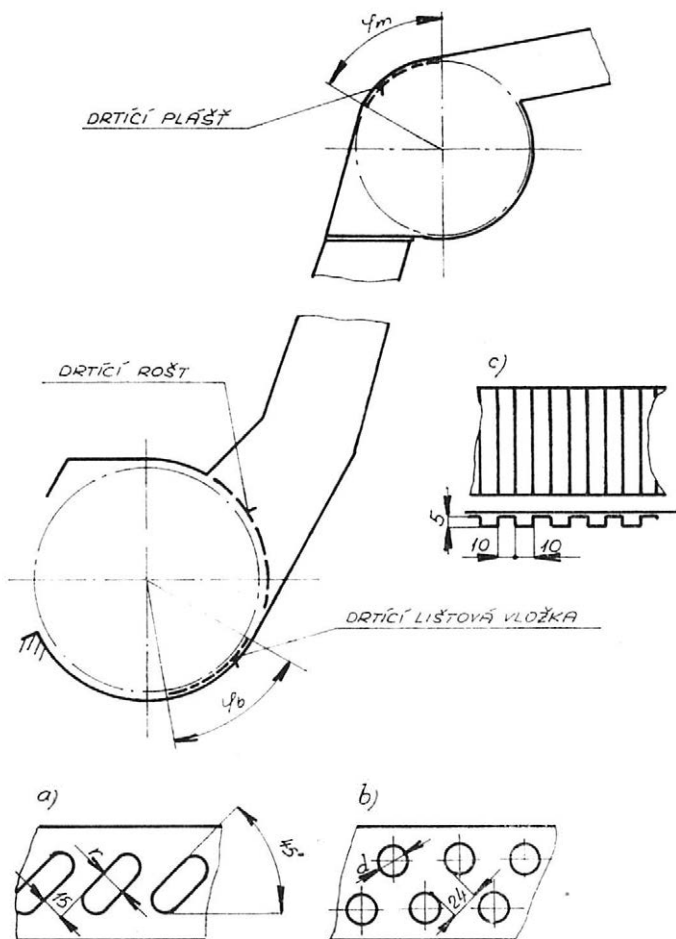
a) Vestavění drtících (dořezávacích) roštů s různě tvarovanými otvory do vý-
stupu z bubnu (obr. 1a): Drtící rošty byly vyvinuty a nejvíce se rozšířily v USA
a používají se jak pro homogenizaci řezanky z vojtěšky, tak i pro produkci kuku-
řičného šrotu. Instalaci drtících roštů do výstupního otvoru nožového bubnu se
zvětšuje opásání bubnu a zároveň se ztěžuje odchod řezanky. Obojí zvětšuje mno-
žství řezanky obíhající v prostoru bubnu a projeví se pak v neúměrném vzrůstu
příkonu bubnu a snížení průchodnosti.

Tyto důvody vedly zejména konstruktéry v evropských zemích, aby hledali
nová řešení, která by byla energeticky méně náročná a nesnižovala tak podstatně
průchodnost bubnu (pokles o 70 až 80 % podle velikosti otvorů v rostech).

b) Použití dvojího protiostrí (obr. 2a): Do pláště nožového bubnu je umístěno
další protiostrí, které je možné podle potřeby vysunout do pracovní polohy. Na roz-
díl od drtících roštů nepředstavuje druhé protiostrí tak výraznou překážku odchodu
řezanky z bubnu, neboť jeho umístění nebrzdí odcházející řezanku, ani nezvyšuje
její cirkulaci v bubnu. V porovnání s drtícími rošty byla však konstrukce bubnu
se dvěma protiostrími značně komplikovaná a manipulace s druhým protiostrím
byla při seřizování potřebné mezery (0,5 mm) velmi obtížná. Proto se toto řešení
v praxi neuplatnilo.

c) Použití aktivních dořezávacích prvků mimo nožový buben (obr. 2b, 2c):
Předchozí metody homogenizovaly řezanku v prostoru nožového bubnu. Snaha od-

1. Schéma drtícího (dořezávacího) zařízení řezací stolice s drtícím roštem a lištovými vložkami v plášti: a) drtící rošt VÚZS, b) drtící rošt „Dernedde a Peters“, c) lištová vložka VÚZS — Schematic drawing of the chopping mechanism with crushing grate and bar inserts in the casing: a) the VÚZS crushing grate, b) the „Dernedde & Peters“ crushing grate, c) the VÚZS bar insert

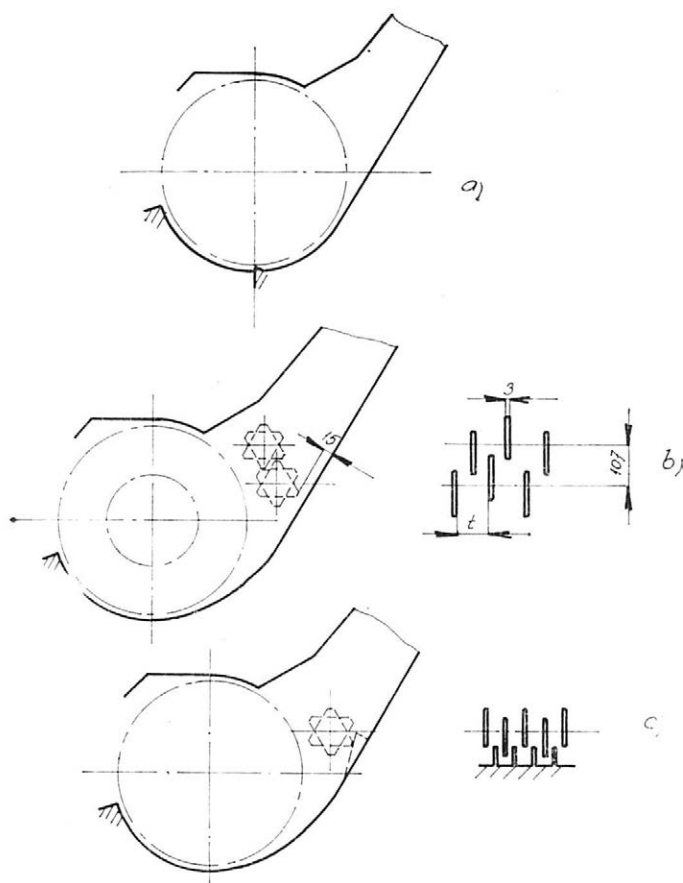


dělit obě operace (řezání, dořezávání a drcení) vedla k řešení aktivního dořezávače, umístěného ve výstupní hubici bubnu. Dořezávací zařízení umístěné ve výstupní hubici musí být nutně aktivní a napomáhat odchodu řezanky. Pasívní prvky by snižovaly výstupní rychlost, a tím by zvyšovaly náchylnost k ucpávání.

d) Umístění drtících lištových vložek (lišty jsou rovnoběžné s osou bubnu) v plášti nožového bubnu nebo metače (obr. 1c): Drtící lištové vložky představují pasívní drtící zařízení, vhodné především pro sklizeň kukuřičných palic. Nožový buben nebo metač opatřený těmito vložkami (vestavěnými do pláště) působí v uvedené části pláště jako kladívkový šrotovník; letící zrna vržená noží bubnu či lopatkami metače narážejí na hrany lišt, o které se tříští. Drtící účinek lištové vložky u bubnu se dá ještě znásobit ozubenými mlatkami umístěnými pod řezací nože (obr. 5). Výhodou lištových vložek a ozubených mlatků je, že minimálně brání průchodu materiálu, a tím ani markantně neztěžují náročnost na příkon.

PODMÍNKY MĚŘENÍ A ZPŮSOB VYHODNOCOVÁNÍ

Experimentální práce se dělaly na bubnové řezací stolici VÚZS, jejíž parametry a přístrojové vybavení bylo již dříve podrobně popsáno (Kupr aj., 1981). Součástí energetických měření bylo hmotnostní hodnocení kvality řezanky, to znamená, že byly hodnoceny jednotlivé hmotnostní podíly řezanky v rozměrových třídách. Odběr, třídění a zjišťování hmotnosti řezanky byly dělány podle společné metodiky zkoušek sklízecí řezačky II. generace, vypracované zkušebnami ČSSR, MLR a PLR.

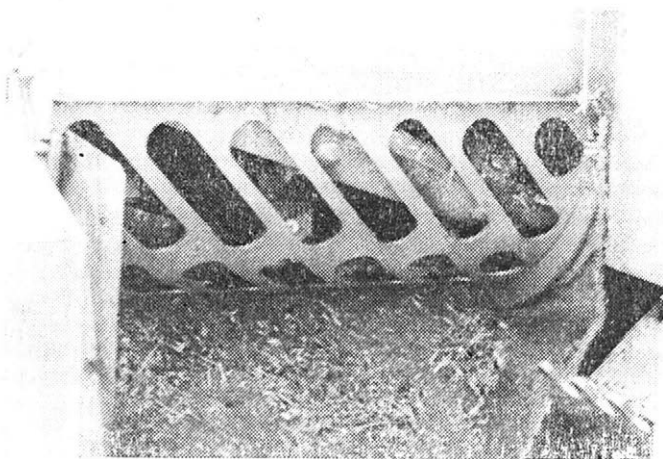


2. Schéma drtících (dořezávacích) zařízení nožového bubnu: a) dvojí protiostrí, b) aktivní dořezávací zařízení se dvěma rotory, c) aktivní dořezávací zařízení s jedním rotorem a pevným protiostrím — Schematic drawing of the crushing (finishing) units of the cutterhead: a) double counter-knives, b) active finishing equipment with two rotors, c) active finishing equipment with a single rotor and fixed counter-knife

Teoretické a experimentální práce probíhaly v letech 1976 až 1980. V těchto obdobích byly práce rozděleny v souladu s vývojem do těchto etap:

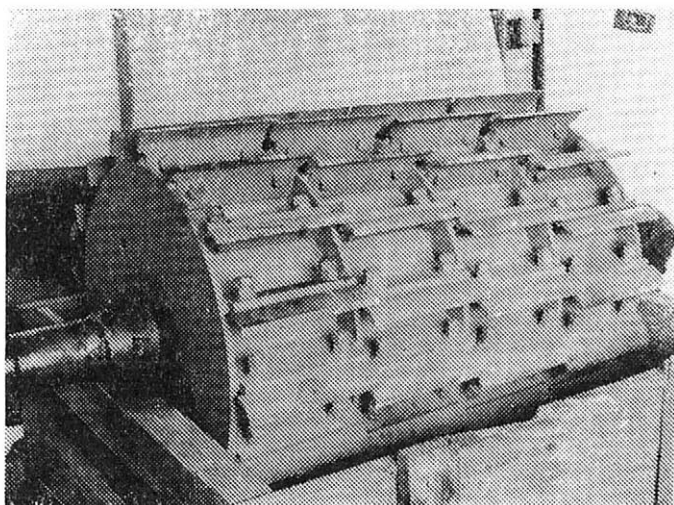
1. Homogenizace pomocí drtících roštů s šikmými otvory (obr. 3). Otvory měly šířku $r = 50, 34$ a 24 mm a sklon 45° (obr. 1a). Byl použit nožový buben se šroubovými noži.

2. Dořezávání pomocí aktivních dořezávacích prvků a kombinace aktivních a pasivních dořezávacích prvků (obr. 2b, 2c). Byl použit nožový buben SPS-35.



3. Řezací stolice s drtícím roštěm VÚZS — The chopping mechanism with the VÚZS crushing grate

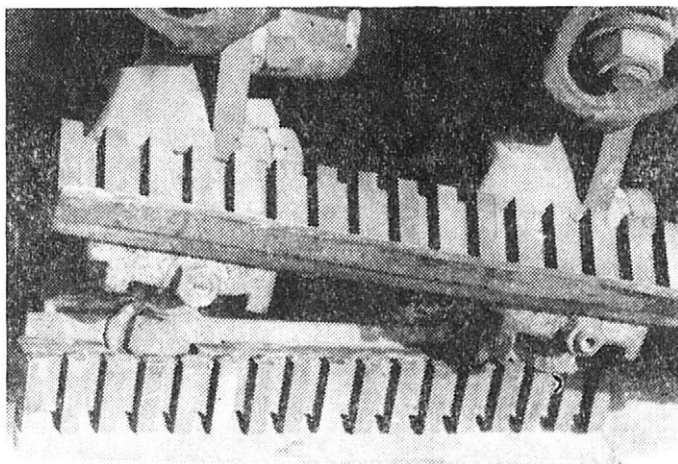
4. Vícenozový buben —
A multiple-knife cylinder-
type cutterhead



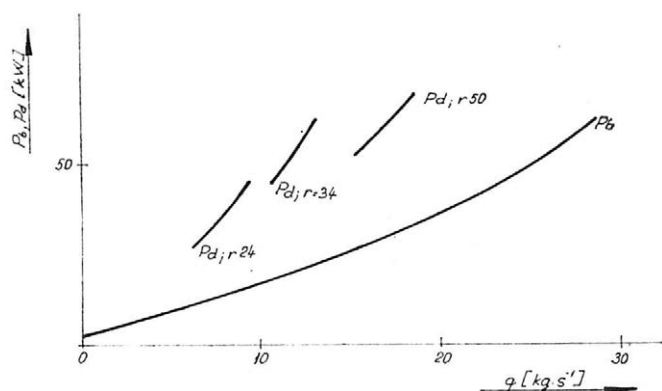
3. Dořezávání pomocí druhého protiostrří nožového bubnu (obr. 2a). Protiostrří byla nastavena tak, že mezera mezi noži bubnu a prvním protiostrřím byla 0,3 mm, u druhého protiostrří 0,5 mm. Byl použit nožový buben SPS-35.

4. Řezání vícenozovým bubnem (v dalším textu označený P-16) — (obr. 4). Vícenozový buben o stejném průměru jako nožový buben SPS-35 má na svém obvodu dvojnásobný počet nožů (v jedné řadě) než buben SPS-35. Při stejných kinematických parametrech řezací stolice (rychlosti vkládání) tak bylo dosaženo poloviční teoretické délky řezanky než u ostatních bubnů. Rovněž experimenty s vícenozovým bubnem byly vykonány s druhým protiostrřím.

5. Drcení pomocí lištových vložek v plášti nožového bubnu a metače. Umístění a parametry drticích vložek jsou uvedeny v obr. 1c. Byl použit nožový buben SPS-35. Pro zvýšení drticího účinku byly na nože namontovány mlatky (obr. 5). Při experimentech byla nastavena konstantní obvodová rychlost nožových bubnů $v_0 = 27,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Parametry nožových bubnů uvádějí ve své práci Ku pr aj. (1981). Výzkum homogenizace byl zaměřen na vojtěšku o sušině $s = 25$ až 30% , na kukuřici o sušině $s = 25 \%$ (za podmínek 1 až 3) a na kukuřičné palice o sušině $s \approx 80 \%$ (podmínky 3 až 5).



5. Ozubené mlatky umístěné pod noži SPS-35 —
Toothed beater-bars
under the SPS-35 knives



homogenization P_d as depending on maize throughput at a dry matter content of $s = 25.6\%$ and at the r value for the width of crushing grate skew hole. Cylinder-type cutterhead with screw-shaped knives, mouth width 650 mm, bladeless knives, theoretical chopping length $l_t = 17.3$ mm; circumferential velocity of the cylinder $v_o = 27.4$ m/s

VÝSLEDKY

Ukázky výsledků experimentálních měření a hodnocení výsledků jednotlivých etap výzkumu jsou uvedeny v tab. I až III a na obr. 6 až 8. Tab. I obsahuje ukázkou výsledků a hodnocení funkčně energetických měření nožového bubnu za podmínek uvedených v bodu 1. Celý rozsah prací této etapy (jednalo se cca o 60 měření) uvádí L a n ě a [1976].

Vestavěný drtící rošt, o který je řezanka rozdírána, klade výrazný

I. Přehled výsledků funkčně-energetických měření na řezací stolici — buben se šroubovými noži — A survey of the results of the functional and energetic measurements of the chopping mechanism — cylinder with spiral-shaped knives

Materiál — — sušina s [%]	Teoretická délka řezanky l_t [mm]	Šířka děr drtícího roštu r [mm]	Dosažená průchodnost q [kg · s ⁻¹]	Průměrná délka řezanky l [mm]	Podíl řezanky n [%]		Měrná práce ⁺ p [kJ · kg ⁻¹] pro $q = 10$ kg · s ⁻¹
					0 — l_t	0 — 40 mm	
Kukuřice $s = 25,6$	17,3	bez roštu	28,0	19,9	51,0	90,5	1,3
		50	17,1	17,9	57,1	95,5	2,4
		34	12,1	14,1	70,7	99,0	3,4
		24	8,3	12,4	76,6	99,3	4,1
	8,4	bez roštu	26,9	12,0	47,9	97,1	3,8
		50	11,9	20,6	14,1	90,7	3,7
Vojtěška $s = 30$	17,3	bez roštu	20,9	28,3	38,5	81,9	2,6
		50	8,2	25,6	42,9	85,2	4,5
	8,4	bez roštu	11,9	20,6	14,1	90,7	3,7

⁺ měrná práce nožového bubnu

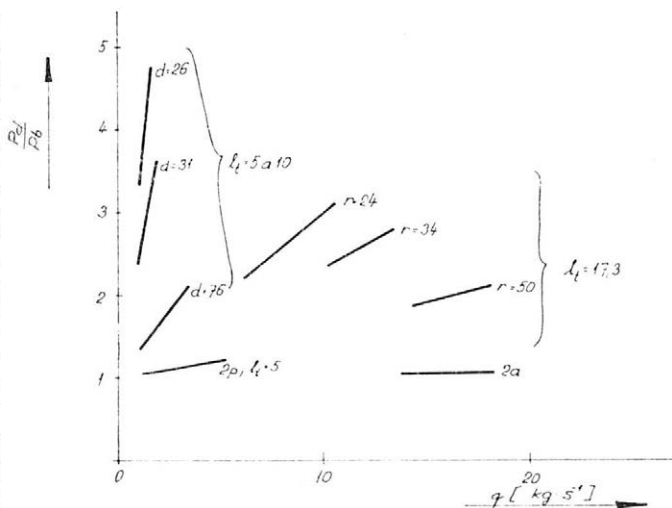
odpor nožovému bubnu. Rošt totiž jednak představuje další protiotřídění (hrany otvoru), což se projevuje růstem řezné složky příkonu bubnu (Kupr, 1979), jednak zmenšuje výstupní otvor, a tím ztěžuje odchod řezanky. Tyto skutečnosti se projevily výrazným růstem příkonu nožového bubnu (obr. 6). Růst byl tím intenzivnější, čím byly otvory menší. Rovněž maxima průchodnosti prudce klesala se zmenšováním otvorů v drticím roštu (tab. I).

