

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10

ROČNÍK 18 (XLV)

PRAHA

ŘÍJEN 1972

CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

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

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavičková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1972

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

■
Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издаёт Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации. Выход в свет ежемесячно. Редакция 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 Institute of Scientific and Technical Information. Issued monthly. Editorial office Prague 2, Slezská 7.

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

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

Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově

Letošní desáté číslo *Zemědělské techniky* je jako v předchozích letech věnováno pracím Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Chodově. Obsahuje příspěvky převážně z oblasti základního výzkumu, informující o průběhu a výsledcích řešení několika výzkumných úkolů. Problematika vybraných příspěvků nemůže poskytnout ani zdaleka celkový obraz o práci ústavu, protože představuje jen zlomek problémů, které ústav řeší. Byla nicméně zvolena tak, aby dokumentovala význam, který se dnes i perspektivně přikládá aplikaci výpočetní techniky v základním i v aplikovaném výzkumu.

První práce (Z. Souček) se zabývá vytvořením, vyzkoušením a ověřením modelu parametrů klasického pohonu žací lišty. Cílem bylo navrhnout a konkrétně aplikovat metodu k teoretickému zjištění dynamických jevů v pohonu žací lišty, zasazené do komplexu celého hnacího ústrojí zemědělského stroje. Po matematické formulaci se k řešení použil analogický počítač a zkoumaly se dynamické vlastnosti soustavy, zejména vliv momentů setrvačnosti součástí a vliv tuhosti a vůlí. Výsledky dokazují, že účelnou změnou některých parametrů lze významně eliminovat některé nepříznivé účinky funkce žací lišty.

K hodnocení metod analýzy náhodně proměnných namáhání součástí zemědělských strojů (J. Procházka) bylo využito mj. vlastních poznatků, získaných při aplikaci vybraných metod analýzy četností na šest typických případů namáhání částí zemědělských strojů, a dále porovnání výsledků lineární teorie kumulace únavového poškození. Výzkum ukazuje, že pro získání žádoucích výsledků jsou perspektivní dvouparametrické metody, a to buď metoda orientovaných rozkmitů nebo metoda úplných cyklů, u nichž byla možnost řešení číslicovým počítačem již ověřena.

Práci, věnovanou experimentálnímu výzkumu pevnostních a silových poměrů hydraulických nakládačů a v agregaci s traktory (Z. Kober), byly kromě výsledků, týkajících se přímo zkoušených strojů, získány i všeobecné poznatky, využitelné pro návrhy konstrukce podobných typů nakládačů, např. dynamické součinitele umožňující navrhovat nakládače pomocí statických výpočtů a jednoduše kontrolovat výpočty tenzometrickým měřením.

Příkladem využití výpočetní techniky v aplikovaném výzkumu je práce, ukazující vyhodnocování polně-laboratorních zkoušek sázečů brambor (J. Cígllová, P. Weig) na malém samočinném počítači a se-

znamují nejen s vlastními výsledky, ale také s problémy metodiky, algoritmů a početních programů.

Uveřejněné práce jsou většinou obrazem dílčích výsledků, dosažených při řešení úkolů obecnějšího charakteru. Proto někdy nejen navazují na práce publikované dříve, ale budou v řadě případů následovány pracemi ilustrujícími další výsledky výzkumu. Dokumentují tak kontinuitu vědecké práce, jejímž cílem je vždy praktický přínos socialistické společnosti v duchu usnesení XIV. sjezdu KSČ.

Ing. Dušan Hutla, vědecký redaktor čísla, Výzkumný ústav zemědělských strojů v Praze-Chodově

MODEL ŽACÍ LIŠTY SKLÍZECÍ ŘEZAČKY

Z. Souček

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

SOUČEK Z. *Model žací lišty sklízecí řezačky*. Zem. technika 18 (10) : 593-611, 1972.

Cílem práce bylo navrhnout a na konkrétním případě aplikovat zdokonalenou metodu k teoretickému zjištění dynamických jevů v pohonu žací lišty zasazené do celého hnacího mechanismu zemědělského stroje. V práci navržený a řešený model je vypracován pro parametry klasického pohonu žací lišty s excentrickým klikovým mechanismem. V principu by bylo možné volit také jiný typ mechanismu. Bylo třeba vyjít z konkrétního případu, aby návrh modelu mohl být vyzkoušen a ověřena jeho použitelnost. Po matematické formulaci se k řešení použil analogový počítač. Řešení zahrnuje vliv konstrukčních parametrů, ovlivňujících dynamické vlastnosti soustavy. Je zkoumán zejména vliv hmoty resp. momentů setrvačnosti součástí, tuhosti a vůlí. Je uvedena řada závěrů a hodnocení vlivu jednotlivých parametrů na dynamické vlastnosti dané konkrétní konstrukce. Tyto výsledky dokazují, že účelnou změnou některých parametrů lze dosáhnout podstatné snížení nepříznivých jevů působených žací lištou.

žací lišta; sklízecí řezačka; aplikace počítačů při vývoji zemědělských strojů

Žací lišta je velmi častým pracovním orgánem zemědělských strojů. Přes prudký rozvoj rotačních žacích strojů má klasická žací lišta stále své uplatnění, zvláště jako součást sklízňových strojů pro své funkční vlastnosti a pro nízký příkon.

Velkou principiální nevýhodou klasické žací lišty je to, že její funkce je spojena s kmitavým pohybem hmoty kosy. Vyvození tohoto pohybu má za následek vznik dynamických sil, které působí jako vnější budící účinek na celou konstrukci stroje; z toho plynou nepříznivé působící vibrace a zvyšuje se namáhání řady součástí, vedoucí při nevhodném provedení k únavovým lomům. Dalším nepříznivým efektem je kmitavé zatížení pohonu žací lišty, tj. hřídelů a ostatních součástí hnacího mechanismu. Vyvození periodického pohybu kosy má za následek vznik kmitavého krouticího momentu v pohonu lišty. Tento moment pak působí jako vnější budící účinek na celou soustavu rotujících částí zemědělského stroje a traktoru, působí jejich torzní vibrace a vysoké kmitavé namáhání. Kmitavý krouticí moment se přenáší nejen do hřídelů a součástí spojujících lištu s traktem, ale šíří se často velmi silně i do pohonu ostatních pracovních orgánů stroje, které na pohon lišty navazují. To může mít za následek únavové lomy v pohonu stroje, zvýšené opotřebení a hluk, nerovnoměrný pohyb hnacích a pracovních orgánů stroje, tedy snížení životnosti i zhoršení funkce stroje. Tento kmitavý krouticí moment se vyvážením žací lišty neodstraní, ale naopak u většiny způsobů, sledujících maximální vyvážení dynamických sil působených kosou, velmi významně roste. Tento základní jev není v konstrukční praxi často respektován. Zatímco vyvážení žací lišty (Stroppel 1958, Sedláček 1960, Hasselgruber 1965) je v principu jasné (i když jeho praktické provedení působí často velmi značné obtíže), je způsob redukce kmitavého krouticího momentu v pohonu lišty dost nejasný a pokud je známo, dosud nikde se systematicky nedělá (pouze Stroppel 1959 uvádí určitý kvalitativní rozbor).

Přitom základním jevem je to, že teoreticky vypočtené hodnoty dynamických silových účinků (při použití klasických metod vycházejících z kinematiky ideálního pohonu např. excentric-

kého klikového mechanismu s dokonale tuhým pohonem bez vůlí — Stroppel 1958) jsou výrazně nižší ve srovnání s hodnotami zjištěnými měřeními na skutečných konstrukcích. Tak se zjistilo (Souček 1961, Vraný 1966), že měřeními určené síly v těhlici byly až o 220 % vyšší než síly vypočtené. Hnací krouticí moment se zjistil vyšší než vypočtený o 280 % (Schaefer 1966), ale také o 430 %.

Uvedené skutečnosti lze doložit řadou experimentálních výsledků získaných ve VÚZS a uváděných také v literatuře (Souček 1957, 1961, Stroppel 1958, 1959, Thiel 1958a, b, c, Vraný 1966).

Řešení problémů klasické žací lišty s mechanickým pohonem má pro široké praktické využití značný význam, neboť hydraulické mechanismy k vyvození kmitavých pohonů žacích lišt (Schaefer 1966) mají zatím řadu nevyřešených problémů.

V souvislosti se zvyšováním výkonů zemědělských strojů vzniká zvýšením pojízdné rychlosti požadavek na zvýšení otáček žací lišty (Drozdov 1962, Břečka, Neubauer 1969). S rostoucími otáčkami pak výrazně rostou dynamické účinky nevyvážených hmot, což působí bez principálního teoretického zvládnutí jevu konstrukčně těžko řešitelné problémy. Tato práce ukazuje účinnou metodu, jak je odstraňovat.

TECHNICKÁ SPECIFIKACE ŘEŠENÍ

Modelovaná soustava je znázorněna na obr. 1 (resp. na obr. 2). Zvolené parametry zkoumaného modelu zhruba vycházejí ze soupravy sklízecí řezačky SPU-220 a traktoru Z 7511.

Hodnoty konstrukčních parametrů, tj. momentů setrvačnosti, tuhostí, součinitelů tlumení a vůlí, se zjišťovaly výpočtem nebo experimentálně.

Zátěžný moment, plynoucí z pracovního odporu nožového bubnu, byl považován za konstantní — $M_{pr} = 25$ kpm.

Moment plynoucí z pojezdu je pokládán rovněž za konstantní. Podle výpočtů vycházejících z měření činí $M_{po} = 27$ kpm (odpovídá výkonu 30 k).

Třecí a řezný odpor působící proti pohybu kosy se bere jako konstantní se smyslem závislým na smyslu rychlosti kosy ($T = 50$ kp přibližně odpovídá střední hodnotě třecího a řezného odporu kosy, jak uvádí Stroppel 1959).

Východí alternativou při zkoumání vlivu jednotlivých parametrů lišty byla základní úprava, vycházející z provedení SPU-220 (z r. 1970) při práci stroje. Souhrn parametrů základní úpravy je uveden v tab. I.

Ostatní zkoumané alternativy vycházely z této základní úpravy. Při zkoumání vlivu jednotlivých parametrů se měnil obvykle pouze jeden, ostatní zůstávaly konstantní. Parametry lišty se měnily po stupních uvedených v tab. II. Celkem se vystříдалo (včetně kombinací změn parametrů) kolem 70 různých alternativ parametrů.

MATEMATICKÁ FORMULACE

Pro soustavu podle obr. 1 je možné napsat (bez ohledu na rozměry) tyto rovnice a podmínky (pro větší názornost můžeme uvažovat analogickou soustavu podle obr. 2).

I. Parametry základní úpravy

I_t	I_b	I_f	I_s	m	c_1	c_2	c_3	c_4	k_1	k_2	k_3
12,08	14,7	$\frac{92,29}{10^4}$	$\frac{321,2}{10^4}$	7	424,5	498,5	242,7	10^4	0,06	1,0	0,0033
k_4	v_1	v_2	v_3	ω_0	$\Delta\omega_0$	M_{po}	M_{pr}	T	r		
200	0,1135	0,0175	0	86,44	11,8	27	25	50	3,85		

II. Stupně změn parametrů modelu

Vliv	Zkoumané stupně (násobek základní úpravy kromě v_3)
I_s	0,5 I_{sz} , I_{sz} , 2 I_{sz} , 4 I_{sz} , 20 I_{sz}
$I_{\dot{r}}$	0,5 $I_{\dot{r}z}$, $I_{\dot{r}z}$, 1,5 $I_{\dot{r}z}$, 2 $I_{\dot{r}z}$, 4 $I_{\dot{r}z}$, 20 $I_{\dot{r}z}$
I_b	0, $I_{bz}/600$, $I_{bz}/75$, $I_{bz}/8$, $I_{bz}/2$, I_{bz} , 2 I_{bz}
I_t	$I_{tz}/10$, $I_{tz}/5$, $I_{tz}/2$, I_{tz} , 2 I_{tz}
m	0,5 m_z , 0,9 m_z , m_z , 1,2 m_z , 2 m_z
c_1	0,1 c_{1z} , 0,5 c_{1z} , c_{1z} , 2 c_{1z} , 10 c_{1z}
c_2	0,1 c_{2z} , 0,5 c_{2z} , c_{2z} , 2 c_{2z} , 4 c_{2z}
c_3	0,1 c_{3z} , 0,3 c_{3z} , 0,5 c_{3z} , 0,75 c_{3z} , c_{3z} , 1,5 c_{3z} , 2 c_{3z} , 4 c_{3z} , 10 c_{3z}
c_4	0,25 c_{4z} , 0,5 c_{4z} , c_{4z} , 2 c_{4z} , 4 c_{4z}
k_3	0, 0,1 k_{3z} , 0,5 k_{3z} , k_{3z} , 2 k_{3z} , 10 k_{3z}
k_4	0, 0,5 k_{4z} , k_{4z} , 2 k_{4z} , 10 k_{4z}
v_2	0, 0,5 v_{2z} , v_{2z} , 2 v_{2z}
v_3	0, 0,02, 0,05, 0,1, 0,2
r	0,5 r_z , 0,75 r_z , r_z , 1,1 r_z , 1,3 r_z
n	600, 700, 800, 900, 950

Rovnice rovnováhy setrvačníku traktoru (Souček 1969)

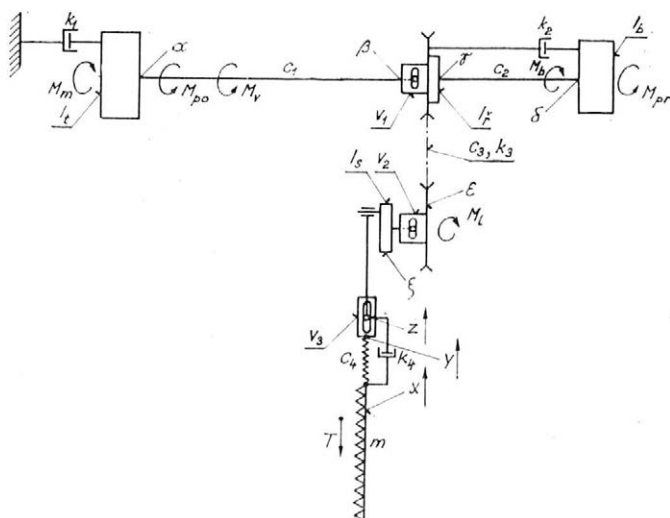
$$\ddot{a} I_t = M_m - M_v - k_1 \dot{a} - M_{po} \quad (1)$$

Vztah mezi otáčkami traktoru a hnacím momentem motoru (vyjádřený regulátorem charakteristikou traktoru podle obr. 3)

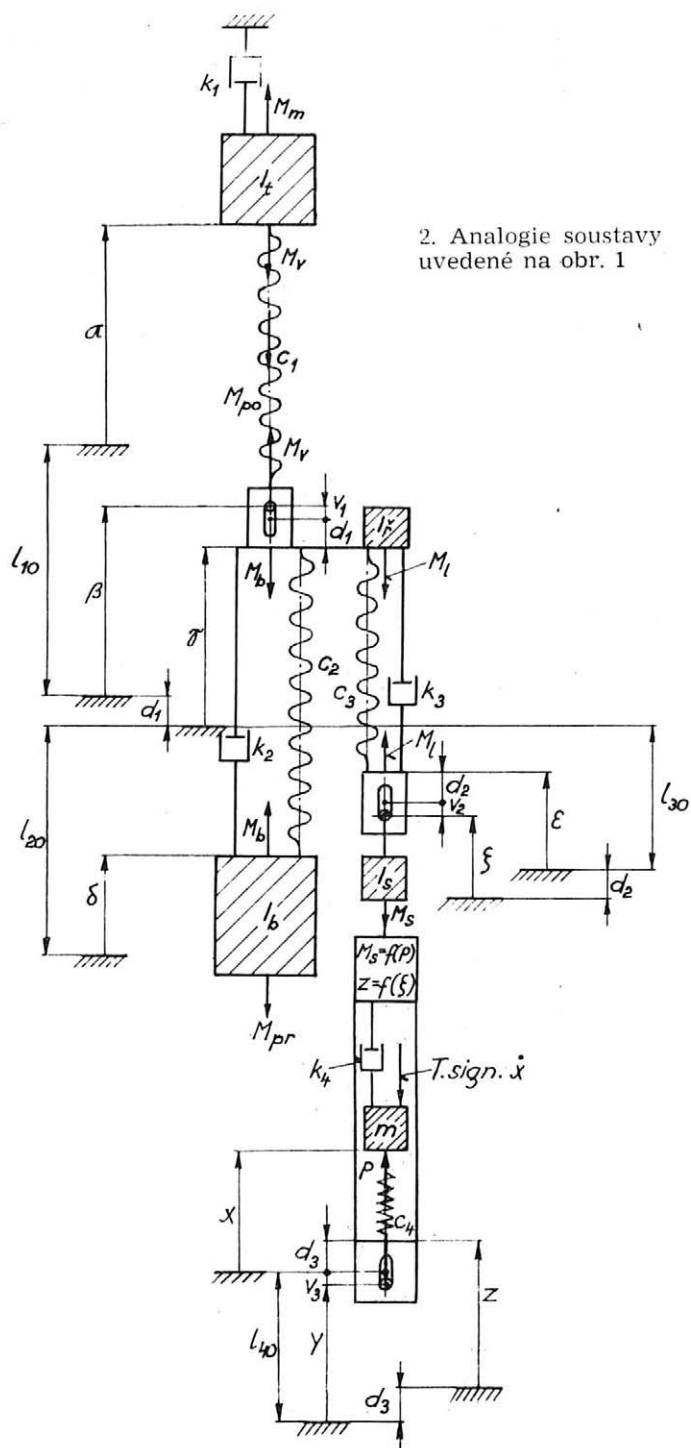
$$M_m = f(\dot{a}) \quad (2)$$

Rovnice rovnováhy nožového bubnu řezačky

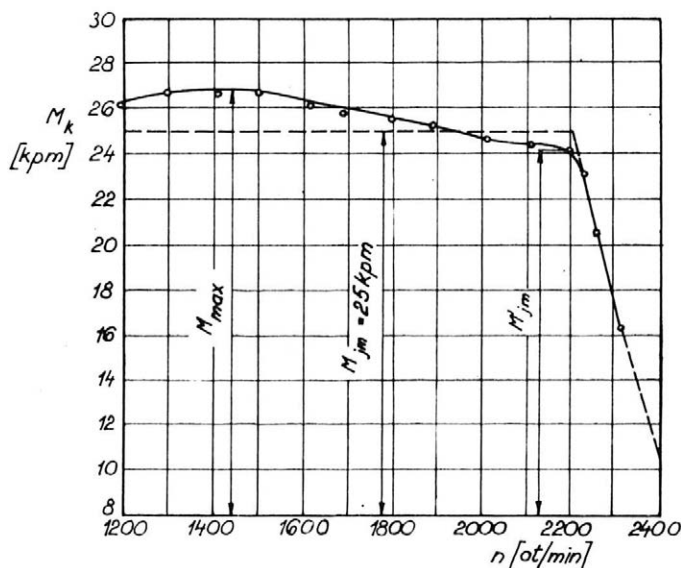
$$\ddot{\delta I_b} = M_b - M_{pr} \quad (3)$$



1. Schéma soustavy žací lišty zasazené do sklízecí řezačky poháněné traktořem, modelované na počítači



3. Regulační charakteristika traktoru Z-7511: skutečná (plně) a modelovaná (čárkovaně)



Rovnice rovnováhy hnací řemenice pohonu lišty

$$\ddot{\gamma} I_f = M_v - M_b - M_l \quad (4)$$

Pro M_b platí

$$M_b = c_2(\gamma - \delta) + k_2(\dot{\gamma} - \dot{\delta}) \quad (5)$$

S ohledem na vůli v_1 a tuhost c_1 platí pro M_v v závislosti na α a γ

$$M_v = f(\alpha, \gamma, v_1, c_1) \quad (6)$$

Obdobně lze vyjádřit závislost M_l na γ , ξ při vůli v_2 , tuhosti c_3 a konstantě tlumiče k_3

$$M_l = f(\gamma, \xi, v_2, c_3, k_3) \quad (7)$$

Rovnice rovnováhy setrvačníku lišty

$$\ddot{\xi} I_s = M_l - M_s \quad (8)$$

Je nutno zavést rovnici vyjadřující závislost mezi momentem M_s a silou P ve vztahu k poloze kliky, vyjádřené úhlem

$$M_s = f(P, \xi) \quad (9)$$

Další rovnice vyjadřuje kinematickou vazbu mezi rotací kliky a posuvem ve směru kosy. Výhodný je vztah mezi rychlostí $\dot{z}$ a úhlovou rychlostí $\dot{\xi}$ v závislosti na poloze kliky

$$\dot{z} = f(\dot{\xi}, \xi) \quad (10)$$

S ohledem na vůli v_3 , tuhost c_4 a konstantu tlumiče k_4 lze určit závislost P na x , z

$$P = f(x, z, v_3, c_4, k_4) \quad (11)$$

Rovnice rovnováhy pro kosu

$$\ddot{x} m = P - T \operatorname{sign} \dot{x} \quad (12)$$

V rovnicích (1) až (12) je nutné definovat vztahy (6), (7), (9), (10), (11).

Funkce (6) je definována takto:

jestliže $|a - \gamma| \leq v_1$, pak $M_v = 0$;

jestliže $|a - \gamma| > v_1$, pak

a) jestliže $a > \gamma$, pak

$$M_v = (a - \beta) c_1 = (a - \gamma - v_1) c_1 ;$$

b) jestliže $a < \gamma$, pak

$$M_v = (a - \beta) c_1 = (a - \gamma + v_1) c_1$$

(13)

Obdobně je definována funkce (7) takto:

jestliže $|\gamma - \xi| \leq v_2$, pak $M_l = 0$;

jestliže $|\gamma - \xi| > v_2$, pak

a) jestliže $\gamma > \xi$, pak

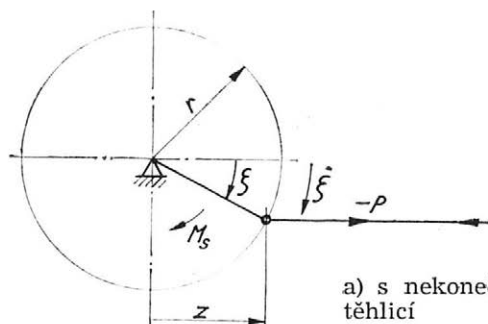
$$\begin{aligned} M_l &= (\gamma - \varepsilon) c_3 + (\dot{\gamma} - \dot{\varepsilon}) k_3 = \\ &= (\gamma - \xi - v_2) c_3 + (\dot{\gamma} - \dot{\xi}) k_3 ; \end{aligned}$$

b) jestliže $\gamma < \xi$, pak

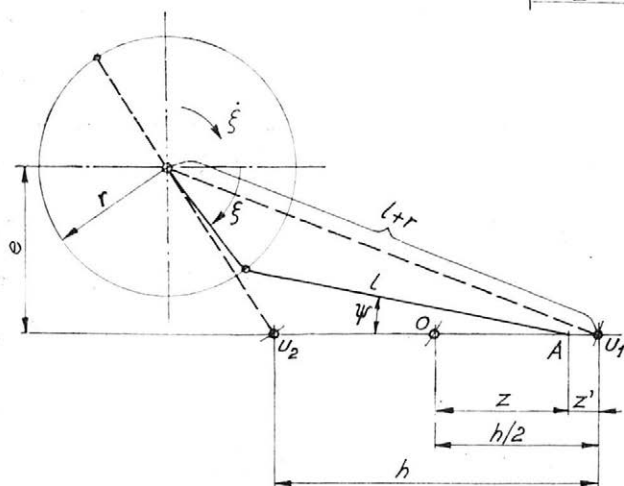
$$\begin{aligned} M_l &= (\gamma - \varepsilon) c_3 + (\dot{\gamma} - \dot{\varepsilon}) k_3 = \\ &= (\gamma - \xi + v_2) c_3 + (\dot{\gamma} - \dot{\xi}) k_3 \end{aligned}$$

(14)

4. Schéma klikového mechanismu



a) s nekonečně dlouhou těhlicí



b) s konečnou délkou těhlice l a excentricitou e

Rovnice (9) a (10) vycházejí z poměrů klikového mechanismu. Z obr. 4a je zřejmé, že pro zjednodušený případ (vycházející z představy centrického klikového mechanismu s nekonečně dlouhou těhlicí) by měla rovnice (9) tvar

$$M_s = -P r \sin \xi \quad (15)$$

$$M_s = -P f(\xi)$$

kde: $f(\xi) = r \sin \xi$

Pro tento případ platí

$$z = r \cos \xi$$

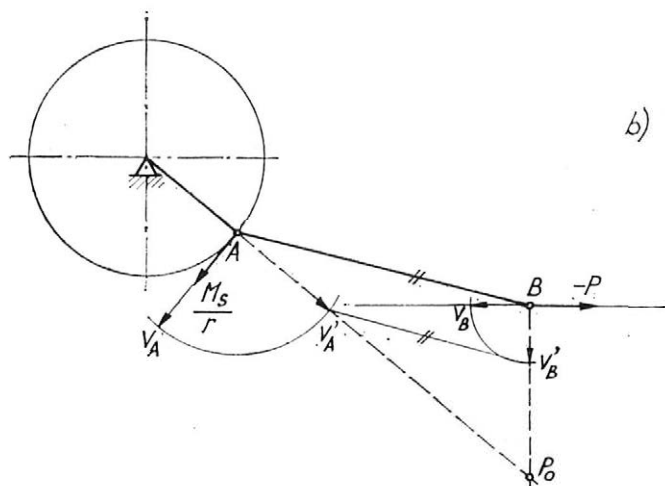
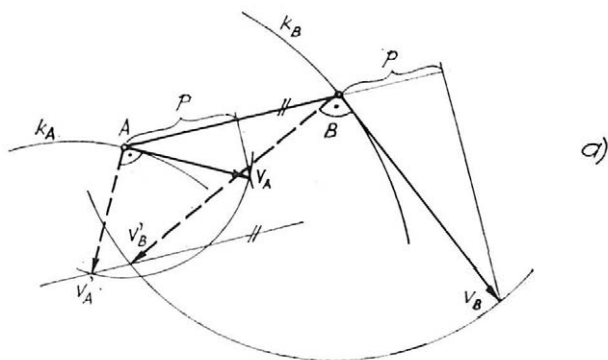
$$\dot{z} = -r \dot{\xi} \sin \xi \quad (16)$$

$$\dot{z} = -\dot{\xi} f(\xi)$$

S ohledem na výpočet na počítači je účelné pro excentrický klikový mechanismus (obr. 4b) nalézt způsob vyjádření rovnice (9) a (10) ve tvaru (15) a (16).

