

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10

ROČNÍK 31 (LVIII)
PRAHA
ŘÍJEN 1985
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Řídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc.,
ing. Vladimír Dufek, prof. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. František
Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan Hutla, doc.
ing. Ján Jech, CSc., ing. Zdeněk Pastorek, CSc., ing. Bohumil
Studeník, CSc., prof. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk
Šteffl, DrSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1985

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

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

■
The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Czechoslovak Academy of Agriculture — Institute of Scientific and Technical Information for Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 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 von der Tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Akademie — Institut für wissenschaftlich-technische Information der Landwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Praha 2, Slezská 7.

Vědecké práce koncernového výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze - Chodově

Při plnění programových cílů stanovených XVI. sjezdem KSČ je mimořádný význam kladen na dosažení maximální soběstačnosti ve výrobě potravin a na úkoly, které v souvislosti s tím vyplývají pro zemědělsko-průmyslový komplex.

Tyto cíle jsou zabezpečovány jak ve výrobních podnicích ministerstva všeobecného strojírenství a ministerstva zemědělství a výživy, tak i v mnoha výzkumných ústavech.

V tomto čísle časopisu *Zemědělská technika* je uveden výběr článků z prací základního a aplikovaného výzkumu koncernového Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově z posledního období.

Doc. ing. A. G r e e n k o, CSc., se ve své práci zabývá jízdními vlastnostmi terénních vozidel při existenci bočních sil; k tomu dochází např. při práci traktoru s vyosenou tahovou silou, při zatáčení s vlekem nebo při jízdě na svahu.

Obsahem příspěvku ing. Z. S o u č k a, CSc., je matematické zpracování dynamických jevů v pohonu rotačního talířového žacího stroje, vznikajících v důsledku použití kloubových hřídelů (řady Hookových kloubů, které nesplňují podmínky homokinetičnosti). Na tomto příkladě je ukázána metoda, která umožňuje řešit i značně složitý případ pohonu, zahrnující řadu pružných a setrvačných prvků, vůlí a kloubů se zvoleným prostorovým zalomením, řazených v libovolném sledu.

Práce ing. L. T r n k y, CSc., se zabývá energetickými poměry hlavních funkčních částí neseného šestiřádkového ořezávacího adaptéru s předřezáním chrástu cepovým ústrojím a přímým nakládáním chrástu metačem na vedle jedoucí přívěs. Na základě analýzy naměřených hodnot a funkčních schopností jednotlivých ústrojí je doporučena optimální volba konstrukčních parametrů.

Ing. F. S i n e k, CSc., shrnuje poznatky o základní metodice hodnocení velikosti nepříznivých vibrací na člověka při obsluze strojů stanovené hygienickými předpisy. Jako příklad aplikace obsahuje práce výsledky měření zrychlení vibrací na sedadle malotraktoru třídy 15 kW. Je uveden typický tvar frekvenčního spektra ve svislém směru a závislosti vybuzených zrychlení v pásmech výrazných frekvencí na pojezdové rychlosti jak pro svislý, tak pro vodorovný směr zrychlení vibrací na sedadle.

Ing. J. Ku p r, CSc., se ve svém článku zabývá konstrukcí snímače tlaku s odporovými tenzometry pro měření v hydraulických systémech zemědělských strojů.

V rubrice seznamuje čtenáře ing. D. H u t l a s organizací systému kapkové závlahy, s níž se seznámili účastníci studijního zájezdu pořádaného v rámci 10. mezinárodního kongresu zemědělské techniky CIGR v Maďarsku roku 1984.

Ing. Dušan H u t l a

Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů Praha-Chodov

JÍZDNÍ VLASTNOSTI TERÉNNÍCH VOZIDEL PŘI EXISTENCI BOČNÍCH SIL

A. Grečenko

GREČENKO, A. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Jízdní vlastnosti terénních vozidel při existenci bočních sil*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (10): 579—596.

Vozidlo sledující v terénu určitou dráhu se účinkem bočních sil nastaví šikmo ke směru jízdy. Stává se to např. při práci traktoru s vyosenou tahovou silou, při zatáčení s vlekem nebo při jízdě na svahu. Prošetření tohoto pohybu patří do oblasti aplikace metody „prokluz — směrová úchylna“ (SD metoda), která definuje vztahy mezi silami na kolo, mezi prokluzem a úhlem skluzu. Pomocí této metody se formulují deformační výminky, které ve spojení s rovnovážnými výminkami umožňují řešit tyto staticky neurčité případy. Použití SD metody je osvětleno na příkladech.

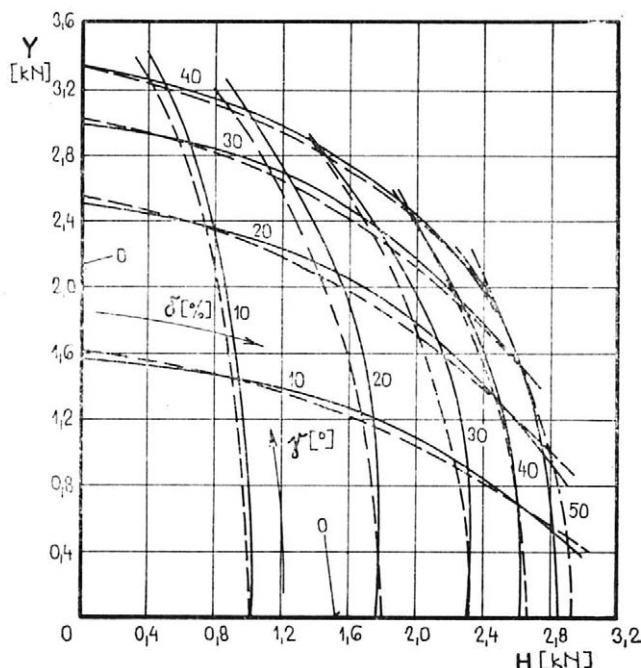
prokluz; úhel skluzu; teramechanika

Pohybový stav vozidel v terénu jakožto důsledek působení podélných a příčných sil i pohonových vazeb je charakterizován vektory rychlostí jeho kol nebo náprav. Každá z těchto rychlostí je ovlivněna bezprokluzovou (obvodovou) rychlostí v rovině kola, prokluzem a skluzovým úhlem (úhlem směrové úchylny) kola. Rozbor pohybového stavu je účelný při projekci nebo hodnocení jízdních vlastností vozidel; lze např. prošetřit rozložení hnacích sil u vícenápravových vozidel, nastavení vozidla s vyosenou tahovou silou nebo při jízdě po svahu, řiditelnost a způsob zatáčení a také modelovat pohyb vozidla v kritických situacích, ve kterých dochází ke skluzu kol. Společným rysem těchto případů je, že jsou staticky neurčité, a proto se k jejich řešení musí formulovat deformační výminky.

Ve smyslu klasické teramechaniky vyvinul Grečenko (1972, 1975) teorii rovinného pohybu kola (tzv. SD metodu), která definuje vazbu podélné síly (X), příčné síly (Y), prokluzu (δ) a skluzového úhlu (γ) vzorcem

$$[1 - (\operatorname{sgn} X) \delta] \cdot X \cdot \operatorname{tg} \gamma - Y \cdot \delta = 0 \quad (1)$$

Předpokládá se, že a) dezén pneumatiky umožňuje přenést výslednou sílu $U = (X^2 + Y^2)^{1/2}$ smykem a třením půdy v celé styčné ploše, b) příčný posuv půdy převládá nad příčnou deformací pneumatiky. SD metoda poskytuje dobré relace X — Y — δ — γ při nevelké hloubce stopy (zanedbatelný vliv boční stěny půdy), jak potvrdil Matějka (1977) novějšími měřeními s poháněným kolem a pneumatikou Barum 6,00-16 TZ4 (obr. 1), ale její pomocí se rovněž podařilo uspokojivě interpretovat měření, která popsal Krick (1971) s hnacím kolem a pneumatikou Dunlop 7,50-18 AS v půdním kanálu, v němž docházelo k vytlačování poměrně hluboké stopy. Uvedená metoda se osvědčila i při výpočtu nastavení zemědělských vozidel za jízdy šikmo svahem (Grečenko, 1984).



1. Sít izochar prokluzu (δ) a skluzového úhlu (γ) v souřadnicích hnací síla (H) a boční síla (Y) pro hnací kolo s pneumatikou 6,00-16; — měření na obilním strništi, — — — vyčísleno pomocí SD metody (podle Matějky, 1977) — Network of iso-slip (δ) and iso-drift (γ) lines in the thrust (H), lateral force (Y) co-ordinates for a driven wheel with 6.00-16 tyre; — measured on a wheat stubble, — — — computed by the SD method (after Matějka, 1977)

Závislost odklonu traktorů s dvoukolovým a čtyřkolovým pohonem na úhlu svahu do 20° prošetřovali experimentálně i teoreticky Svatoš a Hájek (1973), kteří upozornili na vliv výšky těžiště, rozvoru, zatížení náprav a záběrových podmínek.

O měření silových účinků na vlečená natočená kola v terénu nověji referovali Schwanghart (1981) a Mc Allister (1984). Z obou měření vyplývá, podobně jako z dřívějších, že závislost boční síly Y , kolmé k rovině kola, na skluzovém úhlu γ do 30 až 40° připomíná známý průběh hnací síly na prokluzu a dále že nelze s určitostí potvrdit obecně platný trend závislosti odporu valení v rovině kola na skluzovém úhlu.

Skluz traktoru se svahu prošetřovali Spencer a Crolla (1984) jednak experimentálně, jednak teoreticky pomocí modelu, který rozlišoval pohybový stav kol (rotující, blokuující) a zahrnoval kombinaci sil $X-Y$ se skluzovým úhlem γ , ale zanedbával prokluz.

PRAKTICKÁ HLEDISKA SD METODY

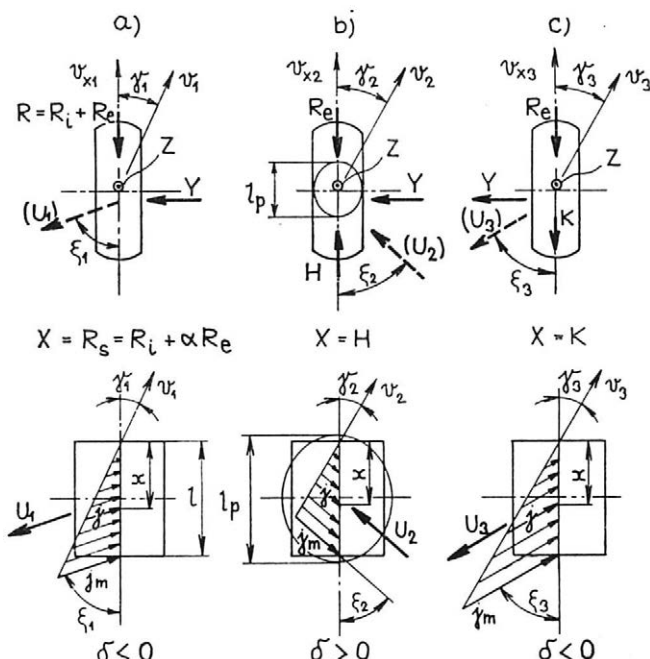
Zásady metody jsou tyto (obr. 2):

- a) výsledná síla (reakce) U vyvolá ve styčné ploše pneumatiky s půdou pole deformaci půdy j s gradientem u , jehož hodnota odpovídá velikosti U ;
- b) směr posuvu ξ odpovídá směru síly U ;
- c) gradient u a úhel ξ jednoznačně určují prokluz i skluzový úhel γ .

Valivý odpor $R = \psi \cdot Z$ (ψ — součinitel valení a Z — normálová reakce na kolo) se skládá z vnitřního odporu R_i , zahrnujícího ztráty v pneumatice od zatížení, a z vnějšího odporu R_e , představujícího odpor při vytváření stopy a penetraci dezénu. Na vlečené kolo působí celý odpor R jako vnější síla, ale otáčení kola obstarává jen část $R_s = R_i + \alpha \cdot R_e$, kde $0 \leq \alpha \leq 1$. Na hnací kolo působí jako vnější síla jen odpor R_e , kdežto vnitřní odpor R_i zmenšuje využitelnou hnací (obvodovou) sílu H :

$$H = (M_h/r) - R_i$$

2. Schémata sil působících na pneumatiku ve styčné ploše (a ... vlečené kolo, b ... hnací kolo, c ... brzdící kolo), příslušných deformačních polí (j) a výsledných translačních rychlostí (v), jejichž směry vytvářejí s rovinou kola skluzové úhly (γ) — Schemes of forces acting on a tyre in the contact patch (a ... towed wheel, b ... driven wheel, c ... braking wheel), the respective fields of displacement (j) and the resultant velocities (v) forming the slip angles (γ) with the wheel plane



Suvná síla T_h je ovšem rovna rozdílu ($H - R_e$). Odpor valení v rovině kola se považuje za prakticky nezávislý na skluzovém úhlu v rozmezí 0 až 40° a na prokluzu.

Síly ovlivňující deformační veličiny namáhají ve styčné ploše půdu smykem. Jsou to tedy: síla X v podélném směru, představovaná alternativně silami H , K (brzdná síla), R_s (vlečené kolo) a síla Y v příčném směru, popřípadě výslednice $U = (X^2 + Y^2)^{1/2}$. Na obr. 2 jsou vyznačeny silové účinky od půdy na kolo (reakce).

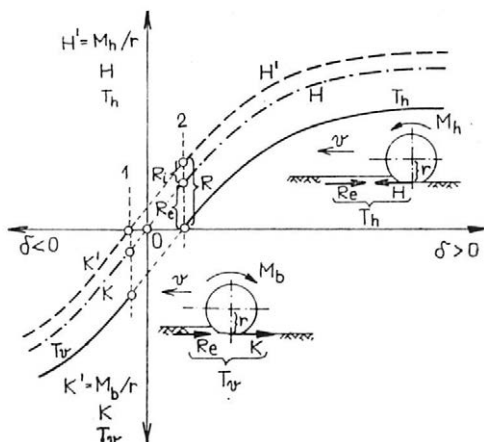
Prokluz i skluz je podle zásad teramechaniky definován jediným vzorcem

$$\delta = 1 - (v_x/v_t) \quad (2)$$

kde: v_x — skutečná rychlost podle obr. 2
 v_t — teoretická rychlost

Prokluz $\delta = 0$ nastává tehdy, nepůsobí-li ve styčné ploše žádná podélná síla přenášená smykem. Ke skluzu dochází tehdy, je-li $v_t < v_x$ (brzdící kolo).

3. Souvislost mezi silovými účinky na rotující hnací/brzděné kolo a prokluzem/skluzem δ — Relationship between the forces on a rotating driven/braking wheel and the slip/skid δ



Souvislost mezi silovými účinky na rotující hnací/brzděné kolo a prokluzem/skluzem δ je ilustrována na obr. 3. Přechodové stavy jsou označeny úsečkami 1 (vlečené kolo) a 2 (samopohyb kola). Osa sil ($\delta = 0$) odpovídá neutrálnímu kolu, u něhož hnací síla H' kompenzuje odpor R_t a surná síla T_v odpor R_e .

Praktické vzorce vycházejí ze známých vztahů:

$$\delta = u \cdot \cos \zeta; \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{u \cdot \sin \zeta}{1 - \delta} \quad (3)$$

gradient deformace je roven:

$$u = \frac{u_k}{2} \cdot \frac{3\mu \cdot \mu_m - 2\mu^2}{\mu_m \cdot (\mu_m - \mu)} = f\left(\mu = \frac{U}{Z}\right) \quad (4)$$

Parametry rovnice (4) jsou u_k a μ_m .

Funkce úhlu ζ (obr. 2) jsou určeny výrazy:

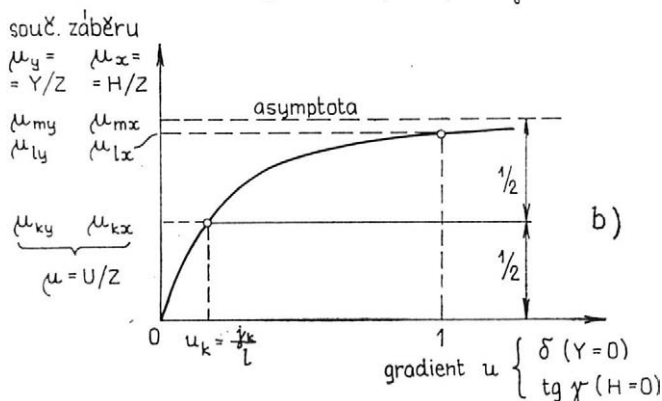
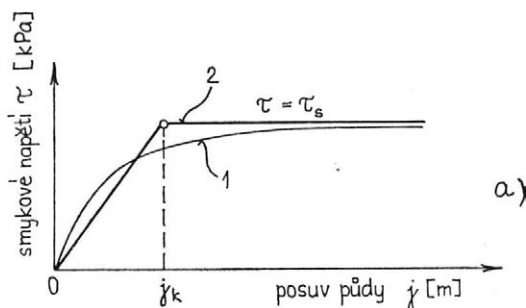
$$\cos \zeta = X/U; \quad \sin \zeta = Y/U \quad (5)$$

Dosažením vztahů (4, 5) do (3) se obdrží konečné vzorce:

$$\delta = \frac{m}{n} \cdot X \quad (6)$$

(síla X působící ve směru/proti směru pohybu kola (rychlosti v_x) má znaménko $+/-$).

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{m}{n - m \cdot |X|} \cdot Y \quad (7)$$



4. Aproximace průběhu smykového napětí $\tau = f(j)$ pro měkkou půdu (a) a příslušná závislost součinitele záběru μ na gradientu $u = [(1 - \delta)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma + \delta^2]^{1/2}$ (b) — Approximation of the shear stress $\tau = f(j)$ curve for soft soil (a) and the respective coefficient of grip, μ , plotted against the gradient, u (b)

v nichž

$$\left. \begin{aligned} m &= u_k \cdot (3 Z \cdot \mu_m - 2 U) \\ n &= 2 Z \cdot \mu_m \cdot (Z \cdot \mu_m - U) \end{aligned} \right\} U = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (8)$$

Výsledná rychlost pohybu (v) je podle obr. 2 rovna:

$$v = \frac{v_x}{\cos \gamma} = \frac{v_t \cdot (1 - \delta)}{\cos \gamma} \quad (9)$$

Významy parametrů z předchozích rovnic jsou znázorněny na obr. 4:

j_k	charakteristický posuv půdy (m)
$\mu_m = \frac{c}{q_s} + \operatorname{tg} \varphi$	maximální součinitel záběru v libovolném směru (—)
c	koheze půdy (kPa)
q_s	střední kontaktní tlak (kPa)
$\operatorname{tg} \varphi$	tangenta úhlu vnitřního tření v půdě (—)
$u_k = j_k / l$	charakteristická hodnota gradientu při délce styčné plochy l (m) podle obr. 2, rovná např. charakteristické hodnotě prokluzu δ_k ze závislosti $\delta = f(u)$ pro $Y = 0$

Aproximace smykového napětí $\tau = f(j)$ podle obr. 4a má rovnici:

$$\tau = \frac{\tau_s}{2j_k} \cdot (j + j_k - |j - j_k|) \quad (10)$$

Výhradní vlastností rovnice (10) je, že z ní odvozená závislost mezi gradientem u a výslednou silou U má explicitní tvar jak $u = f(U)$... (4), nezbytný pro tvorbu deformačních výminek, tak i $U = f'(u)$ (viz (5), (6)), umožňující vypočítat ze zadaných deformačních veličin silové účinky na kolo. Úplné odvození uveřejnil Grečenko (1970).

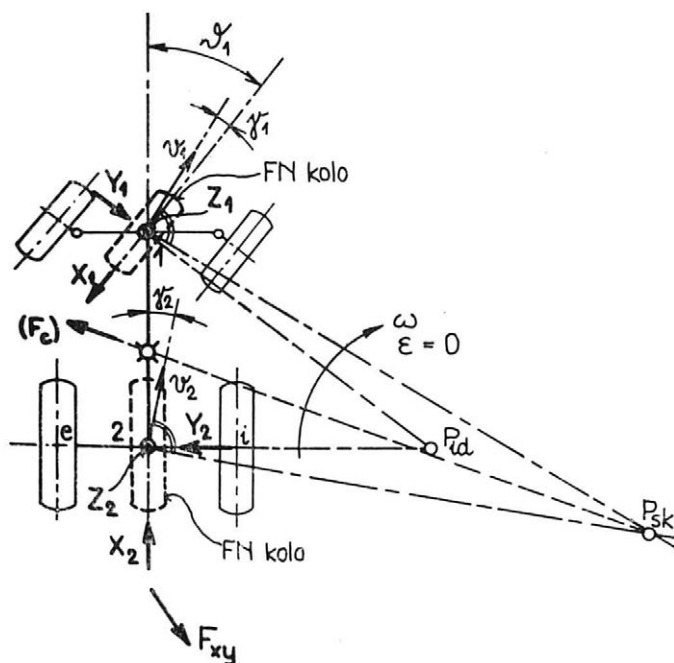
Realistické hodnoty veličin u_k a μ_m se získají např. rozbořem naměřené a vyhodnocené prokluzové křivky $\mu = f(\delta)$ odpovídající pneumatiky na podobné půdě (obr. 4a):

1. krok odhadnout μ_{lx} při 100% prokluzu,
2. krok zkusmo najít (začínaje $\mu'_{kx} = \mu_{lx}/2$) dvojici u_k a μ_{kx} , splňující podmínku $\mu_{lx} = \mu_{kx} \cdot (2 - u_k)$,
3. krok vypočítat $\mu_m = 2 \cdot \mu_{kx}$.

Známe-li pro měřenou pneumatiku hodnoty l a q_s , vyplatí se odhadnout kohezi půdy c (pokud nebyla rovněž měřena) nebo úhel vnitřního tření φ a z předchozích vzorců vypočítat parametry $j_k = u_k \cdot l$; φ nebo c . To dává možnost upřesnit hodnoty u_{k1} a μ_{m1} pro pneumatiku jiné velikosti, vystupující ve výpočtu (pro diagonální pláště se např. doporučuje brát $l = 0,36 \cdot d_k$, kde d_k — katalogový průměr pláště).

FORMULACE DEFORMAČNÍCH VÝMINEK

K řešení úloh, v nichž jako neznámé kromě sil vystupují deformační veličiny (tj. prokluz δ a skluzový úhel γ), je nutné formulovat nezávislé deformační výminky. Tyto nelineární rovnice, doplňující standardní rovnovážné výminky, poskytuje SD metoda zatím jako jediná v přehledném explicitním tvaru, který je vhodný k numerickému řešení. Typické oblasti aplikace SD metody, v nichž se vyskytují deformační veličiny, jsou tyto:



5. Schéma táhnoucího traktoru při zatáčení s vyznačením ideálního (P_{id}) a skutečného pólu (P_{sk}) zatáčení; odstředivá síla je označena F_c — Scheme of a pulling tractor performing a turn about the ideal (P_{id}) and the real pivot point (P_{sk}); the centrifugal force is denoted F_c

- rozdělení hnacích sil a prokluzů u vícenápravových vozidel;
- říditelnost a zatáčení vozidel;
- pohyb vozidla s vyosenou tahovou silou;
- nastavení vozidla při jízdě šikmo svahem;
- modelování trajektorií pohybu v kritických situacích, spojených se zvýšeným skluzem.

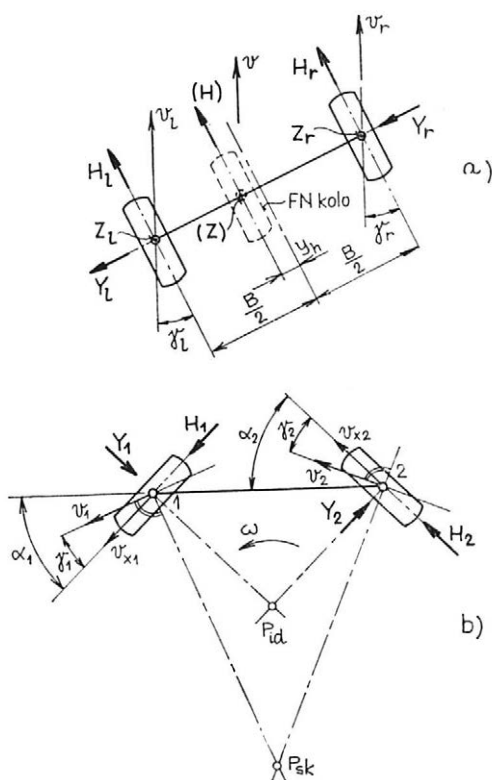
Je-li u libovolného skutečného nebo fiktivního náhradního (dále FN) kola vozidla známa pro jisté podmínky kombinace sil $X-Y-Z$, určí se příslušné kinematické veličiny δ a γ přímo ze vzorců (6) a (7), které tak představují základní deformační výminky.

Tento jednoduchý postup lze použít jen u vozidla s pohonem jedné nápravy (např. podle obr. 5). Táhnoucí vozidlo rovnoměrně zatáčí se zadaným úhlem ϑ_1 natočení předních kol. Má se zjistit poloha skutečného pólu otáčení P_{sk} vzhledem k ideálnímu pólu P_{id} . Úloha se řeší postupným přibližováním pro $P_{id} \rightarrow P_{sk}$. Statické výminky tohoto prostorového případu poskytují velikosti všech šesti sil na obou FN kolech, přičemž kinematika pohybu předních vlečených kol se vždy nastaví tak, aby vyhověla poměrům určeným zadními hnacími koly, a proto jsou nezávislé i dvojice kinematických veličin ($\delta_1 - \gamma_1$; $\delta_2 - \gamma_2$), jejichž velikost plyne přímo ze zmíněných vzorců.

Existuje-li však mezi nápravami (koly) pohonová vazba nebo jsou-li vzájemně vázány (určeny) směry translačního pohybu kol, musí se existující vazby vyjádřit vazebními deformačními výminkami, které jsou obvykle založeny na definování rychlostí příslušných členů.

Kdyby vozidlo z obr. 5 mělo pohon obou náprav s pevnou vazbou, došlo by současně k vazbě obvodových i translačních rychlostí FN kol. Do řešení by pak bylo třeba k předchozím čtyřem základním deformačním výminkám (pro kinematické veličiny δ_1 ; δ_2 ; γ_1 ; γ_2) zařadit také vazební deformační rovnici pro přední a zadní nápravu. Těchto pět deformačních výminek by však společně se šesti statickými výminkami poskytlo jedenáct nezávislých rovnic celkem pro deset neznámých (šest sil na FN kolech a všechny kinematické veličiny), tedy nadbytek rovnic. V takovém případě je třeba vypustit jednu statickou výminku, v níž vystupují převážně síly X a Y . Tento formální zásah má svou

6. Schémata k odvození vazebních deformačních výminek: a) tuhá hnací náprava s pevně vázanými koly, b) dvounápravové vozidlo představované rámem 1 2 a natočenými fiktivními náhradními koly s pevnou pohonovou vazbou náprav — Schemes for deriving the linking deformation equations: a) a rigid driving axle with an interlocked drive, b) a vehicle with two axles represented by a frame 1 2 and two fictional substitute (FN) wheels with steer angles driven without any mutual degree of freedom



logiku: vazba náprav si vynucuje takové přerozdělení sil na kola v rovině podložky, které vyhovuje současné staticce i kinematice pohybu vozidla.

Vazební deformační výminky se formulují na základě závislosti bezprokluzových (obvodových) a translačních rychlostí nebo skluzových úhlů (geometrie nastavení) kol a současně mechanické tuhosti nápravy nebo rámu vozidla. Tyto zásady budou nyní konkretizovány na dvou případech s obecnou platností podle obr. 6.

Tuhá hnací náprava (obr. 6a) s pevně vázanými koly se nuceně posouvá ve směru rychlosti v . Jsou známy normálové reakce na kolech Z_l a Z_r ; má se vyšetřit rozdělení hnacích a bočních sil. Jde evidentně o staticky neurčitý případ.

Vazebně deformační výminkou je přímo rovnost skluzových úhlů nebo jejich tangent:

$$\operatorname{tg} \gamma_l = \operatorname{tg} \gamma_r, \text{ tj. } \operatorname{tg} \gamma = \text{konst} \quad (11a)$$

K převedení na závislost mezi silami tedy slouží vzorec (7), který má po dělení součinem $m \cdot Z$ tvar:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1}{\frac{n}{m \cdot Z} - \frac{|H|}{Z}} \cdot \frac{Y}{Z} = \text{konst}; (X = H)$$

Člen $n/(m \cdot Z)$ lze na základě vzorců (8) upravit takto:

$$\frac{n}{m \cdot Z} = \frac{2\mu_m \cdot \left[\mu_m - \sqrt{\left(\frac{H}{Z}\right)^2 + \left(\frac{Y}{Z}\right)^2} \right]}{u_k \cdot \left[3\mu_m - 2 \sqrt{\left(\frac{H}{Z}\right)^2 + \left(\frac{Y}{Z}\right)^2} \right]}$$

Je patrné, že pro určitou kombinaci kolo-půda je podmínka shodnosti úhlů γ splněna jen tehdy, jsou-li současně stejné poměry:

$$\frac{H}{Z} = \text{konst}; \text{ tj. } \frac{H_l}{Z_l} = \frac{H_r}{Z_r} = \frac{H_l + H_r}{Z_l + Z_r} = \frac{\Sigma H}{\Sigma Z}$$

$$\frac{Y}{Z} = \text{konst}; \text{ tj. } \frac{Y_l}{Z_l} = \frac{Y_r}{Z_r} = \frac{Y_l + Y_r}{Z_l + Z_r} = \frac{\Sigma Y}{\Sigma Z}$$

Znamená to, že hnací a boční síly se rozdělí v poměru zatížení obou kol, neboli prostorový silový vektor $\vec{U}_{l,r} = \vec{H}_{l,r} + \vec{Y}_{l,r} + \vec{Z}_{l,r}$ má u obou kol stejný směr. Pro snadnější řešení v rámci celého vozidla lze obě kola nahradit FN kolem, na které působí celkové síly H ; Y ; Z ; FN kolo je od osy nápravy vzdáleno o míru

$$y_h = \frac{B}{2} \cdot \frac{Z_l - Z_r}{Z_l + Z_r}$$

Jelikož člen $n/(m \cdot Z)$ je podle vzorce (6) roven výrazu $1/\delta$, je rovnocennou vazební deformační výminkou rovněž shodnost prokluzů:

$$\delta_l = \delta_r = \delta = \text{konst} \quad (11b)$$

ktehou lze eventuálně přímo odvodit z rovnosti rychlostí

$$v_l = v_r$$

Může se zdát podivné, že silové a kinematické poměry jsou mnohem složitější v běžném případě, kdy je na nápravě instalován diferenciál. Při ideální stoprocentní vnitřní účinnosti diferenciálu se hnací síly rozdělí na kola stejným dílem, takže k podmínce $\text{tg } \gamma_l = \text{tg } \gamma_r$ přistoupí ještě $H_l = H_r$ i při nestejných normálových reakcích. Jde tedy o případ s danou kombinací H - γ a má se nalézt Y - δ (pro každé kolo zvlášť); řešení, které naznačil Grečenko (1975), vede k algebraické rovnici 4. stupně pro prokluz $\delta = f(H/Z; \text{tg } \gamma)$. Vzhledem k proměnné H/Z je zřejmé, že na obou kolech se nastaví stejné prokluzy, a tedy i stejné boční síly Y jen v tom případě, kdy jsou normálové reakce Z stejné. V ostatních případech při $\gamma \geq 0$ se v důsledku odlišných prokluzů diferenciální soukolí protáčí.

