

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

11

ROČNÍK 25 (LII)
PRAHA
LISTOPAD 1979
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

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

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, CSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavičková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1979

■

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozbor 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 разрешенных 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 Praha 2, Slezská 7.

■

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

Stalo se již dlouholetou tradicí, že každoročně je jedno číslo časopisu *Zemědělská technika* věnováno pracím Výzkumného ústavu zemědělských strojů.

Rok 1979 byl z hlediska mechanizace zemědělských prací velmi významný. Další rozvoj mechanizace byl jednak na pořadu 13. plenárního zasedání ÚV KSČ, jednak byl posuzován další rozvoj zabezpečení intenzifikace zemědělské produkce ve vztahu k rozvoji zemědělského strojírenství na IX. sjezdu JZD. V přípravě plánu technického rozvoje ústavu na sedmý pětiletý plán budou závažné myšlenky realizovány.

Jednotlivé články pracovníků ústavu, které jsou obsahem tohoto čísla, nezachycují pochopitelně zdaleka celý rozsah prací a úkolů, které jsou v ústavu řešeny, přesto však přispějí k poznání alespoň části problematiky.

Ing. Z. S o u č e k, CSc., se ve své práci „Metoda měření charakteristik pohybů a dynamických účinků působených pojezdem samojízdných zemědělských strojů“ zabývá metodou, která umožňuje zjišťovat dráhy, rychlosti a zrychlení součástí strojů působené pojezdem. Účelem měření těchto veličin je porovnat jejich hodnoty u různých provedení strojů a tímto způsobem zjistit nepříznivé stavy u některých kombinací parametrů samojízdných strojů.

Práce ing. J. P r o c h á z k y „Sestavování spekter provozních namáhání zemědělských strojů“ obsahuje hlavní zásady uceleného systému sestavování spekter provozních namáhání zemědělských strojů se zřetelem na jejich specifické velmi proměnlivé podmínky provozního nasazení. Tyto zásady byly zpracovány ve Výzkumném ústavu zemědělských strojů pro potřeby hodnocení únavové životnosti zemědělských strojů a jejich částí. Vypracovaný postup předpokládá zpracování naměřených hodnot počítačem a byl již ověřen a zaveden do praktického užívání.

Práce ing. J. K u p r a, CSc., „Energetické poměry pracovních orgánů rozmetadel hnoje“ navazuje na dříve uveřejněné články z oblasti teorie mechaniky rozmetacích orgánů chlévské mrvy. V této části se autor zabývá teoretickým řešením energetické náročnosti vrtulových rozmetacích jednotek a rozбором energetických měření s ohledem na druh rozmetávaného materiálu. Teoretický rozbor byl ověřován experimentálními výsledky, které byly získány z různých provedení rozmetadel hnoje a zvláště pak na automobilním rozmetadle RMA-10.

V práci ing. O. K n a i f l a, CSc., „Užití teorie grafů při návrhu konstrukce zemědělských strojů“ je uváděna metoda, která umožňuje výběr základních funkčních principů, popř. struktury mechanického systému zemědělského stroje aplikováním teorie grafu, která umožňuje vyjádřit nejen konstruktivní vztahy mezi proměnnými systému, ale i základní topologické vazby v soustavě.

Doc. ing. A. G r e č e n k o, CSc., ve své práci „Výpočet parametrů kolových traktorů s nejvyšší výkonností v orbě“ navazuje na závěry článku „Teorie nejvyšší výkonnosti traktoru s pluhem“ z č. 9/1979 časopisu *Zemědělská technika*.

Tento článek doplňuje teoretické závěry a jsou v něm odvozeny

základní vzorce pro výpočet důležitých konstrukčních parametrů traktoru v agregaci s pluhem.

Výsledky výzkumných prací přinášejí základní podklady pro pracovníky aplikovaného vývoje jak v ústavu, tak ve výrobních podnicích a urychlují a zkvalitňují další řešení strojů.