Uvažujme podle obr. 4b počátek O , od kterého se měří dráha z , ve středu zdvihu h . Je možné odvodit výraz

$$\dot{z} = -\dot{\xi} r \left[\sin \xi + \frac{\lambda}{2} (\sin 2\xi - 2\mu \cos \xi) \right] \quad (17)$$



5. a) Určení rychlostí pomocí výminky tuhosti
b) Kinematická metoda

Rovnice (17) má tvar rovnice (16), kde platí

$$f(\xi) = r \left[\sin \xi + \frac{\lambda}{2} (\sin 2\xi - 2\mu \cos \xi) \right] \quad (18)$$

Snadno lze dokázat, že i rovnice (15) platí pro mechanismus podle obr. 4b, když funkce $f(\xi)$ je definována výrazem (18).

V grafické kinematice (Šrejtr 1955) se užívá tzv. výminka tuhosti úsečky, podle které platí, že průměty rychlostí dvou libovolných bodů téhož tělesa do spojnice těchto bodů jsou stejné. Obdobně platí pro pootočené rychlosti, že spojnice koncových bodů pootočených rychlostí je rovnoběžná se spojnicí příslušných bodů (obr. 5a). Ve staticce je zavedeno používání tzv. kinematické metody, založené na větě, podle které algebraický součet momentů všech vnějších sil ke koncovým bodům pootočených rychlostí působících těchto sil se rovná nule. Podle obr. 5b platí

$$(-P) \dot{v}_B - \frac{M_s}{r} \dot{v}_A = 0, \quad (19)$$

z čehož plyne

$$M_s = -P r \frac{\dot{v}_B}{\dot{v}_A} = -P \cdot r \frac{\dot{z}}{r \cdot \dot{\xi}} = -P \cdot f(\xi)$$

kde $f(\xi)$ je určena rovnicí (18).

Je zřejmé, že funkci $f(\xi)$ je možno počítat z výrazu (18), nebo bod po bodu získávat její hodnoty vyšetřováním poměru $\dot{z}/\dot{\xi}$, např. pomocí výminky tuhosti. Tato metoda je zvláště výhodná při modelování obecnějšího provedení mechanismu, pro který by bylo obtížné sestavit výraz pro výpočet $f(\xi)$.

Funkce (11) je definována takto:

$$\left. \begin{array}{l} \text{jestliže } |z - x| \leq v_3, \text{ pak } P = (\dot{z} - \dot{x}) k_4 \\ \text{jestliže } |z - x| > v_3, \text{ pak} \\ \quad \text{a) jestliže } z > x, \text{ pak} \\ \quad \quad P = (y - x) c_4 + (\dot{y} - \dot{x}) k_4 = (z - v_3 - x) c_4 + (\dot{z} - \dot{x}) k_4 \\ \quad \text{b) jestliže } z < x, \text{ pak} \\ \quad \quad P = (y - x) c_4 + (\dot{y} - \dot{x}) k_4 = (z + v_3 - x) c_4 + (\dot{z} - \dot{x}) k_4 \end{array} \right\} \quad (20)$$

Aby se zpřesnily výsledky a odstranily při řešení problémy, které plynou z toho, že některé proměnné trvale narůstají, je vhodné zavést transformaci proměnných (úhlů natočení a odpovídajících úhlových rychlostí), která bere za základ konstantní úhlovou rychlost ω_0 . Místo původních úhlových rychlostí se budou předpokládat pouze jejich odchylky od hodnoty ω_0 a místo úhlů natočení odchylky od rovnoměrně rostoucího úhlu, odpovídajícího konstantní úhlové rychlosti ω_0 . Tedy např. pro úhel α zavedeme

$$\Delta \alpha = \alpha - \omega_0 t \quad (21)$$

$$\Delta \dot{\alpha} = \dot{\alpha} - \omega_0 \quad (22)$$

$$\Delta \ddot{\alpha} = \ddot{\alpha} \quad (23)$$

Obdobné vztahy platí pro ostatní úhly (γ, δ, ξ). Po transformaci rovnic (1), (3), (4), (5), (13), (14), (8), (17), (19), (20), (12) a náhradě rovnice (2) lze celou soustavu přepsat do tvaru

$$\Delta \ddot{\alpha} I_t = M_m - M_v - k_1 (\Delta \dot{\alpha} + \omega_0) - M_{p0} \quad (24)$$

$$M_m = f(\Delta \dot{a}) \quad (25)$$

$$\Delta \ddot{\delta} I_b = M_b - M_{pr} \quad (26)$$

$$\Delta \ddot{\gamma} I_f = M_v - M_b - M_l \quad (27)$$

$$M_b = c_2 (\Delta \gamma - \Delta \delta) + k_2 (\Delta \dot{\gamma} - \Delta \dot{\delta}) \quad (28)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{jestliže } |\Delta a - \Delta \gamma| \leq v_1, \text{ pak } M_v = 0 \\ \text{jestliže } |\Delta a - \Delta \gamma| > v_1, \text{ pak} \\ \quad \text{a) jestliže } \Delta a < \Delta \gamma, \text{ pak} \\ \quad \quad M_v = (\Delta a - \Delta \gamma - v_1) c_1 \\ \quad \text{b) jestliže } \Delta a > \Delta \gamma, \text{ pak} \\ \quad \quad M_v = (\Delta a - \Delta \gamma + v_1) c_1 \end{array} \right\} \quad (29)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{jestliže } |\Delta \gamma - \Delta \xi| \leq v_2, \text{ pak } M_l = 0 \\ \text{jestliže } |\Delta \gamma - \Delta \xi| > v_2, \text{ pak} \\ \quad \text{a) jestliže } \Delta \gamma > \Delta \xi, \text{ pak} \\ \quad \quad M_l = (\Delta \gamma - \Delta \xi - v_2) c_3 + (\Delta \dot{\gamma} - \Delta \dot{\xi}) k_3 \\ \quad \text{b) jestliže } \Delta \gamma < \Delta \xi, \text{ pak} \\ \quad \quad M_l = (\Delta \gamma - \Delta \xi + v_2) c_3 + (\Delta \dot{\gamma} - \Delta \dot{\xi}) k_3 \end{array} \right\} \quad (30)$$

$$\Delta \ddot{\xi} I_s = M_l - M_s \quad (31)$$

$$M_s = -P r \left\{ \sin(\Delta \xi + \omega_0 t) + \frac{\lambda}{2} [\sin 2(\Delta \xi + \omega_0 t) - 2\mu \cos(\Delta \xi + \omega_0 t)] \right\} \quad (32)$$

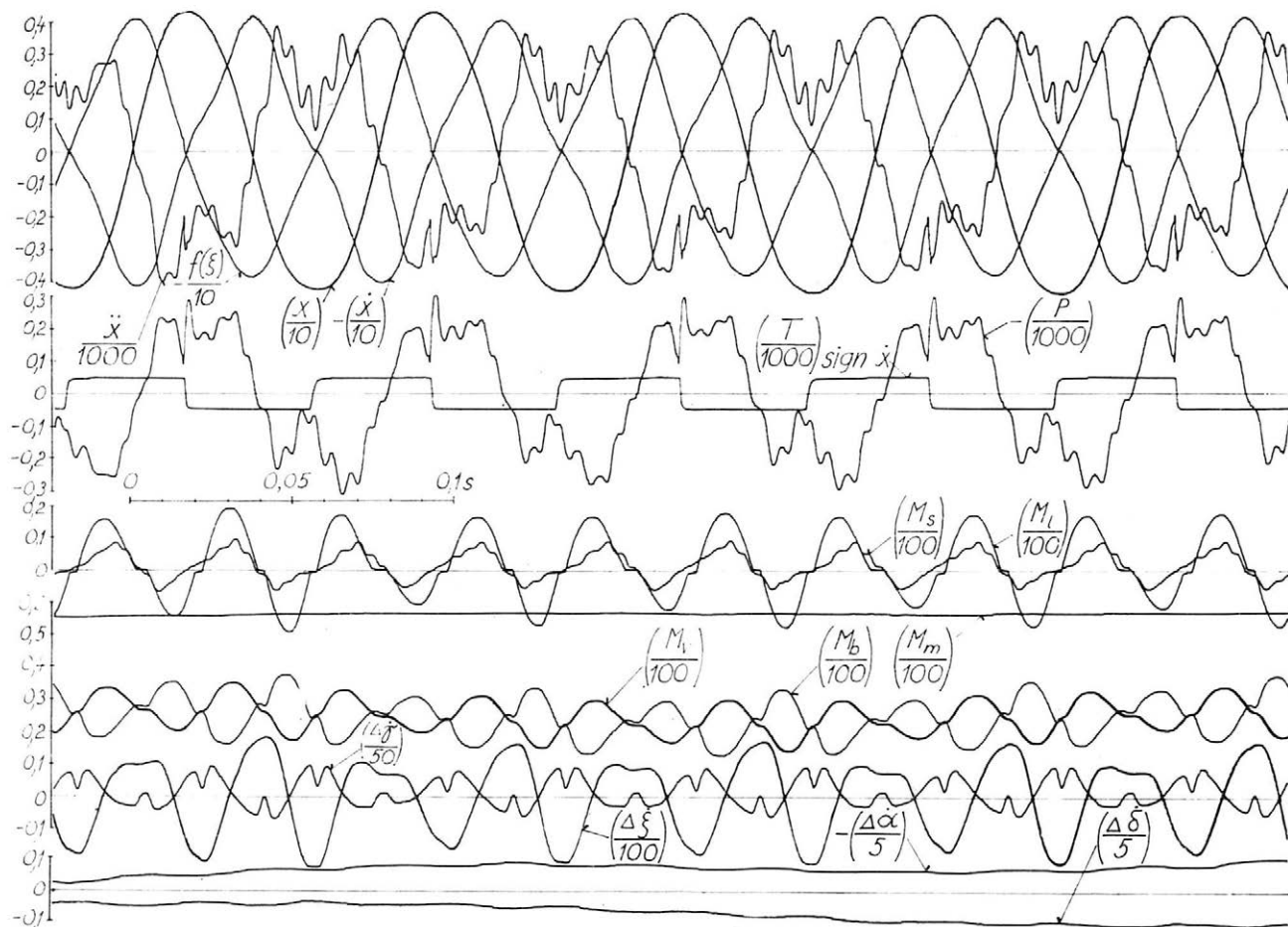
$$\ddot{z} = -(\Delta \dot{\xi} + \omega_0) r \left\{ \sin(\Delta \xi + \omega_0 t) + \frac{\lambda}{2} [\sin 2(\Delta \xi + \omega_0 t) - 2\mu \cos(\Delta \xi + \omega_0 t)] \right\} \quad (33)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{jestliže } |z - x| \leq v_3, \text{ pak } P = (\ddot{z} - \ddot{x}) k_4 \\ \text{jestliže } |z - x| > v_3, \text{ pak} \\ \quad \text{a) jestliže } z > x, \text{ pak} \\ \quad \quad P = (z - v_3 - x) c_4 + (\ddot{z} - \ddot{x}) k_4 \\ \quad \text{b) jestliže } z < x \\ \quad \quad P = (z + v_3 - x) c_4 + (\ddot{z} - \ddot{x}) k_4 \end{array} \right\} \quad (34)$$

$$\ddot{x} m = P - T \operatorname{sign} \dot{x} \quad (35)$$

Máme tedy soustavu 12 rovnic (24) až (35) pro proměnné Δa , $\Delta \gamma$, $\Delta \delta$, $\Delta \xi$, x , z , M_l , M_s , M_v , M_b , M_m , P . Cílem řešení je zjistit závislosti těchto proměnných na čase.

Podmínky existence a jednoznačnosti řešení soustavy (24) až (35) nebyly teoreticky zkoumány pro náročnost tohoto úkolu. Při posuzování soustavy z tohoto hlediska se za dostatečný podklad považoval názor na fyzikální charakter děje. Obecné programové schéma k řešení soustavy na analogovém počítači je na obr. 6 (Valenta 1966, Valenta a kol 1966, Sacht 1965). Řešení se provedlo na počítači MEDA 40 TA, ke kterému byl paralelně připojen počítač MEDA 40 TB.



7. Průběh nejdůležitějších veličin (jejich závislost na čase) pro základní úpravu soustavy podle obr. 1

HLAVNÍ VÝSLEDKY ŘEŠENÍ

Výsledkem řešení je průběh nejdůležitějších veličin v závislosti na čase. Grafický záznam několika veličin při základní úpravě modelované soustavy, získaný zapisovačem BAK 4T, je na obr. 7. Průběh sledovaných veličin a jejich vzájemná vazba odpovídá logice probíhajících jevů. V úvratích (resp. v maximu dráhy) je rychlost kosa (a také funkce $f(\xi)$) nulová. V okamžiku maximální rychlosti je zrychlení nulové. V úvratích se mění smysl třetího odporu. Síla v hlavici kosa souvisí se zrychlením a silou T . Se silou v hlavici kosa P souvisí krouticí moment M_s . Zatímco síla klesá na nulu dvakrát za otáčku, je M_s nulový čtyřikrát za otáčku. Krouticí moment M_s představuje budící účinek, který působí na setrvačnický (I_s). Průběh M_l je důsledkem odezvy vyvolané působením M_s . Vlivem vůle v_2 nastává při průchodu nulou prodleva v průběhu M_l . Moment M_l se přes setrvačnický (I_r) přenáší do M_v a M_b (se stoupajícím M_l stoupá M_v a klesá M_b). Na průběhu hnacího momentu motoru (M_m) se vliv lišty neuplatní. Nejvíce (až o 24 %) kolísá úhlová rychlost setrvačnicku kosa ($\dot{\xi}$), méně hnací řemenice kosa ($\dot{\gamma}$) a nejméně kolísá rychlost setrvačnicku traktoru a nožového bubnu (působením lišty o 0,04 %).

Zajímavé je srovnání výpočtu některých veličin klasickým způsobem s výsledky řešení získanými na modelu (pro $v_3 = 0,1$ mm). Zjistilo se, že výsledky získané na modelu se výrazně liší od výsledků získaných klasickým výpočtem. Výsledky měřením nejsou totožné s výsledky modelu, což se ani z důvodu odlišnosti parametrů a podmínek a zavedeného zjednodušení nedalo očekávat, ale vesměs jsou v blízké oblasti. Průběhy hlavních veličin M_l a $\ddot{x}$ nejsou pro model a skutečný stroj totožné. Z jiných výsledků však plyne, že změnou parametrů (nikoliv zásadní) lze dosáhnout nápadnou shodu průběhů těchto veličin. To dokazuje, že model alespoň kvalitativně odpovídá skutečnému případu a umožňuje vysvětlit probíhající jevy a tendence působení změn konstrukčních parametrů pohonu lišty sklízecí rezačky.

Dále bude uvedeno hodnocení vlivu parametrů lišty. Podkladem porovnání jsou výsledky získané pro základní úpravu, uvedené v tab. III.

III. Výsledky řešení základní úpravy

Veličina	P	M_l	M_s	M_v	M_b	$h^{**})$	$\dot{x}$	$\ddot{x}$	$\Delta \dot{\alpha}^{+++})$ km	$\Delta \dot{\gamma}^{+++})$ (%)	$\Delta \dot{\xi}^{+++})$ (%)	$\Delta \xi^{+++})$ km
max ⁺)	290	19	9	35	37	84	4,1	38 g	0,04	6	21	6°
min ⁺⁺⁾	-300	-18	-6	14	13		-3,9	-40 g	-0,04	-4	-24	-6°

- ⁺) největší kladná hodnota
⁺⁺⁾ nejmenší kladná hodnota nebo největší záporná hodnota (kladný smysl veličin dle obr. 2)
^{**)} zdvih kosa ($h = |x_{max}| + |x_{min}|$)
⁺⁺⁺⁾ procentní změna úhlové rychlosti (ω_0 je 100 %)
^{***)} kmitavá složka průběhu

IV. Vliv I_s

Velikost I_s		$0,5 I_{sz}$	I_{sz}	$2 I_{sz}$	$4 I_{sz}$	$20 I_{sz}$
P	tah	350	310	500	420	390
	tlak	320	290	320	290	280
M_{lmax}		19	19	24	11	11,5

Vliv momentu setrvačnosti setrvačnicku lišty (I_s) plyne z tab. IV. Je zřejmé, že z hlediska P je současná velikost I_s optimální. Pro snížení M_l je však účelné výrazné zvýšení I_s . Velmi nevýhodné je zvýšení I_s na dvojnásobek. Pracovní otáčky jsou zřejmě blízké rezonanční oblasti.

Dalším výrazným zvýšením I_s se pracuje v nadrezonanční oblasti, která je výhodná. Hodnoty síly P jsou zde vyšší než u základní úpravy. To však souvisí s účinkem třecího a řezného odporu T , který na modelu působí jako skoková změna smyslu síly, což nemusí souhlasit se skutečností. Tak např. při alternativě se čtyřnásobným zvýšením I_s při $T = 0$ klesne P na 300 kp (tah) a 210 kp (tlak). Obdobný vliv T na P se projeví při dvacetinásobku I_s . Přitom u základní úpravy se vliv T téměř neuplatní. Při sníženém momentu setrvačnosti I_s způsobí T pokles maximální hodnoty P (v tahové oblasti). Vliv T na P souvisí s tvarem průběhu P . Při nízkém I_s připomíná průběh P lichoběžník (viz též obr. 7), s extrémy mimo střed průběhu. Při zvýšeném I_s se průběh blíží spíše trojúhelníku s extrémy blízko středu průběhu. Tento tvar průběhu P je známý také z měření osových síly v těhlici, jež bylo v řadě případů zjištěno při experimentálních pracích provedených ve VÚZS. Změna smyslu T (právě ve středu průběhu) pak způsobí krátkodobý výkyvit T , jež se u trojúhelníkového průběhu P přičte k jeho maximální hodnotě. Je zřejmé, že odezva průběhu P na změnu smyslu T souvisí také např. s tuhostí spojení setrvačnicku lišty a kosa c_1 a tlumením k_{13} , pro jejichž číselnou volbu je dosud málo podkladů. Velikost I_s ovlivňuje výrazně i maximální rychlost kosa x . Zatímco při malém I_s byla rychlost kosa přes 4 m/s, klesla při vysokém I_s na hodnotu 3,3 m/s, tedy do oblastí blízkých teoretickým hodnotám. Tento jev souvisí s rovnoměrností rotace hřídele výstředníku.

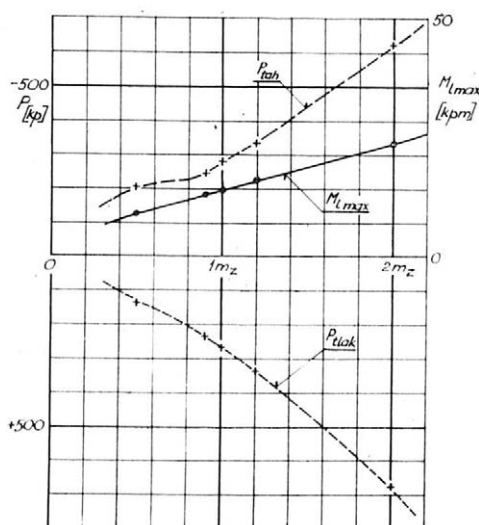
Dále se zkoumal vliv momentu setrvačnosti hnací řemenice pohonu I_f . Z těchto výsledků vyplynulo, že v rámci běžných konstrukčních změn, které připadají v úvahu, nemá I_f prakticky žádný vliv na P , M_l a M_v .

Moment setrvačnosti nožového bubnu I_b se měnil po stupních uvedených v tab. II. Zjistilo se, že běžné konstrukční změny nožového bubnu, jaké se mohou v rámci současné koncepce řezaček vyskytnout, prakticky neovlivní P , M_l , M_v (posuzováno z hlediska účinku pohonu lišty). Přitom však plné odpojení bubnu ($I_b = 0$ a $M_{pr} = 0$) se projeví na průběhu i velikost P , M_l , M_v .

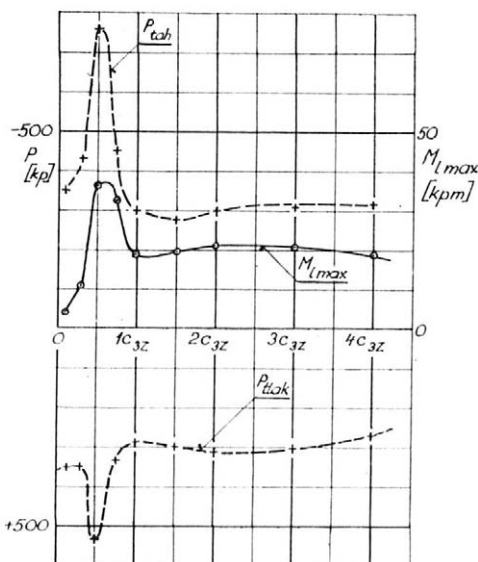
Zkoumal se také vliv momentu setrvačnosti setrvačnicku traktoru I_t . Zjistilo se, že vliv I_t na P , M_l a M_v (uvažováno z hlediska účinku pohonu lišty) je poměrně malý a posuzováno v hranicích odpovídajících prakticky možným alternativám, je zanedbatelný.

Z tohoto zjištění plyne, že o vlivu typu traktoru při výzkumech nebo zkoušení žací lišty sklizec řezačky není třeba uvažovat. Závěry zjištěné pro určitou lištu na jednom typu řezačky lze převzít také pro nový typ (pokud odpovídá schématu podle obr. 1), i když má např. nožový buben s větším I_b a je určena pro jiný traktor.

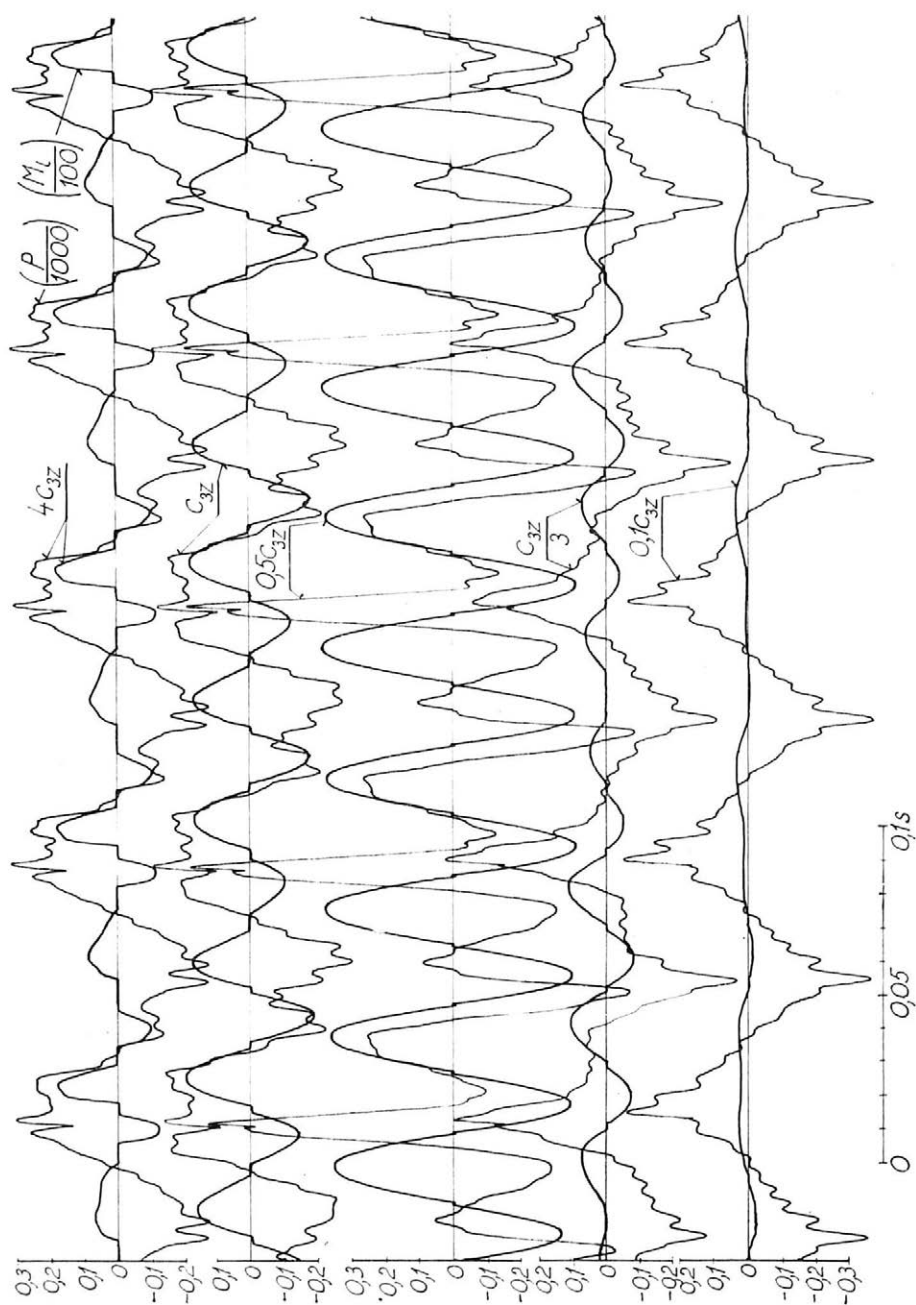
Závislost P a M_l na hmotě kosa m je zřejmá z obr. 8. Hmoty kosa ovlivňuje maximální i minimální hodnoty P a M_l . U P nejsou tyto změny zcela plynulé. M_l roste téměř lineárně. Ani u P



8. Závislost maximálních resp. minimálních hodnot P a M_l na hmotě kosa



9. Závislost maximálních resp. minimálních hodnot P a M_l na tuhosti c_3



10. Průběh P (slabě) a M_L (silně) v závislosti na čase pro různé hodnoty tuhosti c

nejdou odchylky od lineárního průběhu příliš výrazné. Uvedené výsledky umožní posoudit změnu v zatížení klikového mechanismu a pohonu lišty při změně hmoty kosy (např. při změně záběru stroje).