Schéma k odvození zcela obecné vazební deformační výminky pro dvounápravové vozidlo je znázorněno na obr. 6b. Vozidlo je představováno natáčivými hnacími FN koly přední (1) a zadní (2) nápravy, jež jsou propojena rámem. Pohybový stav vozidla je určen skutečnými rychlostmi v_1 a v_2 bodů 1 a 2 nebo polohou pólu P_{sk} , který bere v úvahu skluzové úhly $\gamma_{1,2}$ FN kol.

Podmínkou tuhosti rámu je, aby průměty rychlostí bodů 1, 2 do spojnice těchto bodů byly stejné:

$$v_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_1) = v_2 \cdot \cos(\gamma_2 - \alpha_2) \quad (a)$$

přičemž:

$$v_{1,2} = \frac{v_{x1,2}}{\cos \gamma_{1,2}} = \frac{v_{t1,2} \cdot (1 - \delta_{1,2})}{\cos \gamma_{1,2}}$$

dosazením do předchozí rovnice se obdrží:

$$v_{t1} \cdot (1 - \delta_1) \cdot \frac{\cos(\gamma_1 - \alpha_1)}{\cos \gamma_1} = v_{t2} \cdot (1 - \delta_2) \cdot \frac{\cos(\gamma_2 - \alpha_2)}{\cos \gamma_2} \quad (b)$$

Pohonová vazba přední a zadní nápravy je určena vztahem:

$$v_{t1} = k \cdot v_{t2} \quad (c)$$

v němž vazební součinitel k je blízký jedné; dosazením do rovnice (b) se po úpravě obdrží hledaná vazební deformační výminka

$$k \cdot (1 - \delta_1) \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_1) \cdot \cos \gamma_2 - (1 - \delta_2) \cdot \cos(\gamma_2 - \alpha_2) \cdot \cos \gamma_1 = 0 \quad (12)$$

do které lze popřípadě dosadit za $\delta_{1,2}$ a $\gamma_{1,2}$ ze vzorců (6) a (7).

Je-li pohyb podle obr. 6b ve speciálním, ale častém případě translační (P_{sk} v nekonečnu), je výhodné tuhost rámu definovat přímo vztahem:

$$v_1 = v_2 \quad (d)$$

protože tyto rychlosti jsou rovnoběžné a stejné. Rovněž kosiny rozdílů $(\gamma - \alpha)$ jsou stejné, takže vazební deformační výminka se zjednodušuje na:

$$k \cdot (1 - \delta_1) \cdot \cos \gamma_2 - (1 - \delta_2) \cdot \cos \gamma_1 = 0 \quad (12a)$$

U vozidla s mezinápravovým diferenciálem sice platí podmínka tuhosti rámu (b), ale neplatí podmínka pohonové vazby (c), takže vzorce (12) jsou nepoužitelné. Pohonová vazba je v tomto případě silová a vychází ze závislosti:

$$H_1 = \kappa \cdot H; H = H_1 + H_2 \quad (e)$$

jejichž kombinací se obdrží vazební silová výminka

$$H_1 = \frac{\kappa}{1 - \kappa} \cdot H_2 \quad (13)$$

kteřá při výpočtu nahrazuje vzorce (12), odvozené pro vozidlo s pevnou vazbou pohonu náprav. Součinitel diferenciální vazby κ vyjadřuje podíl z celkové hnací síly připadající na přední nápravu vozidla a závisí jak na provedení diferenciálu, tak i na poměrech převodů a poměrech velikostí kol v pohonech přední a zadní nápravy. Jelikož se oba tyto poměry volí téměř stejné, aby při jízdě vozidla po tuhé vozovce nebo se shodným prokluzem náprav byla kola diferenciálu vzájemně v klidu, vyjadřuje součinitel κ rovněž podíl z celkového momentu na unašecí diferenciálu, který je určen přední nápravě. V tomto případě platí (diferenciál a převody beze ztrát):

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{M_1}{M_2} = \frac{z_1}{z_2}; \kappa = \frac{z_1}{z_1 + z_2} \quad (14)$$

kde: $M_{1,2}$ — výstupní momenty na diferenciálu
 $z_{1,2}$ — počty zubů příslušných ozubených kol

POUŽITÍ SD METODY

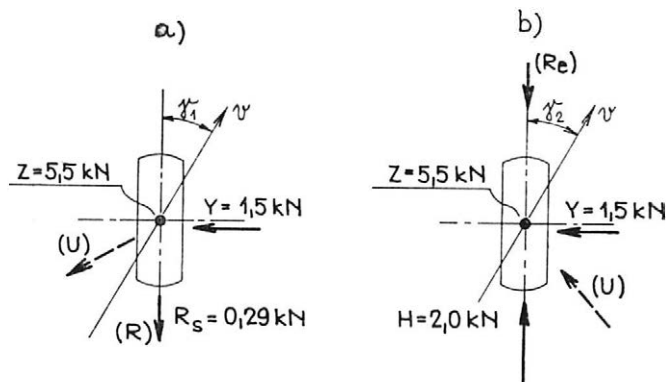
Úloha 1

Určit prokluz δ a skluzový úhel γ vlečeného a hnacího kola s pneumatikou 8,3/8-20 při působení stálé boční síly podle obr. 7.

Dáno: zatížení kola $Z = 5,5$ kN; boční síla $Y = 1,5$ kN; hnací síla $H = 2,0$ kN; styčná délka pneu $l = 0,274$ m; střední kontaktní tlak $q_s = 110$ kPa;

suchá kultivovaná půda: koheze $c = 4,0$ kPa; vnitřní tření v půdě $\tan \varphi = 0,70$; charakteristický posuv $j_k = 0,06$ m;

součinitele valení: celkový $\psi = 0,10$ (vnitřní $\psi_i = 0,02$; vnější $\psi_e = 0,08$); $\alpha = 0,4$.



7. Schéma kola ve vlečeném (a) a hnacím (b) stavu, na něž působí boční síla Y (úhloha 1) — Scheme of a towed (a) and a driven (b) wheel under the action of a side force Y — problem 1

Pomocné výsledky:

maximální součinitel záběru:

$$\mu_m = (c/q_s) + \operatorname{tg} \varphi = (4/110) + 0,70 = 0,74$$

gradient: $u_k = j_k/l = 0,06/0,274 = 0,22$

odpory valení:

$$R = \psi \cdot Z = 0,10 \cdot 5,5 = 0,55 \text{ kN}$$

$$R_s = R_i + \alpha \cdot R_e = (\psi_i + \alpha \cdot \psi_e) \cdot Z = \psi_s \cdot Z = 0,052 \cdot 5,5 = 0,29 \text{ kN}$$

Řešení: ze vzorců (6), (7), (8)

a) vlečené kolo: $X = -R_s = -0,29 \text{ kN}$; $U = 1,53 \text{ kN}$;

$$m = 2,01; n = 20,68;$$

$$\delta_1 = \frac{2,01}{20,68} \cdot (-0,29) = -0,028 = -2,8 \%$$

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{2,01 \cdot 1,50}{20,68 - 2,01 \cdot 0,29} = 0,15; \gamma_1 = 8^\circ 32'$$

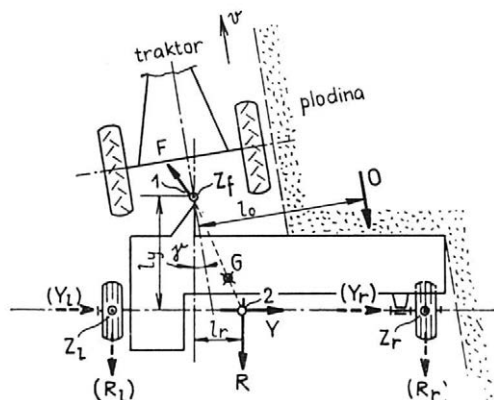
b) hnací kolo: $X = H = 2,0 \text{ kN}$; $U = 2,5 \text{ kN}$; $m = 1,59$; $n = 12,78$;

$$\delta_2 = 0,25 = 25 \%$$

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = 0,25; \gamma_2 = 14^\circ 02'$$

Úloha 2

Ocenit úhel nastavení γ taženého zemědělského sklizňového stroje v situaci podle obr. 8.



8. Traktor táhnoucí přívěsný sklizňový stroj (nedokonalé vyvážený) (úloha 2) — A tractor pulling a trailed harvesting machine (unduly balanced) — problem 2

Dáno: součet normálových reakcí $Z_l + Z_r = Z = 6,0$ kN; odpor $0 = 1,2$ kN; míry $l_o = 2,0$ m; $l_r = 0,1$ m; $l_y = 1,8$ m; maximální součinitel záběru $\mu_m = 0,74$ ($= \mu_{my}$); gradient $u_k = 0,14$; součinitele valení $\psi = 0,10$; $\psi_s = 0,04$.

Diskuse: Úhel nastavení je totožný se skluzovým úhlem; tíha stroje G je vyrovnávána reakcemi Z_f ; Z_l ; Z_r , přičemž výslednice reakcí Z_l a Z_r prochází bodem 2. Tímto bodem tedy prochází i výsledný odpor valení $R = Z \cdot \psi = 6,0 \cdot 0,10 = 0,60$ kN a můžeme si v něm představit FN kolo, na něž dále působí výsledná boční síla $Y = Y_l + Y_r$. Toto je ovšem zjednodušená formulace problému a řešení za předpokladu, že závěsný bod je velmi blízko nad zemí. Přesné řešení by se týkalo prostorové soustavy sil a obsahovalo by sedm neznámých: $F - Z_f - Z_l - Z_r - Y_l - Y_r - \gamma$ (jednou statisticky neurčitě).

Řešení: z momentové výminky k bodu 1 plyne velikost síly $Y = 1,367$ kN. Úhel γ se určí ze vzorce (7), pro který se vypočte:

$$X = -R_s = -Z \cdot \psi_s = -6,0 \cdot 0,04 = -0,24 \text{ kN};$$

$$U = (X^2 + Y^2)^{1/2} = [(-0,240)^2 + 1,367^2]^{1/2} = 1,388 \text{ kN};$$

$$m = 1,476; n = 27,102;$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{m \cdot Y}{n - m \cdot |R_s|} = 0,075; \gamma = 4^\circ 19'$$

Úloha 3

Stanovit rozdělení hnacích sil a prokluzů na přední a zadní nápravě kolového traktoru se čtyřkolovým pohonem podle obr. 9 při poměru obvodových rychlostí $k = v_{t1}/v_{t2}$ od 0,90 do 1,10 a stálé tahové síle $F_x = 31,1$ kN. Záběrové podmínky Sp. 2 (podmítka): $c = 9,8$ kPa; $\operatorname{tg} \varphi = 0,62$; $j_k = 0,042$ m (Grečenko, 1970).

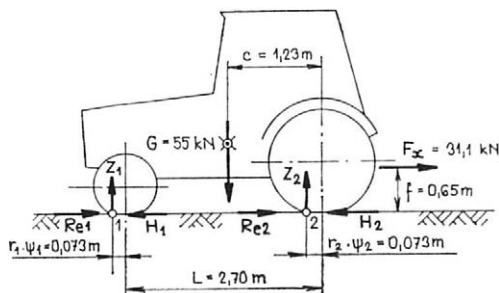
Dáno: základní silové a rozměrové údaje se vyčtou z obr. 9. Další potřebné údaje jsou uvedeny v tab. I.

Základní statický výpočet: z momentových výminek k bodům 1 a 2 se vypočte: $Z_2 = 38,81$ kN; $Z_1 = 16,19$ kN a ze složkové výminky $H = H_1 + H_2 = F_x + Z_1 \cdot \psi_{e1} + Z_2 \cdot \psi_{e2} = 35,60$ kN.

Diskuse: vazební deformační výminka podle (12a) má tvar:

$$k \cdot (1 - \delta_1) - (1 - \delta_2) = 0$$

Za prokluzy δ_1 a δ_2 se dosadí ze vzorců (6) a (8), přičemž např. $H_2 = H - H_1 = 35,60 - H_1$. Tím se obdrží deformační rovnice 4. stupně pro neznámou H_1 s parametrem k :



9. Schéma táhnoucího traktoru se čtyřkolovým pohonem (úloha 3) — Scheme of a pulling four-wheel drive tractor — problem 3

Veličina	Symbol	Rozměr	Kola nápravy	
			přední 1	zadní 2
Rozměr pneumatiky	—	—	14,9-24	18,4-38
Délka styčné plochy	l	m	0,44	0,63
Střední kontaktní tlak	q_s	kPa	72	84
Gradient	u_k	—	0,095	0,067
Maximální součinitel záběru	μ_m	—	0,76	0,74
Součinitel valení	ψ	—	0,13	0,09
Vnější součinitel valení	ψ_e	—	0,11	0,07

$$k - k \cdot H_1 \cdot \frac{3,507 - 0,190 \cdot H_1}{302,797 - 24,609 \cdot H_1} + \frac{(1,002 + 0,134 \cdot H_1) \cdot (35,60 - H_1)}{57,439 \cdot H_1 - 395,213} - 1 = 0$$

Při iteračním řešení na počítači je třeba zadat očekávané meze řešení v poměrně úzkém intervalu; kontrola správnosti výpočtu: pro $k = 1,00$ vyjde $\delta_1 = \delta_2$. Po stanovení hodnoty $H_1 = f(k)$ plynou ostatní veličiny H_2 ; δ_1 ; δ_2 ; přímým výpočtem z uvedené složkový výminky a ze vzorců (6), (8).

Řešení: je znázorněno na obr. 10. Pro kontrolu udáme mezní počítačové hodnoty:

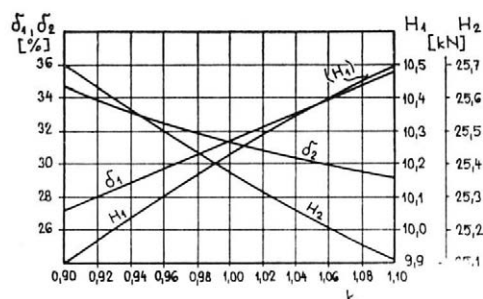
pro $k = 0,90/1,00/1,10$ vyjde:

$$H_1 = 9,901/10,228/10,491 \text{ kN}$$

$$H_2 = 25,699/25,372/25,109 \text{ kN}$$

$$\delta_1 = 0,272/0,313/0,356$$

$$\delta_2 = 0,345/0,313/0,292$$



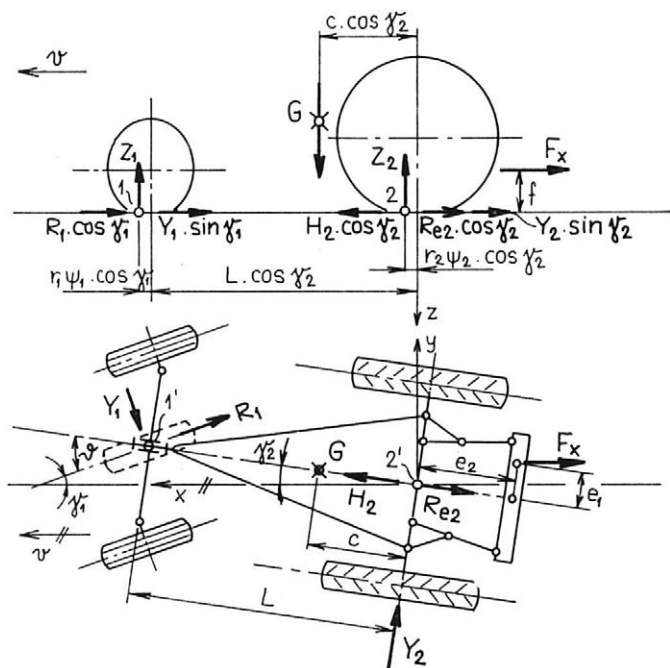
10. Rozdělení hnacích sil (H) a prokluzu (δ) mezi přední (1) a zadní (2) nápravu traktoru v závislosti na vazebním součiniteli $k = v_{t1}/v_{t2}$ (úloha 3) — Distribution of the thrust force (H) and the slip (δ) between the tractor front (1) and the rear (2) axle as affected by the ratio of no-slip wheel velocities $k = v_{t1}/v_{t2}$ — problem 3

Úloha 4

Zjistit nastavení traktoru s pohonem zadními koly a úhel rejdu předních kol k zachování přímého směru jízdy s různě vyosenou tahovou silou podle schématu na obr. 11. Diferenciál nápravy se stoprocentní účinností je v činnosti. Směr pohybu je označen vektorem rychlosti v .

Dáno: tíha $G = 60 \text{ kN}$; tahová síla $F_x = 20 \text{ kN}$; rozvor $L = 2,70 \text{ m}$; souřadnice těžiště $c = 0,86 \text{ m}$; výška závěsu $f = 0,20 \text{ m}$; vyložení závěsu $e_2 = 1,50 \text{ m}$; ramena valivého odporu $r_1 \cdot \psi_1 = r_2 \cdot \psi_2 = 0,073 \text{ m}$;

11. Nastavení traktoru s pohonem zadními koly (K 2/2) při přímé jízdě ve směru rychlosti v s vyosenou tahovou silou (úloha 4) — The attitude of a two-wheel drive tractor when travelling straight ahead with the offset drawbar force — problem 4



záběrové podmínky: $\mu_{m1} = 0,76$; $\mu_{m2} = 0,74$; $u_{k1} = 0,095$; $u_{k2} = 0,067$
 součinitele valení: $\psi_1 = 0,11$; $\psi_{s1} = 0,05$; $\psi_{e2} = 0,06$;
 parametr výpočtu: $e_1 = 0$; $0,3$; $0,6$ m

Vzorce pro odpory valení:

$$R_1 = Z_1 \cdot \psi_1; R_{e2} = Z_2 \cdot \psi_{e2};$$

$$R_{s1} = Z_1 \cdot \psi_{s1} \text{ (pouze v deformační rovnici)}$$

Diskuse: pro jednoduchost řešení je vhodná představa FN kol ve středech náprav. Neznámé veličiny pak jsou:

$H_2 - Z_1 - Z_2 - Y_1 - Y_2 - \gamma_1 - \gamma_2$; k řešení této prostorové úlohy potřebujeme sedm nezávislých rovnic, z nichž maximálně šest poskytuje statická rovnováha, takže je třeba přidat jednu deformační výminku. Příklad je jednou staticky neurčitý.

SD metoda však požaduje formulovat deformační výminky pro obě klouzající nápravy: prakticky to znamená, že musíme omezit počet statických rovnovážných rovnic na pět ve prospěch dvou deformačních rovnic, abychom zachovali celkový počet sedmi rovnic. Doporučuje se zařadit tyto rovnice: složkové do směrů x ; z ; momentové k bodům 2 (nárys); $1'$; $2'$ (půdorys) a povinně tyto deformační výminky podle (7), (8):

$$\operatorname{tg} \gamma_1 \cdot (n_1 - m_1 \cdot Z_1 \cdot \psi_{s1}) - m_1 \cdot Y_1 = 0$$

$$\operatorname{tg} \gamma_2 \cdot (n_2 - m_2 \cdot H_2) - m_2 \cdot Y_2 = 0$$

Výpočet se provede na počítači pomocí vhodné iterační metody např. takto: v 1. kroku dosadit $\gamma_{1,2} = 0$ a ze statických rovnic individuálně počítat neznámé v pořadí Z_1 ; Z_2 ; Y_1 ; Y_2 ; H_2 ; z deformačních rovnic se pak vypočtou mezihodnoty γ_1 ; γ_2 a pokračuje se druhým cyklem. Úlohu řeší asi čtyři iterace.

Poznámka: zařadit podmínku pokračování iterací $\gamma_{1,2} \geq 0$ (jelikož $n_{1,2}$ musí být ≥ 0); kontrola: pro $e_1 = 0$ má dát výpočet $\gamma_1 = \gamma_2 = Y_1 = Y_2 = 0$.

Po skončení iterací se přímo vypočtou prokluzu δ_1 a δ_2 ze vzorců (6), (8) nebo (1) a ovšem úhel rejdu $\vartheta = \gamma_1 + \gamma_2$.

Řešení: výsledky jsou znázorněny v tab. II.

II. Výsledky úlohy 4: traktor K 2/2 — The results of problem 4: a two-wheel-drive tractor

Veličina	Rozměr	Parametr e_1 (m)		
		0,0	0,3	0,6
H_2	kN	24,400	24,485	24,765
Z_1	kN	16,007	16,007	16,007
Z_2	kN	43,993	43,993	43,993
Y_1	kN	0,000	2,147	4,306
Y_2	kN	0,000	1,808	3,580
γ_1	°	0,000	1,568	3,467
γ_2	°	0,000	0,763	1,590
δ_1	%	-0,960	-1,010	-1,113
δ_2	%	15,046	15,288	16,111
ϑ	°	0,000	2,331	5,057

Úloha 5

Zadání z úlohy 4 aplikovat na traktor se čtyřkolovým pohonem a pevně vázanými nápravami.

Změny a doplňky v zadání: souřadnice těžiště $c = 1,08$ m; vnější součinitel valení $\psi_{e1} = 0,07$; vazební součinitel $k = 1,02$.

Diskuse: Řešení obsahuje deset neznámých ($H_1 - H_2 - Z_1 - Z_2 - Y_1 - Y_2 - \gamma_1 - \gamma_2 - \delta_1 - \delta_2$), takže je čtyřikrát staticky neurčitě; musí zahrnovat čtyři základní deformační výminky pro kinematické veličiny $\gamma_{1,2}$ a $\delta_{1,2}$ podle vzorců (7) a (6) a dále vazební deformační výminku ve tvaru (12a). Společně s deformačními výminkami musí být použito pěti ze šesti možných nezávislých statických výminek v uspořádání podle úlohy 4; vystupuje v nich rovněž hnací síla H_1 a na obě FN kola působí jen vnější odpor valení.

Způsob řešení iteracemi zůstává v zásadě zachován, ale v detailech se odlišuje: před prvním cyklem se volí H_1 a $\gamma_{1,2} = 0$; postupně se přímo určí Z_1 (M_2); Z_2 (Σz); Y_2 ($M1'$); Y_1 ($M2'$); H_2 (Σx); dále se podprogramem řeší blok pěti deformačních rovnic s neznámými $\delta_{1,2}$; $\gamma_{1,2}$ a H_1 ; s upřesněnými hodnotami γ_1 ; γ_2 a H_1 se zahájí druhý cyklus iterací. Nakonec se přímo počítá úhel rejdu $\vartheta = \gamma_1 + \gamma_2$.

Řešení: výsledky jsou shrnuty v tab. III.

Úloha 6

Zadání z úlohy 4 aplikovat na traktor se čtyřkolovým pohonem, používající mezinápravový diferenciál.

III. Výsledky úlohy 5: traktor K 4 s pevnou vazbou náprav — The results of problem 5: a four-wheel drive tractor with an interlocked drive

Velikost	Rozměr	Parametr e_1 (m)		
		0,0	0,3	0,6
H_1	kN	7,960	7,952	7,931
H_2	kN	15,849	15,927	16,167
Z_1	kN	20,896	20,896	20,896
Z_2	kN	39,104	39,104	39,104
Y_1	kN	0,000	1,881	3,748
Y_2	kN	0,000	1,906	3,797
γ_1	°	0,000	1,448	3,020
γ_2	°	0,000	0,582	1,191
δ_1	°	9,535	9,656	10,042
δ_2	°	7,726	7,825	8,136
θ	°	0,000	2,030	4,211

Změny a doplňky v zadání: jako v úloze 5, ale parametrem je součinitel diferenciální vazby (14) $\kappa = 0,5; 0,4$.

Diskuse: Vzhledem k úloze 5 se místo vazební deformační rovnice (12a) zařazuje vazební silová rovnice (13): při $\kappa = 0,5 \dots H_1 = H_2$; $\kappa = 0,4 \dots H_1 = 2/3 \cdot H_2$. Počet neznámých zůstává deset, systém rovnic obsahuje pět statických výminek, vazební silovou rovnici a čtyři deformační podmínky. Před prvním cyklem iterací se volí $\gamma_{1,2} = 0$; z prvních šesti rovnic se obdrží předběžné hodnoty všech šesti sil, s jejich pomocí se pak přímým výpočtem z deformačních rovnic určí upravené velikosti $\gamma_{1,2}$ a $\delta_{1,2}$ a cyklus se opakuje. Tři cykly dají přesný výsledek. Jako dříve se nakonec určí úhel ředu $\theta = \gamma_1 + \gamma_2$.

Řešení: výsledky jsou obsaženy v tab. IV.

ZÁVĚR

V této práci jsou formulovány obecné zásady použití SD (Slip-Drift) metody k řešení jízdních a tahových vlastností vozidel v terénu. Z aplikací vyplývá, že metoda rozšiřuje dosavadní oblast řešení o další dimenzi. Technicky jsou nová řešení umožněna nástupem počítačové techniky, která nahrazuje eleganci dřívějších analytických rozborů množstvím numerických údajů. Metoda je vyústěním původního výzkumu z druhé poloviny 60. let, jehož výsledky byly u nás publikovány jako teorie prokluzu a směrové úchyly kola (Grečenko, 1970).

Text práce je koncipován způsobem expozice a demonstrace, který je obvyklý ve vysokoškolské výuce a umožňuje nejlépe pochopit věc; počítá se s tím, že vážní zájemci budou úlohy sami přepočítávat, aby získali praxi.

IV. Výsledky úlohy 6: traktor K 4 s mezinápravovým diferenciálem — The results of problem 6: a four-wheel drive tractor with an interaxle differential

Veličina	Rozměr	α	Parametr e_1 (m)		
			0,0	0,3	0,6
H_1	kN	0,5	11,905	11,949	12,092
		0,4	9,524	9,553	9,648
H_2	kN	0,5	11,905	11,949	12,092
		0,4	14,285	14,330	14,470
Z_1	kN	0,5	20,896	20,896	20,896
		0,4	20,896	20,896	20,896
Z_2	kN	0,5	39,104	39,104	39,104
		0,4	39,104	39,104	39,104
Y_1	kN	0,5	0,000	1,630	3,180
		0,4	0,000	1,810	3,587
Y_2	kN	0,5	0,000	1,947	3,885
		0,4	0,000	1,925	3,839
γ_1	°	0,5	0,000	2,203	4,809
		0,4	0,000	1,633	3,455
γ_2	°	0,5	0,000	0,506	1,029
		0,4	0,000	0,547	1,113
δ_1	°/o	0,5	21,341	21,997	24,238
		0,4	12,812	13,083	13,970
δ_2	°/o	0,5	5,098	5,145	5,295
		0,4	6,574	6,633	6,821
θ	°	0,5	0,000	2,709	5,838
		0,4	0,000	2,180	4,568

Vypočtené hodnoty lze označit za realistické; je to především tím, že metoda zobecňuje pouze experimentálně ověřené záběrové vlastnosti a odpory valení a dále tím, že zásadní elementy teorie byly od 70. let experimentálně ověřovány. Citlivé odlišení vlivu konstrukčních fines traktoru na tahové a jízdní vlastnosti je patrné z výsledků úloh 3 až 6. Tyto kvality by se měly příznivě projevit v konstrukčním rozhodování.

Jak vyplývá z obr. 4, teorie zatím platí pro záběrové vlastnosti, kde součinitel záběru při zvyšování gradientu monotonně stoupá. Má-li tedy výchozí experimentální záběrová funkce $\mu = f(\delta)$ výrazné maximum při $\delta < 1$ (jako např. na travnatém porostu u pneumatik s mělkým dezénem), je třeba ji aproximovat tak, aby maximum odpovídala přibližně hodnota μ_1 podle obr. 4b, a platnost řešení omezit gradientem u , příslušným tomuto maximum. Dále se připravuje experimentální ověření závislosti maximálního součinitele záběru ve styčné ploše na směru působení vnější síly U .