Ing. Dušan H u t l a

*Výzkumný ústav zemědělských strojů
Praha-Chodov*

METODA MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK POHYBŮ A DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ PŮSOBENÝCH POJEZDEM SAMOJÍZDNÝCH ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

Z. Souček

SOUČEK, Z. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Metoda měření charakteristik pohybů a dynamických účinků působených pojezdem samojízdných zemědělských strojů*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 639 – 646.

V práci uvedená metoda umožňuje zjišťovat dráhy, rychlosti a zrychlení součástí strojů, působené pojezdem. Účelem měření těchto veličin je porovnat jejich hodnoty u různých provedení strojů a tímto způsobem zjistit nepříznivé stavy u některých kombinací parametrů samojízdných strojů. Základem je měření zrychlení ve čtyřech místech stroje. Dvojnásobné integrace a další operace se dělají na analogovém počítači.

samojízdné zemědělské stroje; měřicí technika

Pohyby a dynamické účinky určují dráhy, rychlosti a zrychlení. V práci uvedená metoda umožňuje tyto veličiny zjišťovat. V popsaném případě byly používány pouze dráhy (resp. úhly natáčení) a zrychlení, tedy veličiny charakterizující podmínky pro správnou funkci stroje, dynamické síly a pracovní podmínky obsluhy.

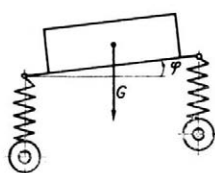
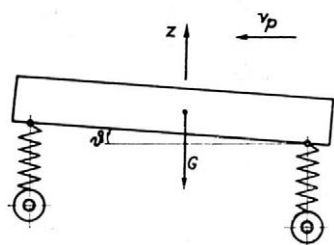
Účelem měření těchto charakteristik je porovnat jejich hodnoty u různých provedení strojů a zjistit případné nepříznivé stavy u některých provedení. Nepříznivé stavy by se měly projevit jednoznačně vyššími hodnotami amplitud zjišťovaných veličin při měření za stejných podmínek.

POPIS METODY MĚŘENÍ AMPLITUD POHYBŮ A ZRYCHLENÍ

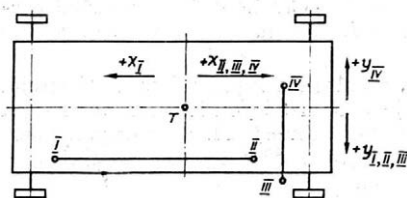
Většinou je možné samojízdný stroj k vyjádření nejdůležitějších účinků pojezdu považovat za kompaktní těleso, což bylo na základě výsledků měření dokázáno (Souček, 1977). Těleso v prostoru má šest stupňů volnosti, čemuž obecně odpovídá požadavek na měření šesti nezávislých parametrů polohy nebo silových účinků k jednoznačnému určení polohy nebo dynamického zatížení stroje. Z dřívějších výsledků měření na zemědělských strojích vyplývá, že je možné se omezit na sledování svislých účinků, požadujeme-li, aby byly zachyceny rozhodující vlivy. Vycházíme-li z pohybů (resp. zrychlení), pak je třeba sledovat dráhu těžiště stroje ve svislém směru a natáčení stroje vůči těžišti ve svislé podélné rovině a ve svislé příčné rovině. Tyto tři souřadnice se uplatňují také v matematické formulaci teoretického modelu pojezdu.

Vhodnými programy pro analogové počítačové jednotky je možné ze zrychlení získat dráhy způsobem, který je uveden dále. Toto je základem použití metody.

Z praktických důvodů (plnění požadavku dostatečné přesnosti, snadné nastavitelnosti analogových jednotek a snadného rozmístění snímačů na stroji) je účelné použít čtyři snímače zrychlení místo tří, které by v principu vyhověly.