Dále se zkoumal vliv tuhosti jednotlivých částí hnacího ústrojí, tj. vliv c_1, c_2, c_3, c_4 . Z tohoto řešení vyplynulo, že vliv tuhosti c_1 na P a M_I je v rozsahu běžných konstrukčních možností, které zvolená koncepce pohonu řezačky dovozuje, téměř zanedbatelný.

Velmi podobný závěr, který platí o tuhosti c_1 , platí také o vlivu tuhosti c_2 .

Vliv tuhosti c_3 , která je dána hlavně tuhostí klínových řemenů, je zřejmý z obr. 9 a 10.

Z těchto výsledků plyne, že zvětšení tuhosti c_3 se nijak výrazně neprojeví. Zmenšení tuhosti c_3 má však značné důsledky. Zhruba při poloviční tuhosti c_3 nastane velmi nepříznivý stav, kdy jak P , tak M_I dosahují velmi vysokých hodnot. Zřejmě se jedná o rezonanční oblast, která se zjistila i při dvojnásobném momentu setrvačnosti I_s . Je zřejmé, že toto je velmi cenný poznatek. Konstrukteři zatím volili kombinaci parametrů I_s a c_3 spíše náhodně. Lze předpokládat, že klasické koncepce žacích lišt samostatných i pracujících jako žací orgán jiných strojů, konstruované v minulosti, většinou vedly na jednoznačně podkritickou pracovní oblast (např. na základě výpočtu vlastní frekvence pro lištu, jejíž parametry uvádí Stroppel (1959)). Zvyšování výkonu a složitosti strojů vede ke snížení tuhosti c_3 , zvětšení I_s a zvýšení otáček, což může mít za následek dostižení kritické oblasti. Bylo by účelné při řešení konkrétních případů, pokud není možné vypracovat úplný model, alespoň počítat vlastní frekvence (Thompson 1956).

Z uvedených výsledků je zřejmé, že velmi příznivý stav nastane ve výrazně nadkritické oblasti (při velmi nízké tuhosti c_3). To platí zvláště o M_I . U P dochází ke změně průběhu, s čímž souvisí i změna účinku T , jako byla uvedena dříve (při $T = 0$ je i P příznivější). Na základě těchto poznatků se jeví jako účelné zavést do pohonu žacích lišt nový konstrukční prvek, který by výrazně snížil tuhost c_3 (např. desetkrát nebo i vícekrát ve srovnání s tuhostí klínových řemenů).

Tyto závěry by bylo pochopitelně třeba ověřit, příp. doplnit na základě výsledků měření na různých alternativách skutečných konstrukcí. Skutečný případ je odchýlný zvláště v tom, že u pružiny s tuhostí c_3 (klínové řemeny) se předpokládá lineární charakteristika v celém rozsahu působení M_I , což přibližně platí do 10 kpm při statickém zatížení. Zanedbává se to, že modul pružnosti gumy se mění s rychlostí deformace, dochází k hysterezi, hlavně však k prokluzu klínových řemenů po dosažení určité hranice M_I . Respektování některých z těchto vlivů na modul by bylo v principu možné, nejsou však k tomu dostatečné podklady. Orientačně se nastavilo na modelu omezení $M_I = 10$ kpm, které se zjistilo při statickém měření tuhosti c_3 . Tato změna měla zásadní vliv nejen na průběh M_I , ale také zcela změnila průběh P (lichoběžníkový průběh P , zjištěný u základní úpravy, se změnil na výrazně trojúhelníkový). Přitom z jiných měření se zjistilo, že staticky určená mez prokluzu neodpovídá hranici prokluzu za rotace. Lze však soudit, že tvar charakteristiky, příp. prokluz klínových řemenů ovlivní průběh M_I i P .

Při základní úpravě ($v_3 = 0$) je vliv tuhosti c_4 na P a M_I málo výrazný. Moment M_I se při změně tuhosti c_4 prakticky nemění. U P snížením tuhosti dochází k menšímu zlepšení (vyhlazení průběhu) v tahové oblasti. Velmi příznivě se snížení tuhosti c_4 projeví při vůli $v_3 = 0$.

Vůle v_1 se prakticky v účinku žací lišty neuplatní, neboť vlivem pracovního zatížení hřídelů je trvale vymezena. Rovněž při běhu naprázdno dochází k vymezování vůle v_1 pouze občas (nikoliv při každé otáčce). Z těchto důvodů je vliv vůle v_1 na účinky pohonu žací lišty zanedbatelný.

Vůle v_2 ovlivňuje především M_I , ale také P . Vůle v_2 ovlivňuje značně i charakter průběhu P . S rostoucí vůlí se silně zvyrazňuje lichoběžníkový průběh P . Dokonce je ve středu průběhu při velké vůli nižší hodnota P než na obou okrajích. Takovéto průběhy zjistil měřením zrychlení na žací liště Thiel (1958c). Jsou nevýhodné hlavně tím, že maxima P naběhnou těsně po průchodu nulou a výrazně se v nich uplatní vliv vůle v hlavici kosy v_3 .

S rostoucí vůlí v_3 silně stoupají maximální hodnoty P , zatímco M_l zůstává beze změny. Vliv v_3 na P však závisí na c_4 , na tlumení k_4 (při vymezování vůle dochází k rozkmitání průběhu P) a na charakteru a tvaru průběhu (vlivy, které zvýrazňují lichoběžníkový průběh P , jako např. v_2 , současně zvyšují uplatnění vlivu v_3).

Zkoumal se také vliv poloměru kliky r . Ze zjištěných výsledků je zřejmé, že vliv r na zatížení hnacího mechanismu je značný a vcelku v soulase s klasickou představou. U M_l je růst zhruba lineární s r . Vliv r na P není tak jednoznačný, neboť s poloměrem r se mění i průběh P . Tím se stane, že i když P se mění v průměru úměrně s r , vykazuje maximum, resp. minimum určitou odchylku z tohoto pravidla.

Dále se zkoumal vliv otáček (tab. V).

V. Vliv otáček při základní úpravě

Otáčky		600	700	800	900	950
P	tah	170	280	280	320	400
	tlak	190	230	290	340	390
M_{lmax}		13	14	16	24	31

Ze získaných výsledků vyplynulo, že změnou otáček se mění velikost i tvar P i M_l . Se stoupajícími otáčkami se výrazněji projevuje lichoběžníkový průběh P .

Zkoumali jsme také průběh P , M_l a M_v při plynulém růstu otáček z 500 na 950 ot/min. Nezjistili jsme žádné výrazné rezonanční oblasti. Pouze v průběhu P a M_l nastalo mírné převýšení (asi o 25 %) v okolí 670 ot/min. Jinde P , M_l a kmitavá složka M_v celkem pravidelně stoupají.

Orientačně se zkoumal vliv průběhu funkce $f(\xi)$, tj. vlastně vliv kinematického řešení pohonu lišty. V rozmezí změn tvaru funkce $f(\xi)$, které se uvažovaly (přechody nulovou hodnotou a poloha i velikost extrémů $f(\xi)$) zůstaly zachovány a mezi těmito body se amplituda průběhu změnila až o 15 % a celkově stoupla plynulost v průběhu $f(\xi)$ byl tento vliv prakticky zanedbatelný. Zkoušel se také vliv změny smyslu točení hnacího hřídele excentru, což je rovnocenné změně v tvaru $f(\xi)$, odpovídající průběhu $f(\xi)$ uvažovanému při postupu nezávisle proměnné v opačném smyslu. Tato změna se v maximech P a M_l projevila poměrně málo (hodnoty P byly o něco vyšší). Výrazněji se však změnil tvar průběhu P (i když jeho charakter zůstal zhruba zachován). Je zřejmé, že smysl točení má určitý vliv na dynamické poměry žací lišty v soulase s tradiční zkušeností z praxe, podle které tzv. pravotočivé lišty (odpovídá smyslu uvažovanému v této práci) jsou výhodnější než levotočivé (Stroppel 1958).

ZÁVĚR

V práci je uvedena matematická formulace popisující dynamické jevy v pohonu klasické žací lišty s excentrickým klikovým mechanismem, která je zasazena do celého hnacího mechanismu zemědělského stroje. K dostatečně přesnému vystižení skutečných poměrů je třeba předpokládat model se značným počtem stupňů volnosti, vedoucí na soustavu diferenciálních rovnic s řadou nelinearit. K řešení konkrétního případu se použil analogový počítač. Uvažoval se vliv konstrukčních parametrů, ovlivňujících dynamické vlastnosti soustavy. Je zkoumán zejména vliv hmotnosti, resp. momentů setrvačnosti součástí, tuhostí a vůlí.

Uvedené konkrétní výsledky jsou cenné pro konstruktéry sklizňových zemědělských strojů, u kterých má klasická žací lišta stále své uplatnění. Přitom při zobecňování výsledků je třeba respektovat to, že dynamické jevy mohou při odlišné konkrétní kombinaci parametru vykazovat protichůdné tendence.

Ze zjištěných závěrů a hodnocení vlivu jednotlivých parametrů na nepříznivé dynamické jevy v dané konstrukci sklízecí řezačky plyne, že použitá metoda je pro řešení obdobných případů velmi výhodná.

V souvislosti se zaváděním těchto nových metod do vývoje zemědělských strojů se uplatňuje i požadavek na nové zaměření experimentálních prací. Je třeba rozšířit práce na zkoumání základních stavebních prvků strojů, aby řešení pomocí prostředků moderní výpočetní techniky mělo konkrétní reálný základ.

Použitá označení

M_m	— hnací moment motoru [kpm]
M_b	— hnací moment na pohon bubnu [kpm]
M_v	— zátěžný moment na vývodovém hřídeli traktoru [kpm]
M_{pr}	— zátěžný moment plynoucí z pracovního odporu nožového bubnu [kpm]
M_{po}	— zátěžný moment na pojezd [kpm]
M_i	— hnací moment pro pohon žací lišty (za setrvačником) [kpm]
M_s	— hnací moment na klíce lišty (před setrvačником) [kpm]
M_{jm}	— jmenovitý (současně i maximální) moment uvažovaný při modelování regulátorové charakteristiky traktorového motoru [kpm]
M_{muc}	— skutečný maximální moment traktorového motoru [kpm]
M'_{jm}	— skutečný jmenovitý moment traktorového motoru [kpm]
P	— síla v hlavici kosy působící ve směru pohybu kosy [kp]
T	— třecí a řezný odpor působící proti pohybu kosy [kp]
$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon, \xi$	— úhly natočení hřídelů v různých místech soustavy [rad]
x	— dráha kosy [cm]
y, z	— dráha (měřena ve směru x) členů mechanismu pohonu kosy [cm]
v_i	— vůle v i -tém ($i = 1$ a 2) místě, vyjádřená úhlem natočení (celkový volný chod je $2 v_i$) [rad]
v_3	— vůle v hlavici kosy vyjádřená posuvem ve směru dráhy kosy (celkový volný chod je $2 v_3$) [cm]
$l_{10}, l_{20}, l_{30}, l_{40}$	— délky uvolněných pružin
I_t	— redukovaný moment setrvačnosti setrvačnicku a ostatních součástí traktoru [kgm^2]
I_b	— moment setrvačnosti nožového bubnu [kgm^2]
I_f	— moment setrvačnosti hnací řemenice pohonu lišty [kgm^2]
I_s	— redukovaný moment setrvačnosti setrvačnicku lišty (výstředníku) [kgm^2]
I_{sz}	— I_s základní úpravy (obdobně u dalších parametrů značí index z základní úpravu) [kgm^2]
m	— hmota kosy [kg]
ω_0	— základní zvolená úhlová rychlost (odpovídá odhadu středních otáček) [rad/s]
$\Delta\omega_0$	— posunutí regulátorové charakteristiky [rad/s]
c_i	— tuhosti i -tého ($i = 1, 2, 3$) úseku hřídele [kpm/rad]
c_4	— tuhost klikového mechanismu [kp/cm]
k_i	— konstanta tlumiče v i -tém ($i = 1, 2, 3$) místě [kpm s/rad]
k_4	— konstanta tlumiče v klikovém mechanismu [kp s/m]
r	— poloměr kliky klikového mechanismu kosy [cm]
l	— délka těhlice [cm]
e	— excentricita klikového mechanismu [cm]
λ	— poměr r/l
μ	— poměr e/r
h	— zdvih klikového mechanismu [cm]

Literatura

- BŘEČKA J., NEUBAUER K., 1969, Příspěvek k teoretickému rozboru práce žací lišty s protiběžnými kosami. Zem. technika 6 : 307-318.
DROZDOV I. N., 1962, Optimalnyje skorosti řezuších apparatov kosilok. Traktory i selchozmašiny 9.

- HASSELGRUBER H., 1965, Maßnahmen zur Verbesserung der Laufruhe von Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere von Schleppermotoren. Landtechnik 1.
- SACHT H. O., 1965, Einsatz elektronischer Analogierechenmaschinen für die Lösung landtechnischer Probleme. Landtechnische Forschung 15, 3.
- SEDLÁČEK V., 1960, Příspěvek k vyvažování rovinných mechanismů zemědělských strojů. Zem. technika 2 : 141-150.
- SCHAEFER J., 1966, Möglichkeiten und Grenzen bei der Verwendung von hydraulischen Schwingantrieben für Mähwerke. Grundlagen der Landtechnik 1.
- SOUČEK Z., 1957, Výsledky tenzometrického měření žací lišty ŽTZ-183. Zpráva VÚZS.
- SOUČEK Z., 1961, Aplikace odporových tenzometrů k měření napětí, sil a krouticích momentů při výzkumu zemědělských strojů ve VÚZS. Sborník prací VÚZS.
- SOUČEK Z., 1969, Model soustavy rotujících částí zemědělského stroje a traktoru. Zpráva VÚZS.
- STROPPEL T., 1958, Analytische Betrachtung der Masenwirkungen in einem Schleppermähwerk. Landtechnische Forschung 5.
- STROPPEL T., 1959, Über die Gesetzmäßigkeiten des Kraftflusses im Getriebe eines Schlepper-Anbaumähwerkes. Landtechnische Forschung 5.
- ŠREJTR J., 1955, Technická mechanika II — Kinematika, 2. část. Praha.
- THIEL R., 1958a, Kräfte im Schubkurbelgetriebe von Schlepper-Anbaumähwerken. Grundlagen der Landtechnik 10.
- THIEL R., 1958b, Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk in Zahnradantrieb. Grundlagen der Landtechnik 10.
- THIEL R., 1958c, Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk mit Keilriemenantrieb. Grundlagen der Landtechnik 10.
- THOMPSON W. T., 1956, Mechanical Vibrations. USA.
- VALENTA J., 1966, Základy programování analogových počítačů. Praha.
- VALENTA J., ŠKVOR J., KOTVA M., 1966, Programování a řešení úloh na transistorových analogových počítačích MEDA-T. Bratislava.

Došlo dne 4. 7. 1972

СОУЧЕК З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов, Чехословакия). Модель жатки косилки-измельчителя. Зем. техника 18 (10) : 593-610, 1972.

Целью работы является предложить и на конкретном примере применить усовершенствованный метод теоретического определения динамических явлений в природе жатки, включенной в цепь движущий механизм сельскохозяйственной машины. Разработанная модель рассчитана на параметры классического привода жатки с эксцентрическим кривошипным механизмом. В принципе можно выбрать и другой тип механизма. Надо было исходить из конкретного случая, чтобы можно было испытать модель и проверить его применимость. По математической формулировке для решения была применена аналоговая вычислительная машина. Решение включает влияние конструкционных параметров, влияющих на динамические свойства системы. Особенно изучалось влияние массы, или моментов инерции деталей, жесткости и свободного хода. В работе приводятся ряд заключений и дается оценка влияния отдельных параметров на динамические свойства данной конкретной конструкции. Эти результаты доказывают, что путем целесообразного изменения некоторых параметров можно достичь значительного понижения неблагоприятных явлений, вызванных жаткой.

жатка; косилка-измельчитель; применение вычислительных машин для конструирования сельскохозяйственных машин

SOUČEK Z. (Research Institute of Agricultural Machines, Praha-Chodov, Czechoslovakia). A Model of Field Chopper Cutter-Bar. Zem. technika 18 (10) : 593—610, 1972.

The purpose of the study was to develop and demonstrate an improved method for the theoretical determination of dynamic phenomena in the driving mechanism of the cutter bar as included in the whole driving mechanism of the farm machine. The model developed and applied in the study is designed to suit the parameters of the traditional drive of the cutter bar with excentric crank gear. In principle it

would be possible to choose also another type of mechanism. It was necessary to base the efforts on an actual example in order to make it possible to test the model and to check its applicability. An analog computer was used for the solution after mathematical formulation. The solution includes the effect of the construction parameters influencing the dynamic properties of the system. Special attention is paid to the effect of the weight (or to the inertia moment of the part), stiffness and toleration. The paper presents a number of conclusions and evaluations of the effect of different parameters on the dynamic properties of a given actual construction. These results demonstrate that a purposive change in some of the parameters can provide for appreciable restriction of the unfavourable effect of the cutter-bar, cutter-bar; field chopper; the use of computers in the development of farm machinery

SOUČEK Z. (Forschungsinstitut für landwirtschaftliche Maschinen, Praha-Chodov, Tschechoslowakei). *Modell des Fel dhäckslermähwerkes*. Zem. technika 18 (10): : 593-610, 1972.

Das Ziel der Arbeit war eine vervollständigte Methode zur theoretischen Feststellung der dynamischen Vorgänge im Antrieb des in dem Antriebsmechanismus der Landmaschine eingebauten Mähwerks vorzuschlagen und am konkreten Beispiel anzuwenden. Das in der vorliegenden Arbeit vorgeschlagene und beschriebene Modell wurde für Parameter des klassischen Antriebs des Mähwerks mit exzentrischem Kurbelmechanismus ausgearbeitet. Im wesentlichen konnte auch ein anderer Typ des Mechanismus gewählt werden. Es sollte aus einem konkreten Beispiel ausgegangen werden, um den Entwurf des Modells prüfen und deren Einsatzfähigkeit untersuchen zu können. Zur mathematischen Formulierung wurde der Analogrechner angewendet. Die Lösung zeigt inwieweit die dynamischen Eigenschaften des Systems von den Konstruktionsparametern beeinflußt werden. Untersucht wird vor allem der Einfluß der Masse bzw. des Trägheitsmoments der Teile, der Steifigkeiten und der Spiele. Angeführt wird eine Reihe von Schlußfolgerungen und Bewertungen des Einflusses einzelner Parameter auf die dynamischen Eigenschaften der gegebenen konkreten Konstruktion. Die Ergebnisse zeigen, daß die zweckmäßige Änderung einiger Parameter zur wesentlichen Senkung der von dem Mähwerk verursachten ungünstigen Erscheinungen führen kann.

Mähwerk; Fel dhäckslers; Applikation der Rechenmaschinen bei der Landmaschinenentwicklung

Adresa autora:

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

U P O Z O R N Ě N Í

Od tohoto čísla je zavedena nová úprava článků, které mají být publikovány v časopise Zemědělská technika.

Tato úprava je příspěvkem k současné snaze o mezinárodní normalizaci a má umožnit, aby časopis pronikl do dokumentačního materiálu mezinárodních agentur a organizací, které používají systémů strojové evidence.

Zůstává zásada, že přednostně budou publikovány původní práce vědeckého charakteru, přinášející výsledky použitelné v zemědělské vědě. Kromě nich budou v zavedených rubrikách časopisu i nadále publikovány práce kompilačního charakteru, poskytující ucelený pohled na současný stav určité problematiky.

Aby nová úprava přinesla ten výsledek, který od ní očekáváme, je třeba, aby autoři článků přesně dodržovali pokyny, které jsou všem k dispozici v redakci a které také postupně budou uveřejněny v dalších číslech časopisu Zemědělská technika.

POROVNÁNÍ METOD ANALÝZY NAMÁHÁNÍ ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ Z HLEDISKA ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI

J. Procházka

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

PROCHÁZKA J. *Porovnání metod analýzy namáhání zemědělských strojů z hlediska únavové životnosti*. Zem. technika 18 (10) : 613-632, 1972.

Práce obsahuje porovnání metod analýzy náhodně proměnných namáhání z hlediska jejich použití při zjišťování únavové životnosti strojních částí. Metody byly hodnoceny jednak na základě literárních podkladů, jednak na základě vlastních poznatků získaných při aplikaci vybraných metod analýzy četnosti na šest typických případů namáhání částí zemědělských strojů a porovnání výsledků pomocí lineární teorie kumulace únavového poškození. Přitom byly objasněny i některé otázky týkající se zpracování výsledků analýzy. Výsledky získané jednoparametrickými metodami jsou silně závislé na charakteru provozního namáhání, zejména na kolísání středního napětí cyklů. Přitom charakter namáhání různých částí zemědělských strojů je velmi rozdílný. U součástí namáhaných převážně při pracovním procesu, kdy silně kolísá i střední hodnota zatížení, se životností odpovídající aplikaci jednotlivých metod mohou lišit o řád i více. Naproti tomu pro součásti namáhané převážně při transportu (statické předpětí konstantní) dávají všechny metody výsledky jen málo odlišné. Perspektivní jsou metody dvouparametrické, a to buď metoda orientovaných rozkmitů, nebo zejména metoda úplných cyklů, jejichž realizace s pomocí číslicového počítače byla již ověřena.

únavová životnost; náhodně proměnná zatížení; metoda analýzy četnosti kmitů; spektra provozních zatížení

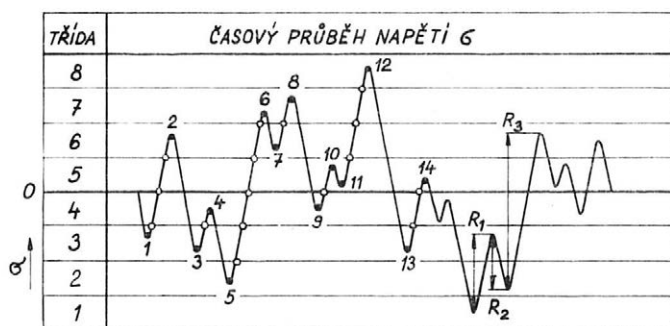
Provozní namáhání většiny součástí zemědělských strojů je kmitavé s náhodně proměnlivou amplitudou, a často i střední hodnotou kmitů. Zejména u moderních vylehčených konstrukcí těchto strojů se proto již nevystačí jen s hodnocením statické pevnosti vůči maximálním zjištěným namáháním, ale je třeba brát v úvahu celý soubor kmitavých napětí, který ovlivňuje únavovou životnost součástí. K převodu náhodného průběhu provozních namáhání, zachyceného nejčastěji ve formě oscilografického nebo magnetofonového záznamu, na definovaný soubor kmitavých napětí, který je podkladem pro hodnocení únavové životnosti a nazývá se spektrem provozních namáhání (či zatížení), byla vypracována řada metod statistické analýzy, které byly podrobně popsány dříve (Procházka 1971).

Velký počet používaných metod analýzy kmitavého namáhání pro potřeby únavové životnosti je důsledkem současného nedostatečného stavu poznání zákonitostí hromadění únavového poškození při náhodně proměnlivých zatíženích, kdy se uplatňuje vliv řady činitelů, např. kolísání středního napětí kmitů, posloupnost změn velikosti napětí, vliv superponovaných kmitů apod. Přitom určitý režim namáhání, který má ve skutečnosti jednoznačný vliv na životnost strojních částí, se různými metodami analýzy převede na rozdílné zátěžné režimy s různou intenzitou. Volba metody analýzy tedy již v počát-

cích ovlivňuje výsledky celého procesu hodnocení životnosti. V tomto pojednání jsou proto shrnuty poznatky týkající se porovnání metod analýzy náhodně proměnných namáhání, získané jednak z literatury, jednak vlastními pracemi ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů v Praze.

CHARAKTERISTIKA POROVNÁVANÝCH METOD ANALÝZY

Jedná se o dosud převážně používané metody analýzy četností, u nichž se variační rozpětí sledované veličiny rozdělí na řadu na sebe navazujících tříd a určuje se počet pozorovaných hodnot (vrcholů kmitů, rozkmitů apod.) v každé třídě (třídní četnost n). Sečítáním třídních četností dostaneme kumulativní četnosti h , které udávají, kolik hodnot souboru je nižších, popř. vyšších než zvolená hranice třídy. Grafickým znázorněním je křivka kumulativních četností, tzv. kumulativní spektrum, které je obecným podkladem, charakterizujícím výsledky analýzy.