Použité rošty však výrazně zvýšily homogenitu řezanky: i rošt s velkými otvory o šířce 50 mm markantně snížil podíl velmi dlouhé řezanky (nad 40 mm). Velmi jemný rošt o šířce otvorů 24 mm podíl této řezanky téměř odstranil, její obsah byl cca 0,7 %. V porovnání s poměry bez homogenizace se průměrná délka řezanky (skutečná) zkrátala o 60 %.

Výsledky dosažené při řezání kukuřice byly podstatně příznivější než při řezání vojtěšky, i když obsah sušiny byl dosti blízký. Příznivějších výsledků v homogenizaci kukuřice bylo dosaženo především způsobem uložení materiálu na dávkovací pás dopravníku, na němž byly stvolý kukuřice lépe urovnány než stébla vojtěšky. Rovněž vtahování stébel vojtěšky mezi nože bubnu a otvory drticího roštu je mnohem snazší.

Výsledky získané na řezací stolici kvalitativně souhlasí s výsledky, které uvádějí Darnedde a Peters (1976). Aby bylo možné vzájemně porovnat energetické výsledky různých způsobů homogenizace, např. roštů zkoušených VÚZS s rošty, které použili Darnedde a Peters s kruhovými otvory (obr. 1b), byl sestaven graf zobrazující poměrné zvýšení příkonu nožového bubnu s homogenizací v závislosti na dosažené průchodnosti a druhu drticího (dořezávacího) zařízení (obr. 7).

7. Poměr příkonu nožového bubnu s dořezáváním P_d a samotného bubnu P_b v závislosti na průchodnosti q , druhu dořezávacího ústrojí, teoretické délce řezanky l_t a zpracovávaném materiálu. 2a — aktivní dořezávací ústrojí provedení 2/20/20; vojtěška, $s = 24,6 \%$, $l_t = 8$ mm; d — drticí rošty s kruhovými otvory průměru d ; kukuřice, $s = 27,5$ až $34,5 \%$; r — drticí rošty s šikmými otvory o šířce r ; kukuřice, $s = 25,6 \%$; 2p — dvě protiotřídění; kukuřičné palice, $s = 86 \%$ — The ratio of the power input to cutterhead cylinder with finishing attachment P_d and cutterhead cylinder alone P_b in dependence on throughput q , on the type of finishing attachment, on the theoretical chopping length l_t and on the material chopped. 2a — active finishing attachment, variant 2/20/20; lucerne, $s = 24.6 \%$, $l_t = 8$ mm; d — crushing grates with circular holes of diameter d ; maize, $s = 27.5$ to 34.5% ; r — crushing grates with skew holes r , maize, $s = 25.6 \%$; 2p — two counter-knives; maize ears, $s = 86 \%$



II. Přehled výsledků funkčně-energetických měření na řezací stoliči — nožový buben SPS-35 — A survey of the results of the functional and energetic measurements of the chopping mechanism — the SPS-35 knife cylinder

Materiál — — sušina s [%]	Teoretická délka řezanky l_t [mm]	Typ drtiče (+)	Dosažená průchodnost q [kg · s ⁻¹]	Průměrná délka řezanky l [mm]	Podíl n [%] řezanky v délkách		Měrná práce p [kJ · kg ⁻¹]	
					0 — l_t	nad 80 mm	bubnu	drtiče
Vojtěška $s = 24,6$	8	bez drtiče	20,0	24,0	20,7	29,3	3,2	—
		2/20/20	19,0	14,5	46,3	14,2	3,3	0,11
Vojtěška $s = 15,1$	10	2/100/100	19,6	28,8	25,8	14,6	2,5	0,06
		2/40/40	23,3	23,9	27,1	13,1	2,63	0,10
		2/20/20	15,9	22,1	26,9	9,9	2,9	0,20
		bez drtiče	19,0	20,8	68,7	10,6	2,4	—
Kukuřice $s = 21,3$		1/20	25,0	19,0	73,0	7,9	2,4	0,05
		1/20 + R	25,4	18,4	73,2	4,9	2,6	0,07

+ 2/20/20 dva hřídele s noži o rozteči $t = 20$ mm
 1/20 jeden hřídel s noži o rozteči $r = 20$ mm
 1/20 + R jeden hřídel s noži o rozteči $t = 20$ mm a hřebenem (obr. 2c)

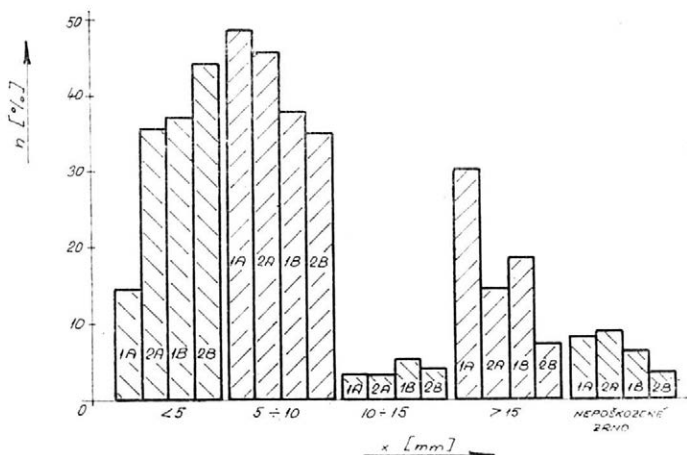
Z grafů na obr. 7 je zřejmé, že v porovnání s rošty se šikmými otvory o šířce r , kde šířka r je srovnatelná s průměrem otvoru d (obr. 1a, 1b), vycházejí rošty s kruhovými otvory jako energeticky dvakrát až třikrát náročnější, a to převážně vlivem obtížnějšího odchodu drceného materiálu z prostoru bubnu. Např. u roštu se šikmými otvory (obr. 3) o šířce $r = 34$ mm se zmenšil výstupní otvor z bubnu cca o 30 %, rošt s kruhovými otvory o průměru $d = 31$ mm zmenšil výstupní otvor dvojnásobně (o 60 %).

O obtížnosti odchodu materiálu drtícím roštem svědčí i dosažené průchodnosti; u kruhových otvorů byla maximální průchodnost téměř pětkrát nižší než u roštu se šikmými otvory (při stejné šířce, jako je průměr).

Ukázka výsledků funkčně energetických měření s aktivními dořezávacími prvky je v tab. II. V této tabulce jsou shrnuty důležitější výsledky z více než 40 energetických měření (L a n ě a K u p r, 1977).

Aktivní dořezávač vestavěný do hubice představuje rovněž určitou překážku odchodu řezanky z bubnu, i když podstatně nižší, než je tomu u drtících roštů (obr. 7). V krajním případě, tj. při rozteči nožů (na jednom hřídeli) $t = 20$ mm, poklesla maximální dosažená průchodnost cca o 25 % ve srovnání s případem bez dořezávání. U drtících roštů s otvory o šířce $r = 24$ mm poklesla průchodnost dokonce o 70 % (tab. I). Aktivní dořezávače nepředstavovaly výraznější spotřebič energie, v krajním případě dosahovaly cca 10 % příkonu nožového bubnu (tab. II).

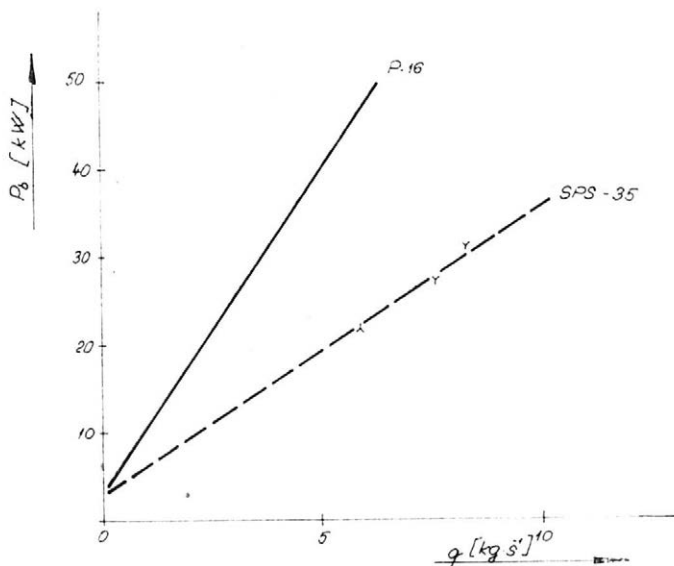
8. Podíl n drcených částic kukuřičných palic o sušíně $s = 79,1\%$ v závislosti na rozměru otvorů síť x , počtu protiostrů a typu nožového bubnu, průchodnosti $q = 7,5$ až $10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ (1 — jedno protiostr, 2 — dvě protiostr, A — nožový buben SPS-35; $l_t = 5 \text{ mm}$, B — vícenožový buben; $l_t = 2,5 \text{ mm}$; podíl nepoškozených zrn je počítán z hmotnosti zrn, tj. $72,81\%$ celkové hmotnosti vzorku kukuřičné drtě) — Proportion n of the crushed particles of maize ears with a dry matter content of $s = 79,1\%$ as depending on sieve mesh x , on the number of counter-knives and type of cutterhead, on throughput $q = 7.5$ to 10 kg/s (1 — one counter-knive, 2 — two counter-knives, A — the SPS-35 cylinder-type cutterhead; $l_t = 5 \text{ mm}$, B — multiple-knife cutterhead cylinder; $l_t = 2.5 \text{ mm}$; the proportion of undamaged grains is calculated from grain weight, i. e. 72.81% of the total weight of crushed maize sample



Homogenita řezanky dosažená aktivními dořezávači je v porovnání s drticími rošty výrazně horší, a to především kvůli množství dlouhé řezanky, zvláště u vojtěšky. Homogenita kukuřičné řezanky byla podstatně lepší a její parametry byly srovnatelné s výsledky dosaženými na drticích roštech.

Druhé protiostrí v nožovém bubnu (obr. 2a) zvýšilo příkon nožového bubnu v průměru o 15% (Kupr, 1979) a téměř nesnižovalo maximál-

9. Příkon nožového bubnu P_b v závislosti na průchodnosti q kukuřičných palic o sušíně $s = 79\%$ a typu nožového bubnu SPS-35; $l_t = 5 \text{ mm}$, dvě protiostrí P-16; vícenožový buben (dvojnásobný počet nožů v jedné řadě než SPS-35), $l_t = 2,5 \text{ mm}$, jedno protiostrí — The power input to cutterhead cylinder P_b in dependence on the throughput q of maize ears with a dry matter content of $s = 79\%$ and on the type of cutterhead cylinder (SPS-35); $l_t = 5 \text{ mm}$, two counter-knives P-16; multiple-knife cylinder (double number of knives in a row as compared with SPS-35), $l_t = 2,5 \text{ mm}$, one counter-knife



ní průchodnost nožového bubnu; dosažená průchodnost byla téměř shodná s podmínkami řezání s jedním protiostrím.

Celkem nevýrazné zvýšení příkonu mimořádně příznivě ovlivní homogenizaci řezanky (obr. 8). Druhé protiostrí markantně zvýší podíl velmi krátké frakce a sníží podíl velmi dlouhé řezanky (až na polovinu).

Na obr. 8 jsou porovnány četnosti řezanky dvou typů nožových bubnů za stejných (podobných) podmínek. Složení řezanky dosažené bubnem SPS-35 s dvěma protiostrími je stejné jako u vícenožového bubnu s jedním protiostrím, ačkoliv příkon bubnu SPS-35 s dvěma protiostrími byl téměř poloviční než u vícenožového bubnu s jedním protiostrím (obr. 9). Pro drcení kukuřičných palic na hrubý šrot je z porovnávaných alternativ z hlediska nároků na složení drtě vyhovující pouze alternativa vícenožového bubnu s dvěma protiostrími, neboť jako jediná splňuje požadavek, aby množství nepoškozených zrn bylo menší než 5 % (obr. 8).

Výsledky experimentů s drtíci lištovými vložkami (obr. 1c) při řezání kukuřičných palic jsou uvedeny v tab. III. Drtící vložky vsazené v plášti nožového bubnu zvýší jeho příkon cca o 40 %, ale přesto je toto řešení energeticky výhodnější než vícenožový buben.

Drtící vložka v metači zvýší jeho příkon cca o 17 %. Výrazně však ovlivní homogenitu kukuřičné drtě, především tím, že sníží podíl částic nad 10 mm cca na třetinu a podíl nepoškozených zrn o 25 %.

Homogenita kukuřičné drtě se použitím drtících lištových vložek a mlátek u bubnu SPS-35 podstatně zlepší. Zejména jemné frakce pod 4 mm je zhruba dvojnásobek v porovnání s bubnem bez drtící vložky a mlátek a cca o 20 % více než při řezání vícenožovým bubnem. Rovněž podíl mechanicky nepoškozených zrn je výrazně menší při srovnání s vícenožovým bubnem, a tím se značnou rezervou splňuje požadavek krmivářů, aby tento podíl činil maximálně 5 %. Instalací lištové drtící vložky v bubnu SPS-35 se mechanicky poškodí více než 97 % zrn.

III. Přehled výsledků funkčně energetických měření při řezání kukuřičných palic o sušině 86 % — A survey of the results of the functional and energetic measurements when maize ears with an 86% dry matter content are chopped

Podmínky měření	Dosažená průchodnost q [kg · s ⁻¹]	Podíl n [%] kukuřičné drtě			Podíl nepoškozených zrn [%]	Měrná práce p [kJ · kg ⁻¹]		
		do 4 mm	4–10 mm	nad 10 mm		bubnu p_b	metače p_c	celková $p_b + p_c$
a	4,9	35,46	53,75	10,79	6,98	2,7	2,2	4,9
b	3,4	43,85	47,44	8,71	3,90	3,7	2,2	5,9
c	3,1	51,04	46,19	2,77	2,78	3,8	2,2	6,0
d	2,8	40,68	53,94	5,38	4,26	15,6	1,9	7,5

a) buben SPS-35; metač s lištovou vložkou; $l_t = 5$ mm

b) buben SPS-35 s lištovou vložkou; metač s lištovou vložkou; $l_t = 5$ mm

c) stejné podmínky jako b), ale na nožích upevněny ozubené mlátky

d) vícenožový buben; metač i buben bez vložky; $l_t = 2,5$ mm

Homogenizace řezanky, a zvláště drcení kukuřičných palic na hrubý šrot, je prvořadým požadavkem kladeným na sklízecí řezačky z hlediska krmivářského i provozně ekonomického. Především senážováním šrotu kukuřičných palic se při zachování obsahu živin dosáhne značných energetických a ekonomických úspor proti sklizni a sušení celého zrna. Tato nová technologie se stane jednou z cest k dalšímu zkvalitnění a zefektivnění vlastní produkce krmiv pro naši živočišnou výrobu.

Z průběhu a výsledků experimentálních výzkumných prací, které se dělaly ve VÚZS Praha s různými typy homogenizačních zařízení, lze dedukovat tyto závěry:

— Drtící rošty, které uzavírají výstupní otvor z nožového bubnu, reprezentují velkou překážku odcházející řezance a vyvolávají výrazné zvýšení příkonu nožového bubnu a omezení jeho výkonnosti (průchodnosti). Navíc zvyšují náchylnost k ucpávání.

— Aktivní dořezávací ústrojí umístěné v odhazové hubici nebo v bezprostřední blízkosti nožového bubnu se příliš neosvědčilo, především proto, že homogenizace pořezané hmoty je nedostatečná a pohon je komplikovaný. Přítomnost i velmi jednoduchého mechanismu ve vstupní hubici nutně představuje překážku pohybu řezanky a zvyšuje nebezpečí ucpání.

— Vícenožové bubny, u nichž se při stejné rychlosti vkládání dosahuje poloviční délky řezanky, tedy ultrakrátké řezanky (2—3 mm), jsou energeticky náročnější (až dvojnásobně) v porovnání s nožovými bubny klasické konstrukce doplněnými druhým protiostrím a délka řezanky je teoreticky stejná jako u vícenožových bubnů.

— Druhé protiostrí je po energetické stránce výhodné dořezávací zařízení, které jen nevýrazným zvýšením příkonu nožového bubnu (cca o 15 %) dosahuje příznivého zkvalitnění skladby řezanky. Pro zavedení druhého protiostrí do širšího použití by bylo potřeba konstrukčně vyřešit rychlou záměnu druhého protiostrí, jeho snadné vysouvání do pracovní polohy a jednoduché seřizování a kontrolu nastavené mezery. Při dosavadním umístění nožového bubnu v rámu řezačky SPS-35 je instalace druhého protiostrí v plášti bubnu a jednoduchá manipulace s ním nemožná (vyžádala by si rekonstrukci celého rámu).

— Drtící lištové vložky — vestavěné do pláště nožového bubnu, zejména v kombinaci s hřebenovými mlatkami umístěnými pod řezacími noži, mají velmi dobrý homogenizační účinek při úměrném zvýšení příkonu. Toto zařízení po funkční stránce s rezervou splňuje veškeré požadavky kladené na kvalitu drtě (šrotu) při sklizni kukuřičných palic. Další jejich výhodou je jednoduchost a snadná montáž.

Tato varianta homogenizačního zařízení byla hodnocena jako optimální a je doporučena k realizaci v konstrukci řezačky SPS-35 jako doplňkové zařízení pro sklizeň kukuřičných palic ve voskově mléčné zralosti na hrubý šrot.

Literatura

- DERNEDDE, W. — PETERS, H.: Wirkung und Leistungsbedarf von Nachschweidesystemen für Exakthäcksler. *Grundlag. Landtechn.*, 1976, č. 6.
- KROMER, H.: Tendenzen im Exaktfeldhäckslenbau in den USA und in Deutschland. *Grundlag. Landtechn.*, 1971, č. 4.
- KUPR, J.: Energetické a funkční poměry nožových bubnů řezaček. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1979.
- KUPR, J. — LANČA, I. — ČAPEK, E.: Výsledky funkčně energetického výzkumu nožového bubnu sklízecích řezaček. *Zeměd. Techn.*, 27, 1981, č. 1, s. 41-54.
- LANČA, I.: Samojízdná sklízecí řezačka II. generace. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1976.
- LANČA, I. — KUPR, J.: Situační zpráva o dosavadním průběhu a výsledcích funkčně energetických měření funkčních modelů SPS-35 a stacionární zkušební stolice. [Výzkumná zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1977.