Seznam hlavních symbolů

F	kN	tahová síla
FN	—	zkratka „fiktivní náhradní“
G	kN	tíha
H	kN	hnací síla (obvodová)
K	kN	brzdná síla
M	kNm	moment
	—	označení momentové výminky
M_h	kNm	hnací moment na nápravě
P	—	pól otáčení
R	kN	odpor valení
R_t	kN	vnitřní odpor valení
R_e	kN	vnější odpor valení
R_s	kN	síla zajišťující otáčení vlečeného kola
T	kN	suvná síla
U	kN	výslednice sil X a Y
X	kN	podélná síla (reakce) ve styčné ploše
Y	kN	boční síla (reakce) ve styčné ploše
Z	kN	normálová reakce na kolo (nápravu)
c	kPa	koheze půdy
	m	vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy
j_k	m	charakteristický posuv půdy
k	—	vazební součinitel u pohonu dvou náprav
l	m	délka styčné plochy pneumatiky
m	kN	složený součinitel
n	kN ²	složený součinitel
q_s	kPa	střední kontaktní tlak ve styčné ploše
r	m	poloměr kola
u	—	gradient deformace ve styčné ploše
u_k	—	charakteristický gradient (dříve u_s , δ_s)
v	m/s	výsledná translační rychlost
v_t	m/s	teoretická rychlost kola v jeho rovině
v_x	m/s	skutečná rychlost kola v jeho rovině
α	°	natočení kola vzhledem ke spojnici FN kol
	—	součinitel ve vzorci pro R_s
γ	°	skluzový úhel (dříve úhel směrové úchylky)
δ	—, (%)	prokluz (skluz)
ζ	°	úhel síly U s rovinou kola
ϑ	°	střední úhel rejdu řídicích kol
$\varkappa$	—	součinitel diferenciální vazby
μ	—	součinitel záběru
μ_m	—	maximální součinitel záběru (s. lpění)
φ	°	úhel vnitřního tření v půdě
ψ	—	součinitel valení
ψ_e	—	vnější součinitel valení
ψ_t	—	vnitřní součinitel valení
ψ_s	—	součinitel (R_s/Z)

Literatura

- GREČENKO, A.: Funkční vlastnosti traktorů. Praha, SPN 1970. 202 s.
- GREČENKO, A.: Teorie pohybu kola s pneumatikou po měkkém terénu při působení hnací a boční síly. Zeměd. Techn., 18, 1972, č. 8, s. 481-498.
- GREČENKO, A.: Nové výsledky teorie rovinného pohybu kola. Zeměd. Techn., 21, 1975, č. 9, s. 507-524.
- GREČENKO, A.: Pohyb zemědělských vozidel na příkrých travnatých svazích. Zeměd. Techn., 30, 1984, č. 6, s. 321-334.
- KRICK, G.: Schräglaufverhalten angetriebener Reifen im nachgiebigen Boden (Teil 2). ATZ, 73, 1971, č. 8, s. 301-306.
- MATĚJKA, J.: Pohyb kola s pneumatikou při působení hnací a boční síly. [Kandidátská disertační práce.] Praha 1977. 74 s. — Vysoká škola zemědělská.

Mc ALLISTER, M.: Forces on undriven, angled wheels. Proc. 8th Int. Conf. ISTVS, Cambridge 1984, s. 803-819.

SCHWANGHART, H.: Messungen von Kräften an gelenkten, nicht angetriebenen Reifen. Proc. 7th Int. Conf. ISTVS, Calgary 1981, s. 335-356.

SPENCER, H. B. — CROLLA, D. A.: Control of tractors on sloping ground. Proc. 8th Int. Conf. ISTVS, Cambridge 1984, s. 635-653.

SVATOŠ, J. — HÁJEK, J.: Teoretické řešení pohybu traktoru a přívěsných strojů po vrstevnici svahu. Zeměd. Techn., 19, 1973, č. 5, s. 291-307.

Došlo dne 5. 6. 1985

ГРЕЧЕНКО, А. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): *Ходовые свойства машин высокой проходимости при наличии боковых усилий*. Земед. Techn., 31, 1985 (10) : 579-596.

Машина, идущая по определенной трассе в местности, под действием боковых усилий настраивается косо по отношению к направлению езды. Это происходит, например, при работе трактора с несоосным тяговым усилием, при повороте с прицепом или при езде по склону. Обследование этого движения принадлежит к области применения метода «буксование — боковой увод» (SD-метод), который определяет соотношения между действующими на колесо усилиями, между буксованием и углом скольжения. При помощи этого метода формулируются деформационные уравнения, которые в сочетании с равносильными уравнениями позволяют решать эти статистически неопределенные случаи. Применение SD-метода освещено на примерах.

буксование; угол скольжения; террамеханика

GREČENKO, A. (Agrozet, Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *The Performance of Terrain Vehicles under the Action of Lateral Forces*. Zeméd. Techn., 31, 1985 (10) : 579-596.

A vehicle observing a certain path in the terrain and exposed to the effect of lateral forces assumes a skewed position with respect to the direction of motion. This happens e. g. when a tractor works with an offset drawbar force, when cornering with a trailer or in the course of travel across a slope. The study of these ways of motion pertains to the field of application of the Slip and Drift method which determines the relationship of the forces acting on a wheel with the slip and the slip (drift) angle. By means of this method the deformation conditions are formulated which supplement the statical equilibrium conditions to solve these in general statically indeterminate cases. The practical use of the SD approach is illustrated by examples.

slip; slip (drift) angle; terramechanics

GREČENKO, A. (Agrozet, Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Fahreigenschaften der Geländefahrzeuge unter Einfluss der Seitenkräfte*. Zeméd. Techn., 31, 1985 (10) : 579-596.

Ein im Gelände einen bestimmten Weg einhaltendes Fahrzeug stellt sich infolge der wirkenden Seitenkräfte schräg zur Fahrtrichtung. Das geschieht zum Beispiel bei der Arbeit eines Traktors mit hoher Zugkraft, beim Wenden mit Anhänger oder bei der Arbeit eines Traktors mit hoher Zugkraft, beim Wenden mit Anhänger oder bei der Fahrt am Hang. Die Testung dieser Bewegung fällt in das Gebiet der Applikation der Methode „Schlupf — Schräglaufwinkel“ (SD-Methode), die die Beziehungen zwischen den Kräften, die sich aufs Rad auswirken, dem Schlupf und dem Schräglaufwinkel definiert. Mit Hilfe dieser Methode können Deformationsgleichungen formuliert werden, die in Verbindung mit Gleichgewichtsgleichungen diese statisch unbestimmten Fälle zu lösen ermöglichen. Die Anwendung der SD-Methode ist an Beispielen demonstriert.

Schlupf; Schräglaufwinkel; Terramechanik

Adresa autora:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

TORZNÍ KMITY V POHONU ZEMĚDĚLSKÉHO STROJE PŮSOBENÉ KLOBOVÝMI HŘÍDELI, ŘEŠENÉ NA PŘÍKLADU ŽACÍHO STROJE

Z. Souček

SOUČEK, Z. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Torzní kmity v pohonu zemědělského stroje působené kloubovými hřídeli, řešené na příkladu žacího stroje*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (10): 597–612.

Práce obsahuje matematické zpracování dynamických jevů v pohonu rotačního taliřového žacího stroje, vznikajících v důsledku použití kloubových hřídelů (řady Hookových kloubů, které nesplňují podmínky homokinetičnosti). Na tomto příkladě je ukázána metoda umožňující řešit i značně složitý případ pohonu, zahrnující řadu pružných a setrvačných prvků, vůlí a kloubů se zvoleným prostorovým zalomením, řazených v libovolném sledu. Ve snaze zjistit možnosti, jak snížit dynamické jevy konkrétního případu při zachování konstrukčního uspořádání, které nepravidelné zalomení kloubů vyžaduje, je zkoumán vliv různých parametrů. Tak je zkoumán vliv otáček, vzájemného natočení kloubů, úhlu jejich zalomení, momentů setrvačnosti, tuhosti kloubového hřídele a vůle. Při daném extrémním uspořádání je nejúčinnějším nápravným prostředkem výrazné zvětšení vůle, které odstraní záporné hodnoty krouticích momentů a výrazně sníží i kladné momenty. Prakticky výhodné řešení představuje použití kloubového hřídele s volnoběžkou.

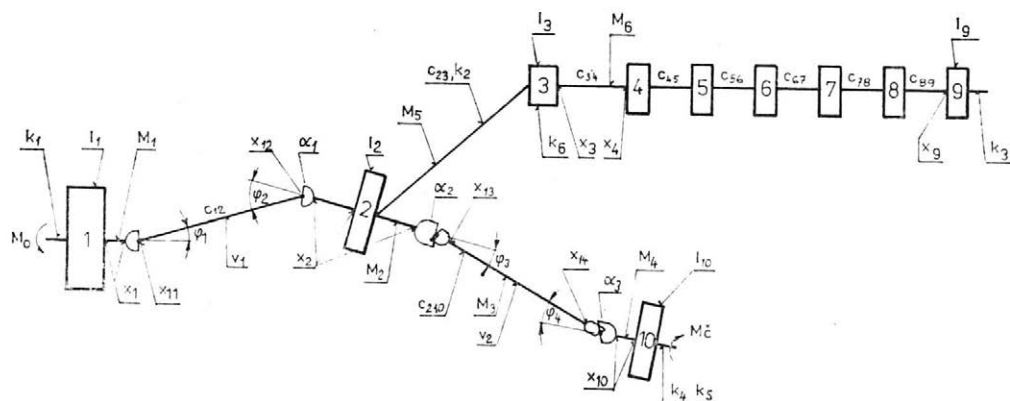
modelování pomocí počítačů; dynamika zemědělských strojů; rotační žací stroje

U zemědělských strojů poháněných kloubovými hřídeli většinou vznikají výrazné torzní vibrace. Tyto jevy se vyskytují i při optimálním konstrukčním uspořádání strojů v důsledku vůlí, nakroucení při zatížení nebo při nepravidelném zalomení, které způsobí různé seřizení délky horního táhla závěsu apod. U žacího stroje SP9-061 s čechračem je buzení torzních vibrací zvláště intenzivní, neboť jsou použity dva kloubové hřídele, z nichž první navazuje na vývodový hřídel traktoru a je nepravidelně zalomen v normálním pracovním uspořádání při přestavování výšky strniště, druhý je použit k pohonu čechrače, který nesplňuje podmínku homokinetičnosti, protože osa rotoru čechrače je šikmá. Ještě závažnější odchylky od kinematicky rovnoměrného pohonu však vznikají po vypnutí nárazové pojistky stroje, kdy jsou oba kloubové hřídele nepravidelně prostorově značně zalomeny. Na tomto konkrétním případě je uvedena metoda, použitelná v obdobných případech, většinou jednodušších.

Obecný význam teoretického zjišťování kmitavých krouticích momentů vyvolaných torzními vibracemi intenzivně buzenými Hookovými klouby spočívá v tom, že usměrňuje řešení pohonu, a tak z širších hledisek otevírá možnosti jeho zlepšení.

TECHNICKÁ SPECIFIKACE ŘEŠENÍ

Je řešeno vynucené kmitání při běhu naprázdno s extrémně zalomenými Hookovými klouby. V tomto řešení je uplatněno tlumení a tření ($k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6$), vůle (v_1, v_2), nelineární prvky v pohonu dané proměnným převodem působeným čtyřmi Hooko-



1. Model pohonu SP9-061 s čechračem pro řešení kmitání buzení kloubovými hřídeli (zalomení kloubů jsou v různých rovinách — prostorové úhly ψ_i jsou zjednodušeně znázorněny v rovině nákresu) — Model of the SP9-061 drive with a tedder used to solve the problem of oscillation induced by the gimbal joints (joints cranked at different planes — spatial angles ψ_i are represented in a simplified form in the plane of the diagram)

vými klouby (obr. 1). Vůle v_1 a v_2 jsou na modelu soustředěny do středních částí kloubových hřídelů, přestože jejich číselné hodnoty zahrnují nejen vůle teleskopické části hřídelů a vůle ložisek křížů, měřené na střední části hřídelů, ale i vůle připojení vidlic a vůle v zubech navazujících pohonů.

Zátěžný moment při běhu naprázdno se ve shodě s výsledky měření předpokládá na každém žací talíři ve dvou složkách (konstantní složka a složka úměrná úhlové rychlosti). Je počítán ze vztahu zjištěného měřením (Vraný, 1983).

$$M_k = \frac{1}{6} (40 + 0,18 n)$$

Zátěžný moment na rotoru čechrače je podle výsledků měření považován za konstantní (7,5 Nm).

Aby mohl být respektován vliv změny odporu žacího stroje s otáčkami a zavedena přirozená proměnnost hnacího momentu traktoru, je v řešení uplatněn model regulátorové charakteristiky traktorového motoru, tj. závislost M_o na otáčkách (šikmá větev působená regulátorem, nahrazená přímkou se zápornou směrnici, je omezena maximální konstantní hodnotou kroučícího momentu). Výchozím podkladem byla regulátorová charakteristika motoru traktoru Z 7045 (Z 7001), který je pro práci s čechračem určen. Změny otáček modelované soustavy (snížení) se dosáhne posuvem šikmé větve charakteristiky směrem k nižším otáčkám tak, aby se požadované průměrné otáčky ve vztahu k zátěžnému momentu stroje a při respektování charakteristiky samočinně nastavily.

Tuhost klínových řemenů (c_{23}) vychází z dřívějších výsledků (Souček, 1984). Jsou však uplatněna omezení maximálních hodnot (plynoucích z prokluzu řemenů) na úrovni $M_{5\max} = 1000$ Nm ve shodě s výsledky měření (Vraný, 1984). Brali jsme v úvahu tlumení viskózní, tj. úměrné rychlosti kmitání (prvky 9 a 10) a vzájemné rychlosti kmitání (mezi prvky 2 a 3). Zařazením odporu úměrného absolutní rychlosti (viz dříve uvedenou rovnici) na každém talíři dostáváme další malé složky tlumení (na prvcích 4, 5, 6, 7, 8, 9). Tlumení motoru (na prvku 1) je proti smyslu rychlosti kmitů úměrné amplitudě vibrací. Je to tzv. „solid damping“, (tuhé tlumení), užívané např. při řešení kmitání křídel letadel (Thomson, 1956). Toto tlumení má obdobný charakter jako

proměnné tření. Úměrnost s amplitudou pro dané řešení zajišťuje kromě tlumení prvku 1 i vazbu modelu (podle obr. 1) k základnímu rámu (zabrání natáčení soustavy při delším řešení vůči poloze, která je dána úhlovou rychlostí ω a časem). Vazbu samotné ω zajišťuje model regulátorové charakteristiky. K prvkům 3 a 10 je připojeno také tření (proti smyslu rychlosti jejich vibrací). Hodnoty tlumení ovlivňují výsledky řešení. Součinitele tlumení byly určeny v prvním přiblížení ze zjednodušených úvah a výpočtů o jednotlivých prvcích. Výpočty vycházely z možných tlumicích M_k při předpokládaných frekvencích a amplitudách a také z požadavku dosáhnout toho, aby byl poměrný útlum na úrovni 0,1 až 0,2 při přibližném převodu kmitání uvažovaného prvku na jeden stupeň volnosti. Hodnoty tlumení byly dále zpřesněny po srovnání výsledků měření a řešení krouticích momentů pro uspořádání s přibližně stejnými parametry.

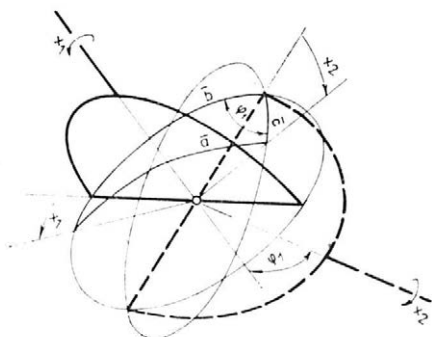
Pro řešení jsme brali v úvahu dvě typické polohy (úhly φ a α) kloubových hřídelů (při rovině podložce soupravy žacího stroje a traktoru): jednak při vypnuté pojistce, jednak v základní pracovní poloze. Podklady jsme zjistili měřením sklonů průmětů jednotlivých dílů kloubových hřídelů na prototypu SP9-061.

Údaje o tuhosti a momentech setrvačnosti byly převážně použity z dřívějších podkladů (Souček, 1984). Tuhosti použitých kloubových hřídelů a navazující vůle bylo však třeba určit měřením. Velmi důležité, ale značně proměnné (s konkrétním vzorkem hřídele), jsou hodnoty vůlí. Přitom samo měření vůlí závisí i na velikosti M_k v úvrati měřeného prvku.

Moment setrvačnosti rotoru čechrače byl zjištěn z doby kyvu rotoru s excentrickým přívažkem (rotor byl natočen tak, aby jeho osa rotace byla vodorovná). Jeho přibližná hodnota činí $10,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, což při hodnotě převodu rotoru čechrače $3,8667$ umožní výpočet $I_{10} = 10,2/3,8667^2 = 0,6822$.

Zkoumané alternativy parametrů vycházely ze základní úpravy, která přibližně odpovídá provedení pohonu SP9-061 s čechračem z roku 1984 při plně vytažené pojistce a ustálenému běhu při 590 ot/min na vývodovém hřídeli. Přibližně při tomto počtu otáček jsme také uskutečnili většinu měření. Předpokládali jsme pohon čechrače s kloubovým hřídelem KKL-16. Natočení čtvrté a páté vidlice sériově řazených kloubových hřídelů, které v provozu závisí na náhodném připojení obou hřídelů a na vyrobeném drážkování na obou koncích předlohového hřídele žacího stroje, bylo pro základní úpravu zvoleno nulové.

Jak vyplývá z dalšího teoretického řešení, je nutné přesně specifikovat geometrické uspořádání Hookových kloubů (úhly zalomení φ a úhly α , vyjadřující fázové posuvy v uplatnění kinematických nerovnoměrností otáčení od jednotlivých kloubů). Úhel φ (jeho smysl není třeba respektovat) je vždy ostrý prostorový úhel vstupní a výstupní části každého kloubu (viz φ_1 v obr. 2). Úhel α dvou sousedních kloubů je určen třemi přímkami (a , b , c), totožnými s osami vstupních a výstupních hřídelů obou kloubů. Z řešení vyplývá, že fázový posuv je dán vzájemnou polohou obou kloubů spojených přímkou b (toto natočení vyjadřuje úhel 90° u normalizovaného provedení, u kterého jsou vidlice na přímce b v téže rovině), které je třeba zvýšit o úhel dvou rovin určených přímkami a , b a b , c (přímka b je průsečnicí obou rovin). Úhel je nutno měřit vždy ve stejném smyslu. Kladný smysl byl zvolen ve směru pohybu hodinových ručiček (tj. ve smyslu rotace hřídelů) při pohledu ve směru přímky b , a to vždy z pravé strany náčrtu směrem k její levé straně. Přitom přímky a , b , c jsou zadávány svými dvěma průměty. K určení stačí zadat jen úhly sklonu průmětů přímek (vůči ose $x_{1,2}$), tedy pro přímku a sklony $\alpha_{1,2}$, pro přímku b sklony $\beta_{1,2}$ a pro přímku c sklony $\gamma_{1,2}$. Kladné sklony jsou ostré úhly, měřené u nárysého obrazu proti pohybu hodinových ručiček (nahoru) a u půdorysného obrazu ve směru pohybu hodinových ručiček (dolů). K tomuto účelu byl vypracován program pro výpočet na číslicovém počítači, který vypočte (včetně stanovení správného kvadrantu) úhel rovin (označen FI) a úhel mezi různoběžnými přímkami



a , b a mezi přímkami b , c (úhly zlomu kloubu, označované jako φ_i). Úhly α navazujících kloubů jsou pak u sériově řazených kloubů dány součtem úhlů rovin (zjištěných uvedeným způsobem), vznikajících postupně vždy z os sousedních kloubů. Do součtu je nutné zahrnout také úhel natočení kloubů (vůči prvnímu kloubu — tedy pro každý další kloub, popř. přičíst dalších 90°) na přímce b uvedeným způsobem.

Takto dosáhneme toho, že vazba mezi působením jednotlivých kloubů vůči prvnímu kloubu (jeho vstupní vidlici) je jednoznačná. Přitom natočení o 180° odpovídá nulovému natočení (od fázových úhlů tedy odčítáme libovolné násobky 180°).

MATEMATICKÁ FORMULACE

Závislost vstupního (x_1) a výstupního (x_2) úhlu natočení Hookova kloubu při zalomení φ_1 (vstupní vidlice při $x_1 = 0$ leží v rovině zalomení) plyne z obr. 2. Ve sférickém trojúhelníku se stranami $\bar{a}$, $\bar{b}$, $\bar{c}$ platí známý vztah

$$\cos \bar{a} = \cos \bar{b} \cdot \cos \bar{c} + \sin \bar{b} \cdot \sin \bar{c} \cdot \cos \varphi_1$$

kde: $\bar{a} = \pi/2$ (úhel ramen kříže)

$$\bar{b} = \pi/2 + x_1$$

$$\bar{c} = x_2$$

Po dosazení dostaneme

$$\operatorname{tg} x_2 = \frac{\operatorname{tg} x_1}{\cos \varphi_1} \quad (1)$$

$$x_2 = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} x_1}{\cos \varphi_1}$$

Poměr krouticích momentů plyne z rovnosti přenášených výkonů

$$\frac{\bar{M}_1}{\bar{M}_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\dot{x}_2}{\dot{x}_1} = \frac{dx_2}{dx_1}$$

$$dx_2 = \frac{1}{1 + \frac{\sin^2 x_1}{\cos^2 x_1 \cdot \cos^2 \varphi_1}} \cdot \frac{1}{\cos \varphi_1} \cdot \frac{1}{\cos^2 x_1} \cdot dx_1$$

$$\bar{M}_2 = \bar{M}_1 \frac{1 - \sin^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 x_1}{\cos \varphi_1} \quad (2)$$

Je výhodné místo vztahu pro úhly točení zavést vztahy pro vibrace (jako odchylky od úhlu, který plyne ze střední — zde konstantní — úhlové rychlosti a času). Zavedeme transformaci ve tvaru

$$x = y + \omega t$$

$$\dot{x} = \dot{y} + \omega$$

$$\ddot{x} = \ddot{y}$$

Využitím odvozených vztahů pro Hookův kloub při respektování zásad uvedených ve specifikaci řešení je možné sestavit matematickou formulaci pro pohon SP9-061 s čechračem podle obr. 1. Řešení vyjde z počátečních podmínek (pro $t = 0$) $y_{1,2} \dots y_{10} = 0$, $\dot{y}_{1,2} \dots y_{10} = 0$). Výchozí hodnoty M_o a ω se vypočtou ze vztahů plynoucích ze zvolených nominálních otáček a rovnice charakteristiky traktorového motoru

$$M_o = 47,5 + 0,18 n_{\text{nom}}$$

$$\omega_{\text{max}} = \pi \cdot n_{\text{nom}}/30 + 0,006145 M_o \quad (3)$$

$$\omega_{\text{min}} = \omega_{\text{max}} - 4,652$$

Vlastní iterační proces řešení vychází ze vztahů

$$\omega = \omega_{\text{max}} - 0,006145 M_o - \dot{y}_1$$

$$d_1 = y_{12} - y_{11}$$

jestliže $|d_1| = v_1$, pak v dalším výpočetním kroku dosadíme za $d_1 := 0$; jestliže $|d_1| > v_1$, pak obdobně v dalším kroku dosadíme za $d_1 := y_{12} - y_{11} - v_1 \cdot \text{sign}(y_{12} - y_{11})$ (4)

$$d_2 = y_{14} - y_{13}$$

jestliže $|d_2| \leq v_2$, pak $d_2 := 0$; jestliže $|d_2| > v_2$, pak

$$d_2 := y_{14} - y_{13} - v_2 \text{ sign}(y_{14} - y_{13})$$

$$I_1 \ddot{y}_1 = c_{12} \cdot d_1 \cdot \frac{\cos \varphi_1}{1 - \sin^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 (y_1 + \omega t)} + M_o - k_1 \cdot \text{abs } y_1 \cdot \text{sign } \dot{y}_1$$

$$I_2 \ddot{y}_2 = -c_{12} \cdot d_1 \cdot \frac{1 - \sin^2 \varphi_2 \cdot \cos^2 (y_{12} + \omega t + \pi/2 + \alpha_1)}{\cos \varphi_2} +$$

$$+ c_{23} (y_3 - y_2) + c_{210} \cdot d_2 \frac{\cos \varphi_3}{1 - \sin^2 \varphi_3 \cdot \cos^2 (y_2 + \omega t + \alpha_2)} + k_2 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2)$$

$$y_{11} = \arctg \frac{\text{tg}(y_1 + \omega t)}{\cos \varphi_1} - \omega t$$

$$y_{12} = \arctg \cos \varphi_2 \cdot \text{tg}(y_2 + \omega t + \pi/2 + \alpha_1) - \omega t - \pi/2 - \alpha_1$$

$$I_3 \ddot{y}_3 = c_{34} (y_4 - y_3) - c_{23} (y_3 - y_2) - k_2 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) - k_6 \cdot \text{abs } M_5 \cdot \text{sign } \dot{y}_3$$

$$I_4 \ddot{y}_4 = c_{45} (y_5 - y_4) - c_{34} (y_4 - y_3) - 6,667 - 0,2865 (\dot{y}_4 + \omega)$$

$$I_5 \ddot{y}_5 = c_{56} (y_6 - y_5) - c_{45} (y_5 - y_4) - 6,667 - 0,2865 (\dot{y}_5 + \omega)$$

$$I_6 \ddot{y}_6 = c_{67} (y_7 - y_6) - c_{56} (y_6 - y_5) - 6,667 - 0,2865 (\dot{y}_6 + \omega)$$

$$I_7 \ddot{y}_7 = c_{78} (y_8 - y_7) - c_{67} (y_7 - y_6) - 6,667 - 0,2865 (\dot{y}_7 + \omega) \quad (5)$$

$$I_{8\ddot{y}_8} = c_{89} (\dot{y}_9 - \dot{y}_8) - c_{78} (\dot{y}_8 - \dot{y}_7) - 6,667 - 0,2865 (\dot{y}_8 + \omega)$$

$$I_{9\ddot{y}_9} = c_{89} (\dot{y}_9 - \dot{y}_8) - 6,667 - 0,2865 (\dot{y}_9 + \omega) - k_3 \dot{y}_9$$

$$I_{10\ddot{y}_{10}} = -c_{210} \cdot d_2 \cdot \frac{1 - \sin^2 \varphi_4 \cdot \cos^2 (y_{14} + \omega t + \pi/2 + \alpha_3)}{\cos \varphi_4} - 7,5 - k_4 \cdot \dot{y}_{10} - k_5 \cdot \text{abs } M_4 \cdot \text{sign } \dot{y}_{10}$$

$$y_{13} = \arctg \frac{\text{tg} (y_2 + \omega t + \alpha_2)}{\cos \varphi_3} - \omega t - \alpha_2$$

$$y_{14} = \arctg \cos \varphi_4 \cdot \text{tg} (y_{10} + \omega t + \pi/2 + \alpha_3) - \omega t - \pi/2 - \alpha_3$$

$$M_o = 47,5 + 1,7189 (\omega + \dot{y}_4 + \dot{y}_5 + \dot{y}_6 + \dot{y}_7 + \dot{y}_8 + \dot{y}_9)$$

$$\text{jestliže} \quad \omega + \dot{y}_1 \leq \omega_{\min}, \text{ pak } M_o = 757; \quad (6)$$

$$\text{jestliže} \quad \omega + \dot{y}_1 \geq \omega_{\max}, \text{ pak } M_o = 0.$$

ŘEŠENÍ NA POČÍTAČI A JEHO OVĚŘENÍ

Na základě soustavy rovnic (3) a logických podmínek (6) modelujících charakteristiku traktorového motoru, logických podmínek (4) respektujících vliv vůlí a soustavy diferenciálních a algebraických rovnic (5) popisujících dynamické jevy a kinematické vztahy periodicky proměnného převodu Hookovými klouby byl sestaven program pro řešení na počítači NOVA 820. Základem programu je kombinovaná metoda Runge-Kutta-Fehlberg.

Vstupními veličinami řešení jsou parametry konstrukce. Výstupními veličinami jsou především krouticí momenty k pohonu celého žacího stroje na vývodovém hřídeli traktoru M_1 a k pohonu čechrače (M_2, M_3, M_4), další momenty přenášené všemi pružnými prvky pohonu lišty (hřídelem mezi jednotlivými talíři a klínovými řemeny).

Uvedené důležité výstupní veličiny, uložené v paměti počítače, byly zpracovány programem pro „základní vyhodnocení měření“ (směrodatná odchylka a pět nejvyšších maxim a minim; ve výsledcích jsou pak používány i střední hodnoty těchto maxim a minim). Základní perioda řešení byla 1/1000 s. U každé alternativy řešení se také dělal kontrolní výpis celého řešení po 0,004 s veličin $y_1, M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6$. Průběh veličin M_1, M_2, M_3 byl rovněž vždy graficky znázorněn tiskárnou. Tak bylo možné posoudit charakter průběhu nejdůležitějších veličin i vizuálně.

Pro kontrolu správnosti řešení byla použita řada kombinací parametrů, pro které je možné alespoň dílčí výsledky kvalitativně posoudit nebo i kvantitativně určit analyticky. Sloužily k tomu zejména polohy zalomení zajišťující podmínky homokinetičnosti a extrémní hodnoty vůlí, zalomení, tuhostí a momentů setrvačnosti (také na zjednodušeném modelu). Po kladném hodnocení funkce programu z těchto hledisek byly řešeny i parametry, ke kterým byly zjištěny výsledky měřením na reálném modelu. Zjistilo se, že použité řešení umožňuje s přijatelným rizikem dělat vždy alespoň kvalitativní závěry o závažnosti vlivu jednotlivých konstrukčních parametrů, což je nejdůležitější cíl sledovaný řešením (experimentálně téměř nespílitelný).