1. Postup analýzy

Vzhledem k podrobnému popisu metod v autorově práci (Procházka 1971) je zde uvedena jen stručná charakteristika těch metod, o nichž bude dále pojednáváno, přičemž jejich číselné označení je stejné jako v uvedené práci. Postup analýzy je objasněn pomocí obr. 1. Přitom dále uváděné jednoparametrické metody č. 1, 2, 3, 5 a 6 počítají vrcholy kmitů (maxima a minima), č. 7 a 10 rozkmity, metoda č. 11 je dvouparametrická.

1. Metoda relativních vrcholů počítá všechny vrcholy kmitů (maxima i minima) — na obr. 1 tedy všechny vrcholy označené čísly.
2. Metoda maxim počítá jen kladné vrcholy, označené sudými čísly a předpokládá, že rozdělení minim je symetrické vůči rozdělení maxim vzhledem k dynamické nule.
3. Metoda orientovaných vrcholů započítává jen maxima nad dynamickou nulou a minima pod ní — zanedbává tedy vrcholy č. 4, 7 a 11.
5. Metoda absolutních vrcholů počítá jen jednu nejvyšší špičku mezi dvěma následujícími průchody dynamickou nulou, tedy vrcholy 1, 2, 5, 8, 9, 12, 13 a 14.
6. Metoda přechodové četnosti určuje počty přechodů přes stanovené hladiny (v jednom směru), tj. počítá body označené na obr. 1 prázdnými kroužky — z nich diferencováním odvozuje počty vrcholů v jednotlivých třídách.
7. Metoda relativních rozkmitů počítá a třídí podle velikosti rozkmitu R_1 , R_2 , R_3 atd., tj. rozdílů sousedních maxim a minim.
10. Metoda úplných cyklů (párových rozkmitů) počítá celé cykly napětí tím způsobem, že každému stoupajícímu rozkmitu přiřazuje klesající rozkmit stejné velikosti.

11. Metoda orientovaných rozkmitů (dvoupárametrická) určuje jak velikosti rozkmitů, tak jejich střední hodnoty, a to podle příslušnosti vrcholů každého rozkmitu ke zvoleným třídám. Výsledky analýzy se zaznamenávají v korelační tabulce.

K charakterizování průběhu analyzované veličiny byly zavedeny dva ukazatele:

- stupeň nepravidelnosti N_0/N_1 , kde N_0 je počet průchodů veličiny dynamickou nulou v jednom směru, N_1 pak celkový počet cyklů této veličiny (pohybuje se v rozmezí od 1 až téměř k nule);
- součinitel korelace maxim a minim r , který váže rozptyly S^2 rozdělení četností maxim S_{max}^2 , minim S_{min}^2 a rozkmitů S_r^2 vztahem

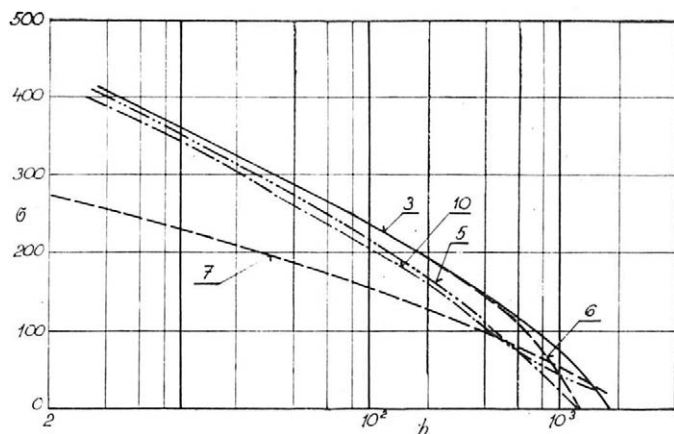
$$r = (S_{max}^2 + S_{min}^2 - S_r^2) / 2S_{max} \cdot S_{min}$$

a který nabývá hodnot od -1 do 1 .

POROVNÁNÍ METOD ANALÝZY ČETNOSTÍ

Schijve (1963) uvádí výsledky analýzy četností čtyř záznamů různého charakteru (namáhání křídla a zrychlení v těžišti letadla), které získal při aplikaci pěti jednopárametrických metod, přičemž polovinu šířky spektra rozdělil do 12 až 20 tříd. Potřebné hodnoty byly odečítány na poloautomatickém vyhodnocovacím zařízení Benson-Lehner a zpracovány na číslicovém počítači. Z těchto výsledků je převzat obr. 2, na němž jsou vyznačena získaná kumulativní spektra normálního zrychlení v těžišti letadla, přičemž nebyl brán zřetel na změny zatížení menší než $0,8$ třídy. Stupeň nepravidelnosti ani součinitel korelace však není uveden.

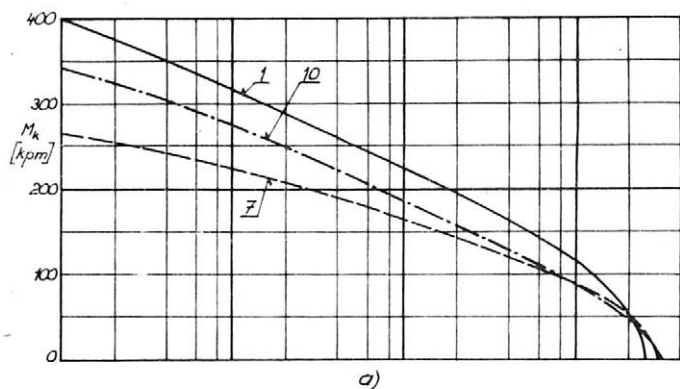
2. Kumulativní spektra získaná aplikací pěti jednopárametrických metod při analýze téhož náhodného průběhu napětí σ (h je kumulativní četnost) podle Schijveho (1963). Číselné označení odpovídá číslování metod podle textu



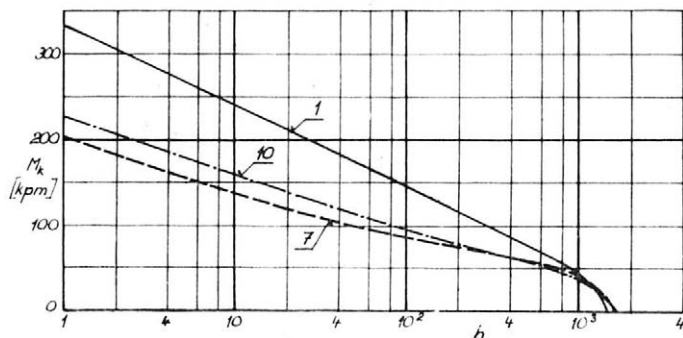
Obr. 2 ukazuje, že za základ byla brána metoda orientovaných vrcholů (č. 3), která dává největší velikosti kmitů a je tedy z hlediska únavy nejvíce na bezpečné straně. Druhým krajním případem je metoda relativních rozkmitů (č. 7), která dává nejmenší velikost kmitavého zatížení a je tedy nejméně bezpečná. Spektrum získané metodou přechodové četnosti (č. 6) se od spektra č. 3 odlišuje pouze na nejnižších hladinách zatížení a vede na nižší celkový počet cyklů, shodný s metodou absolutních vrcholů (č. 5). Překvapující souhlas ve své převážné části vykazují spektra získaná metodami absolutních vrcholů a párových rozkmitů (č. 10), která se výrazněji odlišují pouze v oblasti nejnižších, a tedy málo významných hladin zatížení. Rozdíly mezi metodami č. 3 a č. 5 jsou u krajního bodu spektra nepatrné; směrem k vrcholu spektra pak rostou vlivem nižších četností absolutních vrcholů.

Tyto výsledky jsou velmi poučné; nedostatkem však je, že chybí bližší charakteristiky analyzovaného procesu (stupeň nepravidelnosti, součinitel korelace), které by umožnily jej správně zařadit a posoudit tak i možný rozsah změn při jiném způsobu zatížení.

Slobin a Trofimov (1966) porovnali výsledky analýzy četností metodami relativních vrcholů (č. 1), relativních rozkmitů (č. 7), úplných cyklů (č. 10), přechodové četnosti (č. 6) a absolutních vrcholů (č. 5). Analyzovali oscilogramy krouticích momentů v poloosách nákladního automobilu ZIL-131, získané při jízdě po blátivé cestě a hrbolaté louce rychlostí 15 až 17 km/h, při



a)



3. Kumulativní spektra krouticího momentu M_k v poloose nákladního automobilu, získaná analýzou týchž oscilogramů třemi jednoparametrickými metodami (Slobin a Trofimov 1966). Číselné označení odpovídá číslování metod podle textu

a - jízda po hrboaté louce, b - jízda po blátivé cestě

délce trati 1 až 6 km. Blíží údaje o charakteru zatížení opět chybí, je uvedeno jen to, že podmínky zatížení se blížily stacionárním. Variační rozpětí bylo rozděleno do max. 16 tříd, přičemž drobné kmitů v rozsahu jedné třídy byly zanedbány. Analýza byla prováděna dvouparametricky; příslušné páry vrcholů byly odečítány pomocí speciální šablony, děrovány do děrné pásky a zpracovány na číslicovém počítači MINSK-1 současně do tří korelačních tabulek, odpovídajících metodám orientovaných rozkmitů, úplných cyklů a absolutních vrcholů, čímž jsou dány podklady pro všech pět srovnávaných metod.

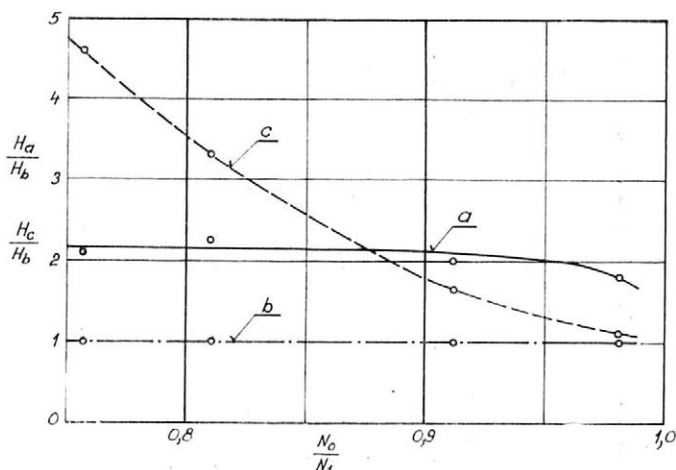
Kumulativní spektra získaná metodami č. 1, 7 a 10 jsou uvedena na obr. 3, z něhož je zřejmé, že největší rozdíly se zjistily opět mezi metodami relativních vrcholů a relativních rozkmitů. Metoda úplných cyklů dala výsledky ležící mezi těmito krajními případy; relativní poloha však závisí také na charakteru zatížení. Spektra zatížení podle metod č. 5 a 6 nejsou na obrázku vyznačena, poněvadž se jen neznatelně odchylovala v oblasti nízkých amplitud od spektra získaného metodou relativních vrcholů č. 1. To by naznačovalo, že zjištění Schijveho o dobré shodě metod absolutních vrcholů a párových rozkmitů nemá obecnou platnost.

Postupem vypracovaným Serensenem (1961) byly pak vypočteny ekvivalentní (konstantní) amplitudy krouticího momentu pro metody č. 1, 7 a 10 a sledované tři poloosy (sklon levé větve Wöhlerovy křivky uvažován $m = 3$, zlom této křivky při $2 \cdot 10^6$ cyklů, životnost 25 000 km). Z porovnání výsledků vyplynulo, že bereme-li ekvivalentní amplitudy odpovídající metodě úplných cyklů jako 100 %, pak amplitudy získané metodou relativních vrcholů byly vyšší max. o 50 %, zatímco amplitudy odpovídající metodě relativních rozkmitů byly nižší max. o 17 %. Na základě toho je metoda úplných cyklů doporučována jako nejvhodnější.

Uvedené dva případy dávají sice vzájemné porovnání jednoparametrických metod, avšak nemožnosti posoudit, která z nich nejlépe odpovídá skutečné životnosti strojních částí. V tomto směru byla dosud uveřejněna jen jedna studie — Kowalewského (1960) — která je vzhledem ke své důležitosti citována v řadě pojednání o metodách analýzy náhodného zatížení.

Kowalewski porovnal životnost zkušebních vzorků, dosaženou jednak při náhodném zatížení, jednak při dvou programových zatíženích odvozených z výsledků analýzy četnosti téhož náhodného zatížení, metodami relativních vrcholů a relativních rozkmitů. Zkoušky dělal při čtyřech stupních nepravdělnosti náhodného procesu v rozmezí $N_0/N_1 = 0,75 - 1,0$ na více než dvou tisících vzorcích. Použil kruhových tyček $\varnothing 3,6$ mm s obvodovým V -vrubem ($\alpha = 1,77$), zatěžovaných střídavým ohybem od vibrátoru řízeného buď generátorem náhodného šumu nebo devitistupňovým programem.

4. Srovnání únavových životností H v závislosti na stupni nepravidelnosti N_0/N_1 při aplikaci náhodného zatížení (a) a z něho odvozených programových zatížení metodami relativních vrcholů (b) a relativních rozkmitů (c) podle Kowalewského (1960)



Výsledky jsou uvedeny na obr. 4 v závislosti na stupni nepravidelnosti, a to ve formě poměrných čísel, přičemž životnost odpovídající metodě relativních vrcholů je rovna jedné. Životnost při náhodném zatížení byla asi dvakrát vyšší než při programovém zatížení odpovídajícím metodě relativních vrcholů — téměř nezávisle na poměru N_0/N_1 . Naproti tomu životnost podle programu odvozeného z metody relativních rozkmitů rychle stoupá s rostoucí nepravidelností zatížení a pro $N_0/N_1 < 0,88$ je již vyšší než při náhodném zatížení, tedy na nebezpečné straně.

Kowalewski jako první zjistil důležitost poměru N_0/N_1 jako významné charakteristiky náhodného zatížení a zavedl jej do užívání. Podle novějších poznatků je však Kowalewskím zkoumaný rozsah N_0/N_1 ještě nedostatečný. Kromě toho je rozdělení četností rozkmitů závislé i na součiniteli korelace r , takže křivka na obr. 4, odpovídající metodě relativních rozkmitů, je jen jednou ze svazku parametrických křivek pro různé hodnoty r , procházejících bodem $N_0/N_1 = 1$, $H_c/H_b = 1$. Otázku obecné platnosti uvedených výsledků však nelze dosud zodpovědět.

POROVNÁNÍ METOD ANALÝZY ČETNOSTÍ PROVEDENÉ VE VÚZS

Vzhledem k tomu, že namáhání zemědělských strojů má proti jiným oborům své specifické vlastnosti, byly srovnány základní metody analýzy četností při jejich aplikaci na některé typické případy namáhání částí těchto strojů. Cílem prací bylo jednak utvořit si názor o charakteru kmitavého zatěžování částí zemědělských strojů z hlediska novějších poznatků uvedených v autorově práci z roku 1971, jednak získat zkušenosti z aplikace některých ve VÚZS dosud nepoužitých metod analýzy četností včetně redukce výsledků dvouparametrické analýzy metodou VISCHOM a konečně porovnat výsledky aplikace uvedených metod na typické případy namáhání zemědělských strojů.

Podle charakteru zatížení lze součásti zeměd. strojů rozdělit na dvě základní skupiny:

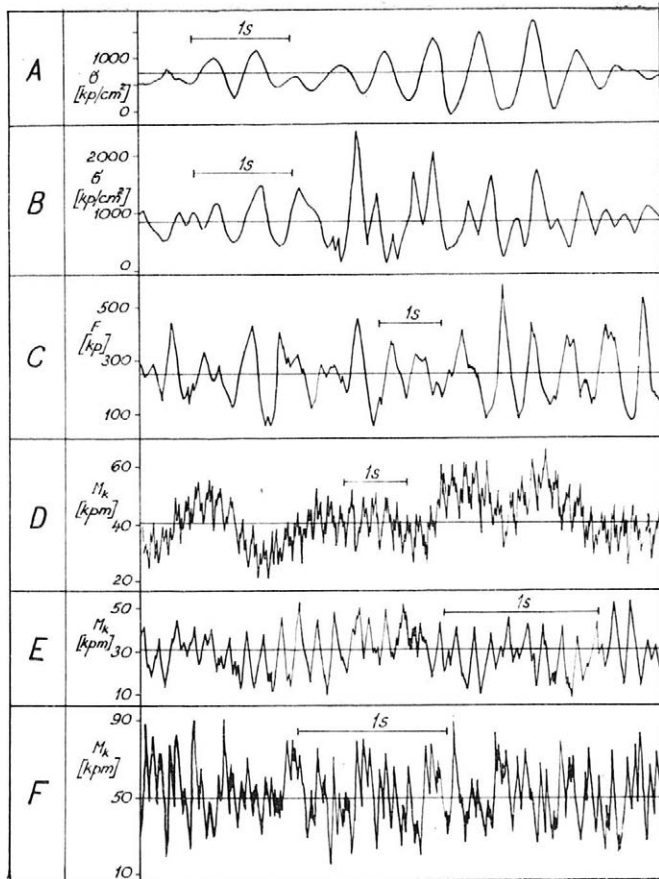
- Součásti namáhané převážně dynamickými silami vzniklými při jízdě stroje, kam patří zejména podvozky, rámy a závěsy převážné části zemědělských strojů (s výjimkou strojů na zpracování půdy). Zde kmitavé zatížení, vyvolané přejížděním terénních nerovností, kolísá kolem stále střední hodnoty, dané statickým zatížením součástí.
- Součásti zatěžované převážně silami plynoucími z pracovního procesu strojů a s tím souvisejícími dynamickými účinky posuvných nebo rotujících hmot. Zde se kromě kmitavé složky náhodně mění i střední hodnota zatížení. Sem patří zejména pracovní orgány zemědělských strojů, hřídele, převody a také rámy strojů pro zpracování půdy.

Z každé skupiny byly vybrány tři případy novějších typů strojů, pro které byly k dispozici podklady umožňující solidní analýzy četností. Poněvadž převážná většina zemědělských strojů je řešena jako návěsná, jsou v první skupině zahrnuty typické součásti návěsných strojů. Ve druhé skupině pak byla analyzována zatížení hřídelů, které

I. Charakteristika analyzovaných případů zatížení

Případ	Typ stroje a analyzovaná veličina	Podmínky zatížení	Počet cyklů zatížení	Rozdělení do tříd		Dynamická nula	Charakteristiky zatížení	
				počet	velikost		N_o/N_1	r
A	Návěs NTS-5, namáhání nápravy svislým ohybem	jízda po polní cestě rychlostí 11,9 km/h, náklad 5400 kg, trať 255 m	162	11	210 kp/cm ²	735 kp/cm ²	0,96	−0,71
B	Návěs NTS-5, namáhání rámu těsně před korbou svislým ohybem	jízda po polní cestě rychlostí 11,9 km/h, náklad 5400 kg, trať 255 m	223	17	192 kp/cm ²	865 kp/cm ²	0,85	−0,24
C	Skřížecí řezačka SŘUB-183, svislá síla v předním závěsném oku stroje	jízda po kamenité polní cestě rychlostí 2,5–5,1 km/h, trať 180 m	461	14	56 kp	250 kp	0,86	−0,33
D	Skřížecí řezačka SŘUB-183, krouticí moment pro pohon nožového bubnu	sklizeň kukuřice, hltnost 5,7 kg/s, doba měření 66 s, trať 47 m	1167	18	3,25 kpm	40,6 kpm	0,58	+0,88
E	Rozmetadlo hnoje RU-4, krouticí moment pro pohon stroje	rozmetání, dávkování 39,0 kg/s, doba měření 60 s	753	13	6,90 kpm	31,1 kpm	0,64	+0,58
F	Rotační kypřič KRN-220, krouticí moment pro pohon stroje	kypření jeteliště, doba měření 62 s, trať 45 m	1017	15	7,70 kpm	49,9 kpm	0,73	+0,28

5. Skutečné průběhy analyzovaných napětí σ , síly F a krouticích momentů M_k s vyznačením časového měřítka

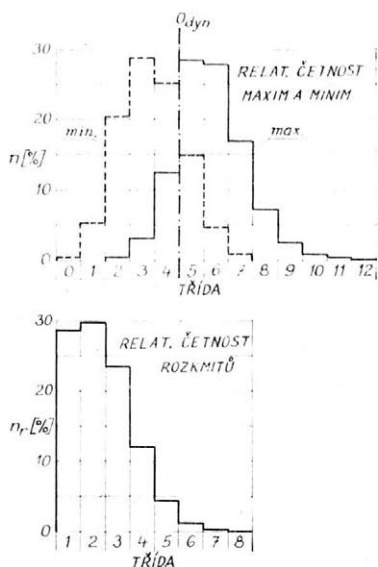
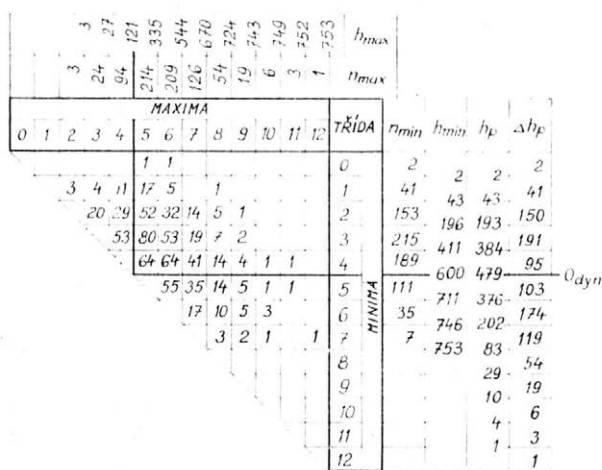


jsou obecným prvkem v pohonu pracovních mechanismů a u nichž vzhledem k počtu cyklů zatížení se únavová životnost projevuje nejvýrazněji. Charakteristika analyzovaných případů zatížení včetně označení, které bude dále používáno, a některých údajů o konkrétním postupu, je uvedena v tab. I. Ukázka skutečných průběhů je na obr. 5.

Zjištěné hodnoty stupně nepravidelnosti a součinitele korelace v tab. I ukazují, že charakter namáhání uvedených dvou skupin součástí je značně rozdílný. Z těchto hodnot lze rovněž usoudit, že u skupiny a) se budou zatížení vyskytovat většinou v oblasti dané součinitelem korelace $r = -1$ až 0 a poměrem $N_o/N_1 = 1$ až $0,5$, přičemž N_o/N_1 blízkí se $0,5$ se zřejmě objeví jen zřídka, u skupiny b) pak v oblasti dané hodnotami $r = 0$ až $+1$, $N_o/N_1 = 0,5$ až 1 . Z toho plyne, že charakter namáhání zemědělských strojů se mění ve velmi širokém rozmezí charakterizovaném zejména velkým rozpětím součinitele korelace $r = -1$ až $+1$, při stupni nepravidelnosti $N_o/N_1 = 0,5$ až 1 ; případy s $N_o/N_1 < 0,5$ budou zřejmě výjimečné. To ovšem značně znesnadňuje volbu všeobecně vyhovující metody analýzy četností.

Analyzováno bylo dvouparametrickou metodou orientovaných rozkmitů, která dává přímo i výsledky jednoparametrických metod č. 1, 2, 3, 7 a umožňuje odvodit výsledky odpovídající metodě přechodové četnosti č. 6; tyto metody budou tedy dále porovnávány. Počítány byly jen stoupající části kmitů, pouze u případu D byly zvlášť vyhodnoceny také klesající části; z porovnání četností rozkmitů vyplynuly i přes poměrně nízký celkový počet cyklů jen nepatrné rozdíly (rozdělení četností maxim a minim musí být při obou způsobech stejná). Určitým nedostatkem je poměrně nízký celkový počet

Výsledek analýzy se zaznamenávaly v korelačních tabulkách, přičemž s ohledem na rozsah práce je zde uvedena pouze jedna z nich, odpovídající případu zatížení E (s vyznačením polohy dynamické nuly 0_{dyn}), a to na obr. 6. Známým postupem, tj. sečtením hodnot v tabulce ve směru vswlém i vodorovném a ve směrech obou diagonál, se určily třídní četnosti maxim (n_{max}), minim (n_{min}), rozkmitů (n_r) a středů rozkmitů (n_m), z nichž byly dále odvozeny kumulativní četnosti h_{max} , h_{min} a h_r . Četnost přechodů hladin h_p podle metody č. 6 je pak dána absolutními hodnotami rozdílů kumulativních četností maxim a minim na týchž hladinách (hranicích tříd); diferencováním hodnot h_p dostaneme třídní četnosti Δh_p odpovídající metodě č. 6.