Došlo dne 23. 6. 1982

КУПР, Я. — ЛАНЧА, И. — ЧАПЕК, Э. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Результаты функционально-энергетического исследования устройства для гомогенизации резки и дробления кукурузных початков. *Zeměd. Techn.*, 28, 1982 (11) : 661-672.

Работа посвящена разработке конструкции устройства и оценке методов, с помощью которых достигают гомогенности резки и кукурузного шрота. Оцениваются и сравниваются разные способы гомогенизации, применимые у самоходных силосоуборочных комбайнов при уборке зеленой массы (люцерны и кукурузы), предназначенной для сушки горячим воздухом, и кукурузных початков, убираемых в форме шрота.

силосоуборочная машина; дробильное и измельчающее устройство; ножевой барабан; частота резки

KUPR, J. — LANČA, I. — ČAPEK, E. (Research Institute of Farm Machinery, Praha - Chodov): *The Results of Functional and Energetic Research in the Equipment for Chopped Material Homogenization and Maize Ear Crushing*. *Zeměd. Techn.*, 28, 1982 (11) : 661-672.

The development of the equipment is described and the methods of chopped material homogenization and maize ear crushing are evaluated. Various methods of homogenization are assessed and compared from the point of view of their use in self-propelled chopper-harvesters for green material harvesting (lucerne and maize) to be subjected to hot-air drying and for maize ears to be harvested as groats.

chopper-harvester; crushing and finishing equipment; cylinder-type cutterhead

KUPR, J. — LANČA, I. — ČAPEK, E. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Ergebnisse der Funktions- und Energieforschung der Einrichtung für die Häckselguthomogenisierung und Maiskolbenzerkleinerung*. *Zeměd. Techn.*, 28, 1982 (11) : 661-672.

Der Aufsatz behandelt die Entwicklung der Einrichtungen und Bewertung der Methoden, mit denen die Homogenität des Häckselgutes und des Maisschrotes erzielt wird. Es werden verschiedene Homogenisierungsverfahren bewertet und verglichen, die bei selbstfahrenden Feldhäcklern für die Ernte der für die Heißlufttrocknung bestimmten Grüngüter (Luzerne und Mais) und der schrottförmig geborgenen Maiskolben anwendbar sind.

Feldhäcksler; Zerkleinerungs- und Nachhäckselvorrichtung; Messertrommel; Häckselhäufigkeit

Adresa autorů:

Ing. Jaroslav Kupr, CSc., ing. Ivo Lanča, ing. Emilián Čapek, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha - Chodov

VIBRACE VOLANTU TRAKTORU ZETOR ŘADY UŘ 1 Z HLEDISKA HYGIENICKÝCH PŘEDPISŮ

O. Knaifl

KNAIFL, O. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Vibrace volantu traktoru Zetor řady UŘ 1 z hlediska hygienických předpisů*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (11): 673–692.

Užitím teorie grafů byl sestaven matematický model dynamického chování soustavy volantu a optimalizací jejích parametrů bylo odstraněno rezonanční kmitání věnce volantu. Dále je v práci navržena nová struktura soustavy volantu, která snižuje odezvu věnce tak, že s rezervou vyhovuje požadavkům předpisů pro osmihodinovou pracovní dobu řidiče.

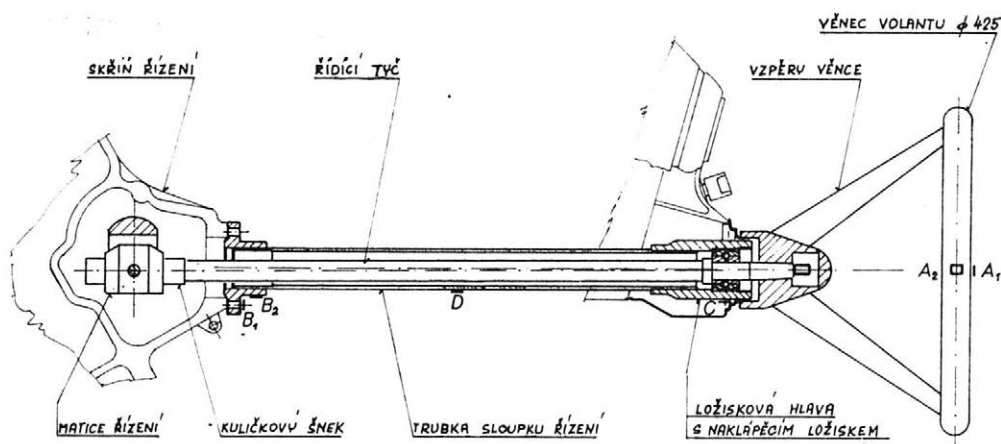
ergonomie; vibroizolace; matematické modelování; teorie grafů; optimalizace

Vibrace věnce volantu traktorů ZETOR řady UŘ 1 nevyhovovaly požadavkům hygienických předpisů (1977). Ve VÚTr Zetor odzkoušeli různé konstrukční úpravy pro jejich snížení. Konstrukční úpravy však nesnížily odezvu věnce, zvláště v oblastech motorových frekvencí 40 až 125 Hz. Podpírová a Kučera (1979) tedy prošetřili i možnost snížení buzení vibrací volantu dokonalejším vyvážením motoru. Ukázalo se, že odezva věnce volantu se snížila jen nepatrně. Proto se k problematice vibroizolace věnce přistoupilo komplexně s respektováním budících vstupů i dynamických vlastností soustavy volantu současně.

METODIKA

Podkladem pro rozbor vibrací dosavadního provedení soustavy volantu a pro výběr jejích elementů k sestavení matematického modelu bylo měření zrychlení na traktoru Z 6011, 1011/1980, který byl zapůjčen od VÚTr Zetor Brno. Potvrdilo se, že dominantní složky odezvy věnce jsou v pásmu motorových frekvencí. Do soustavy volantu pro výpočetní model bylo tedy jako vstup zahrnuto kinematické buzení vibracemi motoru. Výstupem soustavy je odezva věnce přidržovaného řidičem. Dynamické charakteristiky soustavy jsou spoluvytvářeny spojovacími elementy – řídicí tyčí a trubkou sloupku řízení. Soustavu volantu lze považovat za mechanický dynamický systém obsahující parametry hmotnosti, tuhosti a tlumení.

V práci, jejíž výsledky předkládáme, byla řešena vibroizolace věnce volantu traktoru podle Knaifla (1980). V první etapě byl za použití teorie grafů sestaven matematický model dynamického chování soustavy volantu a optimalizací parametrů této soustavy bylo odstraněno rezonanční kmitání věnce volantu. Druhá etapa se zaměřila na odstranění zbytkových vynucených vibrací, což si vyžádalo návrh nové struktury soustavy volantu. Byl také sestaven matematický model a stanovena oblast hodnot parametrů umožňujících prodloužit dobu expozice řidiče vibracemi na celou pracovní dobu, a tím vyhovět hygienickým předpisům (1977) pro osmihodinovou expozici.



1. Dosavadní soustava volantu a měřená místa A-D — The existing steering system and the measuring sites (A-D)

DOSAVADNÍ SOUSTAVA VOLANTU

Dosavadní soustava volantu je znázorněna na obr. 1. Je to dynamický systém s rozptřenými parametry hmotnosti, tuhosti a tlumení, jehož vibrace jsou kineticky buzeny pohybem řídící skříňe traktoru, která je součástí bloku motoru. Výstupem soustavy jsou vibrace věnce volantu přidržovaného řidičem.

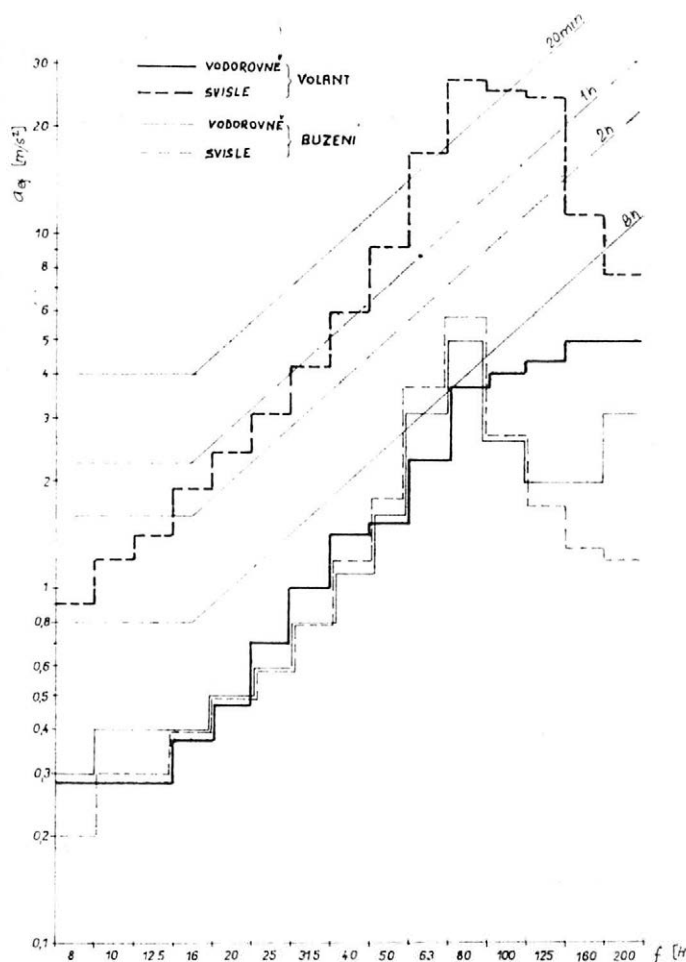
ANALÝZA VIBRACÍ DOSAVADNÍHO PROVEDENÍ SOUSTAVY VOLANTU

Měření proběhlo v laboratoři VÚZS — traktor stál na místě. Účelem bylo vytipovat vlastní frekvence soustavy volantu, aby mohly být stanoveny rezonanční režimy a inten-

I. Význačné frekvence kmitání soustavy volantu při stupňovitěm zvyšování otáček motoru — Significant frequencies of steering system vibrations at graded engine speeds

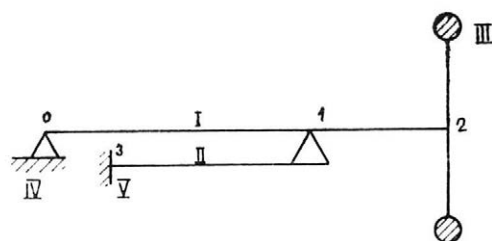
Otáčky motoru za minutu	Naměřené význačné frekvence kmitání v Hz					Řád harmonické složky buzení <i>k</i>
	odezva			buzení		
	věnec volantu		naklápěcí ložisko	spojení se skříní		
	svisle	vodorovně		svisle	vodorovně	
500	31,5	31,5	31,5	nevýrazné frekvence	nevýrazné frekvence	4
800	27,0	27,0	27,0	27,0	27,0	2
1000	31,5	31,5	31,5	nevýrazné frekvence	nevýrazné frekvence	2
2000	68,2	nevýrazné frekvence	68,2	nevýrazné frekvence	nevýrazné frekvence	2

2. Amplitudofrekvenční charakteristika odezvy a buzení dosavadní soustavy volantu traktoru Z 6011 stojícího v laboratoru při jmenovitých otáčkách motoru — The amplitude-frequency characteristics of the response and excitation of the existing steering system in the Z 6011 tractor standing in laboratory at rated engine speed



zita buzení, včetně jeho dominantních frekvencí při jmenovitých otáčkách motoru 2200 za minutu.

Význačné frekvence kmitání soustavy volantu při stupňovitěm zvyšování otáček motoru po 100 za minutu jsou vyneseny v tab. I. Výrazná frekvence buzení 27 Hz souvisí s torzními vlastnostmi motoru a pohonného systému, což vyvolává výrazné vynucené kmitání i na věnci volantu. Další význačné frekvence odezvy 31,5 Hz a 68,2 Hz jsou vlastními frekvencemi soustavy volantu. Při kmitání frekvencí 31,5 Hz má věnec srovnatelné amplitudy v obou měřených směrech, úměrná je i amplituda kmitání naklápěcího ložiska v příčném směru. Jedná se tedy o příčné ohybové kmitání sloupku řízení jako celku. Kmitání frekvencí 68,2 Hz je charakterizováno svislým kmitáním věnce volantu a příčným kmitáním naklápěcího ložiska. Dochází k měřitelné relativní deformaci mezi řídicí tyčí nesoucí věnec volantu a trubkou sloupku volantu. Jedná se tedy o ohybové příčné kmitání tyče řízení. Protože provozní otáčky motoru mohou kolísat v rozmezí 1800 až 2420 za minutu, je vlastní frekvence v nebezpečném pásmu a dochází k rezonanci. Kmitání věnce volantu lze snížit i při zachování současné konstrukce rozladěním soustavy volantu z rezonance — vysunutím vlastní frekvence 68,2 Hz z provozního pásma otáček motoru. Velikost snížení kmitání věnce odstraněním rezonance bude závislá na intenzitě buzení soustavy, která určuje velikost zbytkového vynuceného kmitání věnce. Na obr. 2



3. Schéma dosavadní soustavy volantu pro výpočet vlastních frekvencí kmitání — Schematic drawing of the existing steering system for the calculation of vibration frequencies

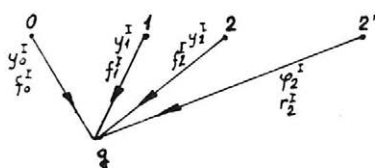
je amplitudofázová charakteristika buzení při jmenovitých otáčkách motoru. Ukazuje se, že buzení je samo o sobě dosti vysoké, složka odpovídající druhé hlavní harmonické složce otáček motoru přesahuje mez povolenou hygienickými předpisy (1977).

SESTAVENÍ MATEMATICKÉHO MODELU DOSAVADNÍ SOUSTAVY VOLANTU

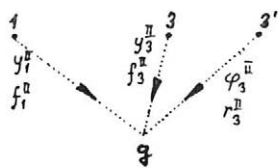
Obecně je možné dosáhnout změny vlastních frekvencí změnou hmotnostních, tuhostních, popřípadě tlumících vlastností soustavy. Pro rozladění druhé vlastní frekvence ohybového příčného kmitání soustavy 68,2 Hz z provozního pásma otáček motoru je třeba stanovit význačné parametry soustavy tak, aby jejich malá změna umožnila požadované vysunutí. Proto se sestaví matematický model dosavadní soustavy a po jeho ověření se určí odpovídající velikosti hledaných parametrů.

Sestavení matematického modelu soustavy volantu jako dynamického systému vyplývá z teorie grafů (Knaifl, 1979). Na obr. 3 je uvedeno schéma, v němž jsou zachovány typologické vazby jednotlivých elementů a jejich vzájemné incidence. Jednotlivé elementy I—V jsou charakterizovány hodnotami paralelních a sériových proměnných v připojovacích bodech — pólech. Paralelními proměnnými W jsou přemístění pólů a sériovými proměnnými q jsou silové účinky v pólech. Orientované pólové grafy každého elementu jsou znázorněny na obr. 4; počet hran odpovídá počtu předpokládaných proměnných, pól g reprezentuje základní rám — zemi. U kloubových spojení se přenáší pouze posuvná

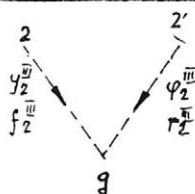
Element I



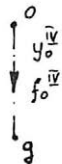
Element II



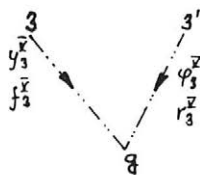
Element III



Element IV

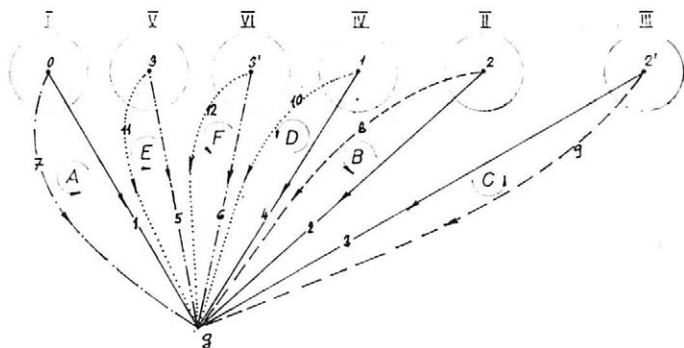


Element V



4. Orientované pólové grafy elementů soustavy volantu — Pole-oriented graphs of the elements of steering system

5. Orientovaný pólový graf soustavy volantu — Pole-oriented graph of steering system



deformace, u nalisovaného spoje volantu III a řídicí tyče I se přenáší i natočení — proto má pólový graf rozdvojenou hranu 2. Ze stejných důvodů je rozdvojena i hrana 3 u elementu II a V. Orientovaný pólový graf soustavy volantu vznikne spojením grafů elementů (obr. 5). Hrany vybrané do stromu grafu jsou znázorněny přímkami, tětivy grafu — oblouky. Pólové rovnice svazují navzájem paralelní a sériové proměnné. Seřadíme-li je podle očíslování grafu soustavy, dostáváme

$$\begin{bmatrix} W_v \\ W_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G^I & & & \\ & G^V & & \\ & & G^{IV} & \\ & & & G^{III} \\ & & & & G^{II} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q_v \\ Q_t \end{bmatrix} \quad (1)$$

kde: G^k — matice poddajnosti elementu K
 W_v, W_t — paralelní proměnné větví a tětív grafu soustavy
 Q_v, Q_t — sériové proměnné větví a tětív grafu soustavy

Matice dynamické poddajnosti soustavy se rozpadá na submatice větví

$$G_v = \begin{bmatrix} G^I & \\ & G^V \end{bmatrix} \quad (2)$$

a submatici tětiv

$$G_t = \begin{array}{|c|c|} \hline G^{IV} & \\ \hline & G^{III} \\ \hline & & G^{II} \\ \hline \end{array} \quad (3)$$

Pólové rovnice (1) po dosazení (2) a (3) mají tvar

$$\begin{array}{|c|} \hline W_v \\ \hline W_t \\ \hline \end{array} = \begin{array}{|c|c|} \hline G_v & \emptyset \\ \hline \emptyset & G_t \\ \hline \end{array} \cdot \begin{array}{|c|} \hline Q_v \\ \hline Q_t \\ \hline \end{array} \quad (4)$$

Základních řezů grafu soustavy volantu je podle počtu větví šest, jsou označeny římskými číslicemi:

$$\begin{array}{l} \text{I} \\ \text{II} \\ \text{III} \\ \text{IV} \\ \text{V} \\ \text{VI} \end{array} \begin{array}{|c|c|} \hline I_6 & A \\ \hline \end{array} \cdot \begin{array}{|c|} \hline Q_v \\ \hline Q_t \\ \hline \end{array} = \begin{array}{|c|} \hline \emptyset \\ \hline \end{array} \quad (5)$$

kde: I_6 — jednotková matice typu 6.6

A — matice, jejíž sloupce vyjadřují orientovaně incidenci tětiv (ve vyšetřovaném grafu $A = I_6$)

Základních smyček grafu soustavy volantu je podle počtu tětiv rovněž šest, jsou označeny velkými písmeny abecedy:

$$\begin{array}{l} \text{A} \\ \text{B} \\ \text{C} \\ \text{D} \\ \text{E} \\ \text{F} \end{array} \begin{array}{|c|c|} \hline B & I_6 \\ \hline \end{array} \cdot \begin{array}{|c|} \hline W_v \\ \hline W_t \\ \hline \end{array} = \begin{array}{|c|} \hline \emptyset \\ \hline \end{array} \quad (6)$$

kde: $B = -A^t$ — matice, jejíž sloupce vyjadřují orientovaně incidenci větví

Sloučením rovnic (6) a (4) obdržíme

$$\begin{bmatrix} B & I_6 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} G_v & \\ & G_t \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q_v \\ Q_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

Po vynásobení matic a při použití rovnic základních řezů (5) získáme

$$\begin{bmatrix} G_v + G_t \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

což je soustava rovnic, jejíž platnost při $Q_v = 0$ vyžaduje nulovou determinantu šestého

stupně matice $\begin{bmatrix} G_v + G_t \end{bmatrix}$

$$\det \begin{vmatrix} G_v + G_t \end{vmatrix}_6 = 0 \quad (9)$$

Výsledné rovnice (9) pro výpočet vlastních frekvencí dosavadní soustavy volantu obsahují jako jedinou charakteristiku soustavy matici dynamických poddajností jejích prvků.