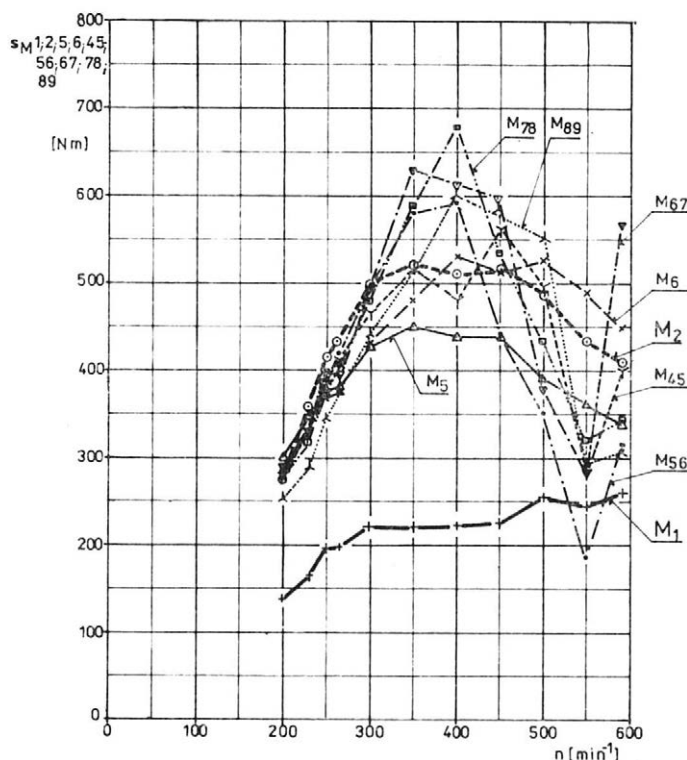
VÝSLEDKY

Z provozních vlivů byl zkoumán především vliv otáček, jejichž největší změna vůči otáčkám pracovním (v praktickém provozu to jsou obvykle maximální otáčky; pro řešení

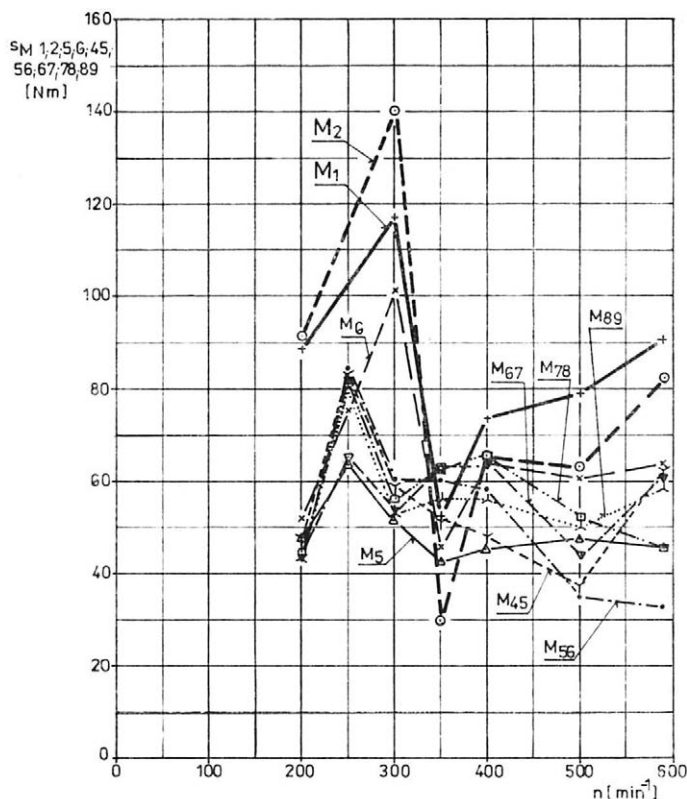
bylo zvoleno 590 ot/min) se uplatní při doběhu stroje po vypnutí nárazové pojistky. Dynamické poměry může také ovlivnit způsob nasazení kloubového hřídele čechrače, a tím vzájemné natočení čtvrté a páté vidlice Hookových kloubů, použitých v pohonu (vidlic sousedících s řemenicí označenou v obr. 1 indexem 2). Z konstrukčních vlivů se zkoumalo uplatnění zejména některých principiálně nejvýznamnějších parametrů a konkrétních změn, které v dalším vývoji stroje mohou nastat. Jedná se o úhly zalomení kloubových hřídelů (jsou různé v pracovní poloze a v důsledku vypnutí pojistky ve vychýlené poloze lišty), zejména o největší úhel zalomení hřídele čechrače ve vychýlené poloze (φ_3), tuhost kloubového hřídele čechrače (c_{210}), moment setrvačnosti čechrače (I_{10}), resp. řemenice (I_2), jehož značná změna by nastala použitím litiny u řemenice dosud hliníkové. Byl zkoumán také vliv vůlí v pohonu samotného čechrače, které jsou dány výrobou, resp. konstrukcí (a dlouhodobým provozem se mění), a mohou být i výrazně zvětšeny úmyslnou konstrukční úpravou.

Ve výsledcích jsou ve specifikaci podmínek uváděny jen odchylky (konstrukční nebo v parametrech) vůči základní úpravě. V diagramech jsou vynášeny vždy buď směrodatné odchylky, nebo hodnoty extrémů. Je třeba zdůraznit, že uváděné hodnoty momentů se vztahují na model podle obr. 1, který je řešen s parametry redukovanými na otáčky vývodového hřídele. Tedy skutečné hodnoty momentů se získají redukcí na převodový poměr (lineárním přepočtem). Tak hodnoty M_1, M_2, M_3, M_4 (na vstupu převodovky čechrače s otáčkami vývodového hřídele), M_5 (moment, který odebírá žací stroj na velké řemenici) není třeba redukovat. Ostatní krouticí momenty, působící v různých částech šestihranného hřídele ($M_6, M_{45}, M_{56}, M_{67}, M_{78}, M_{89}$), je nutno dělit hodnotou 7,6.

Vliv otáček je zřejmý z obr. 3. Při nízkých otáčkách dochází k velmi nepříznivým poměrům, zvláště na šestihranném hřídeli, ale i na hřídeli pohonu čechrače. Některé



3. Závislost směrodatných odchylek [$s = f(n)$] kroutících momentů v různých částech pohonu podle obr. 1 na otáčkách vývodového hřídele — The dependence of the standard deviations [$s = f(n)$] of the torsional moments in different drive parts according to Fig. 1 on the speed of the power take-off



4. Závislost směrodatných odchylek: [$s = f(n)$] jako v obr. 3, ale pro pracovní polohu čechrače — The dependence of the standard deviations: [$s = f(n)$] like in Fig. 3, but with a tedder in working position

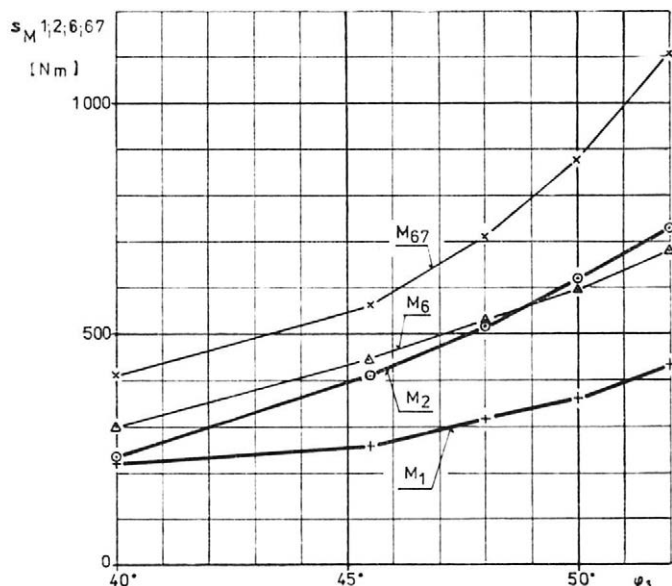
veličiny dosahují ve své kmitavé složce (měřeno směrodatnou odchylkou) dvojnásobných (ale i vyšších) hodnot než při nominálních otáčkách. Přechod stroje z pracovních otáček (po vypnutí pojistky) do zastavení proto musí být co nejrychlejší. Rozběhy stroje při vypnuté pojistce je třeba zcela vyloučit. Nejméně je změnou otáček ovlivňován M_k na vývodovém hřídeli traktoru.

Kritická oblast otáček pro M_k na hřídeli čechrače (M_2) i pro M_5 a M_{67} je 350 ot/min. Pro ostatní veličiny (M_6 , M_{56} , M_{78} , M_{89}) jsou nejvyšší M_k při 400 ot/min a M_{45} při 450 ot/min. Absolutně nejvyšší skutečné hodnoty M_k jsou na hřídeli pohonu čechrače (M_2). Extrémy (maxima) jsou v uvedené oblasti přibližně dvojnásobné (asi 1000 Nm). Další nejvyšší hodnoty směrodatné odchylky dosahuje M_{78} (dále M_{67} a M_{89}). Rozdíly mezi nimi nejsou podstatné. Nejvyšší záporný skutečný extrém na šestihránném hřídeli (mezi 7. a 8. talířem) činí asi 160 Nm, což z hlediska překročení meze plastických deformací není nebezpečné (bezpečnost je více než dvojnásobná). Vůči mezi únavy, neboť se jedná o rychlý kmitavý průběh, je však úroveň namáhání natolik vysoká, že jev by mohl významně přispět ke kumulaci nepříznivých únavových poškozujících účinků, kdyby běh v kritické oblasti otáček nebyl časově omezován.

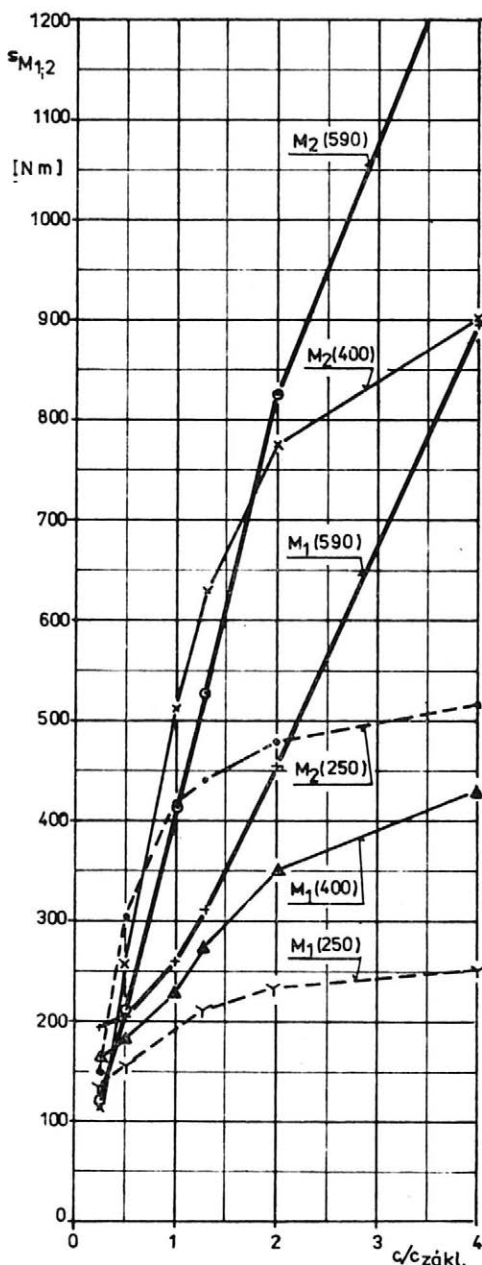
Značně příznivější (než ve vychýlené poloze) jsou poměry v pracovní poloze čechrače (směrodatné odchylky momentů jsou asi pětikrát nižší — hodnoty M_2 , které jsou nejvýznamnější, mají s 3,8krát nižší), což vyplývá z obr. 4. Zde je zajímavé, že došlo k posuvu kritické oblasti otáček. Nejvyšší kmitání M_k u všech veličin (včetně M_1 a M_2) se projevuje mezi 250 a 300 ot/min. Změnou geometrického uspořádání se změnila rezonanční frekvence. Hlavně však se uplatní výrazná změna v poměrech mezi intenzitami buzení v jednotlivých místech pohonu.

Dále jsme zkoumali vliv vzájemného natočení kloubových hřídelů na dynamické poměry při vypnuté pojistce. U rozhodujících veličin (M_1 a M_2) nastanou nejlepší poměry při natočení kloubového hřídele k pohonu čechrače (přesazení čtvrté a páté vidlice) asi o 50° ve směru rotace a naopak nejhorší jsou při natočení asi o 150° (tedy při zpoždění o 30°). Výsledek není zcela jednoznačný pro všechny prvky stroje. Např. u veličiny M_6 nastanou naopak optimální poměry (i když méně výrazné) asi při 150° . Rozhodující jsou však výsledky pro M_1 a M_2 , neboť optimální poměry (při 50° natočení) vykazují u obou veličin (v extrémech) zhruba poloviční amplitudy než při zpoždění páté vidlice proti vidlici čtvrté o 30° . Není jednoduché zajistit optimální nasazení kloubového hřídele v provozu, neboť kloubový hřídel se pro transportní polohu čechrače vždy vysouvá a jeho zpětné nasazení je v principu náhodné. Konstrukčně zajistit, aby pouze vzájemně optimální poloha obou hřídelů byla možná, by vyžadovalo jejich úpravu, což pravděpodobně není přijatelné. Navíc oblasti nejlepších a nejhorších poměrů se mění s otáčkami. Např. při 250 ot/min nastanou optimální poměry při natočení 45° a nejhorší asi při 120° . Důvodem k těmto změnám je to, že kromě čistě kinematického účinku se uplatňují také dynamické jevy, které jsou navíc závislé na otáčkách. Je zajímavé i to, že z hlediska kinematických poměrů (bez vůlí) je optimální natočení vidlic asi 60° a nejméně vhodné asi 150° (tedy zpoždění 30°). Optimální poměry odpovídají případu, kdy se během otáčky určitou měrou kompenzují účinky zalomení (hlavně mezi účinkem φ_3 a φ_2 , jejichž fáze se natočením čtvrté a páté vidlice mění). Nepříznivé poměry nastanou, když se kinematické účinky naopak sečtou.

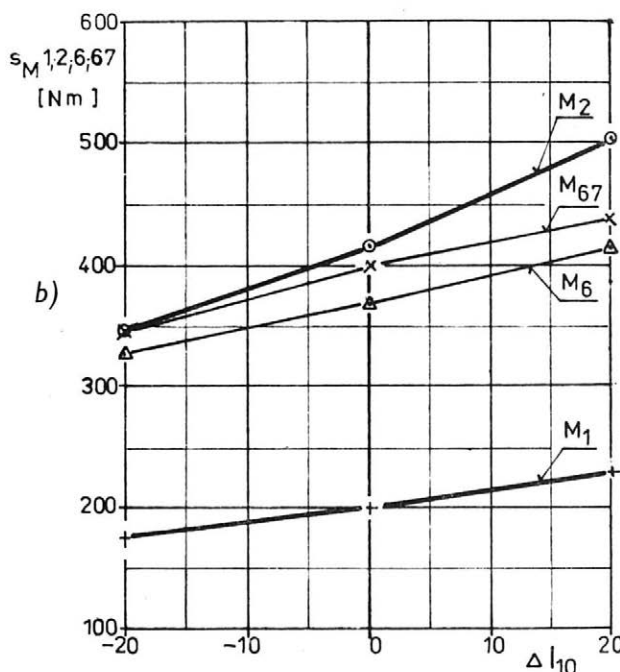
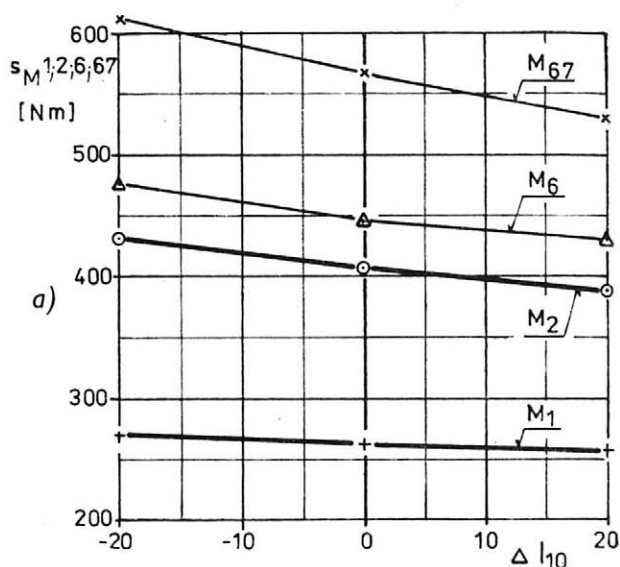
Zkoumané nepříznivé jevy souvisejí s velkým zalomením použitých kloubových hřídelů. Nejvíce se uplatňuje největší zalomení (φ_3). Vliv úhlu φ_3 je patrný z obr. 5. Ze zjištěné závislosti vyplývá, že nárůst nepříznivých jevů se uplatňuje s postupně rostoucím gradientem, takže proměnné složky M_k (ale i absolutní hodnoty) v pohonu čechrače (M_2) stoupnou změnou zalomení ze 40° na 50° asi o 200 % (konstrukční zalomení čechrače SP9-061 činí $45,5^\circ$). I velmi malé zvětšení úhlu zalomení má tedy výrazný vliv na životnost pohonu. Rovněž v navazujících částech pohonu se změna zalomení v pohonu čechrače silně uplatní. Uvedené zvětšení φ_3 ze 40° na 50° zvýší M_{67} asi o 100 %. Působení uvedených nepříznivých jevů lze připustit pouze krátkodobě. Výrazně lepší poměry než u zde řešené alternativy s vypnutou nárazovou pojistkou jsou



5. Závislost směrodatných odchylek krouticích momentů na úhlu zalomení kloubového hřídele φ_3 — The dependence of the standard deviations of the torsional moments on cranking angle of the articulated shaft φ_3



6. Závislost směrodatných odchylek krouticích momentů $M_{1,2}$ na tuhosti kloubového hřídele čehrače ($c/c_{zákl.} =$ = tuhost vyjádřená jako násobek hodnoty tuhosti základní úpravy) při různých otáčkách (250, 400, 590 ot/min) — The dependence of the standard deviations of the torsional moments $M_{1,2}$ on the rigidity of the articulated shaft of the tedder (c/c_{basic} = rigidity expressed as a multiple of the rigidity value of the basic model)



7. Závislost směrodatných odchylek krouticích momentů v pohonu SP9-061 na změně velikosti momentu setrvačnosti čehrače při 590 (a) a 250 ot/min (b) na vývodovém hřídeli traktoru — The dependence of the standard deviations of the torsional moments of the SP9-061 drive on the change in the magnitude of the inertia moment of the tedder at 590 (a) and 250 (b) r. p. m. of the tractor power take-off

v normální pracovní poloze čechrače, což je důsledek podstatně menších úhlů zalomení. Oba případy při různých otáčkách je možné porovnat z obr. 3 a 4.

Zátěžné krouticí momenty jsou většinou alespoň třikrát nižší (u M_2 dokonce pětkrát a v některých průřezích hnacího hřídele talířů je dynamická složka téměř desetkrát nižší). Důležité je také snížení záporných hodnot M_k (z hlediska hlučnosti a životnosti ozubených kol) na minimum. Při pracovním zatížení, kdy významně stoupne střední hodnota, zřejmě $-M_k$ zcela zmizí. Významný rozdíl pracovní a vychýlené polohy, jak bylo uvedeno, je dán především nižšími hodnotami zalomení kloubových hřídelů (zvláště nižší hodnotou q_3).

Z obr. 6 je patrný vliv tuhosti kloubového hřídele čechrače na dynamické poměry v pohonu celého žacího stroje. Z těchto výsledků vyplývá, že výrazným snížením tuhosti c_{210} (např. na polovinu) je možné silně snížit dynamické složky momentů nejen v pohonu (M_2) čechrače a na vývodovém hřídeli traktoru (M_1), ale také v navazujících částech pohonu. Snížením tuhosti na polovinu klesnou v pohonu čechrače a v M_k na vývodovém hřídeli (veličiny M_2 a M_1 , kterými jsou zatěžovány nejexponovanější součásti pohonu) dynamické složky asi o 40 % (při 590 ot/min). Při snížených otáčkách se vliv tuhosti potlačuje. Od určité hranice zvýšení tuhosti se dalším růstem tuhosti již M_k dále příliš nezvyšují. V některých částech pohonu se zvýšením tuhosti v některých oblastech dokonce snižují dynamické účinky (jako důsledek složitých jevů nelineárního kmitání s mnoha stupni volnosti).

Kdyby se poklesem tuhosti mělo dosáhnout významného zlepšení, bylo by třeba snížit tuhost čechrače asi na polovinu. Potom by při reálných hodnotách momentů v pohonu čechrače (asi 500 Nm) docházelo ke zkrutu kolem 8° (místo dosavadních 4°). Konstrukční řešení takového prvku, který by snížení tuhosti zajistil při zachování dostatečné pevnosti pohonu, by však pravděpodobně nebylo možné bez významného zvýšení pracnosti.

Vliv změny momentu setrvačnosti čechrače (I_{10} v obr. 1) je patrný z obr. 7. Je uplatněna změna $\pm 20\%$, která je prakticky realizovatelná při rekonstrukci pracovních orgánů nebo změnou převodu čechrače. Z obr. 7 je zřejmé, že poměrně malá změna momentu setrvačnosti může mít znatelný vliv na některé veličiny. Nejnižší gradient změny M_k se uplatňuje na vývodovém hřídeli traktoru. Prakticky nejvýznamnější jsou změny na hnacím hřídeli čechrače. Při 590 ot/min se stoupajícím momentem setrvačnosti momenty vesměs klesají a při 250 ot/min naopak výrazně stoupají. Řešení bylo provedeno i pro 400 ot/min (není v obr. 7 znázorněno), kdy změny M_k jsou zanedbatelné. Z uvedeného rozboru je zřejmé, že probíhající jevy jsou značně složité a výsledek nelze předem odhadovat.

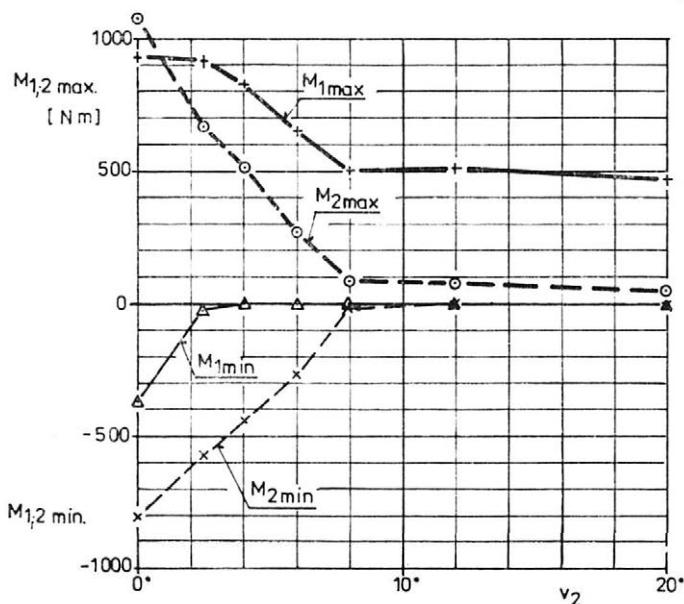
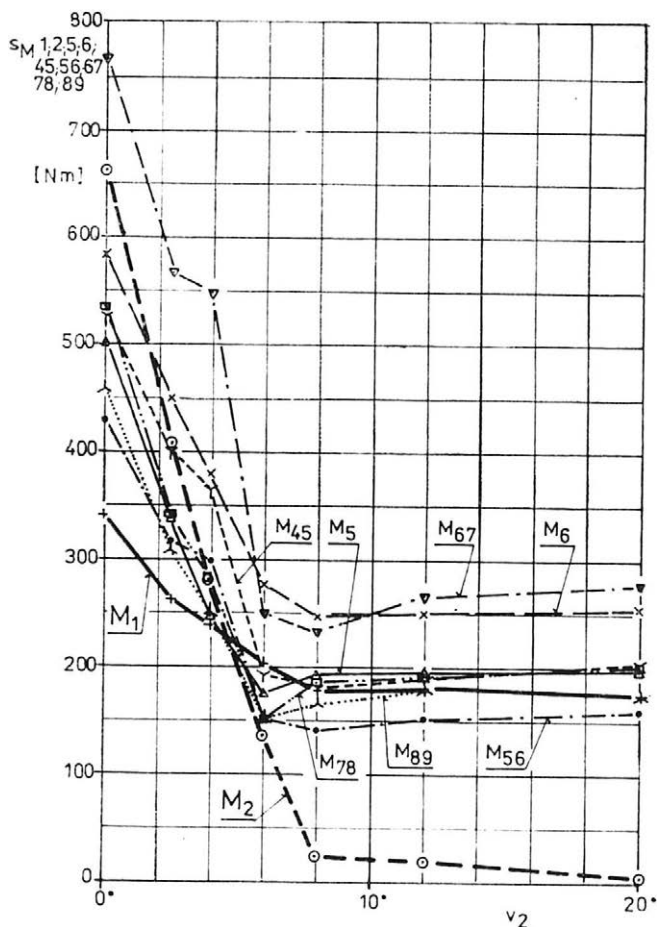
Nestačí např. uplatnit jen jednoduchý názor založený na představě těžkého setrvačnicku poháněného přes kinematicky proměnný převod, podle kterého by těžší setrvačnick měl vždy způsobit vyšší hodnoty M_k . Je také zřejmé, že u soustavy s větším počtem stupňů volnosti se při výrazné změně otáček (budící frekvence) projeví jejich poměr k řadě vlastních frekvencí. Pak vzestupem momentu setrvačnosti se v jednom režimu otáček projeví vliv přiblížení k vlastní frekvenci (při zanedbání nelinearity), při jiném režimu otáček se naopak odstup od vlastní frekvence zvětší. Významné nelinearity, které tvoří vliv vůlí, navíc mohou způsobit nejednoznačnost některých stavů a závislost polohy kritických oblastí otáček na intenzitě buzení.

Z uvedených výsledků je zřejmé, že ani cílevědomá snaha o zlepšení poměrů změnou momentu setrvačnosti čechrače nemůže přinést významný výsledek.

Do této kategorie problémů náleží i vliv momentů setrvačnosti větší (hnací) klínové řemenice (I_2 v obr. 1). Tato řemenice byla navržena jako hliníková. Ve snaze snížit náklady bylo navrhováno přejít na řemenici litinovou.

Z řešení vyplynulo, že změna materiálu hnací řemenice (litiny za hliníkovou slitinu)

8. Závislost smérodátných odchylek krouticích momentů v pohonu SP9-061 na velikosti vůle v kloubovém hřídeli čechrače (v_2) při 590 ot/min — The dependence of the standard deviations of the torsional moments of SP9-061 drive on the clearance of tedder articulated shaft (v_2) at 590 r.p.m.



9. Závislost extrémních hodnot (maxim a minim) krouticích momentů M_1 a M_2 na velikosti vůle v kloubovém hřídeli čechrače (v_2) při 590 ot/min — The dependence of the extreme values (maxima and minima) of the torsional moments M_1 and M_2 on the clearance of the articulated shaft of the tedder (v_2) at 590 r.p.m.

výrazně zvyšuje zátěžné účinky převodových součástí při vychýlení lišty po vypnutí nárazové pojistky. Změnu materiálu je třeba z tohoto hlediska považovat za nevyhovující.

Vliv vůle v pohonu čechrače (v_2) je zřejmý z obr. 8 a 9. Ze všech závislostí vyplývá, že se stoupající vůlí v_2 značně klesají hodnoty všech krouticích momentů zatěžujících pohon SP9-061. Nejvýraznější a zároveň nejvýznamnější je snížení momentu v pohonu čechrače (M_2). K poklesu dochází se zvětšováním vůle asi do $v_2 = 8^\circ$ (celkový volný chod 16°). Při dalším zvětšování vůle jsou hodnoty téměř konstantní. Uvedené hodnoty minimálních vůlí souvisejí s kinematickou nerovnoměrností, závislou také na vzájemném natočení čtvrté a páté vidlice.

Z obr. 9 je patrné, že zvětšení vůle odstraňuje velmi nepříznivý výskyt záporných hodnot, které zvyšují hluchnost ozubených kol a silně snižují únavovou životnost součástí pohonu. U nejexponovanějšího pohonu čechrače (M_2) zcela zmizí záporné hodnoty při vůli v_2 nad 12° , zatímco u celkového krouticího momentu (M_1) zmizí při vůli nad 4° . Toto platí pro provoz při 590 ot/min. Při 250 ot/min jsou hodnoty M_1 vždy jen kladné. Změny M_k v závislosti na vůli v_2 se výrazněji uplatňují při 590 ot/min než při 250 ot/min.

Z uvedeného rozboru výsledků vyplývá, že zvýšení vůle v pohonu čechrače na hodnotu vyšší než asi 12° (tedy celkový volný chod asi 25°) by rozhodujícím způsobem snížilo přetěžování součástí pohonu, ke kterému dochází, jestliže se vypne nárazová pojistka. Tato minimální vůle by zřejmě stačila i pro nejhorší případ natočení čtvrté a páté vidlice (ne pouze pro natočení základní úpravy, pro kterou byly uvedené závislosti zjišťovány). Nejjednodušší by bylo použít speciální kloubový hřídel s volnoběžkou, jaký dodává např. firma Walterscheid (NSR). Tyto hřídele jsou obvyklé i u pohonu rotačních žacíh strojů.

Bylo by velmi účelné zavést výrobu kloubových hřídelů s volnoběžkou v ČSSR (nebo alespoň v rámci zemí RVHP), neboť problémy se zápornými hnacími momenty se často vyskytují i u jiných zemědělských strojů. Účelné je i zavedení výroby kloubových hřídelů s homokinetickými klouby, které firma Walterscheid rovněž dodává. Také tyto hřídele by daný problém vyřešily (i když by se zvýšila cena) a usnadnily by konstrukci dalších strojů.