[illegible]

6. Výsledky dvouparametrické analýzy četností metodou orientovaných rozkmitů pro případ zatížení E podle tab. I a obr. 5 ($N_0/N_1 = 0.64$, $r = 0.58$)

II. Statistické parametry rozdělení vrcholů a rozkmitů

Případ	A	B	C	D	E	F
$\bar{x}_{max}$	5,33	5,97	5,72	14,51	5,80	8,56
$\bar{x}_{min}$	1,47	3,24	3,28	10,87	3,40	4,83
$\bar{x}_r$	3,86	2,73	2,44	3,64	2,40	3,73
$\bar{x}$	3,40	4,60	4,50	12,69	4,60	6,69
Uvažovaná O_{dyn}	3,50	4,50	4,50	12,50	4,50	6,50
S_{max}	1,27	1,79	1,42	2,24	1,43	1,71
S_{min}	1,13	1,37	1,01	2,32	1,30	1,52
S_r	2,22	2,50	1,99	1,12	1,26	1,95
r	-0,71	-0,24	-0,33	+0,88	+0,58	+0,28
Srovnání $\bar{x}_r$ a $2S_r$	$\bar{x}_r < 2S_r$	$\bar{x}_r \ll 2S_r$	$\bar{x}_r \ll 2S_r$	$\bar{x}_r > 2S_r$	$\bar{x}_r < 2S_r$	$\bar{x}_r < 2S_r$

Na obr. 6 jsou vyneseny také histogramy relativních (procentuálních) třídních četností maxim, minim a rozkmitů. Statistické parametry těchto rozdělení, tj. aritmetické průměry maxim $\bar{x}_{max}$, minim $\bar{x}_{min}$, rozkmitů $\bar{x}_r$ i všech vrcholů (maxim i minim) $\bar{x}$ a směrodatné odchylky S_{max} , S_{min} , S_r jsou pro všechny sledované případy zatížení uvedeny v tab. II (v měřítku tříd). Velké rozdíly mezi jednotlivými případy zatížení se zjistily zejména v rozdělení četností rozkmitů, což je zřejmě podmíněno značně odlišnými hodnotami součinitele korelace r maxim a minim. V případech B a C s nízkou zápornou hodnotou r je aritmetický průměr rozkmitů výrazně nižší než dvojnásobek směrodatné odchylky a rozdělení rozkmitů se blíží exponenciálnímu rozdělení. Naopak v případě D s vysokou kladnou hodnotou r je $\bar{x}_r > 2S_r$ a rozdělení rozkmitů je blízké normálnímu (Gaussovu); ostatní případy se pohybují mezi uvedenými krajními. Tyto výsledky tedy potvrzují poznatky o vlivu charakteru namáhání uvedené v dřívější práci (Procházka 1971).

Postup stanovení třídních (n_A) a kumulativních (h_A) četností amplitud kmitů podle jednotlivých metod analýzy je uveden v tab. III (odpovídá stejně jako obr. 6 případu zatížení E), v níž kromě již známých označení je n_{vmax} — četnost maxim vyskytujících se jen nad dynamickou nulou a n_{vmin} — četnost minim pod touto nulou (metoda č. 3). Zde původní nesouměrná spektra, u nichž četnosti amplitud jsou dány součtem maxim a minim v týchž třídách, se metodami vycházejícími z počítání vrcholů převádějí na spektra souměrná, kde četnosti n_A jsou dány průměrem četností $n_{max} + n_{min}$ ve třídách stejně vzdálených od dynamické nuly. Uvedená nesouměrnost spekter se vyskytuje u všech sledovaných případů kromě D, neboť špičky zatížení ve smyslu maxim byly téměř vždy vyšší než ve smyslu opačném. Spektra nebyla ani vyrovnávána matematickým modelem, ani rozšiřována.

Z principu určování rozkmitů při dvouparametrické analýze pomocí přiřazených dvojic vrcholů plyne, že velikost rozkmitu odpovídající středu třídy je dána (v měřítku tříd) počtem překročených hladin tříd. Na rozdíl od četností vrcholů jsou zde tedy

III. Určení třídních a kumulativních četností amplitud kmitů

 O_{dyn}

Třída	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Amplituda	-7,5	-6,5	-5,5	-4,5	-3,5	-2,5	-1,5	-0,5	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5
Metoda relativních vrcholů (č. 1)																
n_{max}	—	—	—	—	—	3	24	94	214	209	126	54	19	6	3	1
n_{min}	—	—	—	2	41	153	215	189	111	35	7	—	—	—	—	—
$n_{max} + n_{min}$	—	—	—	2	41	156	239	283	325	244	133	54	19	6	3	1
n_A	0,5	1,5	3	10,5	47,5	144,5	241,5	304	304	241,5	144,5	47,5	10,5	3	1,5	0,5
h_A	0,5	2	5	15,5	63	207,5	449	753	449	207,5	63	15,5	5	2	0,5	
Metoda orientovaných vrcholů (č. 3)																
n_{vmax}, n_{vmin}	—	—	—	2	41	153	215	189	214	209	126	54	19	6	3	1
n_A	0,5	1,5	3	10,5	47,5	139,5	212	201,5	201,5	212	139,5	47,5	10,5	3	1,5	0,5
h_A	0,5	2	5	15,5	63	202,5	414,5	616	414,5	202,5	63	15,5	5	2	0,5	

Metoda přechodové četnosti (č. 6)

Δh_p	—	—	—	2	41	150	191	95	103	174	119	54	19	6	3	1
n_A	0,5	1,5	3	10,5	47,5	134,5	182,5	99	99	182,5	134,5	47,5	10,5	3	1,5	0,5
h_A	0,5	2	5	15,5	63	197,5	380	479	380	197,5	63	15,5	5	2		0,5

Metoda maxim (č. 2)

n_{max}	—	—	—	—	—	3	24	94	214	209	126	54	19	6	3	1
n_A	1	3	6	19	54	129	233	308	308	233	129	54	19	6	3	1
h_A	1	4	10	29	83	212	445	753	445	212	83	29	10	4		1

Metoda relativních rozkmitů (č. 7)

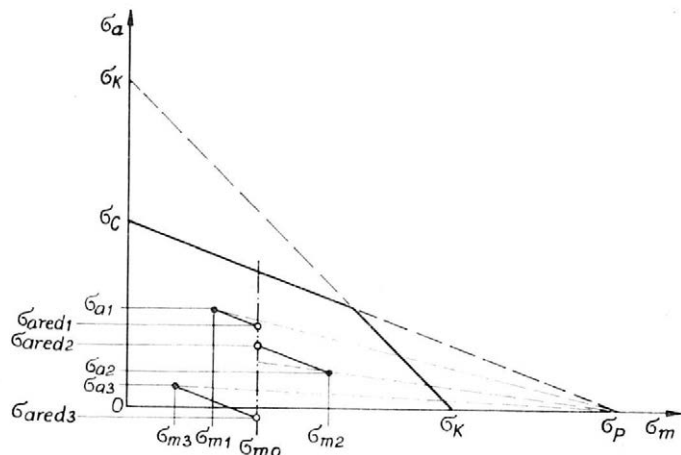
Rozkmit	—8	—7	—6	—5	—4	—3	—2	—1	1	2	3	4	5	6	7	8
Amplituda	—4	—3,5	—3	—2,5	—2	—1,5	—1	—0,5	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
$n_r = n_A$	1	3	9	33	91	177	224	215	215	224	177	91	33	9	3	1
h_A	1	4	13	46	137	314	538	753	538	314	137	46	13	4		1

pevně stanoveny středy tříd, zatímco hranice tříd se ve skutečnosti překrývají (rozkmítu velikosti jedné třídy odpovídá rozmezí 0 — 2 tříd, velikosti dvou tříd rozmezí 1 — 3 třídy atd.); berou se tedy uprostřed tohoto překrytí. Tím ovšem dostáváme i jednu třídu symetrickou kolem dynamické nuly (diagonály korelační tabulky), které odpovídá nulový střední rozkmít a která se v praktických případech zanedbává (rovněž v případech zde rozebíraných byla vypuštěna); spodní hranice první započítané třídy (rozkmít = 1) je však o polovinu třídy posunuta vůči dynamické nule. To je důležité pro vynášení kumulativních spekter rozkmítů.

Popsaným způsobem se získala pro všechny sledované jednoparametrické metody souměrná kumulativní spektra, vztažená k dynamické nule. Přímé porovnání výsledků dvouparametrické analýzy (při uvažování změn amplitud i středních hodnot kmitů) by ovšem bylo možné jen zkouškami životnosti. Proto zde bylo použito redukce výsledků dvouparametrické analýzy metodou VISCHOM, podrobně rozebírané také v autorově pojednání z r. 1971. Podle této metody se skutečné amplitudy σ_a kmitů se střední hodnotou σ_m převádějí na redukované amplitudy σ_{red} náhradních kmitů s jinou střední hodnotou σ_{mo} podle vztahu

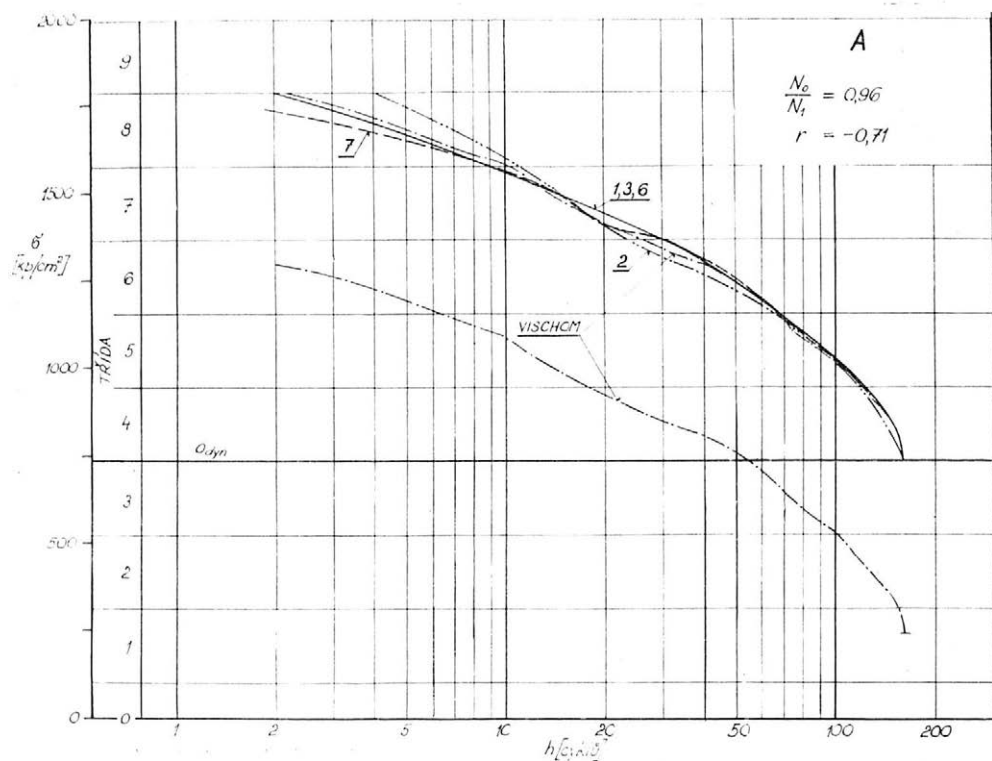
$$\sigma_{red} = \sigma_a + \psi(\sigma_m - \sigma_{mo})$$

kde součinitel ψ je tangentou úhlu sklonu mezní čáry v Haighově diagramu a bere se $\psi = 1/3$. Způsob redukce ukazuje obr. 7. Z něho je zřejmé, že pro malé amplitudy ležící hlouběji pod hladinou σ_{mo} lze přepočtem získat i záporné hodnoty redukovaných amplitud (σ_{red3}), což není reálné. Je to důsledek použití konstantní hodnoty součinitele ψ , odpovídající sklonu mezní čáry v Haighově diagramu. Správnější (a ovšem také komplikovanější) by bylo předpokládat proměnlivou hodnotu ψ v závislosti na σ_a a σ_m , tj. postupovat po čárkovaných paprscích na obr. 7, čímž uvedené potíže odpadnou.

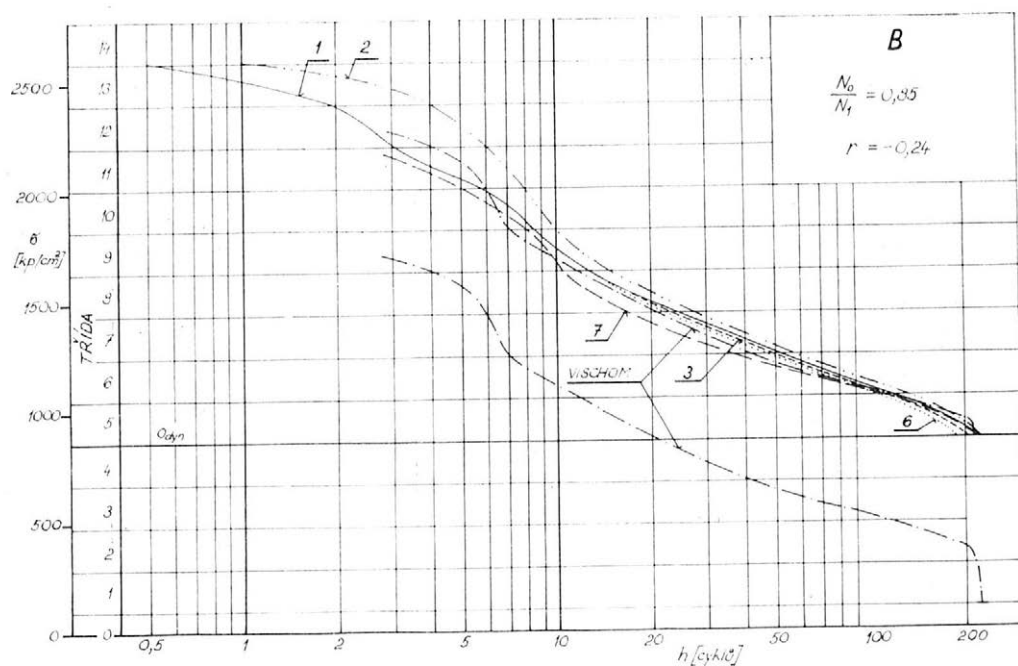


7. Redukce amplitud σ_a kmitů s různou střední hodnotou σ_m na jednu hladinu středního napětí σ_{mo} metodou VISCHOM, znázorněná v Haighově diagramu (σ_p — mez pevnosti, σ_K — mez kluzu, σ_C — mez únavy)

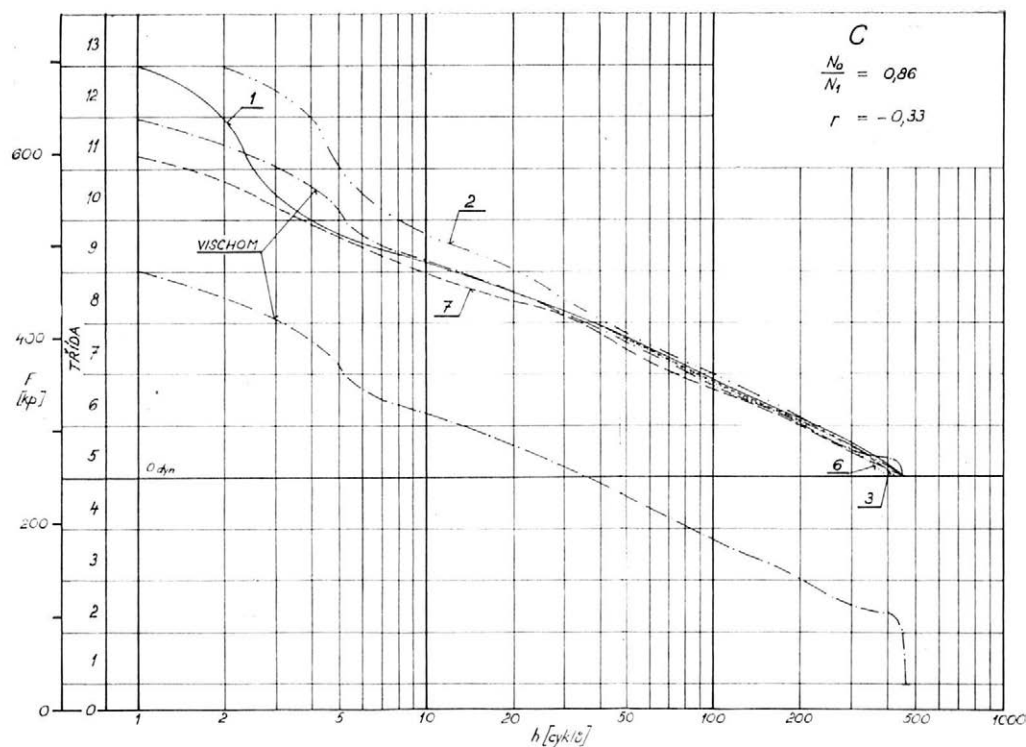
V našem případě se postupovalo podle původní metody ($\psi = 1/3$) uvedené v materiálu VISCHOM (1968). Aby bylo možné porovnání s ostatními jednoparametrickými metodami, byly výsledky dvouparametrické analýzy převedeny na kmity souměrné kolem dynamické nuly; kromě toho však byly pro úplnost převedeny i na kmity souměrné vůči absolutní nule ($\sigma_{mo} = 0$). Je však zřejmé, že srovnání redukce vůči absolutní nule s ostatními metodami by bylo možné jen na základě zkoušek životnosti. Kumulativní spektra získaná porovnáváním metodami jsou vynesena na obr. 8 až 13 (vzhledem k souměrnosti je vyznačena vždy jen horní větev). Redukce VISCHOM vůči dynamické a absolutní nule dává dvě spektra stejného tvaru, navzájem posunutá o 2/3 statického



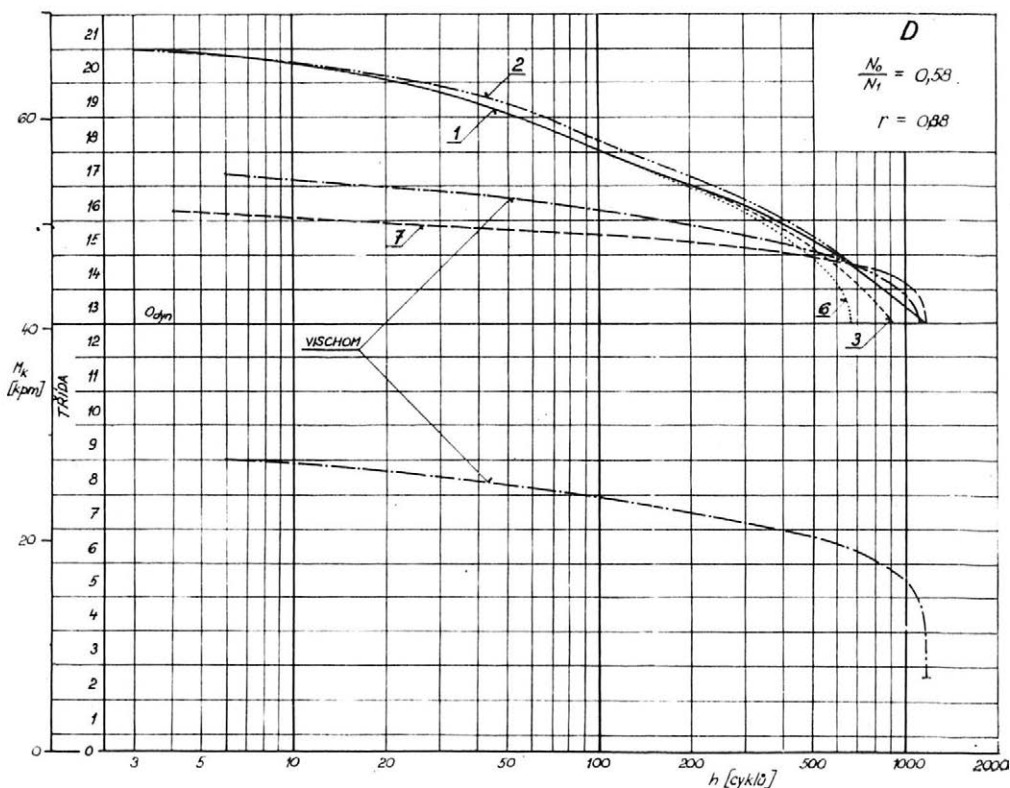
8. Příklad A — kumulativní spektra získaná porovnáváním metodami (označená čísly metod)



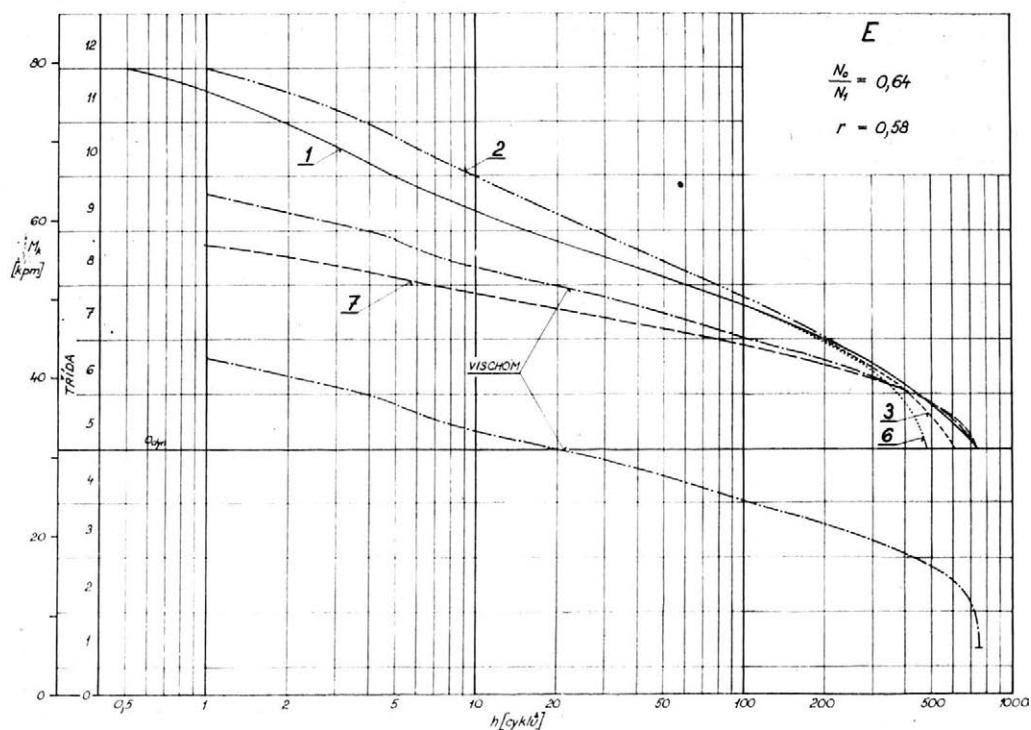
9. Příklad B — kumulativní spektra získaná porovnáváním metodami (označená čísly metod)



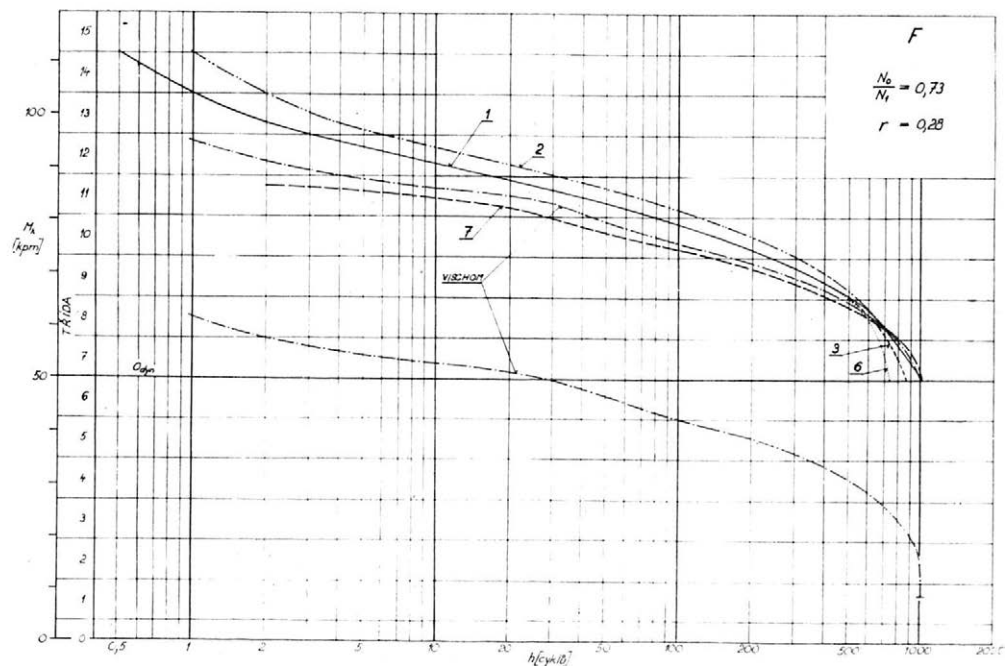
10. Příklad C — kumulativní spektra získaná porovnáváním metodami (označená čísly metod)



11. Příklad D — kumulativní spektra získaná porovnáváním metodami (označená čísly metod)



12. Příklad E — kumulativní spektra získaná porovnáváním metodami (označená čísly metod)



13. Příklad F — kumulativní spektra získaná porovnáváním metodami (označená čísly metod)

předpětí, odpovídajícího dynamické nule. V případě A jsou odchylky křivek získaných metodami č. 3 a 6 od křivky odpovídající metodě č. 1 tak malé, že nebyly ani vyznačovány.