Ze stanovení vlastních frekvencí soustavy podle (9) získáme z rovnic (7) hodnoty sériových proměnných Q_v , Q_t . Po jejich dosazení do pólových rovnic (4) získáme souřadnice vektoru vlastních tvarů kmitání soustavy volantu.

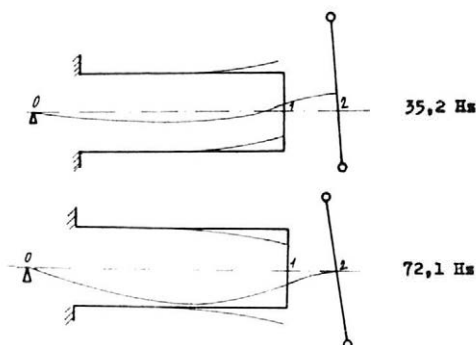
OVĚŘENÍ MATEMATICKÉHO MODELU DOSAVADNÍ SOUSTAVY VOLANTU

Platnost matematického modelu soustavy volantu pro výpočet jejích vlastních frekvencí (10) ve frekvenčním pásmu odpovídajícím provozním otáčkám motoru ověříme srovnáním s naměřenými vlastními frekvencemi (tab. I). Užitě hmotnostní a tuhostní parametry jsou sestaveny v tab. II. Z nich vypočtené vlastní frekvence podle (9) v předpokládaném pásmu otáček motoru (500–2420 min) jsou 35,2 Hz a 72,1 Hz. Jim odpoví

II. Užitě hmotnostní a tuhostní parametry — The weight and rigidity parameters used

	Délka [m]	Průměr [m]	Jednotková hmotnost ⁺ [kg/m]	Jednotková ohybová tuhost ⁺ [kg m ³ /s ²]	Celková hmotnost [kg]	Celkový hmotný moment setrvačnosti kg m ²
Řídicí tyč	0,750	0,022	2,965	2 369,115	—	—
Vnější trubka	0,520	0,040 / 0,032	3,527	15 285,942	—	—
Volant	—	0,425	—	—	2,943	0,029

⁺ jednotková hmotnost a ohybová tuhost je hmotnost a tuhost jednotky délky pružného nosníku



6. Vlastní tvary kmitání dosavadní soustavy volantu v pásmu 500—2420 ot/min motoru — The vibration patterns of the existing steering system in the zone of 500 to 2420 engine r. p. m.

vídající vlastní tvary kmitání jsou uvedeny na obr. 6. Vzhledem k tomu, že hodnoty v tab. II byly stanoveny pouze z výkresů a nemohly být odměřeny na skutečných elementech, lze uvedenou shodu vypočtených a naměřených vlastních frekvencí považovat za vyhovující. Rovněž vypočtené vlastní tvary kmitání odpovídají zjištěním z měření. Při vlastní frekvenci 35,2 Hz kmitá soustava volantu ohybově jako jednostranně vetknutý nosník — převažuje zrychlení v rovině volantu. Při vlastní frekvenci 72,1 Hz kmitá tyč řízení ohybově jako nosník na dvou podporách s převyšlým koncem — převažuje zrychlení kolmé na rovinu volantu. Matematický model soustavy volantu (9), zahrnující pružnostní a setrvačné vlastnosti vnější trubky, tyče řízení a setrvačné vlastnosti vnější trubky, tyče řízení a setrvačné vlastnosti věnce volantu, vystihuje tedy sledovaný proces kmitání a lze jej užít pro rozladění soustavy z rezonance vyvolané budičím účinkem motoru.

SNÍŽENÍ ODEZVY VOLANTU ROZLADĚNÍM Z REZONANCE A UŽITÍM HLTIČE — ETAPA I

ROZLADĚNÍ DOSAVADNÍ SOUSTAVY Z REZONANCE VYVOLANÉ BUDICÍMI ÚČINKY MOTORU

Tato etapa řešení respektovala požadavek na odstranění škodlivých vibrací věnce při minimálních konstrukčních úpravách — nezasahovala do struktury soustavy. Měnily se pouze velikosti konstrukčních parametrů, a to těch, jejichž změna neovlivní funkci soustavy. Měnitelné parametry tedy byly: — průřez tyče řízení, — průřez vnější trubky sloupku řízení, — hmotnost a moment setrvačnosti věnce volantu.

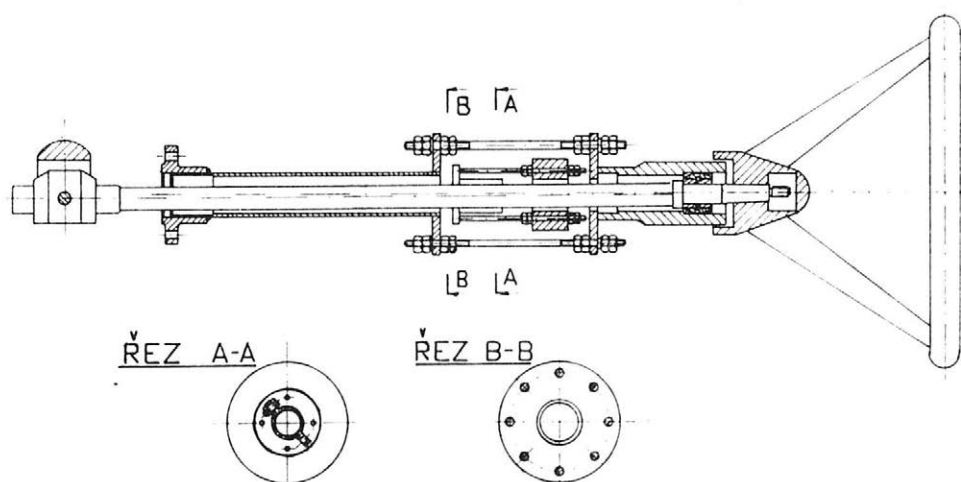
Z konstrukčních omezení daných prostorovým uspořádáním soustavy vyplývají maximální rozsahy měnitelnosti parametrů (tab. III). Citlivost soustavy volantu ke změně průřezu tyče řízení je malá. Vlastní frekvence se při změně průřezu tyče v rozsahu uvedeném v tab. III změnily jen v rozsahu 92 až 109 % původní hodnoty, což nestačí na to, aby soustava volantu byla vyvedena z rezonance. Větší účinek má změna průřezu trubky sloupku řízení. Zeslabení ovlivní hlavně první vlastní frekvenci ohybového kmitání, pro účely vyvedení druhé vlastní frekvence soustavy volantu z rezonance nestačí. Naopak zesílením vnější trubky na horní hranici (tab. III) lze rozladit soustavu z rezonance dokonce s rezervou. Vlastní frekvence se proti původním hodnotám zvýší asi o 130 % (47,6 Hz a 94,9 Hz). Obě vlastní frekvence jsou symetricky rozloženy od střední frekvence nebezpečného pásma buzení 2100 ot/min (70 Hz). Změna třetího měnitelného parametru hmotnosti a momentu setrvačnosti věnce volantu vyvolá pouze malé změny v rozsahu asi 10 % původní hodnoty, čímž se potvrzuje zkušenost VÚTr Zetor, že změnou tohoto parametru v přípustném rozsahu se u soustavy volantu vibrace nesníží.

	Délka [m]	Průměr [m]	Jednotková hmotnost [kg/m]	Jednotková ohybová tuhost tuhost [kgm ³ /s ²]	Celková hmotnost [kg]	Celkový hmotný moment setrvačnosti [kg/m ²]
Řídicí tyč	0,750	0,0198 ÷ 0,0242	2,40 ÷ 3,58	1554,24 ÷ 3468,32	—	—
Vnější trubka	0,520	0,035 ÷ 0,052 / ÷ / 0,030 0,320	1,99 ÷ 10,3	6983,92 ÷ 63334,8	—	—
Volant	—	0,425	—	—	2,648 ÷ 3,237	0,026 ÷ 0,032

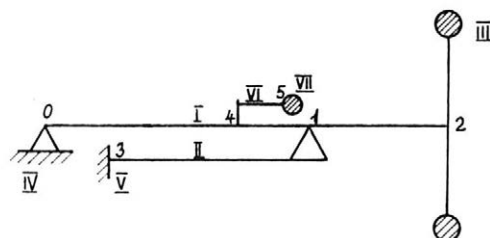
Lze shrnout, že frekvenční spektrum soustavy volantu reaguje citlivě pouze na změnu průřezu vnější trubky sloupku volantu, na ostatní měnitelné parametry je necitlivé. Soustavu lze vyvést z rezonance s budičím účinkem motoru traktoru užitím silnější trubky sloupku volantu. Protože frekvenční spektrum spalovacího motoru obsahuje i mimo dominantní harmonické složky další frekvence s poměrně velkou intenzitou buzení, bylo třeba ověřit soustavu volantu s upraveným sloupkem řízení také s ohledem na účinek nerezonančních frekvencí.

ROZŠÍŘENÍ STRUKTURY SOUSTAVY VOLANTU O LADĚNÝ SYSTÉM SCHOPNÝ POHLCOVAT ENERGII KMITÁNÍ

Potřeba rozladit soustavu volantu z rezonance vedla k tomu, že byla vyztužena vnější trubka sloupku. Vzhledem ke geometrické konfiguraci soustavy volantu, u níž je věnec vlastně hmotou umístěnou na konci jednostranně vetknutého tuhého nosníku, může se i malé natáčivé kmitání místa vetknutí podle pravidla páky zvětšovat úměrně



7. Funkční vzorek rozšířené soustavy volantu o laděný hltič — A functional model of a steering system complemented with a tuned absorber



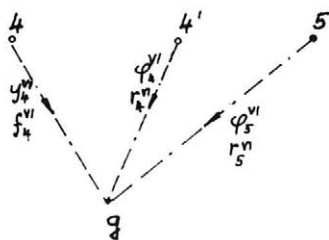
8. Schéma rozšířené soustavy volantu pro výpočet vlastních frekvencí kmitání — Schematic drawing of the steering system with absorber for the calculation of vibration frequency

s délkou nosníku. Proto bylo užito další možnosti, jak odstranit rezonanci volantu, a tím, že se pozměnil tvar kmitání soustavy rozšířením její struktury o laděný systém schopný pohlcovat energii kmitání. Z rozboru kmitání soustavy vyplývá, že hltič je třeba umístit v blízkosti kmitny řídicí tyče při kmitání 72,1 Hz (obr. 6). Největší posuvná deformace řídicí tyče je ve vzdálenosti 0,53 její délky od matice řízení a největší úhlové natočení je v úchytce věnce volantu. Proto je navržen hltič zachycující posuvné i úhlové deformace. Jeho pružný člen je vetknut do místa uchycení. Aby soustava byla souměrná okolo podélné osy, je nejvhodnějším tvarem hltiče symetrický prstenec, symetricky odpružený vzhledem k řídicí tyči (obr. 7). Schéma rozšířené soustavy pro potřeby sestavení matematického modelu je na obr. 8. Element I — řídicí tyč — se rozšíří o hrany g 4; g 4' vážící se na místo upevnění laditelného systému. Hmotný prstenec hltiče je označen jako element VII, pružné nosníky jako element VI. Jejich orientované pólové grafy jsou vyznačeny na obr. 9, pólový graf celé soustavy ukazuje obr. 10. Z pólových rovnic, rovnic základních řezů a smyček sestavíme matematický model rozšíření soustavy pro výpočet vlastních frekvencí

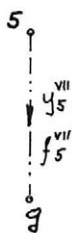
$$\det \begin{vmatrix} G_v + G_t \end{vmatrix}_6 = 0 \quad (10)$$

Matematický model (10) umožňuje stanovit vlastní frekvence soustavy a její vlastní tvary kmitání. Přídavný laděný systém je konstruován na změnu tvaru kmitání a na eliminaci vlastní frekvence vibrací soustavy 72,1 Hz. Z teorie vibroizolace užitím přídavného laděného systému vyplývá, že eliminovaná frekvence se rozštěpí na dvě, neboť přibyl další stupeň volnosti soustavy. Rozdíl mezi modifikovanými vlastními frekvencemi a eliminovanou frekvencí původní soustavy se zvětšuje s hmotností přídavného systému. Kritérium stanovení její optimální hodnoty požaduje, aby obě vzniklé modifikované vlastní frekvence neležely v nebezpečném pásmu buzení. Řešením mechanického modelu

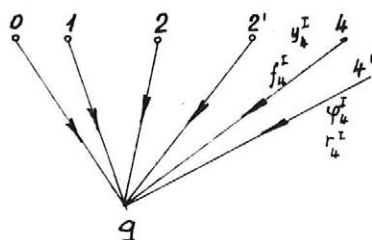
Element VI



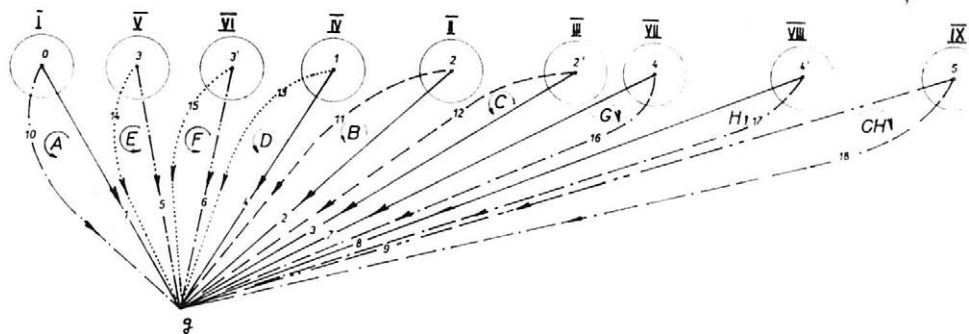
Element VII



Element I

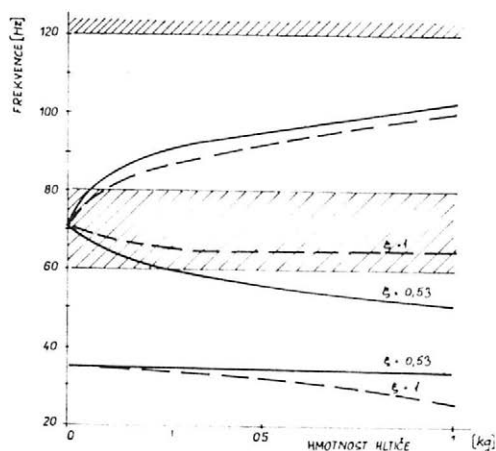


9. Orientované pólové grafy elementů rozšiřujících soustavu volantu a rozšířený element I — Pole-oriented graphs of the elements extending the steering system and extended element I

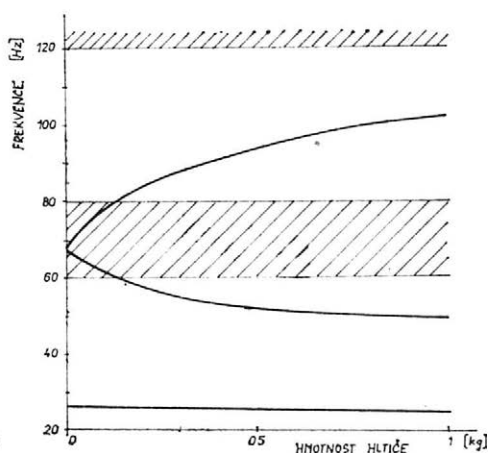


10. Orientovaný pólový graf rozšířené soustavy volantu — Pole-oriented graph of the extended steering system

(10) stanovíme kvantitativně hledanou závislost modifikovaných vlastních frekvencí na hmotnosti a její průběh je vynesena na obr. 11 pro umístění hltiče v místě s největší posuvnou výchylkou a v místě s největší úhlovou výchylkou řídicí tyče. Z obrázku je vidět i malé ovlivnění první vlastní frekvence příčného kmitání soustavy volantu velikostí hltiče. Z rozboru závislosti změny vlastní frekvence vyplývá, že pro vyvedení modifikovaných frekvencí z nebezpečného pásma buzení nelze umístit budič v úchyty věnce volantu ($\xi = 1$), ale pouze v kmitně s největší posuvnou výchylkou. Minimální požadovaná hmotnost hltiče je 0,25 kg, při větších hmotnostech je větší rezerva.