Dodatečným měřením, při kterém byl v pohonu čechrače použit kloubový hřídel s volnoběžkou, se vliv vůlí na snížení krouticích momentů M_1 a M_2 v principu plně potvrdil.

ZÁVĚR

Z teoretického řešení torzních kmitů žacího stroje a z nich plynoucích zátěžných momentů vyplývá, že kloubové hřídele zařazené do pohonu zemědělského stroje mohou rozhodujícím způsobem ovlivnit úroveň namáhání, a tedy i životnost součástí. Shoda teoretických a experimentálních výsledků potvrdila, že teoretické řešení má značné možnosti uplatnění. Využití teoretického řešení je ve složitých případech (např. sériová vazba většího počtu kloubů s nepravidelným uspořádáním zlomů) téměř jedinou efektivní cestou vedoucí k optimalizaci konstrukčního řešení. Z konkrétního případu, pro který byl zkoumán vliv řady parametrů ovlivňujících vznikající dynamické jevy v pohonu se zjistilo, že při daném extrémním uspořádání neúčinněji vede k nápravě výrazné zvětšení vůlí. Při volném chodu, v daném případě asi 25° , se odstraní záporné hodnoty krouticích momentů a výrazně klesnou i kladné momenty. Nejjednodušší by bylo použít speciální kloubový hřídel s volnoběžkou. Zavedení výroby těchto hřídelů, v zahraničí běžně používaných, by v obdobných případech pomohlo rozhodujícím způsobem snížit přetěžování součástí pohonu i na našich zemědělských strojích. Tento teoreticky zjištěný obecný praktický poznatek byl experimentálně potvrzen.

Použitá označení

- M_k — zátěžný krouticí moment [Nm]
 M_i — krouticí momenty působící v různých místech pohonu (obr. 1); kladné hodnoty mají smysl shodný s hnacími momenty v příslušném prvku [Nm]
 M_{ij} — krouticí momenty (jako M_i) působící mezi setrvačnými prvky i, j [Nm]
 M_o — hnací moment motoru [Nm]
 x_i — úhel otočení hřídele v místě setrvačného prvku i [rad]
 $\dot{x}_i$ — úhlová rychlost odpovídající x_i [rad/s]
 $\ddot{x}_i$ — úhlové zrychlení odpovídající x_i [rad/s²]
 y_i — torzní vibrace, tj. odchylka x_i od otočení plynoucího ze střední úhlové rychlosti a času ($y_i = x_i - \omega t$) [rad]
 $\dot{y}_i$ — úhlová rychlost odpovídající y_i [rad/s]
 $\ddot{y}_i$ — úhlové zrychlení odpovídající y_i [rad/s²]
 d_i — rozdíl dvou sousedních natočení y_i
 ω — úhlová rychlost vývodového hřídele traktoru (x_1 podle obr. 1) (proměnná podle charakteristiky traktoru a v důsledku vibrací členu 1) [rad/s]
 $\omega_{\max}$ — maximální úhlová rychlost vývodového hřídele traktoru na zlomu charakteristiky traktového motoru [rad/s]
 $\omega_{\min}$ — minimální úhlová rychlost vývodového hřídele traktoru na zlomu charakteristiky traktového motoru [rad/s]
 ω_i — úhlová rychlost i -tého vstupního nebo výstupního hřídele Hookova kloubu [rad/s]
 n_{nom} — výchozí, pro řešení zvolené otáčky vývodového hřídele traktoru [1/min]
 n — otáčky vývodového hřídele traktoru (volené po stupních n_{nom}) [1/min]
 t — čas [s]
 $\bar{a}, \bar{b}, \bar{c}$ — strany sférického trojúhelníka (obr. 2) [rad]
 a — osa vstupního hřídele prvního kloubu
 b — osa výstupního hřídele prvního a vstupního druhého kloubu
 c — osa výstupního hřídele druhého kloubu
 φ_i — prostorový úhel zlomu, který svírají osy dvou sousedních částí Hookova kloubu (obr. 2 a obr. 1) [rad, popř. stupně]
 FI — úhel dvou rovin určených přímkami a, b a b, c [stupně]
 $\alpha_{1,2}$ — sklony průmětů přímky a [stupně]
 $\beta_{1,2}$ — sklony průmětů přímky b [stupně]
 $\gamma_{1,2}$ — sklony průmětů přímky c [stupně]
 α_i — fázové natočení v účinku Hookova kloubu vůči zvolenému základnímu (prvnímu) kloubu, plynoucí ze součtů úhlů FI sériově řazených kloubů (index i podle obr. 1) [v rad, pokud nejsou uvedeny stupně]
 v_1 — vůle v kloubovém hřídeli k pohonu žacího stroje, zahrnující také vůle v připojení vidlic a vůle v zubech pohonu vývodového hřídele (celkový volný chod = $2 v_1$) [v rad, pokud nejsou uvedeny stupně]
 v_2 — vůle v kloubovém hřídeli čechrače, zahrnující také vůle v připojení vidlic a v zubech převodovky čechrače (celkový volný chod = $2 v_2$) [v rad, pokud nejsou uvedeny stupně]
 I_i — momenty setrvačnosti (podle označení v obr. 1) [kg m²]
 I_{10} — moment setrvačnosti rotoru čechrače, včetně ozubených kol převodovky [kg m²]
 c_{ij} — tuhosti mezi setrvačnými prvky i, j (podle označení v obr. 1) [Nm rad⁻¹]
 k_1 — součinitel „tuhého“ tlumení na prvku 1 [Nm rad⁻¹]
 k_2 — součinitel viskózního tlumení klínových řemenů mezi prvky 2 a 3 [Nm rad⁻¹ s]
 k_3 — součinitel viskózního tlumení na krajním vnějším talíři (působí na prvek 9) [Nm rad⁻¹ s]
 k_4 — součinitel viskózního tlumení na rotoru čechrače [Nm rad⁻¹ s]
 k_5 — součinitel tření úměrného momentu M_4 působícího na rotor čechrače
 k_6 — součinitel tření úměrného momentu M_5 působícího na malou řemenici (3) pohonu žacího ústrojí
 $V_{\max}$ — kladný extrém veličiny V (maximum)
 $V_{\min}$ — minimum veličiny V (někdy záporný extrém)
 s_V — směrodatná odchylka veličiny V

Literatura

SOUČEK, Z.: Torzní vibrace v pohonu rotačních žacíh strojů. Zeměd. Techn., 30, 1984, č. 10, s. 579-591.

THOMSON, W. T.: Mechanical vibrations. USA 1956.

VRANÝ, Z.: Energetické a dynamické poměry v pohonu žacího stroje SP9-061. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, kVÚZS 1983.

VRANÝ, Z.: Energetický výzkum žacího stroje SP9-061. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, kVÚZS 1984.

Došlo dne 5. 6. 1985

СОУЧЕК, З. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): Торсионные колебания в приводе сельскохозяйственной машины, вызываемые шарнирными валами и решаемые на примере сенокосилки. Земед. Techn., 31, 1985 (10) : 597-612.

Работа содержит математическую разработку динамических явлений в приводе ротационной дисковой сенокосилки, возникающих вследствие применения шарнирных приводных валов (ряда шарниров Гука, не выполняющих условия гомокинетичности). На этом примере продемонстрирован метод, позволяющий решать и весьма сложный вид привода, охватывающий ряд гибких и инерционных элементов, допусков и шарниров с выбранным пространственным изломом колен, расположенных в любой последовательности. Стремясь установить возможности сокращения динамических явлений конкретного примера при сохранении конструкционного расположения, которого нерегулярный излом колен требует, изучается влияние разных параметров. Так изучают влияние поворотов, взаимного расположения шарниров, угла их излома, моментов инерции, жесткости шарнирного вала и допуска. При данном экстремальном расположении наиболее эффективным средством исправления представляется резкое увеличение зазора, который устранил отрицательные значения крутящих моментов и резко сократит в то же время и положительные моменты. По существу наиболее выгодное решение представляет применение коленчатого вала с обгонной муфтой.

моделирование с помощью ЭВМ; динамика сельскохозяйственных машин; ротационные сенокосилки

SOUČEK, Z. (Agrozet, Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Torsional Oscillations in Farm Machine Drive Caused by Articulated Shafts: the Mowing Machine*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (10) : 597-612.

Mathematical computations are presented of the dynamic phenomena induced as a result of the use of articulated shafts in the drive of a rotary disk mower (a series of Hooke's joints failing to comply with the conditions of homokineticity). An example of the mowing machine is used to demonstrate the method enabling to solve even very complicated cases of the drive consisting of a number of flexible and inertial components, clearances, and joints with a given cranking, arranged in an arbitrary order. To find the possibilities of reducing the dynamic phenomena of the actual case while retaining the designed arrangement with the required irregular cranking of the joints, the effect of different parameters is investigated. The effects of shaft speed, mutual displacement of the joints, angle of joint cranking, moments of inertia, rigidity of the articulated shaft, and clearance were studied. At the given extreme arrangement, the best remedy is a great increase of clearance which removes the negative values of torsional moments and markedly reduces the positive moments. The use of an articulated shaft with an overrunning clutch is a practically advantageous solution.

computer simulation; farm machine dynamics; rotary mowers

SOUČEK, Z. (Agrozet, Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Durch Gelenkwellen verursachte Torsionsschwingungen der Landmaschinen, gelöst am Beispiel der Mähmaschine*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (10) : 597-612.

Die vorliegende Arbeit enthält eine mathematische Bearbeitung der dynamischen Erscheinungen im Antrieb der Rotationsscheibenmäähmaschine die auf die benutzten Gelenkwellen zurückzuführen sind (es geht um Hock-Gelenkwellen, die die an sie gestellten homokinetischen Anforderungen nicht erfüllen). An diesem Beispiel ist eine Methode gezeigt, die uns ermöglicht auch einen sehr komplizierten Fall des Antriebssystems zu lösen, das eine Reihe von elastischen und trägen Elementen, Spielräumen und Gelenken mit gewählter Raumkröpfung enthält, die in beliebiger Reihenfolge angeordnet werden können. Um Möglichkeiten zur Senkung der dynamischen Erscheinungen eines konkreten Falles bei gleichzeitiger Erhaltung der Konstruktionsanordnung, die eine unregelmässige Gelenkwellenkröpfung erfordert, zu finden, untersuchten wir den Einfluss verschiedener Parameter. So wurde der Einfluss der Umdrehungen, der gegenseitigen Verdrehung der Gelenke, ihres Kröpfungswinkels, des Trägheitsmomentes, der Steifigkeit der Gelenkwelle und des Spielraumes untersucht. Bei der gegebenen extremen Anordnung ist das wirksamste Korrektionsmittel eine ausgeprägte Vergrösserung des Spielraumes, die die negativen Werte der Drehmomente beseitigt und die auch die positiven Momente bedeutend herabsetzt. Die Anwendung der Freilauf-Gelenkwelle stellt eine vorteilhafte praktische Lösung dar.

Modellierung mittels Rechner; Dynamik der Landmaschinen; Rotationsmäähmaschinen

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

VÝSLEDKY ENERGETICKÉ ANALÝZY FUNKČNÍHO MODELU NESENÉHO OŘEZÁVACÍHO ADAPTÉRU CUKROVKY V POROVNÁNÍ S VÝSLEDKY ANALÝZY U SAMOJÍZDNÉHO OŘEZÁVAČE

L. Trnka

TRNKA, L. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Výsledky energetické analýzy funkčního modelu neseného ořezávacího adaptéru cukrovky v porovnání s výsledky analýzy u samojízdného ořezávače*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (10) : 613-623.

Práce se zabývá energetickými poměry hlavních funkčních částí neseného šestiřádkového ořezávacího adaptéru s předřezáním chrástu cepovým ústrojím a přímým nakládáním chrástu pomocí metače na vedle jedoucí přívěs. Na základě analýzy naměřených hodnot a funkčních schopností jednotlivých ústrojí je doporučena optimální volba konstrukčních parametrů. Zároveň je funkční model adaptéru porovnán s klasickým samojízdňým ořezávačem s hydrostatickými pohony.

energetická bilance ořezávacího adaptéru a její složky; měrný příkon; průchodnost; účinnost hydrostatických převodů

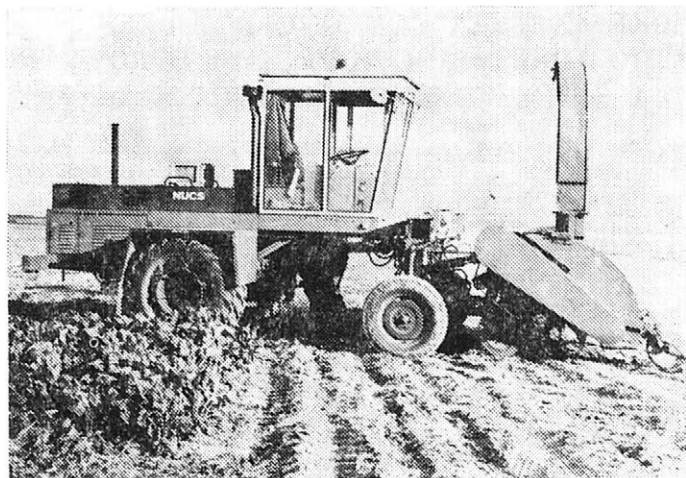
Nová hlediska na konstrukci a využití zemědělských strojů vedla pracovníky konstrukce KVÚZS (Brázda, 1984) k návrhu zcela nového typu ořezávače cukrovky. Vzhledem k dřívějším klasickým konstrukcím, řešeným jako samojízdňé ořezávače s hydropohony pojezdu a jednotlivých pracovních ústrojí, které se vyznačují značnou hmotností při malém ročním využití, byl nový typ stroje řešen jako lehký adaptér pro upravený samojízdňý univerzální podvozek NUCS pro kultivační práce s výkonem motoru 74 kW při 2200 ot.min⁻¹ (výrobce k. p. Agrozet Jičín).

OBECNÝ POPIS STROJE A MĚŘICÍCH METOD

Ořezávací šestiřádkový adaptér s pracovním záběrem 2700 mm má monoblokovou koncepci a je vpředu nesený na zkráceném podvozku nosiče nářadí NUCS (obr. 1). S nosičem je spojen speciálním čtyřbodovým zvedacím ústrojím. Zvedání a spouštění adaptéru do pracovní polohy je hydraulické pomocí přímočarých hydromotorů.

Pohon funkčních prvků adaptéru je výhradně mechanický a je odvozen od předního vývodového hřídele stroje NUCS přes hlavní kuželovou převodovku, která pohání předlokový hřídel metače a předlokový hřídel cepového předřezávacího ústrojí. Otáčky obou předlokových hřídelů jsou shodné.

Repný chrást se odřezává ve dvou stupních: nejprve se cepovým rotorem s výkyvnými cepy utíná minimálně ve výšce 10 až 12 cm nad zemí a současně se dopravuje do vodorovného šnekového dopravníku, do kterého jsou dopraveny i skrojky hlav bulev seříznutých následnými ořezávacími jednotkami. Společně je



1. Celkový pohled na vpředu nesený šestiřádkový ořezávací adaptér na upraveném podvozku nosiče nářadí NUCS — General view of the six-row topping attachment front-mounted on the adapted chassis of the NUCS implement carrier

potom chrást se skrojky tímto šnekovým dopravníkem posouván k metači s vnějším průměrem metačeho kola 800 mm (jehož hřídel je souose uložen s hřídelem šneku) a pomocí usměrňovací hubice je dále dopraven na vedle jedoucí vůz. Základem ořezávací jednotky jsou hmatací kotouče s vnějším ozubením se zdvojenou funkcí (hmatací a vynášecí) a ořezávací nůž, který je umístěn pod těmito hmatači. K vynášení seříznutých skrojků obvodem hmatače je využito pružné deformace dužiny uříznutého skrojku v prostoru mezi hmatacími kotouči. Uříznutý skrojek je vynešen po obvodě nahoru, odkud je z prostoru mezi hmatacími kotouči protiběžným vyhazovačem a dvoulopatkovým šestiřádkovým metačem vymrštěn do vodorovného šnekového dopravníku. (Z celkové průchodnosti připadá cca 25 % na ořezávací jednotky a 75 % na cepové předřezávací ústrojí.) Rozvod pohonu od předlokových hřídelů k cepovému ústrojí, šnekovému dopravníku a metači je proveden klínovými řemeny. Ostatní pohony jsou řetězové.

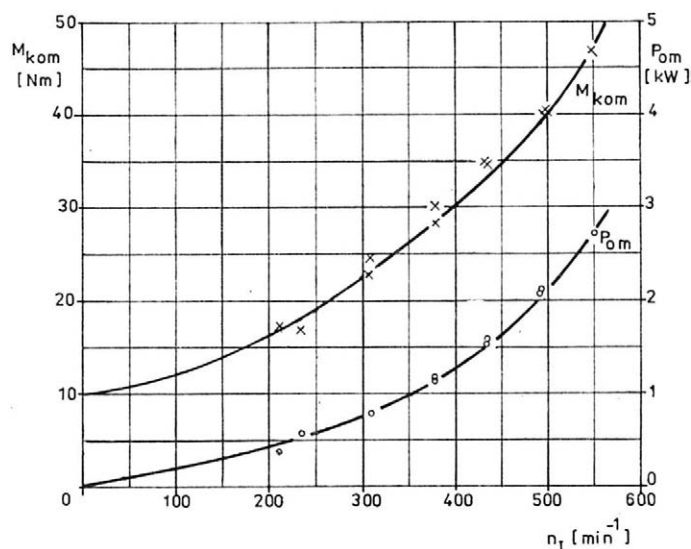
Při výzkumu stroje se použilo osvědčených moderních měřicích metod, založených na principu elektrických odporových tenzometrů (zjišťování krouticích momentů na předlohovém hřídeli metače a šnekového dopravníku, na předlohovém hřídeli cepového ústrojí a ořezávacích jednotek, na hřídeli šnekového dopravníku a na hřídeli ořezávacích jednotek). Otáčky se zjišťovaly indukčními snímači otáček. Měřená místa, včetně indukčních snímačů otáček, byla připojena kabely k měřicí aparatuře 8K10 fy Johne a Reilhofer (NSR), která pracuje na principu PCM (pulsní kódová modulace). Na měřicím pozemku se sklonem 0° byly vytyčeny 150 m dlouhé měřicí tratě, na kterých se kromě uvedených veličin zjišťoval i čas projetí a hmotnost řepného chrástu. Pojezdové rychlosti při měření byly v rozsahu cca 3,7 až 7,0 km.h⁻¹ (I. silniční, II. silniční a II. redukováná rychlost). Průměrný výnos chrástu na sklizeném pozemku činil 31 až 47 t.ha⁻¹, tvrdost půdy podle Kačinského činila 2,26 MPa (měřeno se silnou pružinou) při povrchové vlhkosti půdy 19,7 %. Měření bylo vyhodnocováno z magnetofonového záznamu na vyhodnocovací lince s počítačem NOVA fy Data General.

VÝSLEDKY

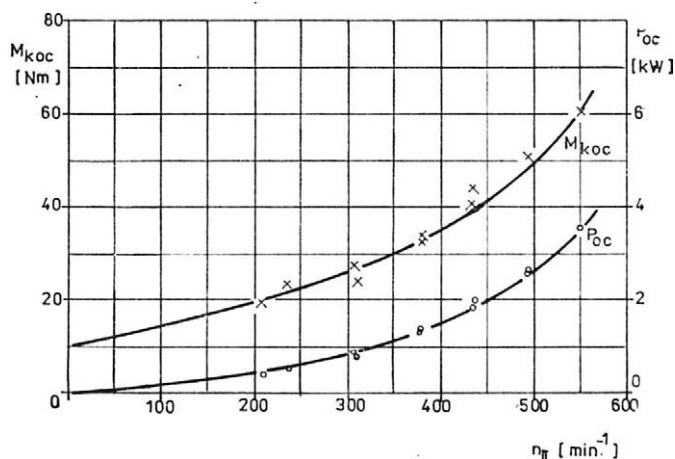
ENERGETICKÁ NÁROČNOST PŘI BĚHU NAPRÁZDNO

V celkové energetické bilanci adaptéru při běhu naprázdno připadá největší část příkonu na metač ($P_{om} = 2,7$ kW při cca 690 ot.min⁻¹ kola metače) a na cepové předřezávací ústrojí ($P_{oc} = 3,5$ kW při 850 až 870 ot.min⁻¹ cepového rotoru); rozhodující podíl mají ventilační odpory metače a cepového předřezávacího ústrojí. Příkony naprázdno šnekového dopravníku s lopatkovým metačem skrojků a ořezávacích jednotek

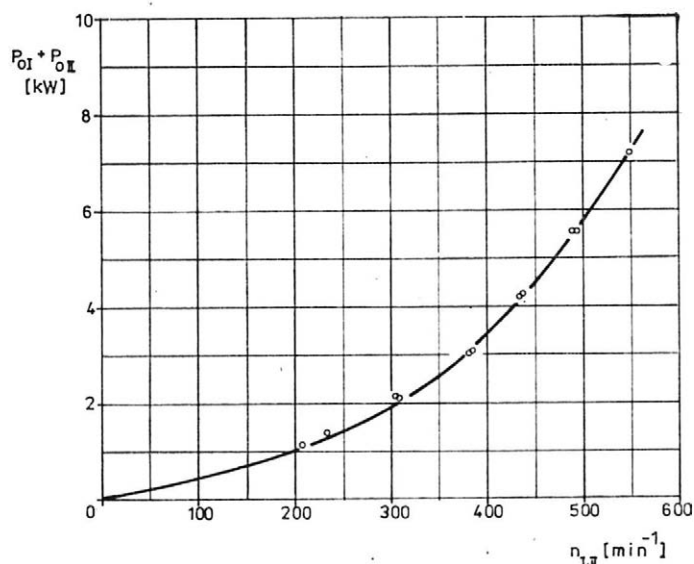
2. Závislost středního krouticího momentu a příkonu metače při běhu naprázdno na otáčkách předlohového hřídele — The dependence of the mean torsional moment and power input of the blower at idle run on the speed of the countershaft



3. Závislost středního krouticího momentu a příkonu cepového předřezávacího ústrojí při běhu naprázdno na otáčkách předlohového hřídele — The dependence of the mean torsional moment and power input of the pre-cutting flail unit at idle run on the speed of the countershaft



4. Závislost celkového příkonu ořezávacího adaptéru $P_{oad} = P_{ol} + P_{oII}$ při běhu naprázdno na otáčkách předlohového hřídele — The dependence of the total power input of the topping attachment $P_{oad} = P_{ol} + P_{oII}$ at idle run on the speed of the countershaft



jsou o řád nižší a méně podstatné a rostou lineárně s otáčkami. Parabolická závislost středního krouticího momentu a příkonu metače na otáčkách předlohového hřídele je znázorněna na obr. 2, cepového ústrojí na obr. 3 a celkového příkonu adaptéru při běhu naprázdno na obr. 4. Příkon adaptéru naprázdno činil $P_{oad} \approx 7,2$ kW při cca 540 až 550 ot. $\cdot$ min⁻¹ předlokových hřídelů (při kterých se při práci ořezávače měřilo) a ve srovnání např. se samojízdým ořezávačem chrástu SC 1-04 Agrozet, k. p., Jičín s hydrostatickými pohony (Trnka, 1983) byl cca o 50 % nižší. (Příkon naprázdno SC 1-04 činil cca 14,3 kW, což odpovídá výkonu motoru Z 8602 cca 45,2 kW při 2000 ot. $\cdot$ min⁻¹ při nízké celkové účinnosti hydrostatického pohonu ořezávacích jednotek, dopravníků a čističky rádků $\eta_c \approx 32$ % v důsledku nízkých tlakových spádů na hydromotorech při běhu naprázdno — nízká hydromechanická účinnost.)

ENERGETICKÁ NÁROČNOST PŘI PRÁCI

Z výsledků měření při sklizni chrástu se zjistilo, že energetickou náročnost jednotlivých pracovních ústrojí a celého adaptéru je možné obecně definovat lineárním vztahem:

$$P = P_o + p \cdot q$$

kde: P — příkon pracovního ústrojí (adaptéru) při práci (kW)
 P_o — příkon při běhu naprázdno (kW)
 p — měrný příkon (kJ $\cdot$ kg⁻¹; kW $\cdot$ s $\cdot$ kg⁻¹)
 q — průchodnost materiálu (kg $\cdot$ s⁻¹)

Cepový rotor utíná chrást bez protiostrů (cca 10 cm nad zemí) a urychluje jej na obvodovou rychlost cepů, které chrást odhazují do žlabu šnekového dopravníku. Obvodová rychlost cepů činila při měření cca 25 m $\cdot$ s⁻¹. Příkon cepového rotoru P_c byl podrobně rozebrán (Trnka, 1979) a byl charakterizován součtem tří složek:

— příkon na ventilační ztráty rotoru (lze ztotožnit s příkonem při běhu naprázdno P_o),

— příkon na urychlení pohybu chrástu na obvodovou rychlost cepů v_c ; je přímo úměrný průchodnosti q_c a druhé mocnině obvodové rychlosti $P_u = \frac{1}{2} q_c \cdot v_c^2 \cdot 10^{-3}$ (kW; kg $\cdot$ s⁻¹; m $\cdot$ s⁻¹),

— příkon na překonání pracovního (řezného) odporu, který je přímo úměrný řezné síle F_f a obvodové rychlosti v_c , tzn. $P_f = F_f \cdot v_c \cdot 10^{-3}$ (kW; N; m $\cdot$ s⁻¹).

Při dřívějších měřeních na cepovém předřezávacím ústrojí (Kupr, 1978; Trnka, 1977, 1979) se ukázala jako energeticky a funkčně vyhovující minimální obvodová rychlost cepů $v_o = 20$ m $\cdot$ s⁻¹ pro jezdovou rychlost cca 5 km $\cdot$ h⁻¹. Sníženou rychlost cepového rotoru nelze doporučit, protože by se zhoršoval odhoz chrástu do žlabu šnekového dopravníku a chrást by propadal na zem. (Při snížených otáčkách cepového rotoru se „vylamují“ velké skrojky.) Vyšší jezdová rychlost vyžaduje i vyšší obvodovou rychlost cepů. Vzhledem k tomu, že proces utínání a urychlování chrástu nelze při experimentálním řešení od sebe oddělit, je možné při porovnání vypočtených hodnot příkonu na urychlení pohybu chrástu P_u s naměřenými hodnotami příkonu cepového ústro-

jí při práci P_c a běhu naprázdno P_o napsat pro obvodovou rychlost cepového rotoru $v_o = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ obecný vztah:

$$P_c - P_o = 2,3 P_u$$

Rozdíl $P_c - P_o$ zahrnuje tedy i příkon na utínání a na další ztráty dopravou ke šnekovému dopravníku. Na základě tohoto vztahu jsou přibližně řešitelná i jiná uspořádání cepového rotoru (otáčky, průchodnosti).

Z experimentálních výsledků vychází (pro obvodovou rychlost cepového rotoru $v_o = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a průměr rotoru $\varnothing 550 \text{ mm}$) příkon cepového předřezávacího ústrojí v závislosti na průchodnosti:

$$P_c = 3,48 + 0,7 \cdot q_c \quad (\text{kW}; \text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

kde: q_c — průchodnost cepového ústrojí

Příkon ořezávacích jednotek zahrnuje příkon hmatacích a vyhazovacích kotoučů a na základě výsledků měření je možné napsat přibližný vztah:

$$P_j = 0,63 + 0,41 q_j \quad (\text{kW}; \text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

kde: q_j — průchodnost ořezávacího ústrojí

Celkový příkon cepového předřezávacího ústrojí a ořezávacích jednotek P_{II} je na základě předchozích vztahů přibližně charakterizován výrazem

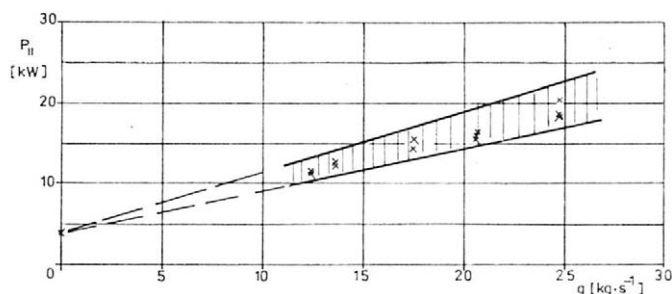
$$P_{II} = 4,11 + 0,64 q \quad (\text{kW}; \text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

kde: $q = q_c + q_j$ — celková průchodnost stroje

Příkon ořezávacích jednotek zahrnuje příkon hmatacích a vyhazovacích kotoučů a na základě výsledků měření je možné napsat přibližný vztah:

Metač dopravuje chrást se skrojky do vedle jedoucího vozu. Pro příkon čtyřlopatkového metače s axiálním vstupem v ose v úpravě použité při měření platí přibližný vztah $P_m = 2,71 + 1,11 q$ (kW; $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$), který odpovídá obvodové rychlosti metače $v_o = 29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (jako minimálně nutná obvodová rychlost čtyřlopatkového metače pro dopravu chrástu o celkové průchodnosti do $30 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je $v_o = 24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$; při rychlostech nižších než $v_o = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se metač ucpával). Vliv většího počtu lopatek na kole metače se projevoval funkčně rovnoměrnějším tokem chrástu (menší pravděpodobnost, že se metač ucpe) a energeticky zvýšením příkonu metače cca o 17 % s každou lopatkou nad základní počet tři

5. Závislost příkonu cepového předřezávacího ústrojí a ořezávacích jednotek na celkové průchodnosti chrástu strojem — The dependence of the power input of the pre-cutting flail unit and topping units on the total beet-top throughput of the machine



kusy (zkoumaly se alternativy se třemi, čtyřmi a pěti lopatkami). Při výzkumu se rovněž zjistilo (Vraný, 1980), že na příkon metače má dost výrazný vliv přítomnost skrojků, což napovídá tomu, že prostup skrojků dopravní cestou je ztížený. Zvláště výrazný byl vzrůst příkonu u „vylamovaných“ velkých skrojků při snížených otáčkách cepového rotoru, a to cca o 40 %. Naopak při dopravě samotného chrástu bez skrojků se při stejné průchodnosti snížil příkon metače cca o 20 %. Tyto skutečnosti upozorňují na závažnost správného řešení dopravní cesty v ořezávací právě z hlediska pohybu skrojků a optimální rychlosti cepového rotoru a metače. Jako energeticky úspornější řešení metače než zvyšování jeho otáček se však pro požadované průchodnosti do 30 kg . s⁻¹ projevuje zvětšení šířky metače a výstupního potrubí cca na 350 mm.