K lepšímu posouzení metod a získání číselných údajů byla porovnána uvedená spektra zatížení také podle jejich poškozujících účinků. Vycházelo se z lineárních hypotéz kumulace únavového poškození, jejichž základem je známý vztah

$$\sum_{i=1}^k (n_i/N_i) = 1$$

kde: n_i — počet cyklů zatížení na i -té hladině
 N_i — počet cyklů na téže hladině odpovídající mezní křivce únavového poškození (např. Wöhlerově křivce)
 k — počet hladin

Mezní křivka (resp. její šikmá větev v oblasti časované pevnosti) se nejčastěji vyjadřuje mocninovým vztahem

$$\sigma^w \cdot N = \text{konst.}$$

kde: σ — napětí,
 N — počet cyklů do lomu,
 w — exponent udávající sklon mezní křivky

Jednotlivé lineární hypotézy (Palmgren-Miner, Corten-Dolan, Serensen, Freudenthal a další) se pak liší především hodnotou exponentu w předpokládané mezní křivky a tím, zda uvažují všechny hladiny napětí nebo jen hladiny nad mezí únavy (Palmgren-Miner). Všechny vedou ke shodným vztahům (plynou z rovnic již uvedených) pro výpočet ekvivalentního zatížení na jedné hladině pro zvolený počet cyklů nebo ekvivalentního počtu cyklů při zvolené hladině zatížení

$$\sigma_e = \sqrt[w]{(1/N_o) \sum n_i \sigma_i^w}$$

$$N_e = \sum n_i \sigma_i^w / \sigma_o^w$$

kde: σ_e — ekvivalentní namáhání odpovídající zvolenému porovnávacímu počtu cyklů N_o na mezní křivce únavového poškození
 N_e — ekvivalentní počet cyklů napětí σ_o na mezní křivce únavového poškození
 n_i — počty cyklů namáhání na hladinách σ_i obsažených ve spektru

K porovnání spekter za stejných podmínek lze uvedené vztahy zjednodušit na

$$\sigma_e = c_1 \sqrt[w]{\sum n_i \sigma_i^w} \quad \text{a} \quad N_e = c_2 \sum n_i \sigma_i^w$$

kde: c_1 a c_2 — konstanty plynoucí z volby srovnávacího bodu na mezní křivce únavy, tedy pro všechny posuzované metody stejné

Stačí proto porovnat velikosti výrazů

$$\sqrt[w]{\sum n_i \sigma_i^w} \quad \text{a} \quad \sum n_i \sigma_i^w$$

z nichž první charakterizuje stupeň únavového poškození (při aplikaci daného spektra) v měřítku napětí, druhý pak v měřítku počtu cyklů. Bezpečnost, kterou je účelné uvádět v měřítku napětí, je pak úměrná převrácené hodnotě prvního výrazu.

Při výpočtech se uvažovaly všechny hladiny (třídy) napětí či zatížení obsažené ve spektrech; exponent w byl brán $w = 4$. Porovnání je provedeno v tab. IV, kde vypočtené hodnoty výše uvedených dvou výrazů jsou vyznačeny v procentech, přičemž hodnoty odpovídají spektrům, získaným metodou relativních vrcholů (č. 1), jsou brány vždy jako

Porovnání podle	Případ	Poměrné únavové poškození (%) odpovídající spektrum získaným metodami č.					
		1	2	3	6	7	VISCHOM ⁺⁾
Ekvivalentního napětí či zatížení	A	100,0	—	100,0	100,0	96,8	97,7
	B	100,0	—	99,8	99,6	87,9	94,2
	C	100,0	112,0	99,8	99,6	88,2	95,2
	D	100,0	103,5	99,3	98,5	53,0	63,4
	E	100,0	—	99,7	99,3	67,7	76,4
	F	100,0	—	99,8	99,6	82,7	88,3
Ekvivalentního počtu cyklů	A	100,0	—	100,0	100,0	87,7	91,2
	B	100,0	—	99,3	98,5	59,8	78,8
	C	100,0	157,1	99,2	98,4	60,6	82,0
	D	100,0	114,6	97,1	94,1	7,9	17,3
	E	100,0	—	98,6	97,2	21,0	34,1
	F	100,0	—	99,2	98,5	46,7	60,7

⁺⁾ redukce vzhledem k dynamické nule

100 %. Z porovnání uvedených metod analýzy četností (tab. IV a obr. 8—13) lze učinit následující závěry:

a) Největší velikosti kmitů a největší únavové poškození dává metoda maxim (č. 2), neboť vzhledem k asymetrickému zatížení byly špičky napětí v kladném smyslu (maxima) i vůči dynamické nule vždy vyšší než minima; kdyby se naopak analyzovala jen minima, byla by velikost kmitů značně nižší (střed představuje metoda relativních vrcholů č. 1). Metodu maxim lze proto označit jako příliš zjednodušující přístup k analýze náhodných procesů namáhání (i když pracovní nejméně náročný). Proto jsou v tab. IV uvedeny hodnoty odpovídající jen dvěma případům průběhu napětí (pro orientaci).

b) Metody relativních vrcholů (č. 1), orientovaných vrcholů (č. 3) a přechodové četnosti (č. 6) lze pokládat za rovnocenné. Snížení počtu cyklů u metod č. 3 a 6 proti metodě č. 1 na nízkých hladinách namáhání se projeví jen velmi malým zvýšením životnosti, které vzhledem k rozptylu skutečných životností strojních částí nemá praktický význam. Ke zkreslení by mohlo dojít jen v tom případě, kdyby se vycházelo (např. při zkouškách) jen z celkového počtu cyklů bez ohledu na jejich velikost. Neuvažujeme-li problematickou metodu č. 2, pak metoda č. 1 dává nejnáročnější spektra namáhání.

c) Nejmenší velikost kmitů i nejmenší únavové poškození vychází při aplikaci metody relativních rozkmitů (č. 7). V případech A—C, charakterizovaných zápornými hodnotami součinitele korelace a poměrem $N_0/N_1 = 0,85-0,96$, jsou však rozdíly mezi metodami č. 1 a 7 jen malé. Podstatně ale stouply u případů D—F, kde je součinitel korelace kladný a $N_0/N_1 = 0,58-0,73$; největší jsou v případě D, kde metodě č. 7 odpovídající ekvivalentní napětí činí jen 53 % a životnost v počtech cyklů je 12,7krát větší proti stejným hodnotám získaným metodou č. 1.

d) Metoda redukce VISCHOM (vůči dynamické nule) dává hodnoty ležící mezi výsledky metod č. 1 a 7. Pro případy A—C je využití této pracovní metody málo účelné, vzhledem k poměrně dobré shodě metod č. 1 a 7. Význam má v případech D—F (a ob-

dobných), kde dává vždy výsledky bližší metodě relativních rozkmitů než metodě relativních vrcholů. Nelze však posoudit, nakolik tato metoda vystihuje skutečnou životnost, zejména při charakteru namáhání obdobnému případu D; to mohou ukázat pouze rozsáhlé praktické zkoušky.

ZÁVĚR

Výsledky analýzy jednoparametrickými metodami jsou silně závislé na charakteru analyzovaného namáhání, zejména kolísání středního napětí cyklů. Pro součásti zemědělských strojů namáhané převážně dynamickými silami vznikajícími při jízdě, u nichž statické předpětí je konstantní, dávají všechny metody výsledky jen málo odlišné a volba metody není tedy rozhodující. Značné rozdíly mezi výsledky jednotlivých metod se však zjistily v případech, kdy silně kolísá střední hodnota zatížení, což je běžné u součástí zemědělských strojů namáhaných převážně při pracovním procesu. Krajní případy zde představují na jedné straně metody relativních vrcholů (č. 1), orientovaných vrcholů (č. 3) a přechodové četnosti (č. 6), které jsou prakticky rovnocenné a dávají nejtvrďší spektra zatížení (přeceňují vliv středního napětí kmitů), na druhé straně metoda relativních rozkmitů (č. 7), která dává spektra nejméně náročná, neboť vliv středního napětí cyklů zanedbává. Přitom životnosti (v počtech cyklů), odpovídající aplikaci metod č. 1 a 7, se mohou lišit o řád i více. Ostatní jednoparametrické metody buď korigují výsledky těchto dvou základních metod blíže ke skutečné životnosti, nebo zjednodušují postup analýzy. Přitom vůbec nejednodušší metoda maxim (č. 2) může dát již značně zkreslené výsledky a není tedy ve většině případů vhodná.

Dvouparametrická analýza nejlépe vystihuje skutečný průběh náhodného zátěžného procesu a je tedy metodou perspektivní zejména v oboru zemědělských strojů, kde se charakter namáhání mění ve velmi širokém rozmezí.

S všeobecně se rozšiřujícím používáním magnetofonového záznamu měřených veličin a jejich analýzou pomocí číslicového počítače se stávají dobře schůdnými i komplikovanější postupy zpracování výsledků dvouparametrické analýzy. V této práci ověřovaná redukce výsledků (získaných metodou orientovaných rozkmitů) podle VISCHOM dala hodnoty ležící mezi výsledky metody relativních vrcholů č. 1 a metody relativních rozkmitů č. 7, které v případech s výrazněji se měnící střední hodnotou kmitů byly vždy blíže metodě č. 7. Jako velmi perspektivní se však jeví i metoda úplných cyklů, zejména při dvouparametrickém znázornění, která vyhodnocuje přímo celé kmity zatížení tak, jak se ve skutečnosti vyskytují. Realizace jak metody orientovaných rozkmitů, tak metody úplných cyklů ve dvouparametrickém znázornění pomocí počítače byla již ve VÚZS principiálně ověřena.

Literatura

- KOWALEWSKI J., 1960, On the relation between fatigue lives under random loading and under correspondence programme loading. Amsterdam symposium on „Full scale fatigue testing of aircraft structures“, Pergamon Press.
- PROCHÁZKA J., 1971, Metody analýzy náhodně proměnných zatížení zemědělských strojů z hlediska únavové životnosti. Zem. technika 10 : 611-628.
- SERENSEN S. V. a kol., 1961, Pročnost pri nestacionarnych režimach nagrauzki. Izdatel'stvo ANUSSR, Kijev.
- SCHIJVE J., 1963, The analysis of random load-time histories with relation to fatigue tests and life calculations. Sborník „Fatigue of aircraft structures“, Pergamon Press.

SLOBIN B. Z., TROFIMOV O. F., 1966, Statističeskij analiz izmerenij slučajnoj nagruženosti dlja oceňki nakoplenija ustalostnogo povrežděnija. Vestnik mašinostrojenija 10.

—, 1968, Metody statističeskogo analiza nagruženosti detalej sel'skochozajstvennyh mašin, rabotajuščih pri peremennych nagruzkach. Souhrnný technický materiál RVHP, vypracovaný ve VISCHOM, Moskva.

Došlo dne 12. 7. 1972

ПРОХАЗКА Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов, Чехословакия). Сравнение методов анализа нагрузки сельскохозяйственных машин в зависимости от срока службы. Zem. technika 18 (10) : 613-632, 1972.

В работе содержится сравнение методов анализа случайных переменных нагрузок с точки зрения их применения для определения усталости и срока службы деталей машин. Оценка методов производилась как на основе литературных данных, так и на основе собственных результатов, полученных при применении избранных методов анализа частоты у шести типичных случаев нагрузки деталей сельскохозяйственных машин и сравнения результатов при помощи линейной теории накопления повреждений в результате усталости. При этом были объяснены и некоторые вопросы, касающиеся обработки результатов анализа. Результаты, полученные при помощи однопараметрических методов, весьма зависят от характера эксплуатационной нагрузки, особенно от колебания среднего напряжения циклов. При этом характер нагрузки разных деталей сельскохозяйственных машин весьма различный. У составных частей, загружаемых в большинстве случаев во время рабочего процесса, когда сильно колеблется и средняя величина нагрузки, сроки службы, соответствующие различным применяемым методам могут быть различными в отношении порядка. В противоположность этому для составных частей, загружаемых в большинстве случаев во время транспорта, (статически постоянное предварительное напряжение), все методы по результатам отличались незначительно. Перспективными являются методы двухпараметрические, а именно или метод ориентированных амплитуд, или в особенности метод полных циклов, реализация которых при помощи цифровой вычислительной машины была уже испытана.

долговечность машины в зависимости от усталости; случайная переменная нагрузка; методы систематизации циклов; спектр эксплуатационных нагрузок

PROCHÁZKA J. (Research Institute of Agricultural Machines, Praha-Chodov, Czechoslovakia). Comparison of the Methods of the Stress Analysis in Farm Machines from the Point of View of Fatigue Life. Zem. technika 18 (10) : 613-632, 1972.

The paper presents the comparison of the methods of the analysis of stress random variables from the point of view of their use in the determination of the fatigue life of machine parts. The evaluation of the methods was based on the reference data from literature and on the author's own findings obtained as a result of the application of selected methods of frequency analysis to six typical cases of the stress in farm machine parts; the results were compared according to the linear theory of fatigue damage cumulation. Some problems concerning the processing of the results of the analysis were explained at the same time. The results obtained on the basis of one-parameter methods show high degree of dependence on the nature of operation stress, especially on the fluctuations in the mean cycle tension. At the same time, there are considerable differences in the stress acting on individual parts of farm machines. In the parts exposed to stress mostly in the work process when large variation prevails also in the mean stress value, the fatigue lives, depending on the methods used, may differ by one or even more orders. On the other hand, in the parts exposed to the stress mostly during transportation (constant statical prestressing), all the methods provide results showing only low differences. Two-parameter methods are promising (the method of oriented amplitudes — or especially — the method of complete cycles); the practical application of these methods using digital computer has already been checked.

fatigue life; stress random variable; vibration frequency analyses; spectres of working load

PROCHÁZKA J. (Forschungsinstitut für landwirtschaftliche Maschinen, Praha-Chodov, Tschechoslowakei). *Vergleich der Methoden der Analyse bei der Beanspruchung der Landmaschine vom Gesichtspunkt der Ermüdungslebensdauer*. Zem. technika 18 (10) : 613—632, 1972.

In der vorliegenden Arbeit werden die Methoden der Analyse von zufällig veränderlichen Beanspruchungen vom Gesichtspunkt ihrer Anwendung bei der Ermittlung der Ermüdungslebensdauer der Maschinenteile verglichen. Die Auswertung der Methode erfolgt einerseits aufgrund der literarischen Unterlagen, andererseits aufgrund der bei der Anwendung der ausgewählten Methoden der Häufigkeitsanalyse bei sechs typischen Beispielen der Beanspruchung der Landmaschinenteile erzielten eigenen Erkenntnisse und samt dem Vergleich von Ergebnissen mit Hilfe der linearen Kumulationstheorie der Ermüdungsbeschädigung. Dabei wurden auch einige Fragen betreffend Bearbeitung von Resultaten der Analyse geklärt. Die durch einparametrische Methoden ermittelten Ergebnisse hängen beträchtlich vom Charakter der Betriebsbeanspruchung ab, insbesondere von der Schwankung der mittleren Spannung der Zyklen. Dabei ist der Charakter der Beanspruchung von verschiedenen Landmaschinenteilen sehr unterschiedlich. Bei den überwiegend beim Arbeitsvorgang beanspruchten Teilen, wenn ebenfalls der mittlere Belastungswert stark schwankt, können sich die der Applikation von einzelnen Methoden entsprechenden Lebensdauer um 1 oder auch mehr Ordnungen unterscheiden. Demgegenüber für die überwiegend beim Transport (statische Vorspannung konstant) beanspruchten Teile, geben alle Methoden nur gering unterschiedliche Resultate. Perspektivisch sind die Zweiparametermethoden, und zwar entweder die Methode der orientierten Schwingbreiten oder insbesondere die Methode der vollständigen Zyklen, deren Realisierung mit Hilfe der Rechenmaschine schon überprüft wurde.

Ermüdungslebensdauer; zufällig veränderliche Belastung; Klassiermethoden; Belastungskollektive

Adresa autora:

Ing. Josef Procházka, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha 4 - Chodov

POZNATKY O SILOVÝCH A PEVNOSTNÍCH POMĚRECH HYDRAULICKÝCH NAKLADAČŮ

Z. Kobr

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

KOBR Z. *Poznatky o silových a pevnostních poměrech hydraulických nakladačů*. Zem. technika 18 (10) : 633-642, 1972.

Experimentálním výzkumem pevnostních a silových poměrů funkčních modelů a prototypů univerzálních hydraulických nakladačů UNHZ-500 a UNHZ-750 v agregaci s traktory byly získány nejen konkrétní výsledky týkající se uvedených strojů, ale i podklady všeobecnější povahy, které je možné použít pro návrh konstrukce obdobných typů nakladačů. Byly zejména stanoveny maximální vnější silové účinky působící na nakladač při jeho provozu, tzv. dynamické součinitele, které umožňují s dobrou přesností navrhnout nakladače podobných typů s podobnými hydraulickými obvody pomocí statického výpočtu. Výpočet pak můžeme rychle a jednoduše překontrolovat měřením mechanickými tenzometry při zatížení nakladače staticky působícím břemenem.

hydraulický nakladač; drapák; podkopová lopata; transport; odporové tenzometry; dynamický součinitel; trvalá plastická deformace

Zemědělské závody ČSSR jsou v posledních letech vybavovány ve větší míře hydraulickými nakladači vyvinutými a vyráběnými v Humpoleckých strojárnách, n. p., Humpolec. Z novějších typů je to hlavně univerzální hydraulický nakladač v závěsném nebo návěsném provedení o nosnosti 500 kg (UNHZ-500 resp. UNHN-500). Tento nakladač se již několik let sériově vyrábí a je dodáván s drapáky pro manipulaci s různými materiály a s tzv. podkopovou lopatou, které se používá pro výkopové zemní práce. V současné době je připravována výroba ověřovací série obdobného typu nakladače o vyšší nosnosti i výkonnosti, a to UNHZ-750 (pouze v závěsném provedení). Tento typ je vybaven uzavřenou vytápěnou kabinou pro obsluhu nakladače a je u něho možno současně ovládat dvě pracovní funkce.

Oddor základního výzkumu Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze (VÚZS) ve spolupráci s výrobním podnikem dělal experimentální výzkum pevnostních a silových poměrů funkčních modelů a prototypů uvedených strojů. Cílem těchto prací bylo na základě měření průběhu a velikosti napětí a sil ve vhodně zvolených místech konstrukce stroje a tlaků v hydraulickém obvodu nakladače získat podklady pro kontrolu správného dimenzování hlavních částí nakladačů. Přitom kromě konkrétních výsledků týkajících se sledovaného typu byly získány i podklady všeobecnější povahy, které je možné použít pro návrh konstrukce obdobných typů nakladačů.

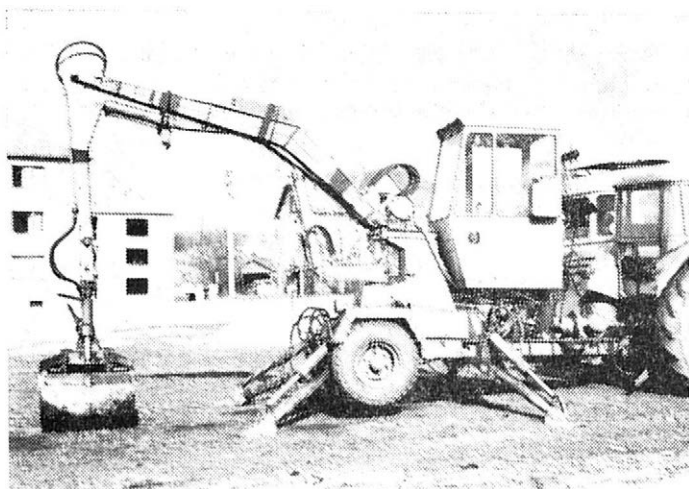
Tato práce shrnuje nejdůležitější výsledky experimentálního výzkumu dvou typů nakladačů, jejichž podrobné hodnocení je uvedeno v práci Procházky (1966) a Kobra (1967, 1968, 1970).

POPIS SLEDOVANÝCH NAKLADAČŮ A PODMÍNKY EXPERIMENTÁLNÍCH PRACÍ

Základní částí nakladačů (u závěsného provedení) je rám opatřený otočným okem k připojování stroje za traktor. K rámu je přišroubována náprava s pojezdovými koly a olejová nádrž. Nádrž je provedena jako nosná konstrukce, k níž je připevněn otočný sloup s výložníkem který má výkyvné rameno s drapákem, popřípadě lopatou. Pro zajištění stability nakladače při práci jsou stroje opatřeny sklápěcími podpěrami. Typ UNHZ-500 má dvě podpěry připevněné k olejové nádrži, zatímco UNHZ-750 má čtyři podpěry upevněné na rámu nakladače. Ze závěsného provedení nakladače UNHZ-500 lze demontáží olejové skříně s výložníkem z podvozku a jejich připevněním na tříbodový závěs traktoru vytvořit návěsné provedení stroje (obr. 1, 2).

Při práci spočívá stroj na podpěrách, přičemž kola podvozku (u závěsného provedení) jsou zvednuta nad zem a kola traktoru částečně odlehčena (mimo UNHZ-500). Při základní poloze výložníku (napříměný vodorovný výložník v podélné ose stroje) a jme-

1. Hydraulický nakladač UNHZ-500 v transportní poloze



2. Hydraulický nakladač UNHZ-750

3. Podkopová lopata nakladače UNHZ-750



novitím zatížení oka ramene drapáku vychází těžiště nakladače mimo podpěry. Nemá-li se stroj převrhnout musí se na závěsné oko oje nakladače přenášet část tíhy traktoru.

Maximální velikost břemene, se kterým může nakladač bezpečně pracovat, je omezena přepouštěcími ventily vestavěnými v hydraulickém okruhu, jimiž je nastaven provozní tlak oleje. Při jejich správném seřízení může obsluha nakladače přetížít nakladač břemenem o hmotě ne větší než je 25 % jeho jmenovité hodnoty.

Při výkopových pracích podkopovou lopatou se místo ramene drapáku umístí na výložník lopata. Tou se nabírá materiál nejčastěji v podélné rovině stroje při pohybu ve směru dolů a směrem k nakladači, tj. lopata „podkopává“ (obr. 3). Klade-li zemina větší odpor, než jsou hydraulické válce schopny překonat, zastaví se pohyb lopaty a je

I. Základní technické údaje nakladačů UNHZ-500 a UNHZ-750

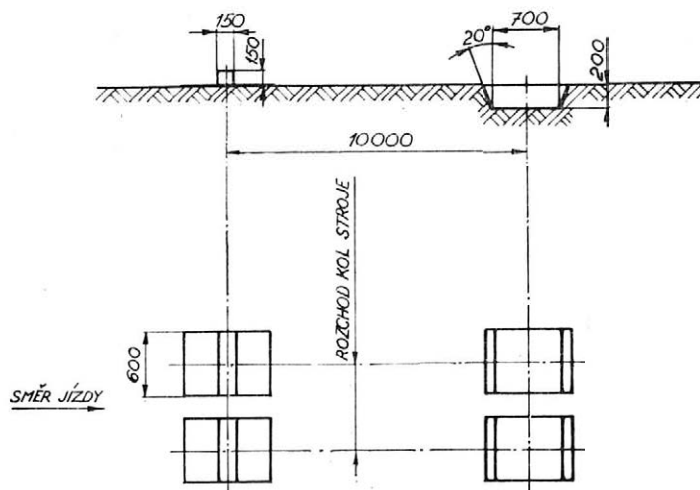
Veličina	Rozměr	UNHZ-500	UNHZ-750
Nosnost při maximálním vyložení	kg	500	750
Maximální zdvih s drapákem	mm	4000	4040
Minimální zdvih s drapákem	mm	— 1150	— 2150
Maximální vyložení s drapákem	mm	4200	4950
Minimální vyložení s drapákem	mm	1800	2200
Úhel otáčení	°	285	220
Objem drapáku	m ³	0,22	0,3
Provozní tlak oleje	kp · cm ⁻²	100 ⁺⁵	110 ⁺⁵
Technický výkon pro sypké materiály	q · h ⁻¹	520	900
Průměrný pracovní cyklus	s	20	16
Celková hmotnost stroje se standardním vybavením	kg	1680	2970

nutné ji nadzvednout (odlehčit). V pracovním pohybu je pak možno pokračovat jen s menším záběrem.

Základní technické údaje sledovaných nakladačů jsou uvedeny v tab. I.

Experimentální podklady pro hodnocení bezpečnosti konstrukce nakladačů byly získány měřením namáhání v řadě míst konstrukce elektrickými odporovými tenzometry, přičemž některé části stroje byly vytvořeny jako dynamometry a ocejchovány známými silami. Tlaky v hydraulické soustavě byly zjišťovány tenzometrickými tlakoměry. Průběhy veličin se registrovaly smyčkovým oscilografem s možností současné registrace maximálně 23 veličin.

Nakladače byly sledovány při práci v běžných i nejtěžších pracovních podmínkách a při transportu po polních cestách a přes standardní překážky VÚZS. Použití standardních překážek vychází z dřívějších poznatků z provozu různých zemědělských strojů, u nichž bylo zjištěno, že k poruchám při transportu nejčastěji dochází při přejíždění nenadále se vyskytávajících velkých terénních nerovností, kdy řidič traktoru nestačí upravit rychlost jízdy. Ve VÚZS byly proto pro srovnání strojů z hlediska jejich extrémního namáhání při transportu za velmi nepříznivých podmínek zavedeny umělé překážky napodobující typické velké nerovnosti a skládající se z hranolů 15×15 cm a rigolů hlubokých 20 cm, z nichž je možné sestavit překážkovou dráhu např. podle obr. 4. Taková trať byla při sledování transportu strojů přejížděna pravými, levými a oběma koly současně, a to jak traktoru, tak i nakladače.



4. Tvar a rozmístění standardních překážek přejížděných při transportních měřeních pravými, levými a oběma koly současně

VÝSLEDKY

Charakter a velikost namáhání konstrukce nakladače závisí především na druhu vykonávané práce. U rámu a nápravy pak také na podmínkách při transportu a dále na způsobu ovládání stroje obsluhou nakladače, příp. řidičem traktoru.