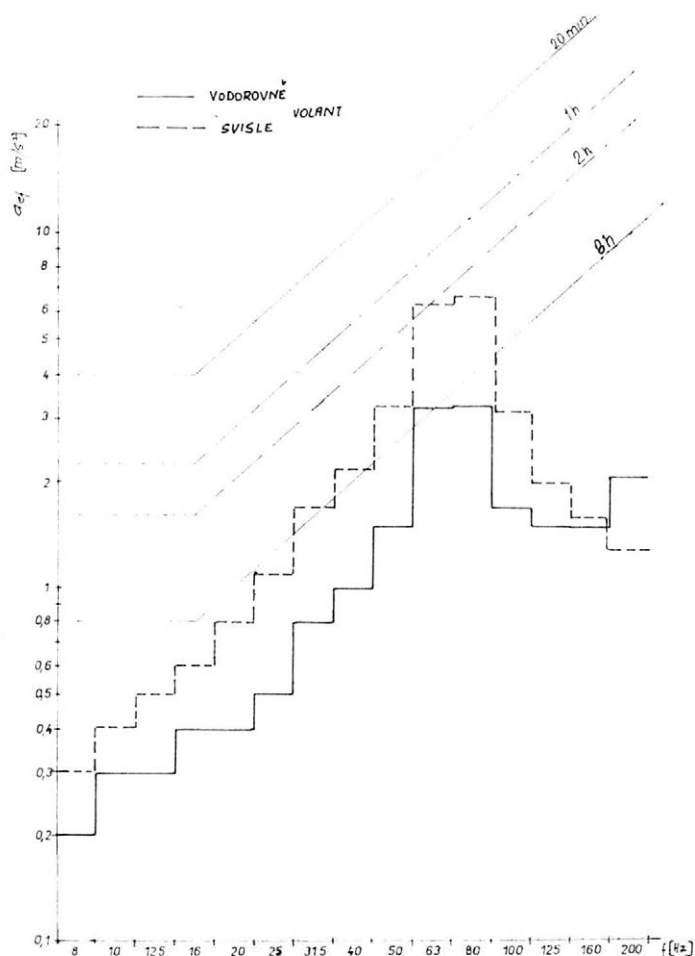
11. Závislosti modifikovaných vlastních frekvencí rozšířené soustavy volantu na velikosti hltiče a na jeho umístění (ξ ... relativní délka řídicí tyče, počítaná od matice řízení) — The dependences of the modified frequencies of the extended steering system on the size of the absorber and on its position (ξ ... relative length of steering rod, measured from steering nut)



12. Závislosti modifikovaných vlastních frekvencí na velikosti hltiče při kombinování změny průřezu vnější trubky ($\varnothing$ 35 mm, tl. 2,5 mm) při současném užití hltiče; hltič vetknut v místě $\xi = 0,53$ délky řídicí tyče — The dependences of the modified frequencies of the extended steering system on absorber size with a combination of the change in cover tube cross section (diam. 35 mm, thickness 2.5 mm) and with the simultaneous use of absorber; absorber attached to steering rod at site $\xi = 0.53$ of its length

Citlivost druhé vlastní frekvence příčného kmitání na užití hltiče je značná. To umožňuje vysunovat z rezonance i soustavu volantu se zeslabenou vnější trubkou sloupku řízení. Její užití je žádoucí s ohledem na geometrickou konfiguraci soustavy volantu, na kterém se i malé zbytkové natáčivé kmitání místa vetknutí zvětšuje s délkou a tuhostí trubky sloupku. Závislost modifikovaných frekvencí pro soustavu volantu se zeslabenou trubkou sloupku na minimální průřez podle tab. III ukazuje obr. 12. Kombinovaná soustava umožňuje stejně jako obě předchozí mimorezonanční provoz.

V etapě I byly na základě teoretického rozboru dynamických vlastností matematického modelu soustavy navrženy úpravy vedoucí k odstranění rezonančního kmitání dosavadní soustavy volantu. Byl respektován požadavek, aby zásah do konstrukce traktoru byl minimální. Vzhledem k tomu, že úroveň kmitání skříňe řízení, ke které je sloupek řízení i řídicí tyč připevněna, je vysoká (obr. 2), bylo nutné posoudit odezvu navržených úprav i při zbytkovém vynuceném kmitání. Odezva byla posouzena a porovnána na funkčních vzorcích přímo na traktoru v laboratoři. Měřilo se efektivní zrychlení věnce volantu v jeho rovině a kolmo k ní. Z třetinooktávové frekvenční analýzy odezvy vyplynulo, že odstraněním rezonančního kmitání se prodlouží hygienickými předpisy (1977)



13. Amplitudofrekvenční charakteristika odezvy traktoru Z 6011 s rozšířenou soustavou volantu o laděný hltič, stojícího v laboratoři při jmenovitých otáčkách motoru — The amplitude-frequency characteristics of the response of the Z 6011 tractor with a steering system complemented with a tuned absorber (standing in laboratory; rated engine speed)

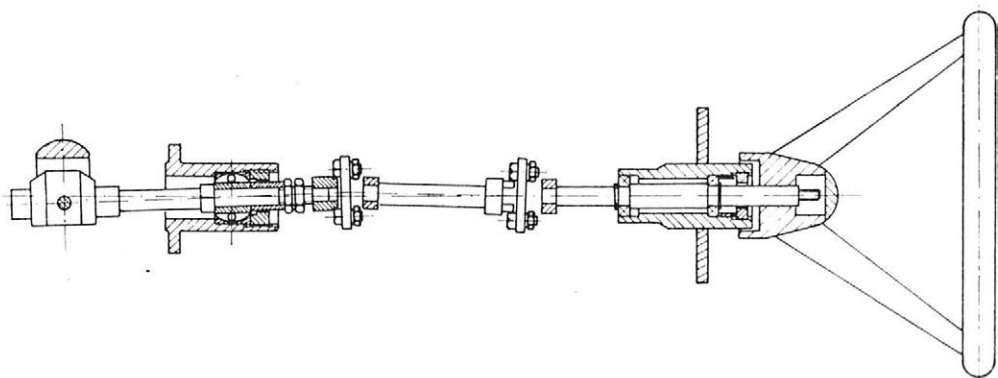
dovolená doba expozice řidiče nejvýše na dvě hodiny (obr. 13). Intenzita kinematického buzení soustavy volantu pohybem skříně řízení je příliš vysoká. Aby se dosáhlo dalšího snížení vibrací, bylo nezbytné uskutečnit zásadní změnu konstrukce soustavy volantu, zvláště úpravy řídicí tyče pro oddělení věnce volantu od skříně řízení, samozřejmě při zachování přenosu funkčního torzního momentu.

SNÍŽENÍ ODEZVY VOLANTU PŘERUŠENÍM ŘÍDÍČÍ TYČE — ETAPA II

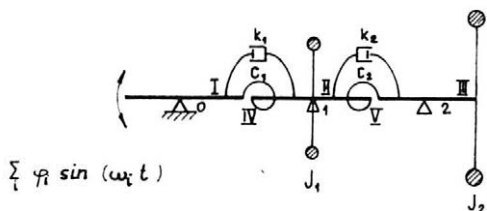
Z výsledků etapy I vyplynula nutnost změny struktury — schématu soustavy. Snížení ohybového kmitání řídicí tyče zmenšilo kmitání věnce volantu až na čtvrtinu původní hodnoty v nebezpečném třetinooktávovém frekvenčním pásmu, ale samotný pohyb podpěr řídicí tyče způsobuje, že i nerezonující (tuhá) tyč přenáší na věnec volantu nadprůměrné vibrace. Na nově navrhovanou strukturu soustavy volantu kladený požadavek minimalizace tohoto přenosu při respektování šíře frekvenčního spektra buzení je obecně splnitelný pouze vložení elementu s nízkou mechanickou impedancí (tlumením a tuhostí). Proto se přikročilo k přerušení řídicí tyče a zkrácení trubky volantu na minimum, aby se mohl vložit nízkaimpedanční element až za budící podpěru 1 směrem k věnci volantu (obr. 14). Protože účinky působící ze strany volantu nezatěžují soustavu pouze funkčním krouticím momentem, ale i přídavnými a osovými silami, bylo nutné zachytit jejich reakce. K tomu účelu byla navržena ložisková hlava, připevněná v kabině traktoru nejlépe k místu, ve kterém se naměří nejmenší amplitudy vibrací. Požadovaná nízká ohybová a axiální impedance vloženého elementu je zajištěna pružnými spojkami. Pro stanovení nejvhodnějších koeficientů tuhosti a tlumení spojek je sestaven matematický model nově navržené dělené soustavy.

SESTAVENÍ MATEMATICKÉHO MODELU DĚLENÉ SOUSTAVY VOLANTU

Vložení elementu s nízkou mechanickou impedancí a zkrácením trubky řízení se stávají ostatní prvky soustavy relativně tuhé. Proto lze dělenou soustavu volantu považovat za dynamický systém s diskrétními elementy. Protože vibrace dosavadní soustavy přesahují hygienický limit i v nerezonančních pásmech, sestavíme matematický model dělené soustavy i pro vynucené kmitání libovolnou frekvencí ω . Z typu soustavy vyplývá, že dominantním pohybem věnce bude naklápivé kmitání. Středem naklápění, tj. ložisková hlava 2, těžiště vloženého symetrického elementu a budící kuličková matice, konají obecné

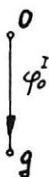


14. Funkční vzorek dělené soustavy volantu — A functional model of the divided steering system

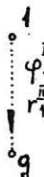


15. Schéma dělené soustavy volantu pro výpočet odezvy na kinematické buzení — Schematic drawing of a divided steering system for the calculation of the response to kinematic excitation

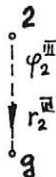
Element I



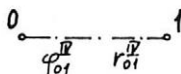
Element II



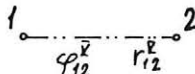
Element III



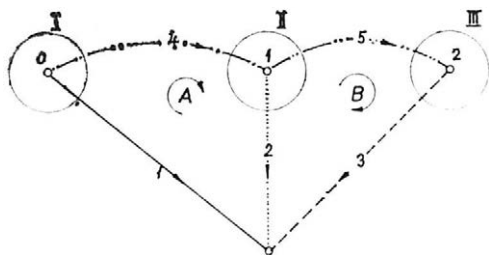
Element IV



Element V



16. Orientované pólové grafy elementů soustavy volantu — Pole-oriented graphs of steering system elements



17. Orientovaný pólový graf dělené soustavy volantu — Pole-oriented graph of the divided steering system

pohyby, které jsou vzájemně vázány přes poddajnosti panelu řízení a odpružení kabiny traktoru vůči rámu. Zabýváme-li se pouze tou složkou kmitavého pohybu elementů soustavy, která je charakterizována naklápěním, můžeme považovat středy naklápění za volné. Odezva soustavy je závislá na parametrech tuhosti, hmotnosti a tlumení jednotlivých elementů. Schéma soustavy je uvedeno na obr. 15. Matematický model plyne z teorie grafů. Paralelní proměnné — natočení elementů I, II a III jsou uvažovány vzhledem k základní soustavě (zemi) a deformace elementů IV a V se uvažují relativně k připojovacím pólům 01, 12. Orientované pólové grafy každého elementu soustavy volantu ukazuje obr. 16. Orientovaný pólový graf dělené soustavy je na obr. 17. Pólové rovnice svazující paralelní proměnné φ_1 a sériové proměnné momenty r_i jsou:

$$\begin{bmatrix} r_2 \\ r_3 \\ r_4 \\ r_5 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} -\omega^2 \mathcal{J}_1 & & & \\ & -\omega^2 \mathcal{J}_2 & & \\ & & c_1 + j\omega k_1 & \\ & & & c_2 + j\omega k_2 \end{bmatrix}}_{C_D} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_2 \\ \varphi_3 \\ \varphi_4 \\ \varphi_5 \end{bmatrix} \quad (11)$$

kde: C_D — diagonální matice tuhosti pólových vztahů
 j — imaginární jednotka
 ω — úhlová frekvence kmitání

Rovnice základních řezů

$$\begin{matrix} \text{I} \\ \text{II} \\ \text{III} \end{matrix} \begin{bmatrix} I_3 & A_D \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} r_v \\ r_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

kde: I_3 — jednotková matice typu 3×3
 A_D — matice, jejíž sloupce vyjadřují orientovaně incidenci řezů
 r_v, r_t — sériové proměnné větví a řezů

Rovnice základních smyček:

$$\begin{matrix} A \\ B \end{matrix} \begin{bmatrix} B_D & I_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_v \\ \varphi_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

kde: I_2 — jednotková matice typu 2×2
 B_D — matice, jejíž sloupce vyjadřují orientovaně incidenci smyček
 φ_v, φ_t — paralelní proměnné větví a řezů

Z rovnice (13) vyjádříme paralelní proměnné řezů proměnnými větví

$$\begin{bmatrix} \varphi_t \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} B_D \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_v \end{bmatrix} \quad (14)$$

Sloučením rovnic základních řezů pólových rovnic a rovnic (14) dostáváme matematický model naklápnivé složky kmitání soustavy volantu svazující navzájem pružnostní hmotnostní tlumicí charakteristické soustavy s paralelními proměnnými větví, což je kinematické buzení φ_1 a odezva soustavy φ_2, φ_3 :

$$\begin{bmatrix} 1 \\ \emptyset \\ \emptyset \end{bmatrix} \cdot r_1 + \underbrace{\begin{bmatrix} & & 1 & \\ 1 & & -1 & 1 \\ & 1 & & -1 \end{bmatrix}}_{A_D} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} -\omega^2 \mathcal{J}_1 & & & \\ & -\omega^2 \mathcal{J}_2 & & \\ & & c_1 + j\omega k_1 & \\ & & & c_2 + j\omega k_2 \end{bmatrix}}_{C_D} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} & 1 & \\ & & 1 \\ 1 & -1 & \\ & 1 & -1 \end{bmatrix}}_{-B_D} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \emptyset \\ \emptyset \\ \emptyset \end{bmatrix} \quad (15)$$

První rovnice (15) stanoví velikost budícího momentu r_1 ekvivalentního kinematickému buzení φ_1 . Druhé dvě rovnice (15) jsou pohybové.

STANOVENÍ OPTIMÁLNÍ TUHOSTI A TLUMENÍ PRUŽNÝCH SPOJEK DĚLENĚ SOUSTAVY Z HLEDISKA NAKLÁPIVÉHO KMITÁNÍ

Pohybové rovnice (15) vzhledem k předpokládanému tlumení obsahují komplexní proměnné v matici tuhosti pólových vztahů C_D . Pro výpočet vektoru reálné a imaginární složky vynucených natočení (naklopení) elementů φ upravíme pohybové rovnice do tvaru

$$\begin{bmatrix} c_1 + c_2 - \mathcal{J}_1 \omega^2 & -c_2 & -(k_1 + k_2) \omega & k_2 \omega \\ -c_2 & c_2 - \mathcal{J}_2 \omega^2 & k_2 \omega & -k_2 \omega \\ (k_1 + k_2) \omega & -k_2 \omega & c_1 + c_2 - \mathcal{J}_1 \omega^2 & -c_2 \\ -k_2 \omega & k_2 \omega & -c_2 & c_2 - \mathcal{J}_2 \omega^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \\ \varphi_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \varphi_{2r} \\ \varphi_{3r} \\ \varphi_{2i} \\ \varphi_{3i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varphi_{1c1} \\ \emptyset \\ \varphi_{1k1}\omega \\ \emptyset \end{bmatrix} \quad (16)$$

kde: $\varphi_{2r}, \varphi_{3r}$ — reálné části vektoru natočení $\emptyset$
 $\varphi_{2i}, \varphi_{3i}$ — imaginární části vektoru natočení $\emptyset$

v kompaktnějším zápisu

$$[C_R] \cdot [\varphi] = [F] \quad (16a)$$

kde: C_R — reálná matice tuhosti pólových vztahů
 φ — vektor vynucených natočených elementů
 F — vektor budících momentů

Z rovnice (16a) plyne pro vektor vynucených natočení elementů

$$[\varphi] = [C_R^{-1}] \cdot [F] \quad (17)$$

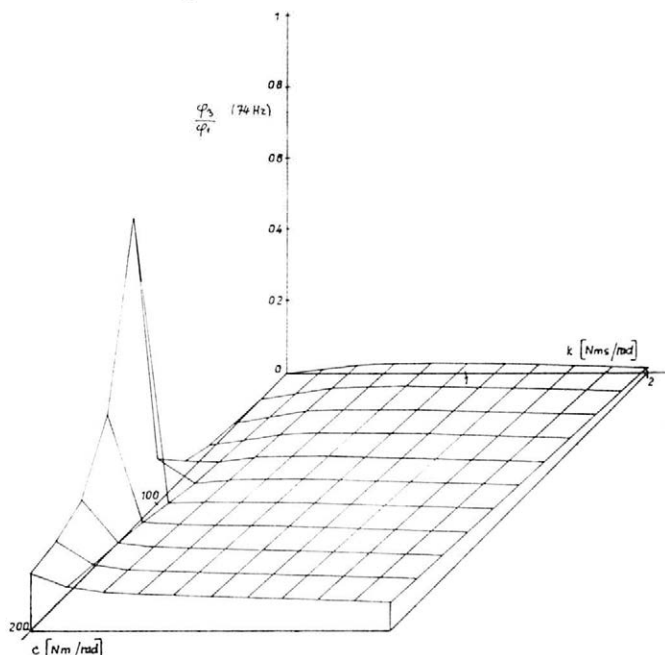
a odtud absolutní hodnota vynuceného natočení věnce volantu (element III) při buzení frekvencí ω je

$$\varphi_{3\omega} = \sqrt{\varphi_{3r}^2 + \varphi_{3i}^2} \quad (18)$$

Protože buzení kmitání motorem traktoru je polyharmonické a v lineární soustavě volantu lze účinky jednotlivých frekvencí sčítat, pak celkové natočení, které je kritériem hodnocení, je

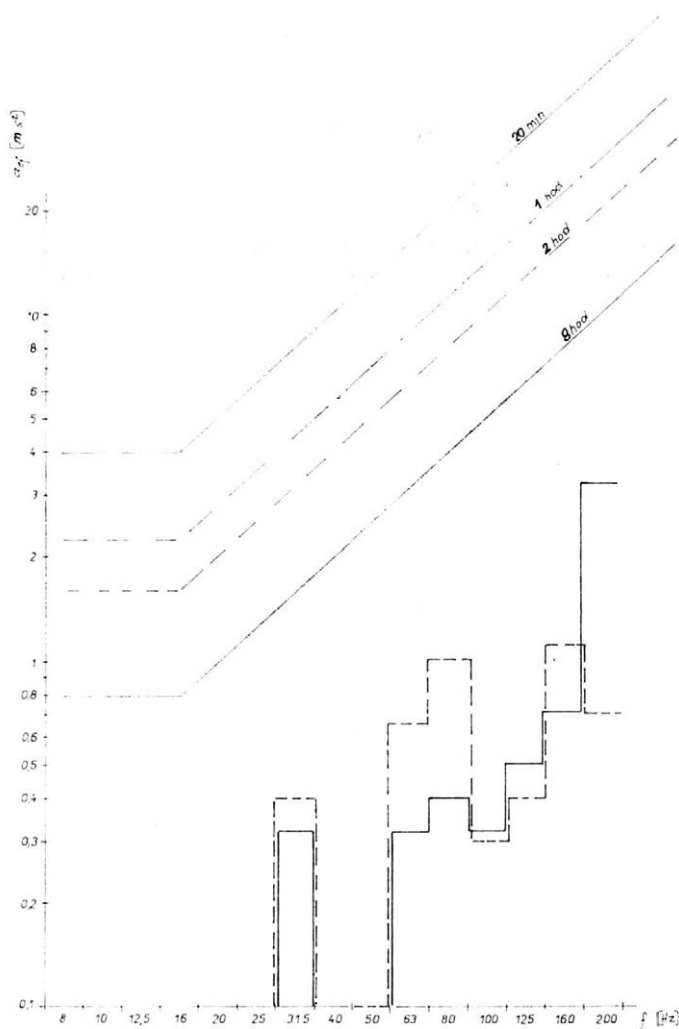
$$\varphi_3 = \sum_{\omega} \varphi_{3\omega}^2 \quad (19)$$

18. Vliv tuhosti a tlumení spojek na velikost natáčivého kmitání věnce volantu φ_3 (74 Hz) vzhledem k velikosti buzení φ_1 (74 Hz) — The effect of stiffness and coupling damping on the magnitude of the torsional vibration of steering wheel ring φ_3 (74 Hz) with respect to the magnitude of excitation φ_1 (74 Hz)



Sumarizuje se přes všechny budící složky frekvence. Soustavu volantu lze hodnotit i nezávisle na poměrném zastoupení frekvenčních složek buzení. Potom se považuje buzení za bílý šum a jednotkovou amplitudou naklopení kuličkového šneku v předpokládaném frekvenčním pásmu od 60 do 80 Hz.