Příkon šnekového dopravníku s šestiřádkovým dvoulopatkovým metačem skrojků je poměrně malý a činí:

$$P_s = 0,34 + 0,08 q \quad (\text{kW}; \text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

kde: q — celková průchodnost stroje

Celkový příkon čtyřlopatkového metače s axiálním vstupem a šnekového dopravníku s metačem skrojků P_I je možno potom na základě předchozích vztahů určit přibližně z výrazu:

$$P_I = 3,05 + 1,19 q \quad (\text{kW}; \text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

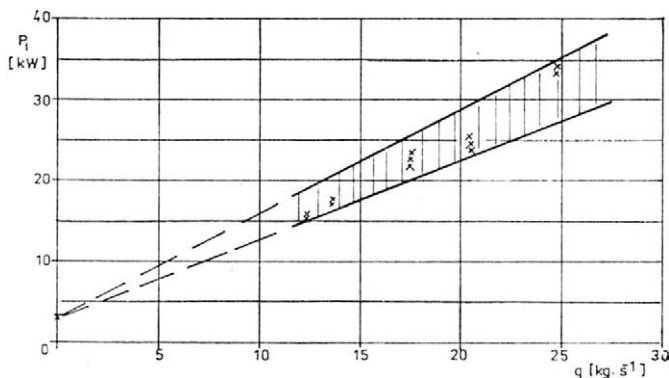
Závislost příkonu čtyřlopatkového metače a šnekového dopravníku s metačem skrojků na celkové průchodnosti chrástu strojem je uvedena na obr. 6.

Celkový příkon ořezávacího adaptéru lze tedy podle předchozích vztahů charakterizovat rovnici:

$$P_{ad} = P_I + P_{II} = 7,16 + 1,83 q \quad (\text{kW}; \text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

Závislost celkového příkonu adaptéru $P_I + P_{II}$ na celkové průchodnosti je znázorněna na obr. 7.

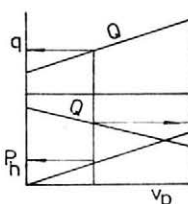
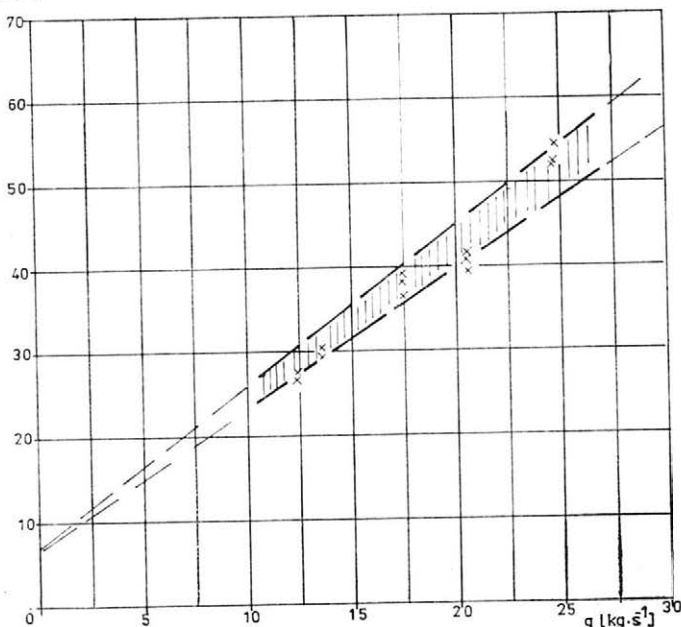
Pro potřebu celkového posouzení ořezávacího adaptéru vzhledem k výkonu motoru nosiče (74 kW při 2200 ot . min⁻¹) byl na základě výsledků měření z průměrných hodnot příkonů sestaven nomogram (obr. 8), ze kterého je možné pro daný výnos sklizeného chrástu, pojezdovou rychlost a úhel svahu (pro součinitel valení $f_v = 0,08$ a účinnost převodů $\eta_p = 0,9$) určit celkový příkon adaptéru P_{ad} a příkon na pojezd P_h .



6. Závislost příkonu čtyřlopatkového metače a šnekového dopravníku s metačem skrojků na celkové průchodnosti chrástu strojem — The dependence of the power input of the four-vane blower and worm conveyer with beet-top blower on the total throughput of the machine

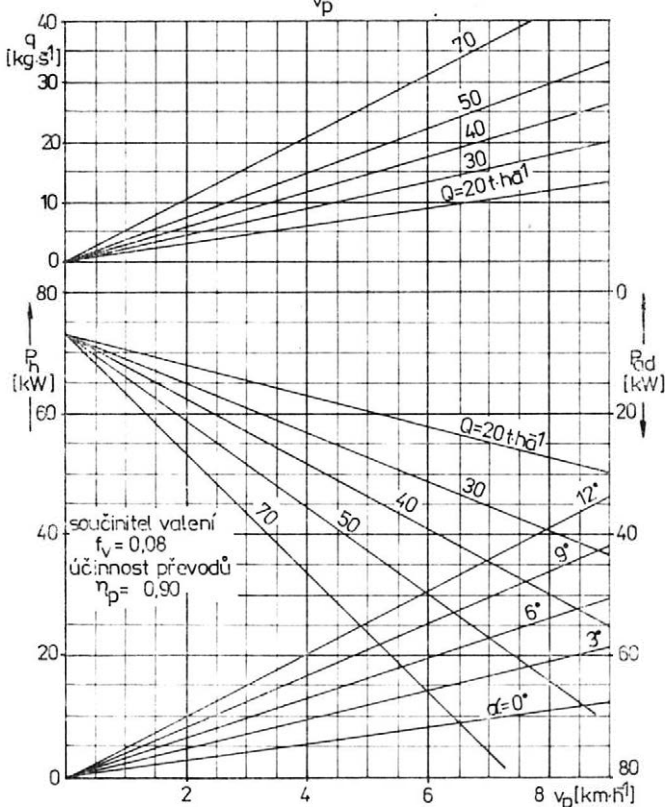
$P_I + P_{II}$
[kW]

7. Závislost celkového příkonu adaptéru $P_{ad} = P_I + P_{II}$ na celkové průchodnosti chrástu strojem — The dependence of the total power input of the attachment $P_{ad} = P_I + P_{II}$ on the total beet-top throughput of the machine



PŘÍKLAD:
zadáno: $Q=50 \text{ t} \cdot \text{m}^{-1}$, $v=5,4 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$
 $\alpha=0^\circ$
vychází: $q=20 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, $P_h=7,5 \text{ kW}$
 $P_{ad}=45 \text{ kW}$

8. Příkon na pojezdových kolech P_h a příkon pracovních ústrojí P_{ad} neseného ořezávacího adaptéru v závislosti na množství sklizeného chrástu Q , rychlosti jízdy v_p , celkové průchodnosti q , úhlu stoupání pozemku α , stavu pozemku charakterizovaného součinitelem valení f_v (nomogram platí pro otáčky předlokových hřídelů metače a cepového předřezávacího ústrojí $n \approx 550 \text{ min}^{-1}$) — Power input of the travelling wheels P_h and power input of the working units P_{ad} of the mounted topping attachment in dependence on the amount of harvested beet leaves Q , travel speed v_p , total throughput q , angle of slope of the field α , physical condition of the field characterized by the rolling coefficient f_v (the nomogram holds for blower and flail pre-cutter counter-shafts $n \approx 550 \text{ r. p. m}$)



Na obr. 8 je také uveden příklad řešení pro průchodnost $q = 20 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Pro jmenovitou průchodnost $q = 30 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a výnos sklizeného chrástu $Q = 70 \text{ t} \cdot \text{ha}^{-1}$ vychází příkon ořezávacího adaptéru $P_{ad} = 63,5 \text{ kW}$, příkon na pojezd $P_h = 8 \text{ kW}$, tzn. celkový příkon stroje bude činit cca $71,5 \text{ kW}$ při jezdové rychlosti $v_p = 5,75 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ na rovině. Připočteme-li cca 3 kW na pohon hydrauliky nosiče, bude celkový příkon stroje činit cca $74,5 \text{ kW}$ a motor bude na hranici svého výkonu.

Protože při měření byly otáčky jednotlivých pracovních orgánů vyšší než optimální dříve zjištěné [Vraný, 1980], jsou jednotlivé maximální příkony pracovních orgánů zjištěné při měření přepočteny na optimální otáčky předlokových hřídelů 460 min^{-1} při různých zjištěných průchodnostech řepného chrástu (tab. I). (Průměrné otáčky předlokových hřídelů při měření činily cca 550 min^{-1} .)

Pozn.: Příkon na pojezd P_h (kW) je vypočten ze známého vztahu

$$P_h = \frac{m \cdot 9,81 \cdot v_n}{3600 \eta_p} (f_v \cos \alpha + \sin \alpha)$$

kde: v_p — jezdová rychlost ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)
 α — úhel svahu ($^\circ$)
 m — celková hmotnost soupravy (5940 kg)

I. Příkony pracovních orgánů ořezávacího adaptéru (maximální) zjištěné při měření a příkony přepočtené na otáčky předlokových hřídelů 460 min^{-1} , které odpovídají minimálnímu požadovanému obvodovému rychlostem cepového rotoru a metače při různých průchodnostech řepného chrástu — Power inputs of the working elements of the topping attachment (maximum) determined during measurement and power inputs converted to the countershaft speed of 460 r. p. m., corresponding to the minimum required circumferential velocities of flail rotor and blower at different beet top throughputs

q [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]	P_I [kW] metač + + šnekový dopravník			P_m [kW] metač		P_{II} [kW] cepo- vé ústrojí + + ořezávací jednotky		P_c [kW] cepové ústrojí		P_{ad} [kW] příkon adaptéru při práci
	n_I	P_{oI}	P_I	P_{om}	P_m	P_{oII}	P_{II}	P_{oc}	P_c	$P_I + P_{II}$
	n_I'	P_{oI}'	P_I'	P_{om}'	P_m'	P_{oII}'	P_{II}'	P_{oc}'	P_c'	$P_I' + P_{II}'$
12,4	559	3,15	15,95	2,85	15,1	4,3	11,8	3,6	10,0	27,75
	460	2,00	10,70	1,75	10,0	2,6	7,8	2,0	6,3	18,50
13,6	547	2,95	17,70	2,65	16,5	4,0	12,9	3,4	10,6	30,60
	460	2,00	12,50	1,75	11,5	2,5	9,0	2,0	7,1	21,50
17,5	555	3,10	23,70	2,65	22,5	4,1	15,5	3,5	12,9	39,20
	460	2,15	16,45	1,75	15,4	2,5	10,6	2,0	8,5	27,05
20,6	544	3,00	25,40	2,65	23,8	4,0	16,5	3,4	13,8	41,90
	460	2,00	18,30	1,75	16,9	2,5	11,7	2,0	9,4	30,00
24,7	546	2,95	34,40	2,65	32,1	4,1	20,4	3,4	17,5	54,80
	460	2,00	24,60	1,75	22,7	2,6	14,4	2,0	12,0	39,00

Součinitel valení f_v charakterizuje pouze vlastní jízdní odpor (nezahrnuje pracovní — řezné odpory nožů a vliv kopírovacích hmatačů; podle dřívějších měření činí zvýšení valivého odporu připadající na řezné odpory nožů při práci cca 20 %).

Pro orientační přepočet příkonu adaptéru na nižší otáčky se vychází z toho, že podstatnou část příkonu ořezávacího adaptéru tvoří příkon metače a předřezávacího cepového ústrojí. Na základě dřívějších prací [Vraný, 1980; Vraný a Kupr, 1978] je možné obecně pro příkon téhož metače a cepového ústrojí napsat vztah pro stejný materiál a stejnou průchodnost:

$$\frac{P_{m(c)} - P_{om(c)}}{P'_{m(c)} - P'_{om(c)}} = \frac{n_{m(c)}^2}{n'_{m(c)}^2}$$

$$P'_{m(c)} = P'_{om(c)} + [P_{m(c)} - P_{om(c)}] \cdot \frac{n_{m(c)}^2}{n'_{m(c)}^2}$$

kde: $P_{m(c)}, P'_{m(c)}$ — příkon metače (cepového ústrojí) při práci
 $P_{om(c)}, P'_{om(c)}$ — příkon metače (cepového ústrojí) při běhu naprázdno
 $n_{m(c)}, n'_{m(c)}$ — otáčky metacího kola (cepového rotoru)

V tomto vzorci známe $P_{om(c)}, P'_{om(c)}$ z průběhu závislosti krouticího momentu na otáčkách při běhu naprázdno; $P_{m(c)}, n_{m(c)}$ a $n'_{m(c)}$ je dáno. Při přepočtu příkonů pracovních orgánů na nižší otáčky (460 min⁻¹ předlohových hřídelů) podle uvedeného vztahu (který je hypotetický a nemusí vždy v celém rozsahu průchodnosti platit) vychází při maximální dosažené průchodnosti z hlediska výnosu $q = 24,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ maximální celkový příkon adaptéru $P_{ad} = 39 \text{ kW}$; pro jmenovitou průchodnost $q = 30 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ vychází celkový příkon adaptéru $P_{ad} = \frac{30}{24,7} (33 - 4,6) + 4,6 = 46,4 \text{ kW}$ (4,6 kW je příkon adaptéru při běhu naprázdno při snížených otáčkách předlohových hřídelů). Počítá-li se s příkonem pracovní hydrauliky cca 3 kW, bude celkový příkon $P' = 49,4 \text{ kW}$; rezerva příkonu pro pojezd by činila cca 24,6 kW.

Vzhledem k tomu, že 460 ot. min⁻¹ předlohových hřídelů odpovídá cca 2000 ot. min⁻¹ motoru (kdy je výkon motoru nižší — asi 70 kW) bude rezerva pro pojezd úměrně nižší — asi jen 20 kW. Bereme-li v úvahu tyto rezervy, bude ořezávací adaptér moci pracovat ještě s průchodností $q = 30 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ při rychlosti II. red = 5,4 km. h⁻¹ a součiniteli valení $f_v = 0,08$ ve svahu cca 6°. Při přepočtu příkonu ořezávacího adaptéru na nižší otáčky je třeba počítat s tím, že se při nižších otáčkách a vyšších průchodnostech může zhoršit doprava chrástu a funkční vlastnosti adaptéru.

Z porovnání energetické bilance ořezávacího adaptéru se šestiřádkovým samojízdňím ořezávačem SC 1-04 z roku 1982 (výrobce Agrozet Jičín) [Trnka, 1983] vyplývá, že např. při průchodnosti $q = 20,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ činil výkon na hřídeli motoru SC 1-04 pro pohon pracovních orgánů cca 65 kW, což je 1,5krát víc, než činí příkon zjištěný u ořezávacího adaptéru při téže průchodnosti. (Samojízdný ořezávač SC 1-04 je jinak koncepčně řešen — nemá předřezávací cepové ústrojí ani metač a doprava chrástu ve stroji je řešena příčkovými dopravníky; navíc je opatřen čističkou řádků, která patří k energeticky nejnáročnějším pracovním ústrojím.) Relativně vysoký výkon motoru SC 1-04 vzhledem

k ořezávacímu adaptéru vyplývá z nízké účinnosti hydrostatických převodů SC 1-04 — při průchodnosti $q = 20,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ činí celková účinnost hydrauliky pracovních ústrojí $\eta_c = 0,472$ a hydrauliky pojezdu $\eta_{cpj} = 0,484$ při jízdě po rovině. (Při jmenovité průchodnosti $q = 30 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ poroste účinnost $\eta_c \approx 0,55$ a při jízdě do svahu $\alpha = 7^\circ$ účinnost $\eta_{cpj} = 0,70$ až $0,75$ — zvětšením zatížení se celková účinnost zlepšuje. Nízká celková účinnost SC 1-04 vyplývá z vlastností hydrostatických převodů jako takových a z nevhodné volby některých prvků hydraulické soustavy.)

ZHODNOCENÍ A ZÁVĚR

V práci jsou uvedeny výsledky energetického výzkumu funkčního modelu neseného šestiřádkového ořezávacího adaptéru na cukrovku konstrukce KVÚZS (Brázdá, 1984), včetně porovnání se samojízdým ořezávačem cukrovky SC 1-04 při běhu naprázdno a při práci. Nesený ořezávací adaptér má klasické mechanické převody řetězy a klínovými řemeny. Sklizeň chrástu je rozdělená — listy jsou uřezány cepovým předřezávacím ústrojím a hlavy bulev upravenými hmatacími koutyči s ořezávacími noži. Vlastní doprava chrástu se skrojky je ve stroji řešena šnekovým dopravníkem a metačem. V porovnání se samojízdým ořezávačem cukrovky SC 1-04 s hydrostatickými pohony, kdy při průchodnosti $20,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ činil výkon na hřídeli motoru SC 1-04 pro pohon pracovních orgánů cca 65 kW, je zjištěný příkon ořezávacího adaptéru 42 kW při téže průchodnosti cca 1,5krát nižší, což vyplývá kromě jiného z použití klasických mechanických převodů. (Největší část příkonu adaptéru připadá na cepové předřezávací ústrojí a na metač.) Celková energetická bilance adaptéru, včetně příkonu na pojezd při různých pojezdových rychlostech, průchodnostech a výnosech chrástu, je zobrazena na nomogramu (obr. 8). Z experimentálních výsledků vyplývá minimální obvodová rychlost cepového rotoru $v_o = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a minimální obvodová rychlost čtyřlpatkového metače s axiálním vstupem $v_o = 24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ pro celkové průchodnosti do $30 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Příkon pracovních orgánů, včetně celkového příkonu adaptéru, roste obecně s průchodností lineárně.

Při zkouškách prokázal adaptér funkční provozuschopnost a jako monoblok se může připojit na libovolný výkonově a funkčně vhodný trakční prostředek. Jeho určitou nevýhodou je produkce chrástu rozdrčeného cepovým ústrojím. Tento chrást je pro silážování méně vhodný. Rovněž pracovní rychlost adaptéru je nižší než u porovnávaného sklízče SC 1-04, a tím je nižší i výkonnost. Na druhé straně je výhodou relativně nižší měrná spotřeba pohonných hmot než u sklízče SC 1-04, nižší procento ztrát chrástu propadem a hrubého poškození bulev.

Literatura

- BRÁZDA, Z.: Funkční zkoušky funkčního modelu šestiřádkového adaptéru ořezáče chrástu AMO-077 pro nosič NUCS. [Zpráva č. 1/84.] Praha - Chodov, obrová zkušebna Agrozet KVÚZS 1984.
- KUPR, J.: Energetické poměry funkčního modelu samojízdného ořezáče cukrovky II. generace. [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Výzk. ústav zeměd. strojů 1978.
- TRNKA, L.: Tenzometrické měření zkušební stolice pro předřezání řepného chrástu. [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Výzk. ústav zeměd. strojů 1977.

TRNKA, L.: Energetické poměry funkčního modelu samojízdného ořezávače cukrovky. [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Výzk. ústav zeměd. strojů 1979.

TRNKA, L.: Energetické poměry samojízdného ořezávače cukrovky SC 1-04. [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Agrozet KVÚZS 1983.

VRANÝ, Z.: Energetické poměry ořezávacího adaptéru VÚZS na stroji NUCS. [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Výzk. ústav zeměd. strojů 1980.

VRANÝ, Z. — KUPR, J.: Podklady pro konstrukční řešení typických orgánů a prvků zemědělských strojů (metače a cepové srovnávací ústrojí). [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Výzk. ústav zeměd. strojů 1978.

Došlo dne 5. 6. 1985

ТРНКА, Л. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага - Ходов): **Результаты энергетического анализа действующей модели навесного ботворезного адаптера свеклоуборщика в сравнении с результатами анализа у самоходного ботвореза.** Земед. Техн., 31, 1985 (10) : 613-623.

Работа посвящена энергетическим условиям главных рабочих частей навесного шестирядного ботворезного адаптера с предварительной обрезкой ботвы бильным устройством и с прямой погрузкой ботвы метателем в кузов рядом едущего прицепа. На основе анализа замеренных значений и функциональных способностей отдельных органов рекомендуется оптимальный выбор конструкционных параметров. Кроме того действующая модель адаптера сравнивается с классическим самоходным ботворезом с гидростатическими приводами.

энергетический баланс ботворезного адаптера и его слагаемые; удельная потребляемая мощность; пропускная способность; коэффициент полезного действия гидростатических передач

TRNKA, L. (Agrozet, Research Institute of Farm Machinery, Praha - Chodov): *The Results of the Energy Analysis of a Functional Model of a Mounted Sugar-Beet Topping Attachment Compared with the Results of the Analysis of a Self-Propelled Topper.* Земед. Техн., 31, 1985 (10) : 613-623.

The power characteristics, of the main working parts of a mounted six-row topping attachment are analyzed. The beets are pre-topped by means of a flail mechanism and the leaves are loaded directly by a blower onto a trailer riding along. The optimum design parameters are proposed on the basis of the analysis of the measured values and functional capacities. At the same time, the functional model of the attachment was compared with the traditional self-propelled topper with hydrostatic driving gears.

power balance of topping attachment and its components; specific power input; throughput; effectiveness of hydrostatic gears

TRNKA, L. (Agrozet, Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Ergebnisse der energetischen Analyse des Funktionsmodells des Anbau-Rübenköpfadapters im Vergleich zu Ergebnissen der Analyse des selbstfahrenden Rübenköpfers.* Земед. Техн., 31, 1985 (10) : 613-623.

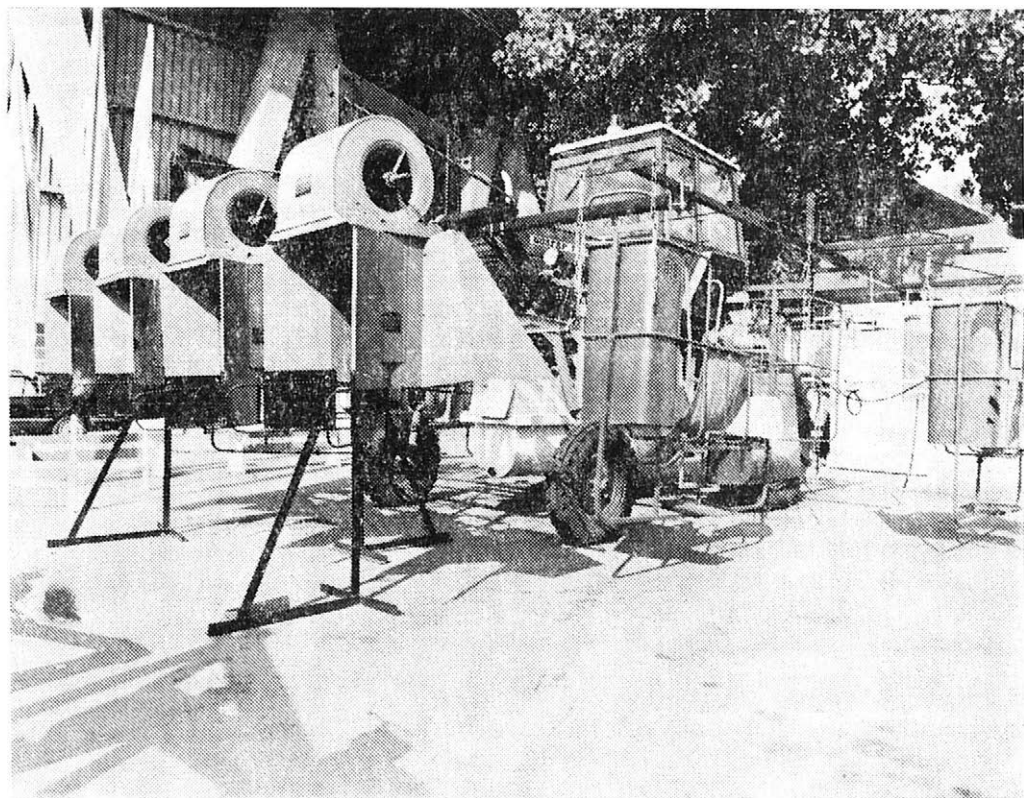
Die Arbeit befasst sich mit dem Energieverhältnis zwischen den wichtigsten funktionellen Teilen des sechsstufigen Anbau-Rübenköpfadapters mit Vorköpfen mit Dreschflügelwerk bei direktem Laden des Rübenkrauts mittels einer Wurfvorrichtung auf den nebenfahrenden Anhänger. Aufgrund der Analyse der gemessenen Werte und der funktionellen Fähigkeiten der einzelnen Werke kann eine optimale Wahl der Konstruktionsparameter empfohlen werden. Gleichzeitig wurde das Modell des Adapters mit dem klassischen selbstfahrenden Rübenköpfers mit hydrostatischem Antrieb verglichen.

energetische Bilanz des Köpfadapters und ihre Komponenten; spezifische Leistungsaufnahme; Durchsatzleistung; Wirksamkeit der hydrostatischen Getriebe

Adresa autora:

Ing. Lubomír Trnka, CSc., Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

STROJE NA PĚSTOVÁNÍ A SKLIZEŇ TABÁKU



Pro mechanizaci pěstování a sklizně velkolistých odrůd tabáku typu Virginia nabízíme komplex vhodných strojů, který zahrnuje traktor, kultivátor, sázecí stroj, sklízecí stroj a rampu pro sklizeň tabáku.

Agromachinainpex

Vývozce: VTO Agromašinainpex
Bulharsko, Sofie
tř. S. Lepojeva č. 1
telex: 022-563
telefon: 230391



EXPERIMENTÁLNÍ OMEZOVÁNÍ ÚČINKŮ VIBRACÍ NA OBSLUHU A ŘIDIČE ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

F. Sinek

SINEK, F. (Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Experimentální omezování účinků vibrací na obsluhu a řidiče zemědělských strojů*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (10) : 625-638.

V úvodní části je shrnuta základní metodika hodnocení velikosti nepříznivých vibrací na člověka při obsluze strojů, stanovená hygienickými předpisy. Jako příklad aplikace obsahuje práce výsledky měření zrychlení vibrací na sedadle malotraktoru třídy 15 kW při pojezdu po zkušební profilové dráze dlouhé 35 m, která odpovídá normě ISO 5008 a ČSN 47 0172. Je uveden typický tvar frekvenčního spektra ve svislém směru a závislosti vybuzeň zrychlení v pásmech výrazných frekvencí na pojezdové rychlosti jak pro svislý, tak pro vodorovný směr zrychlení vibrací na sedadle. Potvrzuje se, že problém vibroizolace tohoto typu stroje spočívá jednoznačně v omezování nízkých frekvencí do 10 Hz. Dominantní je pásmo 4 Hz, kam spadá vlastní frekvence malotraktoru při kmitání na pneumatikách. Druhým příkladem je experimentální postup omezování nepříznivých vibrací rukojetí jednoosého malotraktoru s motorem o výkonu 3,2 kW při práci s žací lištou. Je popsán postupný výběr nejvhodnější konstrukční varianty klečí podle frekvenčních spekter zrychlení. Rozhodující frekvence leží v pásmu 8 až 200 Hz. Hlavním zdrojem buzení vibrací klečí je motor (zejména v pásmech 63 a 125 Hz) a kosa (v pásmech 12,5 a 25 Hz). Nejobtížnější pro omezení hladiny zrychlení je pásmo 12,5 Hz. Pro izolaci této frekvence při použití klasické žací lišty není zatím známo dostatečně účinné jednoduché technické řešení.

vibroizolace; frekvenční analýza vibrací; vibrace na sedadle malotraktoru; vibrace klečí jednoosého malotraktoru

Hodnocení zemědělských strojů podle úrovně vibrací v místech, s nimiž je ve styku obsluha, je v současné době povinné pro většinu nově vyvíjených strojů. Přípustné úrovně zrychlení vibrací jsou stanoveny závaznými hygienickými předpisy a jsou relativně (z hlediska stavby strojů) dost nízké a často se nepodaří je bez podrobnější analýzy při prvním návrhu splnit.

Závažnost ochrany řidiče a obsluhy strojů proti vibracím je zřejmá a potřeba dosáhnout v tomto směru pokroku je aktuální. Současný stav je charakterizován tím, že platí nové normy, vzrůstá tlak na výrobce strojů, zpřístupňují se zkušební metody a z technického hlediska již byly většinou vyčerpány možnosti jednoduchých, nenáročných, a tím i levných opatření. Zdokonalení vibroizolace bude proto často znamenat složitější a dražší stroje.

Svou povahou jsou tyto vibrace projevem dynamických sil a metody jejich omezování jsou metodami omezování dynamických účinků, které

vyžadují specializovaný přístup, včetně odpovídajících měřicích metod a měřicí techniky.