NAKLADAČ S DRAPÁKEM

Namáhání nakladače při práci je vyvoláváno jednak účinky břemene a silami působícími při jeho nabírání, jednak vlastní hmotou částí stroje, příp. i traktoru. Přitom dochází k rozkmitání zejména výložníku s břemenem, ale i ostatních částí stroje a traktoru. Vzniklé dynamické síly způsobují několikanásobné zvýšení namáhání a tlaků v hydraulických válcích proti stavu při statickém zatížení. Rozhodující jsou různé případy manipulace s břemenem, zatímco při nabírání materiálu nebo vyprazdňování drapáku jsou

namáhání nižší. To platí např. i pro nakládání soudržných materiálů, kdy maximální trhací síly jsou omezeny dosažitelnými tlaky v hydraulických válcích. Nejnepríznivější případ nastává při náhlém zastavení rychle spouštěného výložníku s břemenem, kdy dojde k velkému svislému rázu. Maximální namáhání (ve svislé rovině) ramene drapáku, výložníku, otočného sloupu a dalších částí, jimiž je staticky určitě připojen otočný sloup k rámu, jsou charakterizována tzv. dynamickým součinitelem jednak břemene (charakterizuje namáhání ramene drapáku a tlaku v jeho hydraulickém válci), jednak břemene a hmoty výložníku (charakterizuje namáhání výložníku a tlaku v jeho hydraulickém válci, otočného sloupu a dalších částí). Dynamický součinitel k_d je přitom uvažován jako podíl maximálního zjištěného napětí nebo síly (F_{max}) a statického napětí nebo síly (F_{stat}), při vodorovné poloze výložníku s ramenem a zatížení oka ramene jmenovitým břemenem

$$k_d = \frac{F_{max}}{F_{stat}} = \frac{F_{stat} + F_{dyn}}{F_{stat}}$$

Dynamický součinitel, udávající maximální zjištěné silové účinky jako násobek účinků daných staticky působícím jmenovitým břemenem, zahrnuje v sobě tedy i změnu polohy výložníku ve svislé rovině. Zjištěné velikosti dynamických součinitelů (tab. II) se pohybují v rozmezí $k_d = 2,8$ až $3,4$, což znamená, že v oku ramene drapáku působí při náhlém zastavení rychle spouštěného výložníku ekvivalentní svislá statická síla, která

II. Porovnatelné velikosti sil a dynamických součinitelů u prototypů hydraulických nakladačů UNHZ-500 a UNHZ-750 (s drapákem)

Veličina		Rozměr	UNHZ-500	UNHZ-750/66	UNHZ-750/68
Nosnost		kg	500	750	750
Dynamický součinitel břemene		1	2,8	3,1	2,8
Dynamický součinitel výložníku s břemenem			3,0	3,4	2,9
Maximální vodorovná síla v oku ramene drapáku (kolmo na svislou rovinu výložníku)	při napřímené poloze ramene (maximální vodorovný ohyb)	kp	420	570	550
	při poloze ramene kolmo na výložník (maximální krut)		960	600	460
Maximální svislá síla v závěsném oku stroje	při práci		1560	2600	1450
	při transportu po polní cestě		1340	2150	1900
	při přeježdění standardních překážek		1750	2900	2750
Dynamický součinitel nápravy	při transportu po polní cestě rychlostí 15 až 20 km/h	1	2,6	2,9	3,1
	při přeježdění standardních překážek rychlostí 6 – 10 km/h		4,5	3,5	4,0

je 2,8 až 3,4krát vyšší než jmenovitá nosnost nakladače. Na takto zjištěnou sílu je třeba dimenzovat části výložníku a otočného sloupu vzhledem k možnosti trvalých plastických deformací.

Velikost dynamického součinitele výložníku závisí hlavně na vlastnostech hydraulické instalace nakladače, a to zejména na rychlosti, s jakou jsou vykonávány jednotlivé pracovní funkce, a na progresivitě začátku a ukončení těchto funkcí (rychlost regulace s rozvaděči, rychlost reakce použitých pojistných ventilů, vhodnost jejich charakteristiky apod.) a přesně je možno jej určit pouze měřením na konkrétním prototypu stroje. Uvedené rozmezí dynamických součinitelů však ukazuje, že při použitých hydraulických elementech nejsou rozdíly u sledovaných nakladačů velké.

VÚZS se při svých dosavadních výzkumech podrobněji nezabýval snižováním uváděných dynamických součinitelů ani odstraňováním tlakových rázů v hydraulické instalaci při manipulacích s rozvaděči, protože výrobní podnik tyto otázky řešil ve spolupráci se závody specializovanými na výrobu hydraulických elementů. Nadále se však počítá s tím, že VÚZS bude řešit také otázky vhodnosti navržené hydraulické instalace a jejich elementů.

Namáhání výložníku a připojených částí je kromě svislých sil ovlivňováno i stranovými silami působícími na drapák při otáčení výložníku a nárazu drapáku o překážku, příp. při náhlém zastavení otáčejícího se výložníku v krajní poloze (není-li použito nebo nepracuje-li uspokojivě brzdící zařízení tlumící otáčivý pohyb v úvratí). Namáhání ohybem ve vodorovné rovině a kroucení výložníku lze charakterizovat vodorovnou silou působící v oku ramene (kolmo na svislou rovinu výložníku) jednak při napřímeném rameni (maximální vodorovný ohyb), jednak při rameni kolmém na výložník (maximální krut). Maximální vodorovná síla je podstatně nižší než síla ve svislém směru (tab. II); protože podle výsledků měření namáhání maximální svislým a vodorovným ohybem ani maximálním krutem nepůsobí současně, můžeme pro ekonomický návrh konstrukce určit orientační směrnici pro průřez výložníku, že velikost průřezového modulu pro vodorovný ohyb má být zhruba poloviční než je velikost průřezového modulu pro svislý ohyb.

Silové účinky z výložníku se přenášejí pomocí otočného sloupu, olejové skříně, popř. dalších částí na rám stroje a podpěry. Jsou-li konce podpěr a jejich hydraulických válců umístěny v těsné blízkosti kotevnic patek olejové skříně nebo přímo na skříní, je rám namáhán hlavně v části mezi traktorem a olejovou skříní, a to od síly působící v závěsném oku traktoru. V tomto případě přenáší reakce půdy z podpěr částečně nebo plně olejová skříně, což je velmi výhodné, neboť je možné snížit hmotu rámu nakladače. Určení velikosti reakcí přenášených z podpěr na rám nebo na olejovou skříně závisí na způsobu podepření nakladače. Namáhání podpěr (resp. rámu, olejové skříně) je nejvyšší při rázech ve svislé rovině vyvolaných náhlým zastavením spouštěného výložníku. Účinek rázu na jednotlivé podpěry se mění podle polohy výložníku ve vodorovné rovině, takže nejvyšší hodnoty napětí a tlaků se vyskytují při různých polohách výložníku.

U staticky určitě podepřeného nakladače (např. u UNHZ-500, podepřeného ve třech bodech, které tvoří dvě podpěry a závěsné oko traktoru) závisí namáhání podpěr a částí s nimi spojených jednak na statickém zatížení tíhou nakladače, jednak na dynamických účincích hlavně výložníku s břemenem. Obdobně jako u výložníku můžeme i u podpěr stanovit dynamické součinitele. Z hlediska aplikace dynamického součinitele výložníku na namáhání podpěr je vhodné definovat si dynamické součinitele pro podpěry vždy pro tu polohu výložníku ve vodorovné rovině, při níž se zjistilo maximální statické namáhání (nebo reakce) podpěr, a to při jmenovitém břemeni (tuto polohu je třeba nalézt statickým řešením — zpravidla je při poloze výložníku v podélné nebo příčné ose nakladače). V těchto polohách, které jsou rozhodující pro dimenzování konstrukce, pak dynamické součinitele podpěr mohou být nejvýše rovny dynamickému součiniteli výložníku. Rovnost hodnot obou součinitelů v podstatě nastane, bude-li hmota rámu v porovnání s hmotou břemene zanedbatelná. Dynamický součinitel podpěr bude proti dynamickému součiniteli výložníku tím nižší, čím větší bude hmota rámu vzhledem k jmenovité nosnosti nakladače. Např. u nakladače UNHZ-500 byl dynamický součinitel výložníku $k_d = 3,0$, závěsného oka traktoru $k_d = 2,8$

a podpěr $k_d = 1,8$. Zanedbáme-li dynamické účinky hmoty rámu, můžeme namáhání podpěr a rámu určovat z velikosti reakcí podpěrných bodů, které jsou dány statickým zatížením oka ramene drápku břemenem rovným k_d násobku jeho jmenovité hodnoty.

U staticky neurčitě podepřeného nakladače (UNHZ-750) jsou poměry složitější. Nakladač je podepřen v pěti bodech (čtyři podpěry a závěsné oko traktoru). Velikost reakcí podpěr závisí na poloze výložníku, na počátečním zatížení závěsného oka traktoru před zvednutím břemene, které se může měnit v širokých mezích (závisí na obsluze), na tuhosti pneumatik traktoru, půdy pod podpěrami a na hmotě rámu. Nepočítáme-li s menšími existujícími rozdíly v pracovní poloze podpěr, je tlak v jejich hydraulických válcích úměrný velikostem reakcí podpěr. Při ustavování nakladače do pracovní polohy je pak tento tlak stejný pro obě bližší i obě vzdálenější podpěry.

Svislá síla v závěsném oku traktoru, vyvozená spuštěním podpěr stroje ještě před vlastním zatěžováním nakladače břemenem, způsobuje přitěžování částí rámu mezi traktorem a bližšími podpěrami a odlehčení částí u podpěr vzdálenějších. Bližší podpěry jsou tedy zatíženy více, zatímco vzdálenější méně než odpovídá hmotě nakladače, připadající na tyto podpěry. Z toho pak vyplývají i různé hodnoty dynamických součinitelů rámu a podpěr pro části před bližšími podpěrami nebo za nimi. Velikost dynamických součinitelů závisí především na velikosti statického předpětí, na tuhosti pneumatik traktoru a půdy pod opěrami a na dynamickém součiniteli výložníku. Bližší podpěry a části stroje směrem k závěsnému oku traktoru mají dynamický součinitel proti dynamickému součiniteli výložníku tím menší, čím je statické zatížení (od hmoty stroje i břemene a síly v závěsném oku) větší, než by odpovídalo nehmotnému rámu, a síle v závěsném oku pouze tak velké, aby se nakladač s břemenem nepřekloupil. Součástí u vzdálenějších podpěr mohou, ale nemusí mít dynamický součinitel vyšší než je velikost dynamického součinitele výložníku. Závisí to především na tom, zda odlehčení vzdálenějších podpěr je větší nebo menší než odpovídá příslušné části hmoty nakladače připadající na tyto podpěry. Je-li odlehčení větší než odpovídá hmotě příslušné části rámu, může být dynamický součinitel rámu sledovaného místa vyšší než dynamický součinitel výložníku. Určitý vliv však mají i setrvačné vlastnosti hmoty konstrukce stroje. Zjištěné dynamické součinitele u nakladače UNHZ-750 jsou uvedeny v tab. III.

Je-li velikost dynamického součinitele rámu jednoho místa větší než druhého, neznamená to ovšem, že celkové namáhání tohoto místa je větší než druhého. Celkové maximální namáhání konkrétního místa závisí především na statickém předpětí. Statické namáhání (předpětí) podpěr od hmoty stroje a jmenovitého břemene je obvykle u bližších podpěr vyšší než u vzdálenějších a zjistí se pro polohu výložníku s jmenovitým břemenem kolmou na podélnou osu nakladače (lze jej s postačující přesností určit a v této poloze je pro bližší podpěru přibližně nejvyšší). Podpěry se pak navrhnu na maximální namáhání (vzhledem k možnosti plastických deformací), které je dáno dynamickým součinitelem bližších podpěr $k_d \approx 2,2$.

III. Dynamické součinitele u nakladače UNHZ-750

Součást	Dynamický součinitel	
	UNHZ-750 typ 1966	UNHZ-750 typ 1968
Závěsné oko	2,2	1,2
Bližší podpěry	2,2	1,5 a 2,1
Vzdálenější podpěry	3,1 a 3,8	1,6
Výložník	3,4	2,9

NAKLADAČ S PODKOPOVOU LOPATOU

Namáhání nakladače při práci s lopatou na rozdíl od práce s drápákem je vyvoláváno téměř staticky působící silou na lopatu stroje, mění se ovšem podle odporu půdy od nuly do maxima. Maximální možná velikost této síly (je-li působíště síly pro jednoznačnost uvažováno na hrotech lopaty proti směru hrotů) je určena konstrukcí nakladače, a to především nastavením tlaků přepouštěcími, popříj. pojistnými ventily, pákovými převody mechanismu lopaty a součinitelem přetížení. Součinitel přetížení lopaty k_p , který je brán jako podíl maximálního tlaku ve válci lopaty a jmenovitého tlaku daného nastavením příslušného přepouštěcího ventilu, se u nakladače UNHZ-750 zjistil $k_p = 1,2$. Směr síly působící na lopatu závisí hlavně na způsobu práce s lopatou a může se měnit v širokém rozsahu. Maximální síly, jak je to i dáno typem lopaty, působí však pouze ve svislé rovině.

Namáhání výložníku a částí staticky určité k němu připojených, je tedy možné pro danou konstrukci podkopové lopaty pro několik charakteristických poloh výložníku a ramene s lopatou vypočítat na základě staticky působící síly na hroty lopaty, jejíž maximální možná hodnota (plynoucí z pákových převodů mechanismu a sil v hydraulických válcích) je násobena koeficientem přetížení. Přitom maxima namáhání většiny součástí nakladače při práci s lopatou mají opačný smysl než při práci s drapákem.

Určení namáhání rámu a podpěr je ještě obtížnější než při práci s drapákem, protože směr maximální síly působící na hroty lopaty ve svislé rovině se může značně měnit. Podle výsledků měření je však namáhání podpěr i závěsného oka u sledovaných nakladačů při práci s podkopovou lopatou nižší než při práci s drapákem.

TRANSPORT NAKLADAČE

Při transportu dochází k nejvyššímu namáhání rámu (výložník a připojené části jsou namáhány méně než při práci) při přejíždění standardních překážek VÚZS odpovídajících nenadále se vyskytující větší terénní nerovnosti. Namáhání při transportu nejlépe charakterizuje dynamický součinitel nápravy (poměr maximální reakce nápravy k statické reakci), který při transportu po polní cestě je $k_d \doteq 3$ a při přejíždění nenadále se vyskytující překážky $k_d \doteq 4,5$ (tab. II). Podmínky transportu byly přitom již na hranici bezpečnosti řidiče traktoru.

U většiny částí rámu, pokud jsou konce podpěr a jejich hydraulických válců upevněny v těsné blízkosti ukotvení olejové skříně nebo na skříně, dochází k jejich vyššímu namáhání při transportu než při práci. Namáhání nápravy při transportu lze zjistit ze statického zatížení od hmoty stroje a dynamického součinitele nápravy. K určení namáhání závěsného oka traktoru a připojené části rámu stroje je třeba vycházet z maximální svislé síly působící v závěsném oku traktoru. Tato síla se u sledovaných typů pohybuje v rozmezí 1750 až 2900 kp (tab. II).

Správnost dimenzování součástí nakladačů (jak to i vyplývá z charakteru jejich práce) je většinou určována vzhledem k možnosti vzniku trvalých plastických deformací, a to tak, že bezpečnost k mezi trvalých deformací musí být $s \geq 1,5$. Toto kritérium nebere v úvahu únavové namáhání nakladače, jehož vliv lze alespoň přibližně hodnotit následujícím způsobem.

Je-li bezpečnost vůči plastickým deformacím

$$s = \frac{\sigma_K \cdot p}{\sigma_s \cdot k_d}$$

a vůči únavovému namáhání

$$s_u = \frac{\sigma_C}{\sigma_e} \cdot \frac{\eta_p \cdot v}{\beta}$$

kde: s — bezpečnost vůči mezi plastických deformací

s_u — bezpečnost vůči mezi únavy

σ_K — mez pružnosti

σ_C — mez únavy hladkého vzorku

σ_s — napětí vyvolané statickým jmenovitým zatížením

σ_e — ekvivalentní napětí (souděrně střídavé)

k_d — dynamický součinitel pro maximální namáhání

p — součinitel plasticity

η_p — součinitel jakosti povrchu

v — součinitel velikosti

β — součinitel skutečné koncentrace napětí při únavovém namáhání — vrubový součinitel

můžeme určit velikost mezního součinitele β , při kterém ještě nedojde k únavové poruše

$$\beta \leq \frac{\sigma_C}{\sigma_K} \frac{s}{s_p} \frac{\eta_p \cdot v \cdot k_d}{p} \frac{\sigma_s}{\sigma_e}$$

Vyjádříme-li dále ekvivalentní napětí jako násobek maximálního zjištěného napětí $\sigma_e = k_1 \cdot k_d \cdot \sigma_s = k_1 \cdot \sigma_{max}$, resp. jako násobek jmenovitého napětí statického $\sigma_e = k_2 \cdot \sigma_s$ a uvažujeme-li $\sigma_C/\sigma_K \doteq 0,6$; $s = 1,5$; $s_d = 1,2$; $\eta_p = 0,7$; $v = 1$; $p \doteq 1,3$, dostaneme

$$\beta k_1 \leq 0,4 \quad \text{resp.} \quad \beta k_2 \leq 0,4 k_d$$

Velikost maximálního namáhání při běžném používání nakladače s drapákem je cca poloviční než při používání hrubém; z toho vyplývá velikost součinitele $k_1 \doteq 0,5/2 = 0,25$, a tedy $\beta \leq 1,6$. Předpokládáme-li, že nakladač s lopatou nepracuje stále v půdách kladoucí maximální odpor a že maxima dosahují cca 80 % zjištěných hodnot, je $k_1 \doteq 0,8/2 = 0,4$ a $\beta \leq 1$.

Tento výsledek (za daných přibližných předpokladů) však platí pouze tehdy, je-li za životnost stroje dosaženo většího počtu kmitů rozhodných pro únavové namáhání než cca 10^7 . Z uváděných technických výkonů a průměrných pracovních cyklů (tab. I) a životnosti stroje 6 let však vyplývá, že takového počtu cyklů může být dosaženo pouze ve výjimečných případech. Namáhání součástí nakladače při práci je tedy v oblasti časové únavy a mezní vrubové činitele, při kterých ještě nedojde k únavové poruše, budou mít vyšší hodnotu než je uváděno.

Z tohoto přibližného rozboru lze stanovit, že při určení kritéria nejnížší dovolené bezpečnosti vůči plastickým deformacím $s = 1,5$ budou pro dimenzování součástí nakladače rozhodující (při práci s drapákem) spíše plastické deformace než únava materiálu, ovšem za předpokladu, že konstrukce je provedena z hlediska únavového namáhání s nepřilíš velkými koncentracemi napětí. Na tyto úvahy má podstatný vliv velikost dynamického součinitele výložníku. Čím je větší (tj. je-li umožněno hrubé zacházení s nakladačem a stroj je na toto zacházení dimenzován vzhledem k možnosti trvalých deformací), tím je i pravděpodobnější, že při běžném používání stroje bude součinitel k_1 , k_2 nižší a součásti stroje budou méně citlivé k únavě materiálu. Proto u nakladače, který by pracoval většinou pouze s podkopovou lopatou, lze doporučit jako minimální bezpečnost vůči trvalým deformacím hodnotu vyšší než $s = 1,5$ — minimálně $s = 2,0$.

Literatura

- KOBR Z., 1967, Pevnostní a silové poměry hydraulického nakladače UNHZ-500. Zpráva VÚZS Praha.
 KOBR Z., 1968, Pevnostní a silové poměry hydraulických nakladačů. Zpráva VÚZS Praha.
 KOBR Z., 1970, Pevnostní a silové poměry výložníku hydraulického nakladače UNHN-500 při práci s podkopovou lopatou. Zpráva VÚZS Praha.
 PROCHÁZKA J., 1966, Pevnostní, silové a energetické poměry hydraulického nakladače UNHZ-750 a energetické poměry nakladače NÚJZ-150. Zpráva VÚZS Praha.

Došlo dne 12. 7. 1972

КОБР З. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов, Чехословакия). Данные о соотношении силы и прочности у гидравлических погрузчиков. Зем. техника 18 (10) : 633-642, 1972.

В результате экспериментального исследования соотношения прочности и силы у действующих моделей и прототипов универсальных гидравлических погрузчиков УНГЗ-500 и УНГЗ-750 в агрегате с тракторами были получены не только конкретные данные, ка-

сающиеся вышеупомянутых машин, но и данные общего характера, которые можно использовать для проекта конструкции погрузчиков аналогичных типов. Было установлено максимальное внешнее действие силы на погрузчик во время его эксплуатации т. н. динамические коэффициенты, позволяющие с хорошей точностью сделать проекты погрузчиков аналогичных типов с аналогичными гидравлическими контурами при помощи статического вычисления. Вычисление потом можно быстро и просто проконтролировать путем измерения механическими тензометрами при нагрузке погрузчика статически действующим грузом.

гидравлический погрузчик; грейферный ковш; подкопная лопата; транспорт; тензометры сопротивления; динамический коэффициент; постоянная пластическая деформация

KOBR Z. (Researche Institut of Agricultural Machines, Praha-Chodov, Czechoslovakia). *Findings on the Force and Strength Characteristics in Hydraulic Loaders*. Zem. technika 18 (10) : 633—642, 1972.

Experimental research in the force and strength characteristics of the functional models and prototypes of the all-purpose hydraulic loaders UNHZ-500 and UNHZ-750 attached to tractors has made it possible to obtain not only actual results concerning the mentioned machines but also general data which can be used in designing other types of loaders. In particular, the research has determined the maximum external strength effects acting on the loader during its operation, so-called dynamic coefficients, which allow for sufficient accuracy in designing similar types of loaders, with similar hydraulic circuits, on the basis of statistical calculation. It is possible, then, to use mechanical tensometer measurement to check the calculation quickly and in a simple manner under the conditions of static load acting on the loader.

hydraulic loader; grab; digger shovel; transport; resistance strain gauges; dynamic coefficient; permanent plastic deformation

KOBR Z. (Forschungsinstitut für landwirtschaftliche Maschinen, Praha-Chodov, Tschechoslowakei). *Erkenntnisse über die Kraft- und Festigkeitsverhältnisse bei hydraulischen Ladegeräten*. Zem. technika 18 (10) : 633—642, 1972.

Durch experimentelle Untersuchungen der Kraft- und Festigkeitsverhältnisse bei Funktionsmodellen und Versuchsmuster von universalen hydraulischen Ladegeräten UNHZ-500 und UNHZ-750 in Aggregation mit Schleppern wurden nicht nur konkrete, die angeführten Geräte betreffende Ergebnisse, sondern auch Unterlagen eines allgemeineren Charakters gewonnen, die als Bauentwürfe für ähnliche Ladegerätetypen dienen können. Vor allem wurden die höchsten auf das Ladegerät während seines Einsatzes wirkenden äußeren Krafteffekte, die s. g. Schwingbeiwerte, die es erlauben, Ladegeräte ähnlicher Type mit ähnlichen hydraulischen Kreisen unter Anwendung von statischen Berechnungen mit ausreichender Genauigkeit vorzuschlagen. Die Kontrolle der Rechnungen erfolgt durch Messung mit Hilfe der mechanischen Tensometer bei der Belastung des Ladegeräts mit einer statisch wirkenden Last.

hydraulischer Lader; Greifer; Grabschaufel; Transport; Widerstands- Tensometer; dynamischer Koeffizient; andauernde plastische Deformation

Adresa autora:

Ing. Zdeněk K o b r, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

J. Cíglová, P. Weig

Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

CÍGLOVÁ J., WEIG P. *Vyhodnocování polně-laboratorních zkoušek sázečů brambor na samočinném počítači*. Zem. technika 18 (10) : 643-650, 1972.

Práce ukazuje způsob vyhodnocování polně-laboratorních zkoušek u sázečů brambor malým samočinným počítačem CELLATRON SER-2d a poukazuje na efektivnost tohoto zpracování. V článku je rozebrána metodika vyhodnocování a program pro počítač. Při zpracování metodiky i programu se vycházelo z normy pro zkoušení sázečů brambor, nově vytvořené ve VÚZS v roce 1971. Daná metodika pamatuje i na odchylky od vyhodnocování v NDR; umožňuje to porovnávat naše kritéria s kritérii NDR. Efektivnost vyhodnocování na počítači je značně vysoká, neboť se jedná o poměrně složitý výpočet. Zatímco při ručním zpracování výpočet jedné zkoušky trvá asi dvě hodiny, počítač potřebuje k vyhodnocení a výpisu 10 až 15 minut (podle rozsáhlosti měření). Součástí strojového výpisu je i grafické vyjádření rozdělení četností velikostí roztečí mezi vysázenými hlízkami (tab. I), což představuje další časovou úsporu, neboť při ručním zpracování se tyto grafy musí kreslit ručně. Další předností strojového zpracování je snížení možnosti nesprávného výsledku na minimum, protože počítač pomocí daného programu logicky kontroluje správnost vstupních údajů.

malý samočinný počítač; zkoušky sázečů brambor; vyhodnocování zkoušek sázečů; program pro statistické vyhodnocování

Technický rozvoj zemědělství ve svém koncepčním zaměření věnuje značnou část své kapacity na vyřešení komplexní mechanizace okopanin — plodin s vysokou náročností na lidskou práci. Tato oblast si vyžádá značný rozsah vývojově-výzkumných prací, proto se vítaným pomocníkem v tomto směru stává výpočetní technika včetně samočinného počítače. Hlavní oblastí nasazení výpočetní techniky jsou:

- ekonomické rozborů efektivnosti nových funkčních modelů či dovezených strojů,
- statisticko-matematické vyhodnocování exploatačních zkoušek těchto funkčních modelů či dovezených strojů.

Účelem této práce je ukázat na způsob vyhodnocování polně-laboratorních zkoušek sázečů brambor malým samočinným počítačem CELLATRON SER-2d a poukázat na efektivnost tohoto zpracování.