Měnitelné parametry lze konstrukčně zpracovat ve velkém rozsahu: ohybová tuhost pružné spojky téměř od hodnoty nula, odpovídající spojení kloubem, až po spojku vzhledem k hmotnostním parametrům soustavy tuhou, tj. 200 Nm/rad; tlumení od nuly do tlumení způsobujícího aperiodické vzájemné pohyby jednotlivých elementů soustavy. Uvedených rozsahů měnitelnosti parametrů užijeme jako předběžných omezení pro optimalizaci metodou demarkace parametrového prostoru (Knaifl, 1980). Na navrženou strukturu soustavy volantu je kladen zásadní požadavek široké použitelnosti na traktorech řady UŘ 1. Proto by kritériální nadplocha nad oblastí měnitelnosti parametrů neměla mít ostré minimum vyžadující jen jednu určitou kombinaci parametrů, ale pokud možno ploché minimum obsahující velkou podoblast prostoru měnitelnosti parametrů. Průběh kritériální nadplochy pro kritérium (18) při budící frekvenci odpovídající druhé harmonické jmenovitých otáček motoru ukazuje obr. 18. Průběh odpovídá požadavku

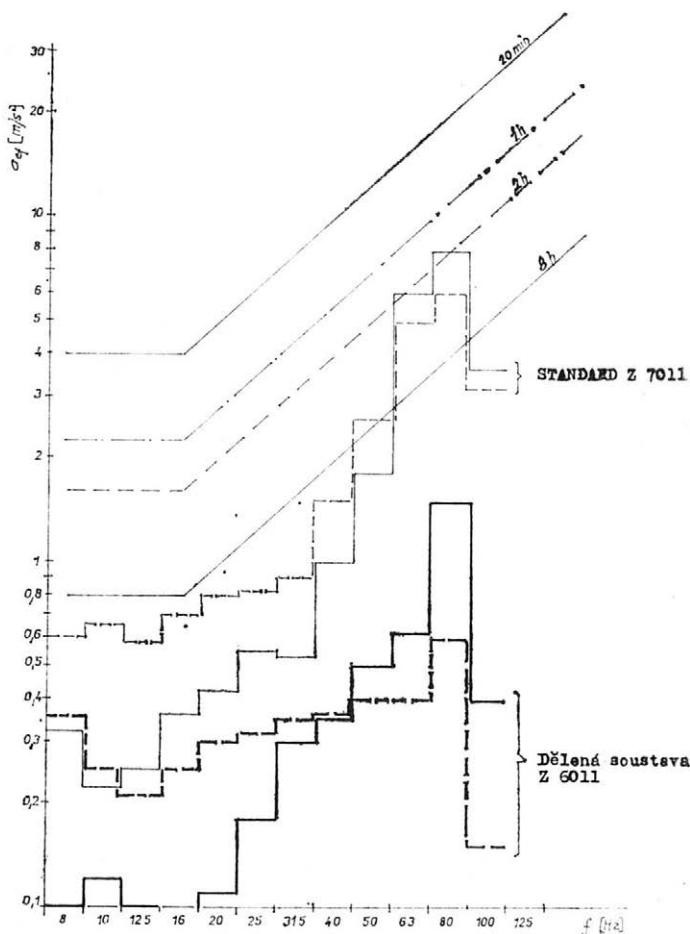


19. Amplitudofrekvenční charakteristika odezvy traktoru Z 6011 s dělenou soustavou volantu, stojícího v laboratoři při jmenovitých otáčkách motoru — The amplitude-frequency characteristics of the response of the Z 6011 tractor with divided steering system standing in laboratory at rated engine speed

— — — podélně s osou volantu
— — — příčně k ose volantu

20. Amplitudofrekvenční charakteristika odezvy traktoru Z 6011 s dělenou soustavou volantu při přejezdu po dráze ISO rychlostí 5 km/h a porovnání s odezvou standardního řešení volantu instalovaném na traktoru Z 7011 z hlediska buzení stejném — The amplitude-frequency characteristics of the response of the Z 6011 tractor with divided steering system driving along the ISO track at a speed of 5 km/h. Comparison with the response of the standard steering system installed on the Z 7011 tractor with the same excitation

— — — podélně s osou volantu
 - - - - - příčně k ose volantu



vibroizolace v široké oblasti měnitelných parametrů, nejúčinnější kombinace parametrů se vyskytují v podoblasti tuhostí $0 = \text{Nm/rad}$ a tlumení $0-0,4 \text{ Nms/rad}$. Nebezpečné kombinace, při kterých by mohlo dojít k výskytu větších amplitud naklápivého kmitání, jsou pouze v podoblasti tuhostí $80-200 \text{ Nm/rad}$ a tlumení od $0-0,2 \text{ Nms/rad}$.

V etapě II byla navržena změna struktury soustavy volantu a na základě matematického modelu byla ukázána stabilita jejich vibroizolačních vlastností vůči změnám konstrukčních parametrů. Proto se přistoupilo k výrobě funkčního vzorku a k jeho proměření při stání v laboratoři i podle mezinárodní metodiky ISO při jízdě po zkušební trati. Třetinooktávová frekvenční analýza odezvy (obr. 19 a 20) potvrdila vibroizolační účinnost navržené úpravy, která splňuje požadavky hygienického předpisu pro osmi-hodinovou expozici řidiče.

ZÁVĚR

Teoretický postup řešení vibroizolace volantu se v první etapě zaměřil na odstranění rezonančního kmitání změnou konstrukčních parametrů soustavy volantu a připojením laděné soustavy pohlcující energii kmitání. Prodloužila se doba expozice, ale vzhledem k intenzitě kinematického buzení soustavy nebylo dosaženo limitů požadovaných pro celou pracovní dobu řidiče. Proto se ve druhé etapě přistoupilo ke změně struktury

soustavy volantu. Po přerušení řídicí tyče se mezi buzení a věnec volantu vložil element s nízkou mechanickou impedancí. Po proměření podle mezinárodní metodiky ISO potvrdila navržená soustava teoretické závěry, prodloužila hygienickými předpisy povolenou dobu expozice řidiče na osm hodin. Ve VÚTr Zetor byly konstruktivně zpracovány dvě alternativy teoretického řešení; obě znovu ukázaly účinnost navrženého principu vibroizolace. S rezervou vyhověly požadavkům pro osmihodinovou expozici řidiče.

Literatura

KNAIFL, O.: Užití teorie grafů při návrhu konstrukce zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 25, 1979, č. 11, s. 669-681.

KNAIFL, O.: Směrnice pro použití metod optimalizace ke snižování dynamických účinků na zemědělských strojích. [Závěrečná zpráva.] Praha - Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1980.

PODPIEROVÁ, I. — KUČERA, D.: Traktory IV. modernizace UŘ I, vibrace, vnitřní hluk. Zpráva VÚTr Zetor MT, 6, 1979.

Hygienické předpisy, svazek 37. Ministerstvo zdravotnictví ČSR, 1977.

Došlo dne 23. 6. 1982

КНАЙФЛ, О. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Вибрации руля трактора Зетор серии УРЖ I в аспекте предписаний по гигиене. Земед. Techn., 28, 1982 (11) : 673-692.

При помощи теории графиков была построена математическая модель динамического поведения системы рулевого управления, а оптимизацией ее параметров была устранена частотная вибрация рулевого колеса. Далее в работе предложена новая структура системы рулевого управления, снижающая вибрацию рулевого колеса настолько, что она с запасом удовлетворяет требования предписаний для восьмичасового рабочего времени водителя.

эргономия; виброизоляция; математическое моделирование; теория графиков; оптимизация

KNAIFL, O. (Research Institute of Farm Machinery, Praha - Chodov): *Steering Wheel Vibrations in the Zetor Tractor of the UŘ 1 Series from the Point of View of Hygienic Rules.* Zeměd. Techn., 28, 1982 (11) : 673-692.

Using the graph theory, a mathematical model of the dynamic behaviour of the steering wheel system was constructed and the resonant vibrations of steering wheel ring were removed by the optimization of graph parameters. The author also proposed a new steering wheel system design reducing the response of the ring to meet, with good reserve, the requirements for an eight-hour working day of drivers.

ergonomy; vibroisolation; mathematical modelling; graph theory; optimization

KNAIFL, O. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Schwingung des Lenkrades des Schleppers Zetor Reihe UŘ 1 aus der Sicht der hygienischen Vorschriften.* Zeměd. Techn., 28, 1982 (11) : 673-692.

Durch die Anwendung der Schaubildtheorie wurde ein mathematisches Modell des dynamischen Verhaltens des Lenkradsystems aufgestellt und durch die Optimierung ihrer Parameter die Resonanzschwingung des Lenkradkranzes beseitigt. Ferner wird im Aufsatz eine neue Struktur des Lenkradsystems vorgeschlagen, welche die Kranzreaktion so verringert, dass es mit der Reserve den Forderungen von Vorschriften für eine achtstündige Arbeitszeit des Schlepperfahrers entspricht.

Ergonomie; Schwingungsdämmung; mathematische Modellierung; Schaubildtheorie; Optimierung

Adresa autora:

Ing. Oldřich Knaifl, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha - Chodov

MĚŘENÍ VZDÁLENOSTI SKLÍZECÍHO STROJE OD STĚNY POROSTU POMOCÍ ULTRAZVUKOVÝCH VLN

K. Šťastný

ŠŤASTNÝ, K. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Měření vzdálenosti sklízecího stroje od stěny porostu pomocí ultrazvukových vln*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (11) : 693-699.

Ovládání výkonného sklízecího stroje klade značné nároky na obsluhu. Proto je snaha vybavovat tyto stroje automatickým směrovým řízením, které spolehlivě vede stroj podél stěny porostu. Dosud jsou ke snímání vzdálenosti stroje od stěny porostu používány mechanické hmatače. Ve VÚZS byla ověřena možnost využití ultrazvuku k měření vzdálenosti okraje žací lišty od stěny porostu. Výsledky zkoušek potvrdily, že ultrazvukové měření vzdálenosti zemědělského stroje od stěny porostu je reálné za předpokladu, že přístroj pracuje ve vhodné kmitočtové oblasti a vysílač vyzáří dostatečný akustický výkon, aby činnost měřiče vzdálenosti nebyla rušena hlukem stroje, zejména pak hlukem žací lišty.

akustický výkon; elektroakustický měnič

Pro měření vzdálenosti pomocí ultrazvukových (dále jen uz.) vln je možné využít v podstatě varianty těchto dvou principů:

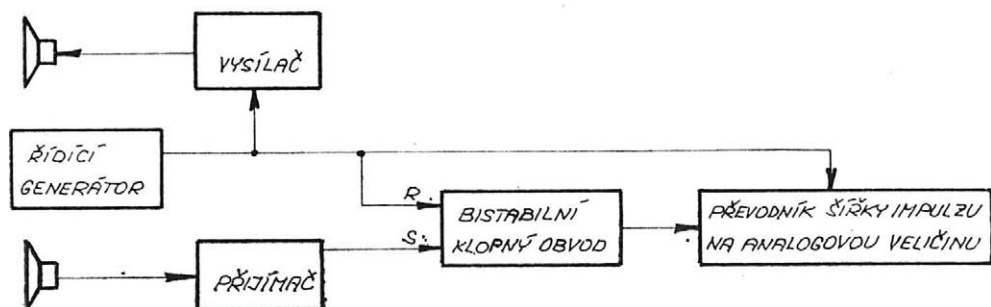
1. impulsní metoda,
2. záznejová metoda.

Při impulsní metodě vysílá měřič vzdálenosti krátké uz. impulsy k překážce a po odrazu od překážky je opět přijímá. Informace o vzdálenosti překážky je získávána z časového odstupu mezi vyslaným impulsem a příslušným impulsem přijatým.

Při záznejové metodě vysílá měřič vzdálenosti k překážce spojitý ultrazvukový signál proměnného kmitočtu. Vzdálenost překážky je pak vyhodnocena ze zázneje mezi signálem vysílaným a signálem právě přijímaným.

Záznejová metoda je odolnější vůči rušení okolním hlukem. Vyžaduje však, aby byly použity elektrostatické elektroakustické měniče, které jsou pro použití na zemědělském stroji příliš zranitelné.

Při měření vzdálenosti impulsní metodou je možné použít piezokeramické nebo magnetostrikční elektroakustické měniče s ostrou rezonanční charakteristikou. Tyto elektroakustické měniče je možné vyrobit v těsném provedení odolném vůči vodě a nárazům. Rezonanční charakteristika přijímacího měniče zajišťuje určitou selektivitu přijímače, a tím zvyšuje odolnost systému vůči rušení okolním hlukem.



1. Blokové schéma měřiče vzdálenosti UMV-1 — Block diagram of the UMV-1 distance meter

Z těchto důvodů byl ve VÚZS zkoušen ultrazvukový impulsní měřič vzdálenosti UMV-1, vyrobený ve VÚMA. Zkoušky se uskutečnily na řezačce SPS-35, snímána byla vzdálenost jedoucího stroje od stěny porostu. Zkušebním porostem byla řepka, vysoká cca 0,8 m. Na přístroji byly realizovány četné úpravy, vesměs zaměřené na zvýšení odolnosti měřiče vůči rušení okolním hlukem. Konkrétní zapojení upraveného měřiče vzdálenosti UMV-1 včetně popisu úprav uvádí zpráva VÚZS P-19-124-401.211. Blokové schéma měřiče vzdálenosti je na obr. 1.

Řídící generátor určuje opakovací kmitočet vysílače (cca 50 Hz) a nuluje bistabilní klopný obvod a generátor časové základny převodu šířky impulsů na analogovou veličinu. Bistabilní klopný obvod tvaruje impuls, jehož šířka je dána časovým odstupem mezi vysílaným a přijímaným impulsem. Převodník šířky impulsu na analogovou veličinu převádí šířku impulsu na stejnosměrné napětí s časovou konstantou cca 0,6 s. Tím je eliminována náhodná fluktuace výstupního napětí, způsobená odrazy od strniště a členitostí stěny porostu, popřípadě i rušením hlukem žacího adaptéru. Pracovní kmitočet měřiče vzdálenosti UMV-1 je cca 16 kHz.