Prvními a v současné době rozhodujícími součástmi řešení potřeby zlepšit pracovní podmínky při práci se zemědělskými stroji jsou měřicí technika a měřicí metody pro zjišťování a analýzu skutečných účinků vibrací na exponovaných místech. Náročnost v této činnosti je dána tím, že je nutné dělat frekvenční analýzu signálů v pásmu frekvencí 1 až 1000 Hz ve velkém počtu opakování za typických pracovních podmínek (v terénu) v závislosti na mnoha konstrukčních parametrech. Dosud se tato činnost v oboru zemědělského strojírenství prováděla náhradním způsobem s dodatečným vyhodnocováním po skončení měření. To nedovoľovalo operativně využívat poznatků z měření. Situace se změnila, když bylo možné uplatnit metody založené na použití výkonného frekvenčního analyzátoru fy Brüel a Kjaer.

Tato práce vychází ze základních pojmů stanovených hygienickými předpisy a normami. Je zaměřena na praktické otázky metod používaných při zajišťování ochrany obsluhy nově vyvíjených zemědělských strojů. Podává výsledky experimentálních prací provedených na konkrétních strojích (S i n e k, 1984, 1985).

METODIKY

METODIKA MĚŘENÍ A HODNOCENÍ NEPŘÍZNIVÝCH VIBRACÍ

V současné době se škodlivé vibrace hodnotí buď pomocí efektivní hodnoty zrychlení vibrujících součástí (udává se v m.s^{-2}), nebo pomocí tzv. hladiny zrychlení (v decibelech vztahených k referenční hodnotě 10^{-6} m.s^{-2}) v třetinooktávových nebo oktávových pásmech. Stále častěji se dává přednost třetinooktávové analýze. Je výstižnější, zejména v případech diskrétních spekter nebo spekter s výraznými frekvencemi. Efektivní hodnota je z hlediska kvantitativního hodnocení amplitud vibrací důležitá také proto, že odráží nejen jejich průběh, ale současně má přímý vztah k jejich energetickému obsahu, a tedy i k jejich škodlivosti.

Tento způsob hodnocení účinků vibrací na člověka je zaveden ve většině předpisů a norem platných v současné době, zejména v čs. vyhlášce č. 13/1977 Sb., v příloze k této vyhlášce, v ČSN 47 0172, v mezinárodní normě ISO 5008 a v příslušné směrnici ministerstva zdravotnictví ČSR.

Použité pojmy jsou jednoznačně definovány:

oktáva — kmitočtové pásmo, ve kterém je poměr horní mezní hodnoty k dolní mezní hodnotě roven 2;

třetina oktávy — kmitočtové pásmo, ve kterém je poměr horní mezní hodnoty k dolní mezní hodnotě roven $\sqrt[3]{2}$;

hladina vibrací — je určena vztahem

$$L(a) = 20 \log \frac{a}{a_0} \quad (\text{dB})$$

kde: a_0 — 10^{-6} m.s^{-2}

a — efektivní hodnota zrychlení vibrací v daném bodě v m.s^{-2}

V příloze vyhlášky č. 13/1977 Sb. jsou stanoveny nejvyšší přípustné hodnoty vibrací pro tři základní typy vibrací:

1. vibrace přenášené na ruce — vibrace přenášené z předmětů přidržovaných rukou a vibrace přenášené na nohy nezátížené celou hmotností exponované osoby,

2. celkové vibrace — vibrace přenášené na sedící nebo stojící osobu ze sedadla, podlahy či plošiny, včetně vibrací zádové opěrky,

3. vibrace přenášené zvláštním způsobem.

Nejvyšší přípustné hodnoty vibrací jsou stanoveny v závislosti na délce doby expozice pro jednotlivá třetinooktávová pásma v rozsahu pásem 8 až 1000 Hz u vibrací přenášených na ruce (hodnotí se ve třech kolmých směrech) a v rozsahu 1 až 80 Hz u celkových vibrací (zvlášť jsou udány limity pro vertikální a zvlášť pro horizontální směr).

Různá citlivost lidského organismu na účinek vibrací je vyjádřena váhovými funkcemi, které korigují přípustné hodnoty vibrací. Činitele váhových funkcí pro jednotlivé typy vibrací v třetinooktávových pásmech jsou stanoveny v příloze vyhlášky č. 13/1977 Sb.

Pro porovnávání alternativ jsou často vhodné celkové údaje vyjádřené buď celkovou váženou efektivní hodnotou, nebo celkovou váženou hladinou vibrací. Pro jejich výpočet na základě třetinooktávové analýzy platí vztahy:

$$a_{ef\ cC} = \sum_{i=1}^n a_{ef\ ci}^2$$

kde: $a_{ef\ cC}$ — celková vážená efektivní hodnota zrychlení vibrací přenášených na člověka
 $a_{ef\ ci}$ — vážená efektivní hodnota zrychlení vibrací přenášených na člověka v i -tém kmitočtovém pásmu
 n — celkový počet kmitočtových pásem

$$a_{ef\ ci} = a_{ef\ i} \cdot w_i$$

kde: $a_{ef\ i}$ — efektivní hodnota zrychlení vibrací v i -tém kmitočtovém pásmu
 w_i — činitel váhové funkce, také činitel přenosu filtru v daném kmitočtovém pásmu

Dále platí:

$$L_{a\ cC} = 10 \log \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{a\ ci}}$$

kde: $L_{a\ cC}$ — celková vážená hladina vibrací přenášených na člověka

$$L_{a\ ci} = L_{a\ i} + K_{ci}$$

kde: $L_{a\ i}$ — hladina zrychlení vibrací v i -tém kmitočtovém pásmu
 K_{ci} — korekční činitel určený z váhové funkce nebo také korekce s ohledem na přenos příslušného filtru v daném kmitočtovém pásmu

Druhou částí metodiky měření a vyhodnocení vibrací působících na člověka jsou podmínky, za kterých se vibrace měří. Ty jsou předepsy stanoveny většinou jen rámcově. Souvisí s typem stroje a se způsobem jeho použití.

Cílem většiny současných výzkumných prací týkajících se vibroizolace čs. zemědělských strojů je určit (snímat a vyhodnocovat) velikost vibrací a hledat takové konstrukční varianty provedení strojů, které by dosahovaly příznivých hodnot zrychlení v místech styku s obsluhou. V dalším textu jsou popsány výsledky získané na dvou různých typech strojů:

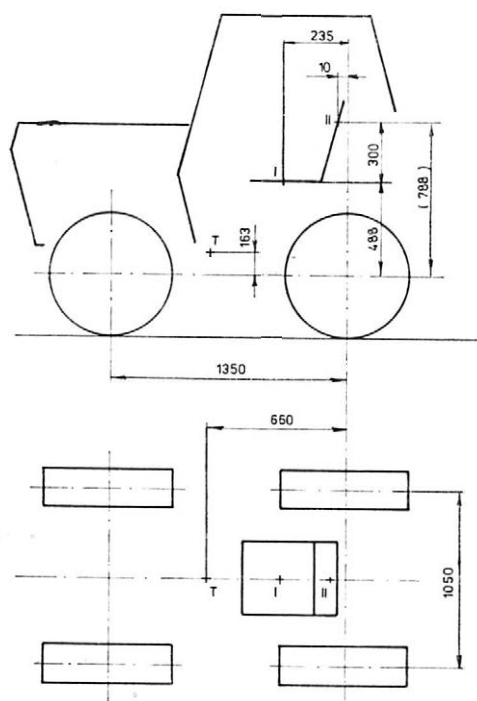
1. na sedadle dvouosého malotraktoru třídy do 15 kW,
2. na rukojeti klečí jednoosého malotraktoru při práci s žací lištou.

METODIKA MĚŘENÍ MALOTRAKTORU 15 kW

Měření bylo zaměřeno na určení vibrací na sedadle ve svislém směru (na sedáku — měřené místo I) a ve vodorovném směru (na opěradle — ve výšce 300 mm nad sedákem — měřené místo II) v souladu s praxí Státní zkušebny zemědělských, lesnických a potravinářských strojů v Praze. Měření se konalo při pojezdu po zkušební profilové dráze dlouhé 35 m. Dráha odpovídala normě ISO 5008 i ČSN 47 0172. Základní pojezdová rychlost byla 5 km.h⁻¹. Sledovala se závislost vybuzeného spektra na pojezdové rychlosti v rozmezí (2—6) km.h⁻¹. Základní parametry měřeného malotraktoru jsou uvedeny v tab. I, schéma malotraktoru je na obr. 1.

I. Základní technické parametry dvouosého malotraktoru třídy do 15 kW — The basic technical parameters of a four-wheeled tractor of the power-output class up to 15 kW

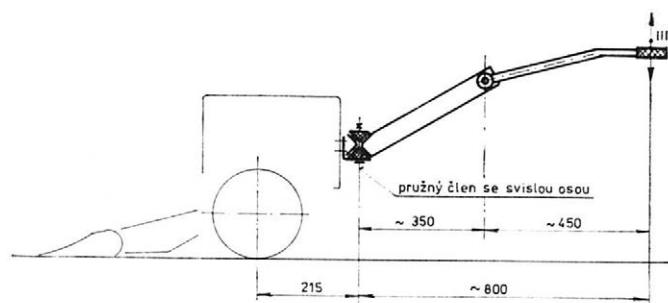
Parametr	Hodnota parametru
Typ motoru	vznětový čtyřdobý vzduchem chlazený dvouválec
Výkon motoru	14,5 kW při 2700 ot. min ⁻¹
Seřazené otáčky motoru	2700 ot. mn ⁻¹
Hmotnost stroje s kabinou	1200 kg
Pneumatiky — typ	7,50/16 (vpředu i vzadu)
Huštění	70—220 kPa, základní 120 kPa
Rozvor náprav	1350 mm
Rozchod kol	900, 975, 1050, 1125 — při měření 1050 mm
Řízení	předními koly
Hnací náprava	přední i zadní
Sedadlo — typ	A. Svratka — 7130
Upevnění sedadla	šrouby k bloku převodovky
Hmotnost řidiče	75 kg



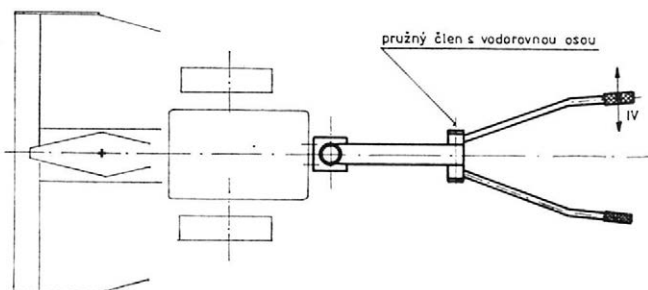
1. Schéma malotraktoru třídy 15 kW s vyznačením míst se snímači zrychlení na sedadle (měřená místa — I, II) — Diagram of a tractor of the 15 kW power output class with the indication of the points with the accelerometers on the seat (measuring points — I, II)

METODIKA MĚŘENÍ JEDNOOSÉHO MALOTRAKTORU S ŽACÍ LIŠTOU

Měření bylo zaměřeno na výběr nejvhodnější alternativy uspořádání klečí jednoosého malotraktoru. K tomu účelu byly snímány vibrace jedné rukojeti ve dvou kolmých směrech — svislém — měřené místo III — a vodorovném (ve vodorovné rovině kolmo k ose rukojeti) — měřené místo IV — v sestavě s žací lištou. Druhý vodorovný směr spadající do osy rukojeti, měl nižší zrychlení, a proto nebyl při tomto měření sledován. Práce s žací lištou představuje velmi nepříznivý případ. Do rukojeti se přenášejí intenzivní vibrace vyvolané pohybem kosy. Aby byla



2. Schéma jednoosého malotraktoru 3,2 kW s žací lištou s vyznačením míst se snímači zrychlení na rukojeti klečí — Diagram of a two-wheeled small tractor (3.2 kW) with a cutterbar, with the indication of the points where accelerometers are located



II. Základní technické parametry jednoosého malotraktoru s žací lištou — The basic technical parameters of a two-wheeled small tractor with a cutterbar

Parametr	Hodnota parametru
Motor — typ	zážehový vzduchem chlazený jednoválec; obsah 133 cm ³
Výkon motoru	3,2 kW při 5200 ot. min ⁻¹
Pracovní otáčky	4200 ot. min ⁻¹
Převodový poměr motor — kosa	1 : 5,625
Žací lišta — typ	prstová
Hmotnost lišty	40,4 kg
Záběr lišty	91 cm
Kleče	dělené, se základní tuhou čtvercovou trubkou, připevněny k bloku motoru, se dvěma dvojicemi silentbloků
Hmotnost motoru s klečemi	35 kg
Hmotnost převodovky s koly	31,5 kg

porovnatelnost měření co nejvyšší, byla měření prováděna bez pojezdu, s lištou opřenou o travnatý povrch; obsluha držela kleče oběma rukama. Měřilo se při nominálních otáčkách motoru. Základní technické parametry měřeného jednoosého malotraktoru jsou uvedeny v tab. II, schéma měřené jednotky je na obr. 2. Postupně byly porovnávány tyto alternativy:

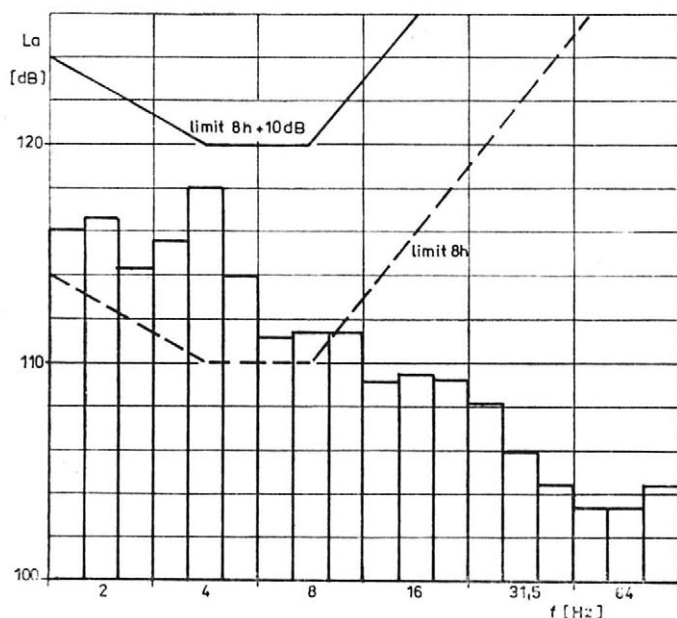
- A) výchozí úprava (podle obr. 2),
- B) velmi tuhé kleče,
- C) optimálně utažené šrouby pryžových silentbloků alternativy A),
- D) kleče alternativy C) s přidavnými hmotnostmi (à 1,5 kg) na koncích rukojetí.

Měřená zrychlení byla v obou případech vyhodnocována digitálním jedno-kanálovým frekvenčním analyzátozem Brüel a Kjaer, typ 2131. Tento analyzátor umožňuje třetinooktávovou analýzu v reálném čase v pásmech od 1,6 Hz do 20 kHz. Udává hladiny zrychlení v decibelech. Jeho zavedení do praxe znamená přínos při aplikaci experimentálních metod (Sinek, 1984).

Zrychlení bylo snímáno snímačem zrychlení fy Bell a Howell, typ 4-202, s rozsahem 25 g s příslušnou aparaturou. Celý měřicí řetězec byl dynamicky ocejchován a byly sestrojeny jeho frekvenční charakteristiky. Tyto charakteristiky byly v obou případech lineární minimálně do 400 Hz, což pro dané účely postačovalo.

HLADINY ZRYCHLENÍ VIBRACÍ NA SEDADLE MALOTRAKTORU

Při pojezdu po normalizované profilové zkušební dráze základní rychlostí $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ se na sedáku i na opěradle vybudí vibrace, jejichž amplituda závisí na dynamických vlastnostech celého stroje s řidičem a na schopnosti sedadla snížit přenos těchto vibrací na řidiče. Je známo, že sedadlo může přenos vibrací jen omezit. Mělo by však ve svislém směru (současná sedadla nejsou vesměs konstruována tak, aby byla účinná i ve vodorovném směru) omezit amplitudy kmitů do té míry, aby byly splněny hygienické předpisy.



3. Frekvenční spektrum zrychlení vibrací na sedadle malotraktoru (měřené místo I při jízdě po zkušební profilové dráze ISO-35 m). Jsou uvedeny hladiny zrychlení pro třetinooktávová pásma v decibelech a vyznačeny základní a korigované limitní hodnoty pro osmihodinovou dobu expozice — The frequency spectrum of the acceleration of vibrations on the seat of a small tractor (measuring point I when going along the ISO-35 m test track). The levels of acceleration for the bands of a third-octave are given in decibels and the basic and corrected limit values are indicated for an eight-hour exposure

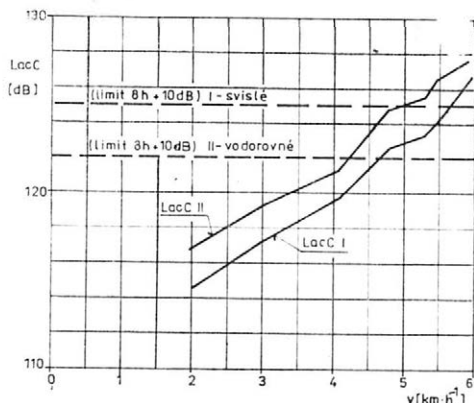
Profilová dráha ISO vznikla původně pro hodnocení a výzkum traktorů. Je navržena tak, aby simulovala buzení, které vzniká při jízdě po zoraném poli napříč brázd, a nejlépe odpovídá pojezdové rychlosti $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Není tedy univerzální a pro mnoho dalších situací se nehodí. Z praktických důvodů se však na ní srovnávají a oceňují konstrukční alternativy, u kterých je nutná jednoznačnost a opakovatelnost podmínek měření. Při zkoušení strojů na této dráze je „tvrdost“ vůči některým typům strojů kompenzována korekcí limitů přípustných hodnot zrychlení o hodnotu $+10 \text{ dB}$.

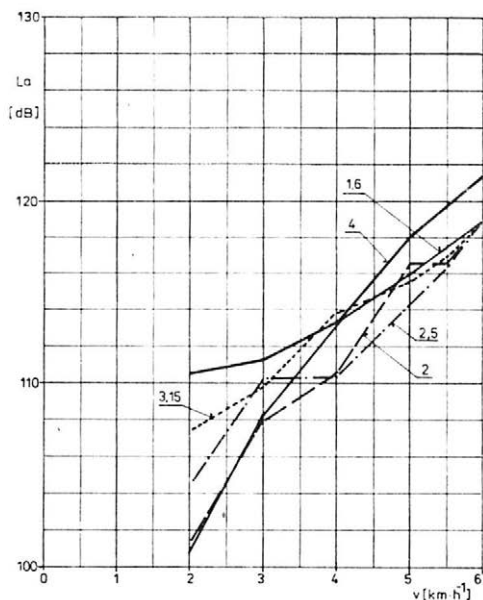
Na obr. 3 je uvedeno zjištěné třetinooktávové spektrum zrychlení sedáku I v rozmezí pásem $1,6$ až 80 Hz (použitý analyzátor nedává přímo hodnoty v pásmech 1 a $1,25 \text{ Hz}$) při rychlosti $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. V obr. 3 jsou zakresleny i limitní hodnoty pro osmihodinovou expozici, korigované o $+10 \text{ dB}$.

Je vidět, že problém izolace obsluhy tohoto typu stroje je v omezení nízkých frekvencí do 10 Hz . Pro vyšší pásma jsou na sedáku hladiny vibrací dostatečně hluboko pod požadovaným limitem. To jednoznačně znamená, že problém nevyřeší běžné pryžové silentbloky. Nejvýraznější frekvence jsou v pásmu $1,6$ až $5,0 \text{ Hz}$. Do pásma 4 Hz spadá vlastní frekvence malotraktoru při kmitání na pneumatikách (při huštění 120 kPa činí $3,8 \text{ Hz}$). Na rozhraní pásem $1,6$ a $2,0 \text{ Hz}$ leží vlastní frekvence soustavy sedadlo + řidič. Situace je však ještě příznivá, jelikož za uvedených podmínek nepřesahuje hladina zrychlení ani v jednom pásmu dovolenou korigovanou mez. Je výhodné, že mezi vlastními frekvencí sedadla a vlastními frekvencí malotraktoru je velký odstup — činí více než jednu oktávu.

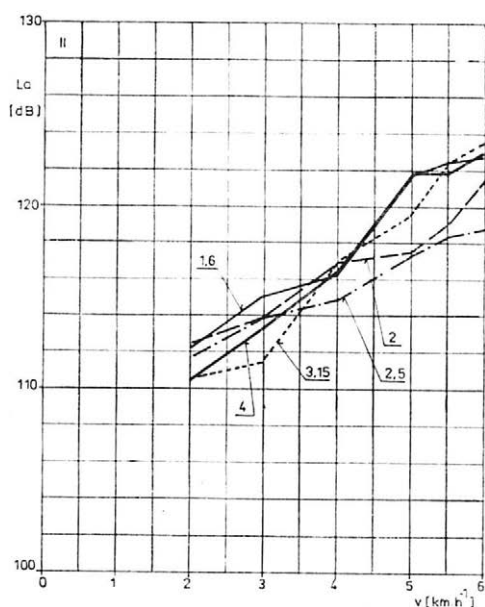
Intenzita vybuzení jednotlivých frekvencí také závisí na rychlosti jízdy. Dráha ISO při pojezdové rychlosti $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ poskytuje dobré podmínky pro vybuzení svislých složek zrychlení. Není určena pro hodnocení vodorovných vibrací. Aby bylo možné posoudit její použitelnost i pro vibrace, uskutečnila se měření při různých pojezdových rychlostech. Výsledky jsou uvedeny na obr. 4 až 6. Z obr. 4, v němž jsou vynášeny celkové vážené hladiny zrychlení, plyne, že závislost intenzity vybuzených vibrací na rychlosti je velmi silná. Při změně rychlosti z $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ na $2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ klesne hodnota celkové vážené hladiny na sedáku ze 123 na $114,5 \text{ dB}$ a na opěradle ze 125 na 117 dB , to je cca o $8,5$, resp. o $8,0 \text{ dB}$. Odtud je zřejmé, že ochrana zdraví obsluhy je závislá i na volbě pracovní rychlosti.

4. Závislost celkové vážené hladiny zrychlení vibrací na sedadle malotraktoru v měřených místech I a II na pojezdové rychlosti při jízdě po profilové zkušební dráze ISO-35 m — The dependence of the weighted level of the acceleration of vibrations on the seat of a small tractor at measuring points I and II on travel speed when going along the ISO-35m test track





5. Závislost hladin zrychlení pro měřené místo I v pásmech 1,6; 2; 2,5; 3,15 a 4 Hz malotraktoru na pojezdové rychlosti při jízdě po profilové překážkové dráze — The dependence of the levels of acceleration for measuring point I in the 1.6, 2, 2.5, 3.15 and 4 Hz bands in a small tractor on travel speed when going along a test track



6. Závislost hladin zrychlení pro měřené místo II v pásmech 1,6; 2; 2,5; 3,15 a 4 Hz malotraktoru na pojezdové rychlosti při jízdě po profilové překážkové dráze — The dependence of acceleration levels for measuring site II in the 1.6, 2, 2.5, 3.15 and 4 Hz bands in a small tractor on travel speed when going along a test track

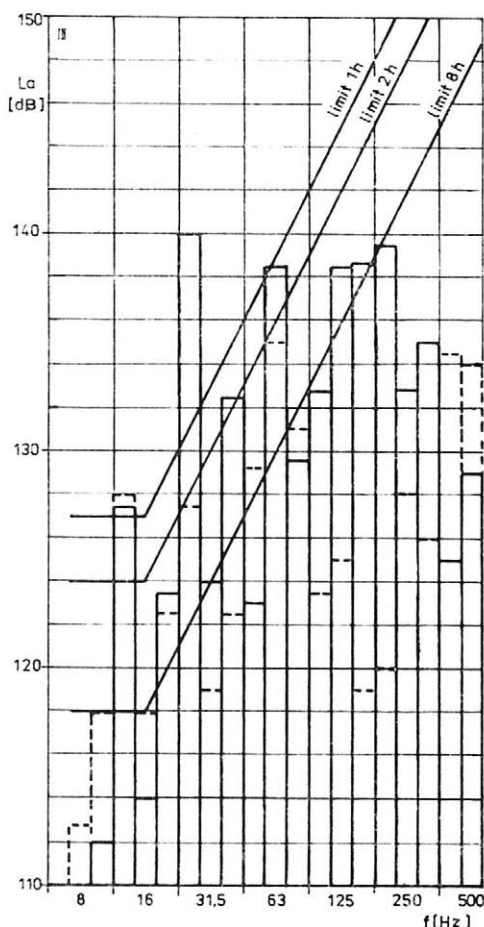
Jelikož se s pojezdovou rychlostí mění i tvar budícího spektra, jsou na obr. 5 a 6 vyneseny závislosti hladin v jednotlivých nízkých frekvenčních pásmech na rychlosti (jde o pásma 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0 Hz). Z obr. 5 vyplývá, že při rychlosti 5 km · h⁻¹ je nejvyšší hladina na sedáku v pásmu 4 Hz, potom v pásmech 2,0; 1,6; 3,15 a 2,5 Hz. Toto pořadí se při změně rychlosti nezachovává. Pásmo 4 Hz je však vždy vysoké a s rychlostí klesá jen pomalu (odpovídá vlastní frekvenci). Pro velmi nízké rychlosti klesají nejrychleji hladiny v nízkých pásmech, tj. 1,6 a 2,0 Hz.

Poměry na sedadle ukazuje obr. 6. Amplitudy zrychlení na opěradle jsou závislé na výšce umístění snímače. Pro smluvní hodnotu 300 mm nad sedákem jsou nejvyšší hladiny pro rychlost 5 km · h⁻¹ v pásmech 1,6 a 4,0 Hz. Pro nižší rychlosti se hladina v pásmu 4,0 Hz dost snižuje, zatímco v pásmu 1,6 Hz zůstává stále vysoká.

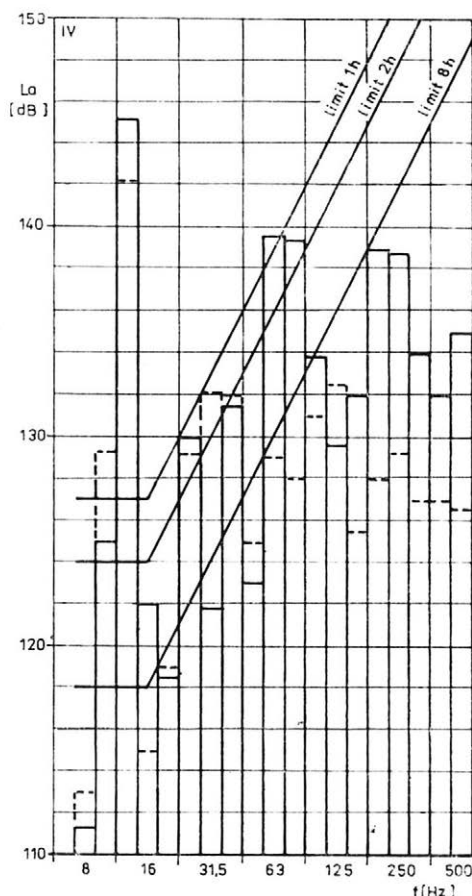
Hodnoty zrychlení vybuzených na opěradle jsou nadměrné. Zjištěné hladiny přesahují při vyšších rychlostech korigované limity.

HLADINY ZRYCHLENÍ VIBRACÍ RUKOJETÍ KLEČÍ JEDNOOSÉHO MALOTRAKTORU S ŽACÍ LIŠTOU

Práce s klasickou žací lištou přináší intenzivní buzení, které se skládá s buzením od motoru. Problém izolace souvisí s cenou celého zařízení. Oddělit jednoduše buzení, aby se nepřenášelo do klečí, resp.



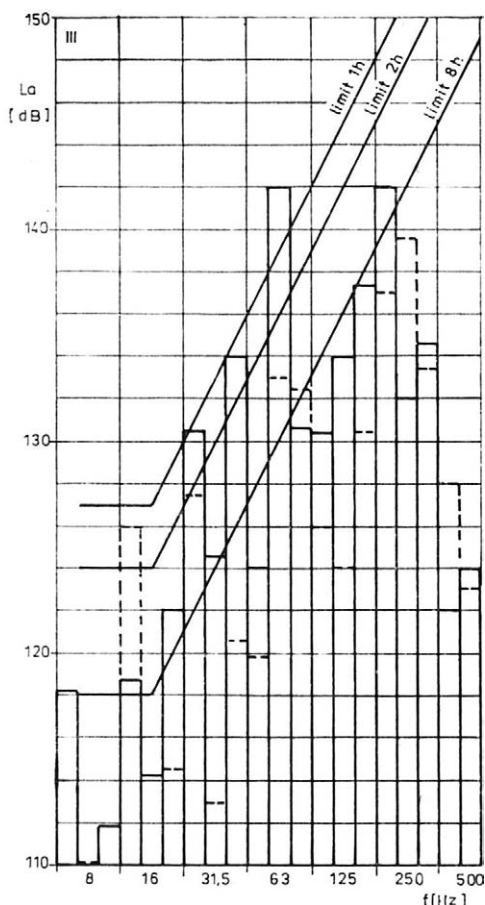
7. Frekvenční spektrum zrychlení vibrací klečí ve svislém směru (měřené místo III) pro alternativy klečí A (—) a B (---). Jsou uvedeny hladiny zrychlení pro třetinooktávová pásma v decibelech a vyznačeny limitní hodnoty pro různé dovolené doby expozice — The frequency spectrum of vibration acceleration in the handlebars in vertical direction (measuring site III) for handlebar variants A (—) and B (---). Acceleration levels for vibration bands of a third octave are given in decibels and the limit values are indicated for different admissible exposure times



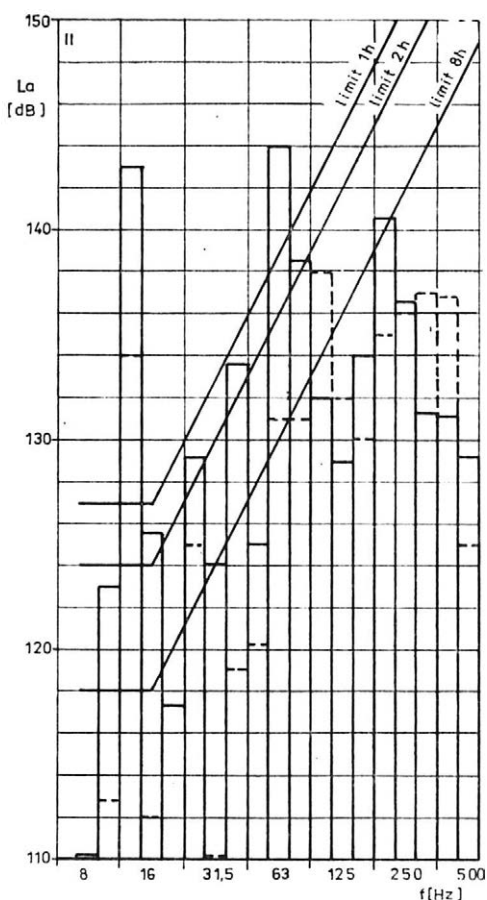
8. Frekvenční spektrum zrychlení vibrací klečí ve vodorovném směru (měřené místo IV) pro alternativy klečí A (—) a B (---) — The frequency spectrum of vibration acceleration of the handlebars in horizontal direction (measuring point IV) for handlebar variants A (—) and B (---)

do rukojetí, změkčeným upevněním jak klečí, tak rukojetí, lze pouze do určité míry. Omezení plyne z požadavku dobré řiditelnosti stroje.