Při zpracování metodiky, a tedy i programu, se vycházelo z nové normy pro zkoušení sázečů brambor, která byla zpracována ve VÚZS, neboť stará norma ČSN 47 0138, schválená 11. 12. 1968, již plně nevyhovuje. Daná metodika pamatuje také na odchylky od vyhodnocování v NDR; to umožňuje porovnávat naše kritéria a kritéria NDR.

Skutečnosti (ukazatelé), které charakterizují práci sázečů brambor po kvalitativní stránce a které jsou sledovány při vyhodnocování zkoušek sázečů brambor, jsou uvedeny v následujícím přehledu:

- Nastavená rozteč (R_n) — údaj, který udává výrobce v návodu k obsluze pro zvolenou rozteč. Tento údaj je důležitý pro výpočet dalších ukazatelů.
- Skutečná rozteč (S) — vzdálenost os sousedních hlíz v řádku. Ze souboru skutečných roztečí se zjišťuje střední skutečná rozteč ($\bar{S}$), což je výběrový průměr vzdáleností os sousedních hlíz v řádku včetně dvojáků, vynechávek a chybných roztečí. Vypočítá se podle vzorce:

$$\bar{S}_k = \frac{l_k}{\sum n_{ik}}$$

- kde: i — (1, 2, ..., m_k)
 k — (1, 2, 3)
 $\bar{S}_k$ — střední skutečná rozteč v k -tém úseku
 l_k — celková délka k -tého úseku
 $\sum n_{ik}$ — počet skutečných roztečí n_i v k -tém úseku

- Dvoják (d) — dvě hlízy současně vysazené jedním sázecím prvkem namísto hlízy jedné. V polních podmínkách se za dvoják považují dvě hlízy vysazené tak, že vzdálenost jejich os (rozteč) je menší nebo rovna dvojnásobku průměrného rozměru hlízy (V). Takto se dvoják stanoví z hlediska normy zpracované ve VÚZS. Hledisko NDR je však poněkud odlišné. Za dvoják (d NDR) se považují dvě hlízy vysazené tak, že jejich rozteč je menší nebo rovna poloviční velikosti nastavené rozteče:

$$d \leq 2V$$

$$d \text{ NDR} \leq 1/2 R_n$$

- Program počítá počet dvojáků podle obou hledisek.
- Troják (t) — je charakterizován obdobně jako dvoják. Exaktně se za troják považují dvě bezprostředně následující rozteče, z nichž každá je menší nebo rovna dvojnásobku průměrného rozměru hlízy.
- Chybná rozteč je taková, která je:
 - a) větší než dvojnásobný průměrný rozměr hlízy a menší než střední teoretická rozteč zmenšená o povolenou úchylku,
 - b) větší než střední teoretická rozteč zvětšená o povolenou úchylku a menší nebo rovna 1,5násobku střední teoretické rozteče. Povolená úchylka je daná podle ČSN, ATP či normy NDR.
- Vynechávka — sázecím prvkem nenabraná hlíza. Exaktně se považují:
 - a) za vynechávku jedné hlízy (v_1) rozteč, která je větší než 1,5násobek a menší nebo rovna 2,5násobku nastavené rozteče,
 - b) za vynechávku dvou hlíz (v_2) rozteč, která je větší než 2,5násobek a menší nebo rovna 3,5násobku nastavené rozteče,
 - c) za vynechávku tří hlíz (v_3) rozteč, která je větší než 3,5násobek nastavené rozteče.
- Střední teoretická rozteč ($\bar{S}'$) se stanoví na základě počtu teoretických roztečí (n'), které se zjistí podle následujícího vzorce:

$$n' = a - d - 2t + v_1 + 2 \cdot v_2 + 3 \cdot v_3$$

Střední teoretická rozteč se pak stanoví obdobně jako střední skutečná rozteč:

$$\bar{S}' = \frac{l_k}{\sum n'_{ik}}$$

— Počet skutečně osázených míst (a) se stanoví podle vzorce:

$$a = n + l$$

— Počet teoreticky osázených míst (a') se stanoví podle vzorce:

$$a' = n' + l$$

Kromě výpočtu těchto ukazatelů se rozdělují skutečné rozteče do intervalů po 5 cm. Toto rozdělení četností skutečných roztečí se vyjadřuje v procentech a graficky se znázorňuje.

Naměřené údaje dané zkoušky se dělí do tří samostatných úseků, tedy i veškeré výpočty (kromě rozdělení četnosti) se dělají za každý úsek zvlášť a nakonec souhrnně za celou zkoušku.

STROJOVĚ ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ ZE ZKOUŠEK SAZEČŮ BRAMBOR

Výsledky měření byly podle uvedené metodiky zpracovány na samočinném počítači CELLATRON SER-2d. Tento počítač je číslicový, sériově zpracovávající numerickou informaci. Můžeme jej zařadit do podskupiny malých samočinných počítačů — mezi tzv. stolové počítače.

Základní technické údaje počítače CELLATRON SER-2d:

celková kapacita paměti	$2 \times 18\,288$ bitů
délka slova	48 bitů
střední vybavovací doba	11 ms
frekvence magnetického bubnu	3 500 ot/min
pracovní rychlost elektrického stroje	14 znaků/sec
pracovní rychlost děrovače pásky	25 znaků/sec
programování ve strojovém kódu	

Strojové zpracování výsledků měření zkoušek sazečů brambor probíhá ve třech fázích:

- I. fáze — vstup naměřených údajů,
- II. fáze — výpočet,
- III. fáze — výstup výsledných hodnot.

I. fáze — vstup naměřených údajů

Vstupní údaje, které zahrnují jednak identifikační znaky, jednak data pro výpočet, se děrují elektrickým děrovacím strojem do osmistopé děrné pásky. Pro kontrolu se zároveň vypisují. Identifikační znaky charakterizují danou zkoušku. Data představují údaje z dané zkoušky, rozdělené do tří úseků měření.

Pořadí a charakter vstupních údajů:

identifikační znaky:

číslo zkoušky
velikost sadby v cm (V)
pracovní rychlost v km/h
nastavená rozteč v cm (R_n)
svahovitost ve stupních
datum měření

data:

naměřené údaje prvního úseku:

Z_{11} až Z_{m1}

—1

naměřené údaje druhého úseku:

Z_{12} až Z_{m2}

—1

naměřené údaje třetího úseku:

Z_{13} až Z_{m3}

—1

Naměřený údaj Z_{ik} znamená vzdálenost místa vysázené hlízy v řádku od prvního osázeného místa (od začátku úseku). Z toho vyplývá, že jde o údaje kumulativní. Konec úseku je odlišen záporným číslem.

Jelikož výpočet probíhá podle zadaného algoritmu (vzorce uvedené v metodice), správnost výsledků závisí na kvalitě dat. Proto je programována autokontrola logické správnosti naděrovaných dat. Při zjištění chybně naděrovaného data se počítač zastaví a signalizuje chybu, kterou je třeba opravit a teprve potom probíhá další výpočet.

II. fáze — výpočet

Výpočet znázorňuje blokové schéma (obr. 1), které bylo pro přehlednost zjednodušeno. Vzhledem k tomu, že kapacita paměti počítače je poměrně malá, bylo nutno použít vnější paměti.

Instrukční značky a proměnné s indexy byly použity tam, kde by slovní vyjádření bylo příliš obsáhlé a nepřesné.

Vysvětlivky k blokovému schématu (obr. 1)

A. Instrukční značky pro počítač

$Z_{i+1k} - Z_{ik} \rightarrow S_{ik}$ od proměnné Z_{i+1k} odečti proměnnou Z_{ik} a rozdíl pošli do proměnné S_{ik}

$S_{ik} \rightarrow LB$ proměnná S_{ik} se děruje výstupním děrovačem na děrnou pásku

B. Indexy

$k = 1$ až 3 k značí pořadí úseků měření

$i = 1$ až m_k i značí pořadí prvků v k -tém úseku měření

$j = 1$ až 20 j značí pořadí intervalů velikosti roztečí (intervaly jsou tvořeny po 5 cm)

C. Proměnné

Z_{ik} — vzdálenost i -té hlízy v k -tém úseku od začátku úseku

S_{ik} — velikost i -té rozteče v k -tém úseku

n_{ik} — i -tá rozteč v k -tém úseku

Σn_{ik} — počet skutečných roztečí n_i v k -tém úseku

$\Sigma \Sigma n_{ik}$ — počet skutečných roztečí za celou zkoušku

Y_j — j -tý interval velikosti roztečí

Σn_{Yj} — absolutní počet roztečí v intervalu Y_j

l_k — celková délka k -tého úseku

d_k — dvoják v k -tém úseku

t_k — troják v k -tém úseku

$v1_k$ — vynechávka jedné hlízy v k -tém úseku

$v2_k$ — vynechávka dvou hlíz v k -tém úseku

$v3_k$ — vynechávka tří hlíz v k -tém úseku

$d\text{ NDR}_k$ — dvoják podle normy NDR v k -tém úseku

a_k — počet skutečně osázených míst v k -tém úseku

a'_k — počet teoreticky osázených míst v k -tém úseku

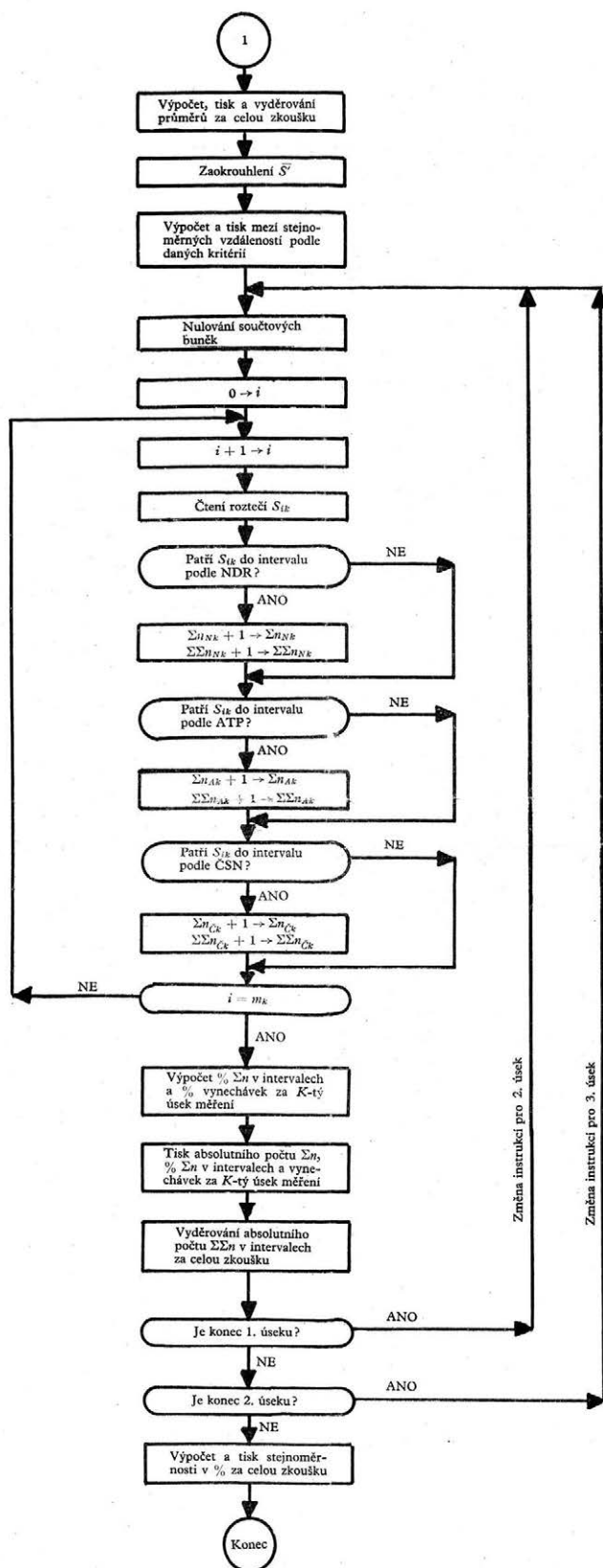
n'_k — počet teoretických roztečí v k -tém úseku

$\bar{S}_k$ — střední skutečná rozteč v k -tém úseku

$\bar{S}'_k$ — střední teoretická rozteč v k -tém úseku

$\bar{S}_k / \bar{S}'_k \%$ — poměr střední skutečné a střední teoretické rozteče k -tého úseku v %

Rozteč v řádku <i>S</i>		Počet roztečí <i>n</i>		Číslo zkoušky 42			Velikost sady v (V) 4,34			Podmínky:			
				Pracovní rychlost (km/h) 4,42			Nastavená rozteč v cm (<i>R_n</i>) 30						
		(abs.) (%)		Svahovitost — stupňů 2,13			Datum měření 2604,72						
od (cm)	do (cm)			četnost %			5	10	15	20	25	30	35
0 5 10 15 20	4 9 14 19 24	0 0 2 6 12	0,00 0,00 2,44 7,32 14,64	1111 1111111111 1111111111	1111 1111111111	1111111111							
25 30 35 40 45	29 34 39 44 49	27 18 12 4 0	32,94 21,96 14,64 4,88 0,00	1111111111 1111111111 1111111111 1111111111	1111111111 1111111111 1111111111	1111111111 1111111111	1111111111 1111111111	1111111111 1111	1111111111 1111111111	1111111111 1111111111	111111		
50 55 60 65 70	54 59 64 69 74	0 0 1 0 0	0,00 0,00 1,22 0,00 0,00	11									
75 80 85 90 95	79 84 89 94 99	0 0 0 0 0	0,00 0,00 0,00 0,00 0,00										
Součet		82	100,00										
Úsek měření	Počet sku- tečných roztečí <i>n</i> (abs.)		Celková délka úseku <i>l</i> (cm)	Střední sku- tečná rozteč <i>S</i> (cm)	Počet dvojčků a trojčků podle ČSSR			Počet dvojčků podle NDR		Poměr skutečných k teoreticky osá- zeným místům <i>a/a'</i>	Počet teoretic- kých roztečí <i>n'</i> (abs.)	Střední teoretic- ká rozteč <i>S'</i>	Poměr skuteč- ných a teore- tických roztečí <i>S/S'</i> %
					<i>d</i>	<i>t</i>	(<i>d</i> + <i>t</i>) %	<i>d</i> NDR	<i>d</i> NDR %				
1	26	766	29,46	0	0	0,00	0	0,00	1,00	26	29,46	100,00	
2	27	794	29,41	0	0	0,00	1	3,45	0,97	28	28,35	103,74	
3	29	798	27,52	0	0	0,00	1	3,33	1,00	29	27,52	100,00	
Průměr			28,77			0,00		2,38	0,99		28,41	101,27	
Úsek	Stejnomořné vzdálenosti		Podle kritéria						Vynechávky				
			<i>S</i> ± 5 cm (ČSN)		<i>S</i> ± 7 cm (ATP)		<i>S</i> ± 20 % <i>S'</i> (NDR)		1,5 <i>R_n</i> < <i>v</i> ₁ ≤ 2,5 <i>R_n</i>		2,5 <i>R_n</i> < <i>v</i> ₂ ≤ 3,5 <i>R_n</i>		
1	od	do	23	33	21	35	22	34	45	75	75	105	
	abs.	%	18	69,23	19	73,07	18	69,23	0	0,00	0	0,00	
2													
	abs.	%	14	49,99	16	57,14	14	49,99	1	3,45	0	0,00	
3													
	abs.	%	15	51,72	20	68,96	17	58,62	0	0,00	0	0,00	
Průměr	stejnomořnost v %		56,64		66,28		59,05		1,19		0,00		



$\Sigma n_{Čk}$	— počet roztečí k -tého úseku v intervalu podle ČSN
Σn_{Ak}	— počet roztečí k -tého úseku v intervalu podle ATP
Σn_{Nk}	— počet roztečí k -tého úseku v intervalu podle NDR
$\Sigma \Sigma n_{Čk}$	— počet roztečí za zkoušku v intervalu podle ČSN
$\Sigma \Sigma n_{Ak}$	— počet roztečí za zkoušku v intervalu podle ATP
$\Sigma \Sigma n_{Nk}$	— počet roztečí za zkoušku v intervalu podle NDR

III. fáze — výstup výsledných hodnot

- tiskem do tabulky
- vyděrováním na děrnou pásku

Vzhledem k tomu, že CELLATRON je číslicový počítač a není zde možnost alfabetského výpisu, vypisují se výsledné hodnoty do předtištěné tabulky. V tab. I je uvedeno vyhodnocení jedné zkoušky sazeče brambor.

Nejprve se vypíší identifikační znaky, které jsou důležité pro odlišení jednotlivých zkoušek. Následuje intervalové rozdělení počtu roztečí podle velikosti roztečí, které je pro větší názornost převedeno do grafu. Graf je možné vyjádřit pouze numericky, a proto každé jedno procento je vyjádřeno výpisem dvou jedniček.

V další části tabulky se vypisují vypočítané hodnoty za jednotlivé úseky měření a průměr za celou zkoušku.

Poslední část tabulky tvoří výpis stejnoměrných vzdáleností hlíz v řádku podle kritéria ČSN, ATP, normy NDR, výpis vynechávek v jednotlivých úsecích měření a procentické vyjádření stejnoměrnosti za celou zkoušku.

Výstup výsledných hodnot na děrnou pásku slouží k uchování výsledků pro další výpočet. Na tento program „Vyhodnocení výsledků polně-laboratorních zkoušek“ totiž navazuje další program, který počítá průměry za více zkoušek.

ZAVĚR

Ve VÚZS bylo v roce 1972 strojově zpracováno a vyhodnoceno asi 220 výsledků měření ze zkoušek sazečů brambor. Ověřili jsme si, že tento způsob vyhodnocování výsledků měření je velmi efektivní zvláště při velikém počtu opakujících se měření.

Došlo dne 4. 7. 1972

ЦИГЛОВА Й., ВЕЙГ П. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов, Чехословакия). Обработка результатов полевых и лабораторных испытаний картофелесажалок на электронно-вычислительных машинах. *Zem. technika* 18 (10): 643-650, 1972.

В работе описывается метод обработки результатов лабораторных и полевых испытаний картофелесажалок на небольших электронно-вычислительных машинах ЦЕЛЛАРОН СЕР-2д и подчеркивается его эффективность. В статье анализируется методика обработки и программа для вычислительной машины. При разработке методики и программы исходили из стандарта для испытания картофелесажалок, наново разработанного в НИИСХМ в 1971 году. В данной методике учтены и отклонения от обработки данных, проводимой в ГДР; это позволяет сравнить наши критерии с критериями ГДР. Эффективность обработки результатов на электронно-вычислительной машине весьма высокая, так как речь идет о сравнительно сложных вычислениях. В то время как при ручной обработке данных вычисления результатов одного испытания продолжают два часа, вычислительной машине для обработки и извлечения достаточно 10—15 минут (в зависимости от масштаба измерения). Составной частью извлечения является также графическое выражение распределения частоты расстояния между посаженными клубнями (табл. I), что представляет собой экономию времени, так как при ручной обработке эти графики надо чертить руками. Следующим преимуществом машинной обработки данных является сокращение возможности неправильных результатов на минимум, потому что в случае применения электронно-вычислительной машины правильность входящих данных гарантирует логический контроль программы.

небольшая электронно-вычислительная машина; испытания картофелесажалок; программа для статической обработки данных

CÍGLOVÁ J., WEIG P. (Research Institute of Agricultural Machines, Praha-Chodov, Czechoslovakia). *Evaluation of Field-Laboratory Tests Carried out with Potato Drills with an Automatic Computer*. Zem. technika 18 (10) : 643—650, 1972.

This work shows the method of evaluation of field-laboratory tests of potato drills carried out with the small CELLATRON SER-2d automatic computer and it points out the effectiveness of this processing. In the paper the author investigates the method of evaluation and the program for the computer. The working out of the method and of the program was based on the standards for the testing of potato drills, newly developed at the Research Institute of Agricultural Machines in 1971. The mentioned method considers also the deviations from the evaluation carried out in the GDR, which makes it possible to compare our criteria with those of the GDR. The effectiveness of the evaluation performed with the computer is considerably high, as this requires a comparatively complicated calculation. Whereas in the manual working out of the calculation one test requires approximately two hours, the computer needs for the evaluation and recording from 10 to 15 minutes (according to the extent of measuring). A component of the machine recording is also a graphic expression of the distribution of the frequency of the size of the spacing between the planted tubers (tab. I), which constitutes a further saving of time, as in the case of a manual working out these graphs must be drawn manually. Another advantage of the working out by means of the computer is the lowering of the possibility of an incorrect result to a minimum, as the given program constitutes a logical checking of the correctness of the input data.

small automatic computer; tests of potato drills; evaluation of drill tests; a program for statistical evaluation

CÍGLOVÁ J., WEIG P. (Forschungsinstitut für landwirtschaftliche Maschinen, Praha-Chodov, Tschechoslowakei). *Bewertung von Feld- und Laborprüfungen der Kartoffelpflanzmaschinen mit Hilfe des Rechenautomaten*. Zem. technika 18 (10) : 643—650, 1972.

Die vorliegende Arbeit erläutert die Methode der Bewertung von Feld- und Laborprüfungen der Kartoffelpflanzmaschinen mit Hilfe des kleinen automatischen Rechners CELLATRON SER-2d und hebt den Effekt dieser Bearbeitungsart hervor. Es wird die Methodik der Bewertung und das Programm für den Rechner analysiert. Bei der Bearbeitung der Methodik und des Programms ging man aus von der Norm für Prüfungen von Kartoffelpflanzmaschinen, die von der Forschungsanstalt für landwirtschaftliche Maschinen im Jahre 1971 neu ausgearbeitet wurde. Die Methodik berücksichtigt auch die Abweichungen im Vergleich mit der Bewertung in der DDR, ermöglicht damit den Vergleich unserer Kriterien mit den Kriterien der DDR. Die Effektivität der Bewertung mit Hilfe des automatischen Rechners ist bedeutend, denn es handelt sich um eine verhältnismäßig komplizierte Berechnung. Während bei der manuellen Bearbeitung eines Prüfungsergebnisses zwei Stunden erforderlich sind, benötigt der automatische Rechner zur Bewertung und Ausfertigung 10 bis 15 Minuten (je nach dem Ausmaß der Messungen). Ein Bestandteil der Ausfertigung auf der Maschine ist auch eine graphische Darstellung der Größenfrequenz der Abstände zwischen den gepflanzten Kartoffelknollen (Tabelle), was eine weitere Zeiterparnis bedeutet, denn bei der manuellen Bearbeitung müssen diese Darstellungen handgezeichnet werden. Ein weiterer Vorteil der maschinellen Bearbeitung ist die Begrenzung der Möglichkeit eines unrichtigen Resultats auf ein Minimum, da bei Benutzung des automatischen Rechners durch logische Kontrolle des Programms die Richtigkeit der Eingangsangaben gesichert ist.

kleiner automatische Rechner; Prüfungen von Kartoffelpflanzmaschinen; Bewertung der Prüfungen von Kartoffelpflanzmaschinen; Programm für die statistische Bewertung

Adresa autorů:

Ing. Jitka Cíglová, ing. Petr Weig, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

OBSAH

Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodové	591
Souček Z.: Model žací lišty sklízecí řezačky	593
Procházka J.: Porovnání metod analýzy namáhání zemědělských strojů z hlediska únavové životnosti	613
Kobr Z.: Poznatky o silových a pevnostních poměrech hydraulických nakladačů	633
Cíglová J., Weig P.: Vyhodnocení polně-laboratorních zkoušek sázečů brambor na samočinném počítači	643

СОДЕРЖАНИЕ

Соучек З.: Модель жатки косилки-измельчителя (610). — Прохазка Й.: Сравнение метода анализа нагрузки сельскохозяйственных машин в зависимости от срока службы (631). — Кобр З.: Данные о соотношении силы и прочности у гидравлических погрузчиков (641). — Циглова Й., Вейг П.: Обработка результатов полевых и лабораторных испытаний картофелесажалок на электронно-вычислительных машинах (649).	
--	--

CONTENT

Souček Z.: A Model of Field Chopper Cutter-Bar (610). — Procházka J.: Comparison of the Methods of the Stress Analysis in Farm Machines from the Point of View of Fatigue Life. (631). — Kobr Z.: Findings on the Force and Strength Characteristics in Hydraulic Loaders (642). — Cíglová J., Weig P.: Evaluation of Field-Laboratory Tests Carried out with Potato Drills with an Automatic Computer (650).	
---	--

INHALT

Souček Z.: Modell des Feldhäckslermähwerkes (611). — Procházka J.: Vergleich der Methoden der Analyse bei der Beanspruchung der Landmaschine vom Gesichtspunkt der Ermüdungslebensdauer (632). — Kobr Z.: Erkenntnisse über die Kraft- und Festigkeitsverhältnisse bei hydraulischen Ladegeräten (642). — Cíglová J., Weig P.: Bewertung von Feld- und Laborprüfungen der Kartoffelpflanzmaschinen mit Hilfe des Rechenautomaten (650).	
---	--

TABLE DES MATIÈRES

Souček Z.: Modèle de la barre coupeuse de la récolteuse hacheuse (Res. An/610, Al/611). — Procházka J.: Comparaison de la méthode d'analyse portant sur l'effort des machines agricoles du point de vue de leur durée du service en fonction de la fatigue (Res. An/631, Al/632). — Kobr Z.: Acquisitions sur les coefficients de force et de résistance des chargeurs hydrauliques (Res. An, Al/642). — Cíglová J., Weig P.: Estimation des essais de plein champ et de laboratoire des planteuses de pommes de terre au calculateur (Res. An, Al/650).	
--	--

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