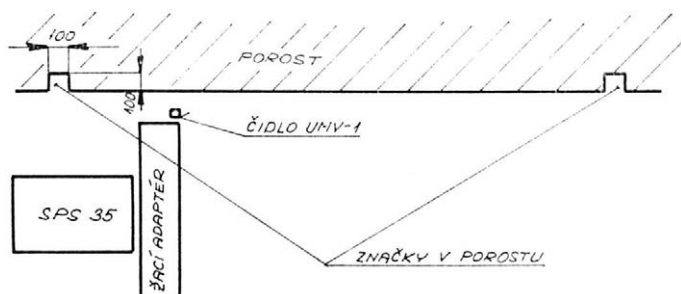
POLNÍ ZKOUŠKY ULTRAZVUKOVÉHO DÁLKOMĚRU

Při polních zkouškách UMV-1 byly sledovány tyto parametry:

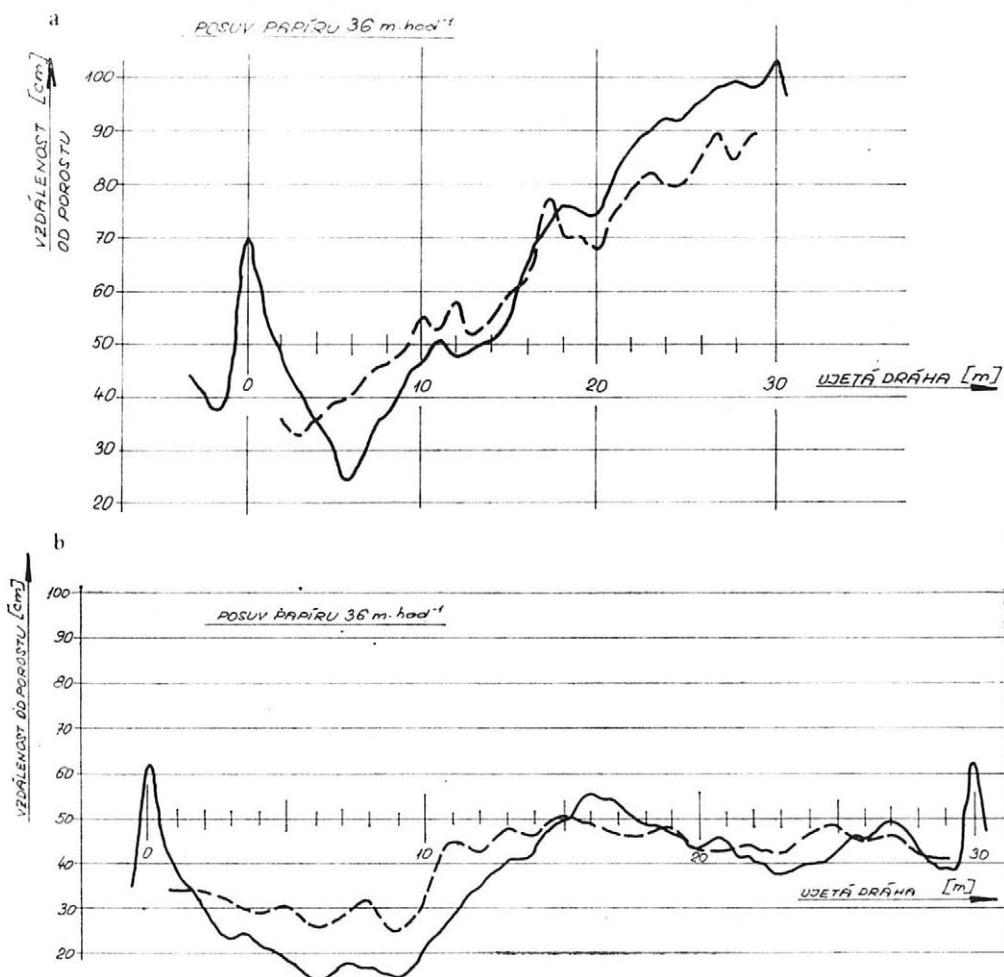
- a) přesnost měření vzdálenosti,
- b) vliv odrazů od strniště,
- c) vliv hluku stroje.

ad a) Při ověřování přesnosti měření vzdálenosti nebylo možné porost kosit, protože by nebyla zachována původní stěna porostu pro kontrolní měření vzdálenosti. Uspořádání při měření je patrné z obr. 2. Čidlo UMV-1 bylo umístěno cca 45 cm nad zemí. Pro kontrolní měření vzdálenosti bylo na žacím adaptéru upevněno rydlo, které při jízdě podél porostu vyrývalo brázdu. Odměření vzdálenosti brázdy od stěny porostu byla určena skutečná vzdálenost stroje od stěny porostu. Výstupní napětí UMV-1, úměrné měření vzdálenosti, bylo zaznamenáno registračním přístrojem VAREG 2. Do téhož záznamu je čárkovaně zakreslena

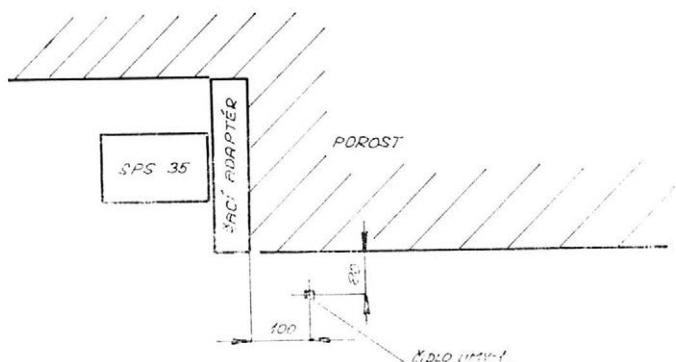
2. Uspořádání testování měřiče při ověřování přesnosti — Organization of the accuracy testing of the distance measuring equipment



skutečná dráha stroje a měřítka vzdáleností. Skutečné a naměřené hodnoty jsou přiřazeny podle maximální měřené vzdálenosti, které odpovídají značce na začátku a konci měřeného úseku. Měřilo se při dvou různých pojezdových rychlostech. Záznamy naměřených hodnot jsou na



3. Záznam dráhy stroje podél stěny porostu (plná čára — naměřená vzdálenost, přerušovaná čára — skutečná dráha stroje) — A record of the track of the machine along the wall of the stand (solid line — measured distance, broken line — actual track of the machine)



4. Uspořádání testování měřiče při ověřování odolnosti vůči hluku žací lišty — Organization of the testing of the distance measuring equipment for resistance to the noise of the cutter bar

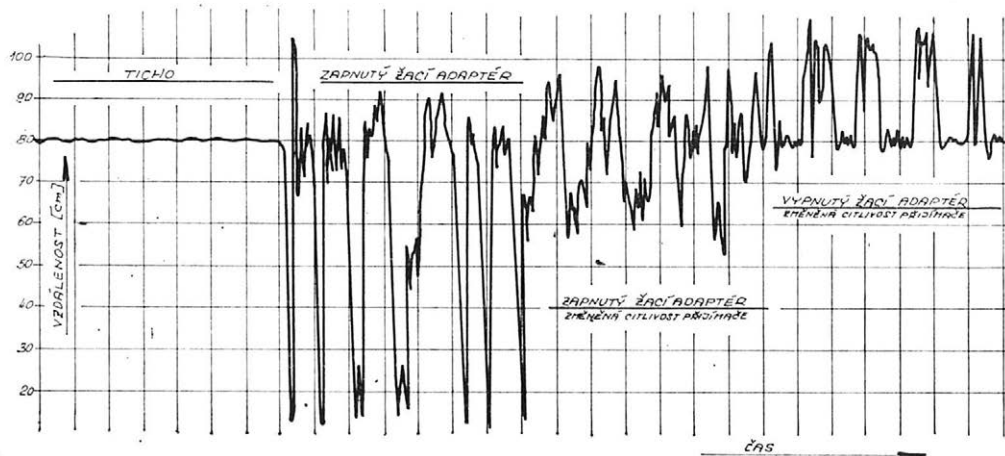
obr. 3a, b. Odchylny naměřených hodnot od skutečných jsou dány jednak odrazy od strniště a rušením hlukem žacího adaptéru (naměřená hodnota je menší než skutečná), — jednak pronikáním ultrazvukového signálu stěnou porostu (naměřená hodnota je větší než skutečná).

ad b) Odraz od strniště závisí na druhu porostu a kvalitě strniště. Rušení odrazy od strniště se výrazně projevuje, je-li čidlo UMV-1 umístěno nízko nad zemí. Při experimentálním ověřování vlastností čidla se ukázalo jako optimální umístění čidla 40 až 50 cm nad zemí. Pro jiný druh porostu bude optimální výška čidla zřejmě jiná.

ad c) Vliv hluku žacího adaptéru na činnost ultrazvukového dálkoměru byl prověřován v uspořádání podle obr. 4. Čidlo bylo umístěno asi 45 cm nad zemí. Výstupní napětí UMV-1 bylo zaznamenáno zapisovačem Varg 2. Pořízený záznam má tyto čtyři části:

- měření při vypnutém žacím adaptéru,
- měření při zapnutém žacím adaptéru,
- měření při zapnutém žacím adaptéru, citlivost přijímače přestavena tak, aby fluktuace byly symetrické kolem skutečné hodnoty,
- měření při takto nastavené citlivosti přijímače a vypnutém žacím adaptéru.

Záznam měření je na obr. 5.



5. Ověřování odolnosti vůči rušení hlukem žací lišty — záznam měřené vzdálenosti — The testing of the resistance to disturbance caused by the noise from the cutter bar — record of the measured distance

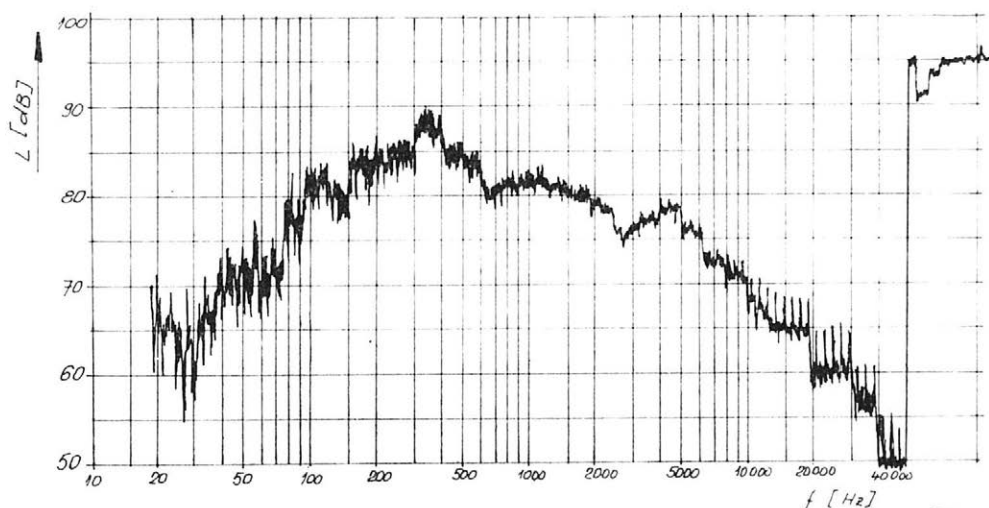
Z výsledků polních zkoušek UMV-1 vyplývá, že použití ultrazvukového dálkoměru pro měření vzdálenosti zemědělského stroje od stěny porostu je možné. Vzhledem k členitosti stěny porostu nelze od této měřicí metody očekávat přesnost lepší než $\pm 10-20\%$. Určitého zvýšení přesnosti by bylo možné dosáhnout zvětšováním časové konstanty měřicího systému a použitím zvukovodů, které tvarují vhodnější vyzářovací charakteristiku než kuželovou. Experimentálně je třeba stanovit, o kolik je možné těmito úpravami zvýšit přesnost měření.

Z hlediska odolnosti vůči rušení hlukem žací lišty je dálkoměr UMV-1 nevyhovující. Při zachování pracovního kmitočtu 16 kHz by bylo nutné zvýšit výkon vysílače alespoň na dvojnásobek, aby přijatý signál byl nad úrovní okolního hluku. Aby bylo možné zhodnotit, jaký přínos ke zlepšení poměru signál — hluk by měla změna pracovního kmitočtu přístroje, bylo u ČVTS-FEL objednáno měření hluku SPS-35 v ultrazvukové oblasti.

MĚŘENÍ HLUKU VYZAŘOVANÉHO ŘEZAČKOU SPS-35

Výsledky měření hluku (Prostějov, květen 1981) jsou zpracovány ve zprávě o měření hlučnosti žacího agregátu poradenského střediska při pobočce ČSVTS elektrotechnické fakulty v Praze.

Naměřené třetinooktávové spektrum hluku žacího agregátu je zaznamenáno na obr. 6. Z naměřených výsledků je zřejmé, že optimální pracovní kmitočet leží v oblasti 30 až 40 kHz. Změnou pracovního kmitočtu UMV-1 je tedy možné dosáhnout vyšší odolnosti vůči rušení hlukem řezačky SPS-35. Dále pak bude změnou vlnové délky dosaženo kvalitnějšího odrazu od stěny porostu. Odraz zvukové vlny od překážky zá-



6. Třetinooktávové spektrum hluku žacího adaptéru ve spojení s řezačkou SPS-35 — The noise spectrum (a third of octave) of the cutting adapter in connection with the SPS-35 chopper-harvester

visí totiž na rozměru překážky a na vlnové délce. K výrazné deformaci a odrazu zvukové vlny dochází tehdy, je-li rozměr překážky větší, nebo alespoň srovnatelný s vlnovou délkou. Pro kmitočet 16 kHz je vlnová délka ve vzduchu cca 20 mm; osamocená stébla porostu nejsou tedy vhodnou odrazovou stěnou.

ZÁVĚR

V současné době používaný ultrazvukový dálkoměr UVM-1 není schopen spolehlivě vést stroj podél stěny porostu, protože jeho činnost je rušena hlukem zemědělského stroje, zejména pak žací lištou. Přesnost měření vzdálenosti od stěny porostu je dána především členitostí stěny porostu a je patrná z obr. 3, v němž je plnou čarou vyznačena naměřená vzdálenost od porostu a přerušovanou čarou vzdálenost skutečná.

Aby ultrazvukový dálkoměr nebyl ovlivňován okolním hlukem, je nutné zvýšit výkon vysílače ultrazvukového signálu a změnit pracovní kmitočet ze 16 kHz na 30 až 40 kHz.

Tato úprava je spojena s dosti rozsáhlou přestavbou měřiče UVM-1. Zejména pak je nutné vyvinout a realizovat nové elektroakustické měniče pro přijímač a vysílač. Na základě výsledků zkoušek nových elektroakustických měničů bude možné předběžně stanovit parametry ultrazvukového dálkoměru a porovnat je s parametry mechanických hmatačů dosud používaných k automatickému vedení sklízecího stroje podél stěny porostu.

Došlo dne 16. 7. 1982

ШТАСТНЫЙ, К. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Измерение расстояния уборочной машины от стены посева с помощью ультразвуковых волн. *Земѣд. Техн.*, 28, 1982 (11) : 693-699.

Управление высокопроизводительной уборочной машиной предъявляет высокие требования к обслуживанию. Поэтому стремятся оснащать эти машины автоматическими управлением, которое надежно ведет машину вдоль стены посева. До сих пор для съемки расстояния машины от стены посева применялись автоматические копирующие устройства. В НИИСХМ испытывали возможность применения ультразвука для измерения расстояния края жатки от стены посева. Результаты испытаний показали, что ультразвуковое измерение расстояния сельскохозяйственной машины от стены посева реально при условии, что прибор работает в подходящей частотной области и что звукоизлучатель развивает достаточную акустическую мощность, чтобы работа измерителя расстояния не нарушалась шумом машины, в особенности же шумом жатки.

акустическая мощность; электроакустический преобразователь

ŠTASTNÝ, K. (Research Institute of Farm Machinery, Praha - Chodov): *The Ultrasound Measurement of the Distance of a Harvesting Machine from the Wall of Stand.* *Zemѣd. Techn.*, 28, 1982 (11) : 693-699.

The control of a high-performance harvesting machine poses high requirements for operation. There are efforts to equip these machines with an automatic direction-control system to guide the machine reliably along the wall of the harvested stand. Mechanical feelers have been used for controlling the distance from the stand until now. The Research Institute of Agricultural Machinery tested the possibility of using ultrasound for measuring the distance of the end of the cutter bar from the wall of stand. The results of the tests have demonstrated that the ultrasound

measurement of the distance of the machine from stand wall is realistic; the condition is that the apparatus operates within a suitable frequency zone and that the transmitter emits a sufficiently strong acoustic signal in order to prevent the disturbance of the work of the measuring apparatus by the noise of the machine, particularly by the noise of the cutter bar.

acoustic power; electroacoustic measuring transducer

ŠTASTNÝ, K. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Vermessung der Entfernung einer Erntemaschine von der Bestandswand mittels der Ultraschallwellen*. Zeměd. Techn., 28, 1982 (11) : 693-699.

Die Betätigung einer leistungsfähigen Erntemaschine beansprucht stark die Bedienung. Man ist daher bestrebt, diese Maschinen mit einer automatischen Seitensteuerung auszustatten, die die Maschine entlang der Bestandswand führt. Bisher werden zur Abtastung der Maschinenentfernung von der Bestandswand mechanische Taster verwendet. Im Forschungsinstitut für Landmaschinen wurde zur Messung der Entfernung des Mähbalkenrandes von der Bestandswand die Möglichkeit der Ultraschallnutzung erprobt. Die Prüfergebnisse bekräftigten, dass die Ultraschallmessung der Entfernung einer Landmaschine von der Bestandeswand real ist unter der Annahme, dass das Gerät in einer geeigneten Frequenzzone arbeitet und der Sender eine ausreichende akustische Leistung ausstrahlt, um die Störung der Tätigkeit des Entfernungsmessers mit dem Maschinenlärm, besonders dem Mähbalkenlärm zu vermeiden.

akustische Leistung; elektroakustischer Wandler

Adresa autora:

Ing. Karel Štastný, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

SYSTÉM PROGRAMŮ PRO ZPRACOVÁNÍ ZÁZNAMŮ TENZOMETRICKÝCH MĚŘENÍ

Rozsah tenzometrických měření prováděných ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů a zaznamenávaných na měřicí magnetofon rychle stoupá. To klade stále vyšší požadavky nejen na technické parametry vyhodnocovací linky (Müller, 1980), ale i na programy, pomocí kterých se záznamy měření zpracovávají. Kromě toho vznikají požadavky na nové, stále složitější způsoby vyhodnocování.

Těmto změněným podmínkám přestaly dříve vytvořené programy vyhovovat, a to zejména z hlediska dalšího zpracování vyhodnocovaných údajů, snadného provádění změn v programech, rychlosti zpracování, archivace dat apod. Bylo proto rozhodnuto vytvořit nový programový systém, který by tyto požadavky splňoval a navíc by umožňoval snadný přechod na zpracování záznamů z perspektivního PCM systému.

Navržený systém TENZO je vybudován na základě pevné, ale otevřené koncepce a tvoří stavebnicovou soustavu. Základem systému je datová základna tvořená datovými soubory různých typů. Na úrovni vlastního systému TENZO jsou zařazeny programy, které představují ve většině případů přípravnou fázi a vytvářejí datové soubory pro úlohy řešené na úrovni subsystémů. Funkčně jsou společné pro všechny subsystémy a jejich aplikace předchází výpočtům v rámci subsystémů.

Všechny programy systému TENZO jsou programovány v jazyku FORTRAN IV s co největším využitím standardních identifikátorů a podprogramů a zachovávají jednotnou strukturu. Pouze ty části programů, které zpracovávají data přímo z analogočíslicového převodníku nebo PCM systému, jsou vytvořeny jako podprogramy v jazyku Assembler. To umožnilo zvýšit efektivnost programování a vytvořit rozsáhlý programový systém s minimální programátorskou kapacitou.