Uvedené výsledky dále ukazují postup při výběru nejvhodnější konstrukční varianty, která je ještě reálná z konstrukčního hlediska a která dává co nejnížší hodnoty zrychlení. Zrychlení bylo měřeno ve dvou kolmých směrech. Spektra hladin zrychlení vibrací výchozí alternativy A) jsou zakreslena v obr. 7 a 8 plnou čarou. Z obrázků je vidět, že rozhodující jsou frekvence v pásmech od 8 do 200 Hz. Vyšší frekvence



9. Frekvenční spektrum zrychlení vibrací klečí ve svislém směru (měřené místo III) pro alternativy klečí C (—) a D (---). Jsou uvedeny hladiny zrychlení pro třetinooktávová pásma v decibelech a vyznačeny limitní hodnoty pro různé doby expozice — The frequency spectrum of the acceleration of vibrations of handlebars in vertical direction (measuring point III) for handlebar variants C (—) and D (---). Acceleration levels for vibration bands of a third of octave are given in decibels and the limit values are indicated for different exposure times

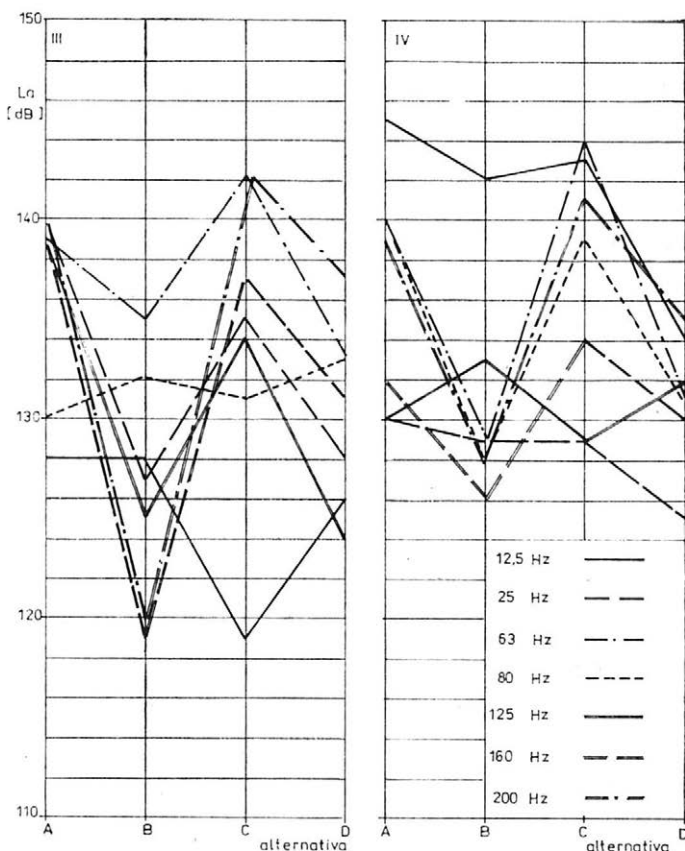


10. Frekvenční spektrum zrychlení vibrací klečí ve vodorovném směru (měřené místo IV) pro alternativy C (—) a D (---) — The frequency spectrum of vibration acceleration of the handlebars in horizontal direction (measuring point IV) for variants C (—) and D (---)

již nejsou nebezpečné. Proto jsou na obr. 11 porovnávány hladiny zrychlení v pásmech do 200 Hz. Je zřejmé, že zdrojem buzení je žací lišta a motor, k jehož bloku jsou kleče připevněny. Pohybu kosa odpovídají výrazná pásma 12,5 a 25,0 Hz, motoru 63 a 125 Hz. Další vysoké hladiny jsou v pásmech 80 Hz (vodorovně), 160 Hz (svisle) a 200 Hz. I když překročení hygienického limitu nastává ve většině těchto pásem, jednoznačně nejhorší hodnoty jsou v pásmech 12,5 Hz a 25,0 Hz.

Konstrukční úpravy, vedoucí alespoň k částečnému vyvážení dynamických sil vznikajících při pohybu kosa a některých součástí jejího

11. Porovnání sledovaných alternativ provedení klečí jednoosého malotraktoru pro sedm výrazných frekvenčních pásem v měřených místech III (svisle) a IV (vodorovně) — Comparison of the studied variants of handlebar design in a two-wheeled small tractor for seven marked frequency bands at measuring points III (vertical) and IV (horizontal)



pohonu, nejsou u tohoto typu strojů reálné (určité možnosti jsou patrné v použití protiběžné lišty — za cenu složitější konstrukce). Proto je snaha upravovat kleče. Na obr. 7 a 8 jsou čárkovaně vyneseny hladiny zrychlení pro kleče velmi tuhé, bez silentbloků — alternativa B). Tyto kleče mají pouze ve střední části kloub s pryžovými dorazy, umožňující určitou deformaci ve vodorovném směru. Dosáhlo se zlepšení v pásmech vyšších frekvencí, ovšem v pásmu 12,5 Hz je zlepšení nevýrazné. Největší efekt je vidět v pásmu 25 Hz ve svislém směru — porovnání je na obr. 11.

Určitou možnost, jak naladit kleče, představuje změna tuhosti pružných členů umístěných podle obr. 2. Hodnoty alternativy C) jsou vyneseny na obr. 9 a 10 plně. Po snížení tuhosti silentbloků na nejnížší možnou hodnotu se dosáhne žádoucího snížení hladiny zrychlení ve svislém směru v pásmu 12,5 Hz (ovšem za cenu zhoršení téměř ve všech ostatních pásmech), jak názorně vyplývá z obr. 11. Jelikož rozhodujícím pásmem stále zůstává pásmo 12,5 Hz ve vodorovném směru s hladinou zrychlení vyšší než 140 dB, je nejvýhodnější konečná alternativa D), u které přidáním závaží o hmotnosti 1,5 kg ke každé rukojeti nastane příznivé omezení amplitud kmitů v tomto pásmu ze 143 na 134 dB. Alternativa D) je na obr. 9 a 10 vynesena čárkovaně.

Z porovnání na obr. 11 je vidět, jak jsou jednotlivé alternativy citlivé na buzení. Alternativa B) [tuhá] nepřenáší vyšší frekvence. Alternativa

tiva D) (měkká se závažím) je z nich nejvýhodnější, protože dává nízké hodnoty zejména v pásmech nízkých frekvencí. Jako jediná ze sledovaných alternativ splňuje — s výjimkou pásma 12,5 Hz — limit dvouhodinové doby expozice (obr. 9 a 10). Neřeší tedy zcela problém izolace, ale lepší řešení (kromě použití protiběžné lišty) zatím není k dispozici.

Uvedené výsledky ukazují používané metody a postup řešení při výběru optimální varianty vibroizolace experimentální cestou.

ZÁVĚR

Na příkladu dvou různých praktických problémů vibroizolace zemědělských strojů je vidět, jakým způsobem se v současné době řeší tyto otázky v oboru zemědělského strojírenství. Převažuje experimentální přístup, i když teoretická řešení již také byla provedena. Pro současné přístupy je charakteristické, že jsou přijímána relativně jednoduchá opatření. Podmínkou výběru optimální varianty je odpovídající měřicí technika, jejíž nejdůležitější součástí je frekvenční analyzátor pokrývající zejména pásmo frekvencí do 1000 Hz. Problém vibroizolace samojízdných zemědělských strojů a traktorů je především v potřebě izolovat nízké frekvence, často v pásmech 2 až 4 Hz. To jsou frekvence, v nichž jednoduché oddělení zdroje vibrací pryžovými izolátory není účinné. Vibrace na sedadlech těchto strojů se zjišťují buď na zkušebních normalizovaných dráhách (traktory a malotraktory), nebo při jízdě v typických polních podmínkách. Typický tvar frekvenčního spektra a vliv pojezdové rychlosti na vybuzení významných frekvencí při pojezdu po profilové dráze ISO dlouhé 35 m podává popsany příklad malotraktoru třídy 15 kW. U ostatních zemědělských strojů jsou nepříznivé vibrace nejčastěji vyvolány buď pracovními orgány, nebo hnacími prostředky. Možnosti experimentálního přístupu ukazuje popsané řešení izolace rukojetí jednoosého malotraktoru, u něhož jsou rozhodující vibrace od motoru a od žací lišty.

Získané výsledky jsou jednak důležité pro hodnocení konstrukčních úprav strojů, jednak tvoří podklady pro komplexnější teoretická řešení.

Literatura

ČSN 47 0172: Zemědělské stroje a traktory.

ISO 5008: Agricultural wheeled tractors and field machinery — Measurements of whole body vibration of the operator. 1979.

SINEK, F.: Experimentální výzkum vibrací klečí hnacích jednotek MT 7-030 a MT 3-015. [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Agrozet, KVÚZS 1984.

SINEK, F.: Použití frekvenčního analyzátoru signálů pro analýzu dynamických účinků na obsluhu zemědělských strojů. [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Agrozet, KVÚZS 1984.

SINEK, F.: Vibrace na sedadle malotraktorů MT 8-050 a MT 8-065. [Výzkumná zpráva.] Praha - Chodov, Agrozet, KVÚZS 1985.

ST SEV 3472-81: Metody měření vibrací na místě obsluhy. 1983.

SMĚRNICE MZ ČSR: Směrnice, jimiž se stanoví způsob měření a hodnocení vibrací. Hygienický předpis MZ ČSR č. 53, sv. 46. 1980.

VYHLÁŠKA č. 13/1977 Sb.: Vyhláška o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací ze dne 31. ledna 1977.

PŘÍLOHA k vyhlášce č. 13/1977 Sb.: Nejvyšší přípustné hodnoty hluku a vibrací. Hygienický předpis MZ ČSR č. 41, sv. 37. 1977.

Došlo dne 5. 6. 1985

СИНЕК, Ф. (Агрозет, концерновый научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин, Прага-Ходов): Экспериментальное ограничение действия вибраций на обслуживающий персонал и на водителя сельскохозяйственных машин. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (10) : 625-638.

Во вступительной части обобщена основная методика оценки размера неблагоприятных вибраций на человека при обслуживании машин, установленная предписаниями по гигиене труда. В качестве примера применения упомянутых предписаний работа содержит результаты измерений ускорения вибраций на сиденьи малогабаритного трактора класса мощности 15 кВт при движении по испытательному профильному треку длиной 35 м, который соответствует стандартам ИСО 5008 и ЧСН 47 0172. Приведена типичная форма частотного спектра в вертикальном направлении и зависимости вызванных ускорений в зонах больших частот от поступательной скорости как для вертикального, так и для горизонтального направлений ускорения вибраций на сиденьи. Подтверждается то, что проблема виброизоляции этого типа машины заключается, несомненно, в ограничении низких частот до 10 гц. Преобладает зона 4 гц, к которой принадлежит собственно частота малогабаритного трактора при вибрации на шинах. Вторым примером является экспериментальный метод ограничения неблагоприятных вибраций рукояток одноосного малогабаритного трактора с двигателем мощностью 3,2 кВт при работе с косилкой. Описан последовательный выбор наиболее подходящего конструкционного варианта поручней управления по частотным спектрам ускорения. Решающая частота находится в зоне 8—200 гц. Главным источником возбуждения вибраций поручня управления является двигатель (особенно в зонах 63—125 гц) и в режущем аппарате (в зонах 12,5 и 25 гц). Самой трудной для ограничения уровня ускорения является зона 12,5 гц. Для изолирования этой частоты при применении классической косилки пока что удовлетворительно действующего простого технического решения нет.

виброизоляция; частотный анализ вибраций; вибрация на сиденьи малогабаритного трактора; вибрация поручней управления одноосного малогабаритного трактора

SINEK, F. (Agrozet, Research Institute of Farm Machinery, Praha - Chodov): *Experimental Reduction of the Effects of Vibrations on Farm Machine Drivers and Operators*. *Zeměd. Techn.*, 31, 1985 (10) : 625-638.

Principal methods used for the assessment of vibrations harmful for man in the operation of machines, conforming with limits of vibration exposure to human beings are outlined in the introductory part. Results obtained in the measurings of the vibrations acceleration on the seat of a 15 kW tractor are given as an example. The measurings were carried out on a 35 m long test track complying with the ISO 5008 and the Czechoslovak ČSN 47 0172 standards. A graphical representation is given of a typical shape of the frequency spectrum in vertical direction and of the relations between the accelerations excited in the bands of significant frequencies and the speed of travel for both the vertical and horizontal directions of the vibrations acceleration on the seat. It has been confirmed that the problem of vibroisolation of this kind of machine primarily depends on the reduction of low frequencies up to 10 Hz. Dominant is the band of 4 Hz — which is also the natural frequency of the 15 kW tractor when vibrating on its tyres. Another example concerns experimental reducing of harmful vibrations of the handlebar of a two-wheel tractor of 3.2 kW in operation with a cutterbar. Successive selection is outlined of the best suitable design of a handlebar depending on the frequency spectra of acceleration. The decisive frequency is in the range between 8 and 200 Hz. The main source of vibrations is the engine (particularly in the 33 and 125 Hz

bands) and the cutterbar (in the 12.5 and 25 Hz band). The most difficult for the reduction of vibrations is the 12.5 Hz band.

vibroisolation; frequency analysis of vibrations; vibrations of the seat of a small tractor; vibrations of the handlebar of a two-wheeled tractor

SINEK, F. (AGROZET, Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha - Chodov): *Experimentale Begrenzung der Wirkung der Vibrationen auf die Bedienung und den Lenker der Landmaschinen*. Zeměd. Techn., 31, 1985 (10) : 625-638.

Der einleitende Teil der vorliegenden Arbeit fasst die grundlegende Methodik zur Bewertung der Grösse der ungünstigen Vibrationen auf den Menschen bei der Bedienung der Maschinen, die in den zuschlägigen hygienischen Vorschriften festgelegt ist, zusammen. Als Anwendungsbeispiel enthält die Arbeit Ergebnisse der Messung der Vibrationsbeschleunigung auf dem Sitz des Kleintraktors der Klasse 15 kW beim Befahren auf einer 35 m langen Profilstrecke die der Norm ISO 5008 und ČSN 47 0172 entspricht. Es ist eine typische Form des Frequenzspektrums in senkrechter Richtung angeführt und gleichzeitig sind auch Abhängigkeiten der erregten Beschleunigungen von der Fahrgeschwindigkeit sowohl für die senkrechte als auch für die waagrechte Richtung der Beschleunigung der Vibrationen auf dem Sitz erfasst. Es bestätigt sich, dass das Problem der Vibroisolation dieses Types der Maschinen ganz eindeutig in der Begrenzung der niedrigen Frequenzen bis 10 Hz besteht. Dominant ist der Bereich von 4 Hz, wohin die eigentliche Frequenz des Kleintraktors bei der Vibrierung auf Reifen fällt. Ein anderes Beispiel ist die experimentale Begrenzung der ungünstigen Vibrationen des Handgriffes des einachsigen Kleintraktors mit einem Motor von 3,2 kW bei der Arbeit mit Mähbalken. Beschrieben wird eine systematische Auswahl der geeignetsten Konstruktionsvariante der Sterze entsprechend der Frequenzspektren der Beschleunigung. Die entscheidende Frequenz liegt im Bereich von 8 bis 200 Hz. Die Hauptquelle der Erregung der Vibrationen der Sterze ist der Motor (63—125 Hz) und die Sense (12,5—25 Hz). Am schwierigsten für die Begrenzung des Beschleunigungsniveaus ist der Bereich von 12,5 Hz. Für die Isolation dieser Frequenz bei Einsatz des klassischen Mähbalkens steht bisher keine genügend wirksame und einfache technische Lösung zur Verfügung.

Vibroisolation; Frequenzanalyse der Vibrationen; Vibrationen des Sitzes des Kleintraktors; Vibrationen der Sterze des einachsigen Kleintraktors.

Adresa autora:

Ing. František Sinek, kandidát technických věd, Agrozet, koncernový výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA ZE ZAHRANIČÍ

SYSTEM KAPKOVÉ ZÁVLAHY

V rámci programu 10. mezinárodního kongresu zemědělské techniky C. I. G. R. (informace o kongresu bude uveřejněna v příštím čísle) uspořádaly jednotlivé technické sekce studijní zájezdy do různých oblastí Maďarska. Tyto zájezdy byly zaměřeny podle pracovních oborů sekcí.

Sekce 1 (půdovnalství a vodoznalství v souvislosti se zemědělskou technikou, ochrana a konzervace půdy, vodní hospodářství v zemědělské výrobě, hospodaření s půdním fondem) uspořádala zájezd do zemědělského družstva „Míčurin“ v Dánszentmiklós a Albertirsa, které je známé především zaváděním kapkové závlahy, výrobou a instalací příslušných zařízení.

Družstvo leží v oblasti, v níž 70 % půdy připadá na rovinné písčité plochy s nízkou úrodností, 30 % na středně těžké členité svahovité pozemky. Zimní měsíce jsou vesměs chladné, s teplotami často klesajícími pod -18 až -23 °C. Střední roční srážky kolísají mezi 450 a 550 mm, mnohdy však zůstávají pod 400 mm. Nej důležitějšími výrobními odvětvími družstva jsou přitom ovocnářství, vinice, školkařství, produkce jahod. K vybavení patří chladárna pro skladování ovoce a konzervační závod. Vedle uvedených hlavních výrobních odvětví je zastoupena i rostlinná, živočišná a lesní výroba.

Od roku 1973 je v družstvu instalováno zařízení na kapkovou závlahu na souvislé ploše 500 ha, největší v Maďarsku. Na základě získaných agronomických, technických a ekonomických zkušeností bylo zařízení zavedeno i v ovocných sadech s peckovitým ovocem, a to na ploše 800 ha.

Pro kapkovou závlahu vyvinulo družstvo zařízení Dános. Toto zařízení v současné době představuje nejúspěšnější typ, který se pro své technické a agronomické přednosti rozšířil do dalších velkých zemědělských podniků. V posledních letech používají kapkovou závlahu i zemědělci soukromé hospodařící na několika málo hektarech. Vzhledem ke zkušenostem a praxi rozšířilo družstvo svoji činnost na výrobu a instalaci zařízení Dános i pro další zemědělské podniky jak doma, tak v zahraničí. Až dosud jich vyrobilo kolem stovky.

PRINCIP KAPKOVÉ ZÁVLAHOVÉ SOUSTAVY

Kapková závlaha zajišťuje přívod vody do půdy kapku po kapce, což představuje optimální dodávku vody rostlině. Přívod vody je tak možné vymezit výhradně do části půdy s činným kořenovým systémem rostliny. Podle znalostí o požadavcích příslušné rostliny na vodu v jednotlivých vývojových fázích tak lze udržovat ideální stav vláh v zemi, a tím splnit hlavní podmínku růstu. Odpadá zavlažování v řádcích, které by podporovalo bujení plevelů.

Voda se přivádí ze studny, vodního zdroje nebo vodní nádrže. Je nutné, aby voda byla dokonale čistá, aby neucpávala zařízení. Na mechanické čištění vody byly vyvinuty filtry různých typů a kapacit. Provozní tlak se nastavuje a udržuje speciálně řešeným regulátorem tlaku. Závlahová soustava může být upravena pro závlahy s přidáním hnojiva nebo bez něho. Přívodní potrubí je umístěno v zemi a rozváděcí trubky jsou zavěšeny podél řádků nebo jsou položeny na zemi. Trysky na rozváděcím potrubí přivádějí vodu k jednotlivým rostlinám. Potrubí mohou být oddělena pro jednotlivé úseky pozemku. Zavlažování úseků s různým dávkováním lze nastavovat v závislosti na čase. Celý proces může být automatizován.

Důležitým prvkem je odkapávač, který byl vyvinut v různých provedeních: spirálového typu, jako kapilární trubice, jako trysky s vyrovnáváním tlaku atd. Odkapávače jsou umístěny na polyetylenovém rozváděcím potrubí a jejich rozmístění odpovídá rozmístění rostlin. V závislosti na počtu závitů spirály dodávají spirálové odkapávače 1,5 až 4,0 litry vody za hodinu. Recirkulace je stavitelná s ohledem na minimalizaci ztrát vody.

OBORY, V NICHŽ SE KAPKOVÁ ZÁVLAHA MŮŽE UPLATNIT

Podle poznatků a zkušeností se kapkové závlahové soustavy Dános dobře uplatňují zvláště v ovocných sadech a vinicích, na plantážích jahod, ve školkařství, při zalesňování a ve skleníkovém hospodářství.

Použitý materiál zajišťuje dlouhodobou životnost závlahových souprav, které nevyžadují ani ochrany proti vlivům povětrnosti, např. proti mrazu. To je zvláštní přednost systému, neboť odpadá nutnost demontáže potrubí a příslušenství.

Velmi vhodně se kapková závlaha uplatňuje ve skleníkovém hospodářství a při zalesňování písčité pusty.

HLAVNÍ PŘEDNOSTI KAPKOVÉHO ZÁVLAHOVÉHO SYSTÉMU DÁNOS

1. Rostlina dostává vodu v době, kdy ji potřebuje, a vodu lze dávkovat tak, jak to odpovídá optimální potřebě pro růst rostliny. 2. Voda je přiváděna pouze k rostlině, takže úspory vody jsou značné. 3. Na rozdíl od jiných způsobů závlah jsou ztráty vypařováním minimální. 4. Dávkování vody po kapkách zamezuje jejímu odtoku a erozi, takže se kapková závlaha vhodně uplatňuje na svažitém terénu. 5. Tento způsob závlahy nepoškozuje strukturu půdy ani rostlinu. 6. Optimální množství hnojivého roztoku se dostává pouze k řádkům rostlin, takže využití živin přiváděných do půdy je optimální. Půdu mezi řádky není třeba hnojit, takže spotřeba hnojiva je omezená. 7. Voda proniká po kapkách ke kořenům, pesticidy nejsou smyty a vyvinuté mikroklima je nepříznivé pro šíření houbových parazitů. Ochrana rostlin je úspěšnější a účinnější. 8. U celé závlahové soupravy je užito nízkého tlaku 0,8 až 2,5 baru. Proto je změna nebo porucha tlaku podstatně menší než v případě zařízení pracujícího s vysokým tlakem. 9. Životnost závlahové soupravy je zhruba stejná jako životnost celé plantáže. Vestavěné zařízení vyžaduje jen minimální údržbu a náklady na demontáž a montáž, nezbytné u jiných závlah, odpadají. 10. Potřeba pracovních sil je minimální, neboť zařízení je pro každý úsek pozemku ústředně ovládáno. Provoz lze automatizovat, takže lidská práce je omezena pouze na dozor. 11. Mimo rozvodných trubek je veškeré potrubí uloženo v zemi, pod úrovní hloubky promrzání a zpracování půdy, takže možnost poškození je minimální. To je značně výhodné v zemích, ve kterých jsou teploty po většinu zimního období pod -5°C . 12. Rozvodné trubky jsou zavěšeny podélně v řadách rostlin nebo uloženy na zemi, takže zpracování půdy mezi řádky nebo projíždění strojů na ochranu rostlin není bráněno. Bujení plevelů mezi řádky je minimální. 13. Při instalaci závlahového zařízení současně se založením platnáže se dosáhne sklizně o jeden rok dříve. 14. V důsledku účinných závlah vzrůstá výnos o 30 až 50 %. 15. Všechny díly závlahového zařízení se vyrábějí v Maďarsku. Potrubí a příslušenství je z polyetylenu. 16. Tento závlahový systém je hospodárný ve velkých i malých zemědělských podnicích.

EKONOMICKÁ ÚČINNOST ZÁVLAHOVÉHO SYSTÉMU DÁNOS

Mnohaleté zkoušky Ekonomického institutu Vysoké školy zahradnické v Budapešti přinesly tyto poznatky:

Ekonomická účinnost všech závlahových systémů je značně ovlivňována podílem ruční práce, a tím mzdovými náklady. Ze srovnání vyplynulo, že kapková závlaha systémem Dános je nejméně nákladná. Vyžaduje dvou osob na 100 ha na sezónu.

Spotřeba energie vychází ještě příznivěji ve prospěch kapkové závlahy Dános, kterou lze aplikovat s přísadou hnojiva. Její výhodou je skutečnost, že rostlinám lze živiny dodat v požadovaném složení a množství v příslušné době. Správný přísun živin přináší úspory materiálu a práce a současně zajišťuje nerušený růst rostlin.

U nových plantáží se vytváří kořenový systém rostlin na 95 až 100 %, čímž se náklady na investice podstatně snižují.

Sklizně na plantážích začínají o rok dříve, čímž se zkracuje doba návratnosti a snižují se náklady na údržbu.

Zařízení má značnou životnost. U potrubí instalovaného v zemi je to 50 let, u rozvodového potrubí na povrchu 15 až 20 let, takže amortizace je při 5 až 6 % ročně velmi příznivá.

Výnosy jsou vynikající. Tříletý jabloňový sad v Dánszentmiklós dává výnosy 15 až 20 t/ha, čtyřletá plantáž přes 40 t/ha.

Ve srovnání se zadešňováním se ve čtyřletém průměru dosahuje s kapkovou závlahou o 50 % vyšších výnosů.

Vedle vysokých výnosů se u jabloňových sadů dosahuje s kapkovou závlahou i značně vyššího růstu jabloní.

Vzhledem k těmto výrazným úspěchům se v mnoha případech přešlo na kapkovou závlahu náhradou za jiné způsoby závlah.

Ing. Dušan Hu t l a

Agrozet, KVÚZS Praha-Chodov

OBSAH

Hutla D.: Vědecké práce koncernového Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově	577
Grečenko A.: Jízdní vlastnosti terénních vozidel při existenci bočních sil	579
Souček Z.: Torzní kmity v pohonu zemědělského stroje působené kloubovými hřídeli, řešené na příkladu žacího stroje	597
Trnka L.: Výsledky energetické analýzy funkčního modelu neseného ořezávacího adaptéru cukrovky v porovnání s výsledky analýzy u samojízdného ořezávače	613
Sinek F.: Experimentální omezování účinků vibrací na obsluhu a řidiče zemědělských strojů	625
Zemědělská technika v zahraničí	
Hutla D.: Systém kapkové závlahy	639

СОДЕРЖАНИЕ

Греченко А.: Ходовые свойства машин высокой проходимости при наличии боковых усилий	596
Соучек З.: Торсионные колебания в приводе сельскохозяйственной машины, вызываемые шарнирными валами и решаемые на примере сенокосилки	611
Трнка Л.: Результаты энергетического анализа действующей модели навесного ботвоуборочного адаптера свеклоуборщика в сравнении с результатами анализа у самоходного ботвореза	623
Синек Ф.: Экспериментальное ограничение действия вибраций на обслуживающий персонал и на водителя сельскохозяйственных машин	637

CONTENTS

Grečenko A.: The Performance of Terrain Vehicles under the Action of Lateral Forces	596
Souček Z.: Torsional Oscillations in Farm Machine Drive Caused by Articulated Shafts: the Mowing Machine	611
Trnka L.: The Results of the Energy Analysis of a Functional Model of a Mounted Sugar-Beet Topping Attachment Compared with the Analysis of a Self-Propelled Topper	623
Sinek F.: Experimental Reduction of the Effects of Vibrations on Farm Machine Drivers and Operators	637

INHALT

Grečenko A.: Fahreigenschaften der Geländefahrzeuge unter Einfluss der Seitenkräfte	596
Souček Z.: Durch Gelenkwellen verursachte Torsionsschwindungen der Landmaschinen, gelöst am Beispiel der Mähmaschine	612
Trnka L.: Ergebnisse der energetischen Analyse des Funktionsmodells des Anbaurübenköpfadapters im Vergleich zu Ergebnissen der Analyse des selbstfahrenden Rübenköpfers	623
Sinek F.: Experimentale Begrenzung der Wirkung der Vibrationen auf die Bedienung und den Lenker der Landmaschinen	638

Rukopisy odevzdány k tisku 27. 6. 1985 — Podepsáno k tisku 6. 9. 1985

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, závod 01 — AOT, Kafkova 19, 160 00 Praha 6; PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru 2, 656 07 Brno; PNS-ÚED Praha, závod 03, Kubánská 1539, 708 72 Ostrava-Poruba. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kafkova 19, 160 00 Praha 6. Vytiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2.