ORGANIZACE SOUBORŮ DAT

Základní jednotkou datové základny systému TENZO jsou datové soubory. U systému se zatím rozlišují čtyři typy datových souborů A, B, C a D, se kterými pracují programy jak na úrovni vlastního systému, tak i na úrovni subsystémů. Soubory se označují jménem, které tvoří maximálně deset alfanumerických znaků, za kterými může následovat dodatek (1 nebo 2 znaky) oddělený tečkou.

Uspořádání dat v souboru má stromovou strukturu. Soubor se skládá z jednotlivých úseků měření, které se dále dělí na měřená místa.

Všechny typy souborů mají tyto části:

a) Záhloví souboru, které obsahuje informace týkající se celého souboru. Je to např. označení typu souboru, maximální počet úseků a měřených míst v souboru, název měření apod.

b) Adresář úseků měření, který obsahuje čísla uložených úseků měření a jejich adresy v souboru.

c) Záhloví úseků měření, ve kterých jsou uloženy informace o jednotlivých úsecích měření. Je to např. číslo úseku měření, počet měřených míst, doba trvání úseku měření, perioda vzorkování apod.

d) Záhloví měřených míst, která obsahují údaje o jednotlivých měřených místech daného úseku měření. Je to např. číslo měřeného místa, hodnota cejchu, měřítka, nula měření, maximální a minimální hodnota, mezní frekvence apod. U souboru typu D záhlaví měřených míst nejsou a potřebné údaje jsou uloženy přímo v záznamu vyhrazeném pro data.

Soubor typu A slouží pro uložení ovzorkovaných průběhů měření získaných přímo ze vstupního zařízení (A/D převodníku nebo PCM systému), nebo vytvořených programově z dříve uložených průběhů. Vzorky jsou uloženy v souboru v celočíselném tvaru po blocích tak, že vzorky z jednotlivých měřených míst a z téhož časového okamžiku jsou uloženy za sebou vždy ve stejném bloku. Počet obsazených bloků a počet vzorků z každého měřeného místa v posledním bloku je uložen v záhlaví úseku měření.

Soubor typu B slouží především pro uložení posloupnosti lokálních extrémů získaných přímým zpracováním záznamů měření, nebo z průběhů měření uložených v souborech typu A. Extrémy jsou uloženy v souboru v celočíselném tvaru počínaje minimem po blocích tak, že v jednom bloku jsou vždy uloženy extrémy z jednoho měřeného místa. Číslo počátečního bloku s extrémy a počet extrémů v posledním bloku je uložen v záhlaví příslušného měřeného místa. V každém bloku s extrémy je uloženo i číslo dalšího bloku, resp. indikace bloku posledního.

Soubor typu C slouží pro uložení četnosti vzorků na daných hladinách napětí. Četnosti vzorků jsou uloženy v souboru po blocích tak, že v jednom bloku jsou vždy uloženy četnosti vzorků právě z jednoho měřeného místa. Četnosti jsou v bloku uloženy jako pole reálných čísel tak, že první prvek pole odpovídá nejnížší hladině a poslední prvek hladině nejvyšší.

Soubor typu D je univerzální a slouží pro ukládání dat především na úrovni subsystémů. Soubor je uspořádán po záznamech, jejichž velikost se může měnit v rozsahu 2 až 256 slov. Údajům z jednoho měřeného místa jednoho úseku měření může odpovídat i několik záznamů. Data jsou uložena v souboru tak, že pro jedno měřené místo jednoho úseku měření je vyhrazen počet záznamů uvedený v záhlaví souboru. V prvním slově prvního záznamu s daty musí být uloženo číslo měřeného místa určené pro kontrolu. Zbývající prostor v záznamech může obsahovat libovolná celočíselná nebo reálná data.

Na úrovni systému TENZO je soubor typu D použit pro uložení výsledků základního vyhodnocení, tj. cejchu, periody vzorkování, mezní frekvence, pěti největších maxim, pěti nejmenších minim, střední hodnoty a směrodatné odchylky.

STRUKTURA SYSTÉMU TENZO

Z programového hlediska rozlišujeme dvě úrovně systému, a to úroveň vlastního systému TENZO a úroveň subsystémů.

Na úrovni vlastního systému TENZO jsou začleněny programy, které představují přípravnou fázi a vytvářejí datové soubory pro úlohy řešené na úrovni subsystémů. V současné době jsou k dispozici tyto programy:

Program MGFSAM slouží k ovzorkování analogového signálu z měřicího magnetofonu se zadanou periodou vzorkování a uložení všech takto získaných vzorků do souboru typu A. Perioda vzorkování se zadává samostatně pro každé měření začínající záznamem nulových úrovní. Programem lze současně zpracovat až 15 měřených míst.

Program MGFE XT vzorkuje analogový signál z měřicího magnetofonu se zadanou periodou vzorkování, určuje posloupnost lokálních extrémů počínaje minimem a ukládá tuto posloupnost do souboru typu B. Program umožňuje vyloučit malé kmity, jejichž velikost je menší než tzv. necitlivost zadávaná v krocích A/D převodníku, a příliš velké extrémy, které přesáhnou dolní nebo horní mez opět zadanou v krocích A/D převodníku. Programem lze současně zpracovat až osm měřených míst.

Program MG FH LA vzorkuje analogový signál z měřicího magnetofonu se zadanou periodou vzorkování, určuje četnosti vzorků na jednotlivých hladinách napětí a ukládá je do souboru typu C. Napěťový rozsah, který se dělí na 128 hladin, se zadává a může nabývat hodnot $\pm 0,625$ V, $\pm 1,25$ V, $\pm 2,5$ V, ± 5 V nebo ± 10 V. Programem lze současně zpracovat až 12 měřených míst.

Program MG FM AX je určen pro základní vyhodnocení měření. Vzorkuje analogový signál z měřicího magnetofonu se zadanou periodou vzorkování, určuje pět největších maxim, pět nejmenších minim, střední hodnotu a směrodatnou odchylku ze získaných vzorků a ukládá tyto hodnoty do souboru typu D. Extrémy, které přesáhnou napěťový rozsah zadaný dolní a horní mezí v krocích A/D pře-

vodníku, se automaticky vylučují. Programem lze současně zpracovat až 15 měřených míst.

Program PCMSAM slouží k přenosu vzorků z PCM systému přímo v číslicovém tvaru do operační paměti a k uložení vzorků ze zadaných měřených míst do souboru typu A. Vzorkovací frekvenci nastavenou při záznamu měření lze redukovat, a to jednoduše pro všechna zpracovávaná měření. Programem lze současně zpracovávat měřená místa z jedné stopy PCM magnetofonu.

Program PCMEXT slouží k přenosu vzorků z PCM systému přímo v číslicovém tvaru do operační paměti, k určení posloupnosti lokálních extrémů v daných měřených místech a uložení těchto posloupností do souboru typu B.

Program umožňuje vyloučit malé kmity, jejichž velikost je menší než tzv. necitlivost, která se zadává v krocích PCM systému.

Program PCMHLA slouží k přenosu vzorků z PCM systému přímo v číslicovém tvaru do operační paměti, k určení četností vzorků z daných měřených míst na jednotlivých hladinách napětí a jejich uložení do souboru typu C. Napěťový rozsah nastavený při záznamu měření se dělí na 128 hladin.

Program PCMMAX slouží k přenosu vzorků z PCM systému přímo v číslicovém tvaru do operační paměti, k určení pěti největších maxim, pěti nejmenších minim, střední hodnoty a směrodatné odchylky ze zadaných měřených míst a uložení těchto hodnot do souboru typu D.

Program SAMOTA umožňuje získat z ovzorkovaného impulsního záznamu otáček uloženého v souboru typu A průměrné otáčky v daných časových intervalech, které se uloží do jiného souboru typu A pro další zpracování.

Program SAMEXT slouží k určení posloupnosti lokálních extrémů ze vzorků uložených v souboru typu A a k uložení této posloupnosti do souboru typu B.

Program SAMHLA slouží k určení četností vzorků uložených v souboru typu A na jednotlivých hladinách napětí a k jejich uložení do souboru typu C. Napěťový rozsah, který se dělí na 128 hladin, se zadává a pro vzorky získané z A/D převodníku může nabývat hodnot $\pm 0,625$ V, $\pm 1,25$ V, $\pm 2,5$ V, ± 5 V nebo ± 10 V.

Program SAMMAX slouží k určení pěti největších maxim, pěti nejmenších minim, střední hodnoty a směrodatné odchylky ze vzorků uložených v souboru typu A a jejich uložení do souboru typu D.

Program TISKSAM umožňuje tisk údajů uložených v souboru typu A. Úplný tisk zahrnuje výpis údajů ze záhlaví úseku měření a záhlaví měřeného místa a výpis vzorků ze zadaného časového intervalu. Zkrácený tisk zahrnuje pouze výpis údajů ze záhlaví.

Program TISKEXT umožňuje tisk údajů uložených v souboru typu B. Úplný tisk zahrnuje výpis údajů ze záhlaví úseku měření a záhlaví měřeného místa a výpis zadaného počtu kmitů. Zkrácený tisk zahrnuje pouze výpis extrémních hodnot a počtu kmitů.

Program TISKHLA umožňuje tisk údajů uložených v souboru typu C. Úplný tisk zahrnuje výpis údajů ze záhlaví a výpis absolutních třídních četností vzorků v jednotlivých třídách spolu s hodnotou odpovídající středu třídy. Zkrácený tisk zahrnuje pouze výpis cejchovní hodnoty, počtu využitých tříd, velikosti třídy, minimální a maximální hodnoty a doby trvání úseku měření.

Program TISKMAX slouží pro tisk základního vyhodnocení měření, tj. pěti největších maxim, pěti nejmenších minim, střední hodnoty a směrodatné odchylky ze souboru typu D.

Program GRAFSAM umožňuje grafické znázornění ovzorkovaných průběhů měření uložených v souboru typu A. Zobrazovaný časový interval i měřítko měřené veličiny lze volit.

Programy SPOJA, SPOJB, SPOJC a SPOJD umožňují doplňování jednotlivých souborů o další úseky měření, resp. měřená místa z jiného souboru téhož typu. Pokud výstupní soubor dosud neexistuje, vytvoří se nový soubor.

Program ODLSAM umožňuje odstranit odlehle vzorky z průběhů uložených v souboru typu A na základě zadaných dolních a horních mezí povoleného rozsahu. Vzorky, jejichž hodnoty leží mimo povolený rozsah, se nahradí předchozím vzorkem.

Program ODLEXT slouží k odstranění odlehlých extrémů z posloupnosti

extrémů uložené v souboru typu B na základě zadaných dolních a horních mezí povoleného rozsahu.

Program ODLHLA slouží k odstranění odlehklých hodnot z četností vzorků uložených v souboru typu C na základě zadaných dolních a horních mezí povoleného rozsahu.

Program TEDIT umožňuje informační a ediční práce s datovými soubory systému TENZO. Zahrnuje tyto činnosti:

- a) zadání jména souboru,
- b) určení výstupního zařízení,
- c) určení typu souboru,
- d) zadání formátu pro tisk,
- e) určení všech úseků měření v souboru,
- f) určení měřených míst v daném úseku měření,
- g) tisk záhlaví souboru,
- h) tisk záhlaví úseku měření,
- i) tisk záhlaví měřeného místa,
- j) tisk uložených dat,
- k) vymazání daných úseků měření, resp. měřených míst,
- l) změnu celočíselných hodnot,
- m) změnu reálných hodnot.

Program ARITM umožňuje vytvářet nové průběhy pomocí aritmetických a logických operací se vzorky dříve zpracovaných měřených míst uložených v souboru typu A. Získané průběhy lze uložit do téhož souboru, do jiného již existujícího souboru typu A, nebo do nově vytvořeného souboru.

Program DERIV umožňuje numerickou derivaci ovzorkovaných průběhů uložených v souboru typu A podle vztahu $f'_i = (f_{i+1} - f_{i-1})/2 T_v$, kde T_v je perioda vzorkování.

Program INTEG umožňuje numerickou integraci ovzorkovaných průběhů uložených v souboru typu A podle Simsonova pravidla.

Program FILTR slouží pro číslicovou filtraci ovzorkovaných průběhů uložených v souboru typu A. Program umožňuje filtraci s charakterem dolnofrekvenční nebo hornofrekvenční propusti s nulovým fázovým posuvem a strmostí 12 dB/okt.

Program REDFR umožňuje redukovat vzorkovací frekvenci průběhů uložených v souboru typu A, a tím zmenšit nároky na kapacitu diskové paměti v případech, kdy je původní vzorkovací frekvence zbytečně vysoká.

Program VYSEK umožňuje vyjmout část ovzorkovaného průběhu uloženého v souboru typu A na základě zadaného počátečního a koncového času. Vyjmutá část se uloží pod novým číslem úseku měření do téhož souboru, do jiného již existujícího souboru typu A, nebo do nově vytvořeného souboru.

Vlastní aplikační programy, které dále zpracovávají data získaná na úrovni systému TENZO, se člení podle funkce do subsystémů. V současné době jsou vytvořeny tyto subsystémy:

Subsystém PROCH je určen pro zpracování podkladů o únavovém naráhání pro zkoušky životnosti zemědělských strojů. Programy tohoto subsystému, vypracované na základě podkladů ing. Procházky, CSc., z VÚZS, umožňují tyto výpočty:

- a) výpočet korelační tabulky maxim a minim,
- b) výpočet korelační tabulky rozkmitů a středů rozkmitů,
- c) výpočet absolutních třídních četností maxim, minim, rozkmitů, středů rozkmitů a korigovaných rozkmitů,
- d) spojování několika úseků měření do jednoho celku odpovídajícího stejným provozním podmínkám,
- e) výpočet dílčích spekter vrcholů na základě četností maxim a minim,
- f) náhradu experimentálního spektra vrcholů normálním rozdělením,
- g) výpočet souhrnných spekter vrcholů,
- h) výpočet dílčích spekter rozkmitů,
- i) náhradu experimentálního spektra rozkmitů Weibullovým rozdělením,
- j) výpočet souhrnných spekter amplitud a výsledného poškození.

Subsystém PREVOD obsahuje programy pro výpočet geometrie a životnosti převodů, vytvořené na základě algoritmů zpracovaných doc. ing. Č. Šalamounem, CSc., ze strojní fakulty ČVUT. Zatím jsou k dispozici tyto programy:

- a) program pro výpočet geometrických rozměrů čelního soukolí se dvěma nebo třemi ozubenými koly,
- b) program pro výpočet kvalitativních ukazatelů čelního ozubení,
- c) program pro výpočet pevnosti a životnosti čelního ozubení na základě údajů z měření,
- d) program pro výpočet kontrolních rozměrů čelního ozubení.

Subsystém PROKLUZ slouží pro vyhodnocování zrychlených tahových zkoušek zaznamenaných pomocí měřicího magnetofonu. Programy vytvořené podle podkladů od doc. ing. Grečenka, CSc., z VÚZS umožňují vyhodnocení magnetofonových záznamů, výpočet tahové síly a prokluzu, výpočet záběrových vlastností stroje a grafické zobrazení prokluzové křivky.

ZÁVĚR

Vypracovaný programový systém se stal základem pro zpracování všech tenzometrických měření zemědělských strojů v odboru základního výzkumu VÚZS, zejména v rámci spolupráce s vývojovými útvary výrobních podniků. Stavebnicová koncepce programového systému umožňuje jeho snadné rozšiřování o další programy i celé subsystémy navazující na údaje získané z měření, což značně urychlí využití nových teoretických i experimentálních metod. To se projeví zejména ve zkrácení doby mezi měřením a uplatněním výsledků při vývoji nových zemědělských strojů. Nový programový systém je tedy ve svých důsledcích nástrojem výrazného zkvalitnění vyvíjených zemědělských strojů.

Literatura

MÜLLER, P.: Použití výpočetní techniky pro zpracování výsledků měření na zemědělských strojích. Zeměd. Techn., 26, 1980, č. 2, s. 123-128.

Došlo dne 23. 6. 1982

Petr Müller
Výzkumný ústav zemědělských strojů
Praha - Chodov

OBSAH

Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze - Chodov	641
Souček Z.: Řešení modelu kopírování rotačního žacího stroje na číslicovém počítači	643
Kupr J., Lanča I., Čapek E.: Výsledky funkčně-energetického výzkumu zařízení pro homogenizaci řezanky a drcení kukuřičných palic	661
Knaifl O.: Vibrace volantů traktoru Zetor řady UŘ 1 z hlediska hygienických předpisů	673
Šťastný K.: Měření vzdálenosti sklízecího stroje od stěny porostu pomocí ultrazvukových vln	693

AKTUALITY

Müller P.: Systém programů pro zpracování záznamů tenzometrických měření	700
--	-----

СОДЕРЖАНИЕ

Соучек З.: Решение модели копирования ротационной жатки на цифровой вычислительной машине	653
Купр Ж., Ланча И., Чапек Э.: Результаты функционально-энергетического исследования устройства для гомогенизации резки и дробления кукурузных початков	672
Кнайфл О.: Вибрации руля трактора Зетор серии УРЖ 1 в аспекте предписаний по гигиене	692
Шťастны К.: Измерение расстояния уборочной машины от стены посева с помощью ультразвуковых волн	693

CONTENTS

Souček Z.: Digital-Computer Designing of the Ground-Feeling System of a Rotary Mower	659
Kupr J., Lanča I., Čapek E.: The results of Functional and Energetic Research in the Equipment for Chopped Material Homogenization and Maize Ear Crushing	672
Knaifl O.: Steering Wheel Vibrations in the Zetor Tractor of the UŘ 1 Series from the Point of View of Hygienic Rules	692
Šťastný K.: The Ultrasound Measurement of the Distance of a Harvesting Machine from the Wall of Stand	698

INHALT

Souček Z.: Lösung des Modells des Kopierens eines Rotormähers auf dem Digitalrechner	659
Kupr J., Lanča I., Čapek E.: Ergebnisse der Funktions- und Energieforschung der Einrichtung für die Häckselguthomogenisierung und Maiskolbenzerkleinerung	672
Knaifl O.: Schwingung des Lenkrades des Schleppers Zetor Reihe UŘ 1 aus der Sicht der hygienischen Vorschriften	692
Šťastný K.: Vermessung der Entfernung einer Erntemaschine von der Bestandswand mittels der Ultraschallwellen	699



Rukopisy odevzdány k tisku 27. 7. 1982 — Podepsáno k tisku 30. 9. 1982

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PNS - ústřední expedice tisku, administrace odborného tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Lze též objednat u každé pošty i poštovního doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice tisku, oddělení vývozu tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Vytiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2.