1. Umístění snímačů zrychlení na měřeném stroji – Sensors of acceleration allocated on the measured machine



Rozmístění snímačů (měřících svislé zrychlení) na stroji ve vztahu k těžišti T (počátek je v půdorysu těžiště) je uvedeno na obr. 1. Pak pro svislé složky zrychlení v místech I až IV při malých úhlech natočení platí:

$$\begin{aligned} \text{I} &= z'' + x_I \vartheta'' + y_{I,II} \varphi'' \\ \text{II} &= z'' - x_{II} \vartheta'' + y_{I,II} \varphi'' \\ \text{III} &= z'' - x_{III,IV} \vartheta'' + y_{III} \varphi'' \\ \text{IV} &= z'' - x_{III,IV} \vartheta'' - y_{IV} \varphi'' \end{aligned} \quad (1)$$

Z této soustavy rovnic můžeme vyjádřit hledané veličiny z'' , ϑ'' a φ'' .

$$\vartheta'' = \frac{\text{I} - \text{II}}{x_I + x_{II}} \quad (2)$$

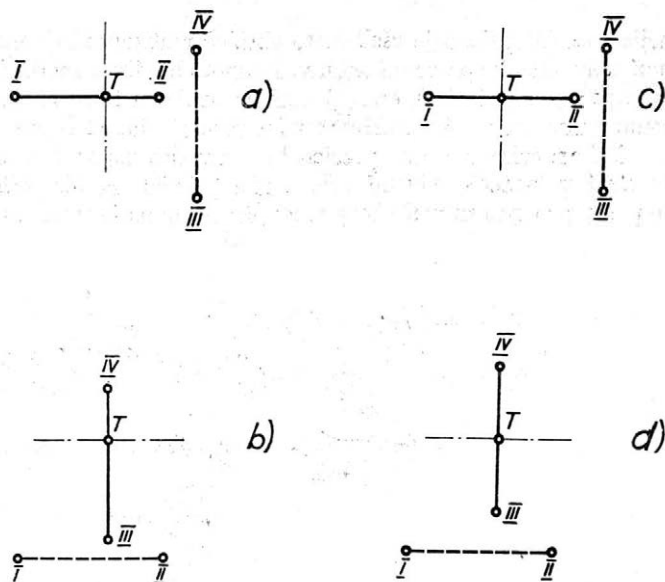
$$\varphi'' = \frac{\text{III} - \text{IV}}{y_{III} + y_{IV}} \quad (3)$$

$$z'' = \frac{1}{2} \left[\text{I} + \text{II} - 2y_{I,II} \frac{\text{III} - \text{IV}}{y_{III} + y_{IV}} - (x_I - x_{II}) \frac{\text{I} - \text{II}}{x_I + x_{II}} \right] \quad (4)$$

Pro z'' platí také:

$$z'' = \frac{1}{2} \left[\text{III} + \text{IV} + 2x_{III,IV} \frac{\text{I} - \text{II}}{x_I + x_{II}} - (y_{III} - y_{IV}) \frac{\text{III} - \text{IV}}{y_{III} + y_{IV}} \right] \quad (5)$$

2. Zvláštní případy umístění snímačů zrychlení (druhá dvojice — čárkovaně — zůstává podle obr. 1) — Sensors of acceleration allocated at special places of the machine (the second pair — broken line — is allocated at the same place as in Fig. 1)



Výrazy (2) a (3) jsou jednoduché a tedy výhodné pro zpracování na analogovém počítači. Pro z'' dosáhneme zjednodušení, když spojnice snímačů I, II (resp. III, IV) prochází těžištěm (obr. 2a, b).

Pak zřejmě platí pro

$$a) y_{I,II} = 0$$

$$z'' = \frac{1}{2} \left[I + II - (I - II) \frac{x_I - x_{II}}{x_I + x_{II}} \right] \quad (6)$$

$$b) x_{III,IV} = 0$$

$$z'' = \frac{1}{2} \left[III + IV - (III - IV) \frac{y_{III} - y_{IV}}{y_{III} + y_{IV}} \right] \quad (7)$$

Další zjednodušení nastane, když snímače jsou umístěny souměrně k těžišti (obr. 2c, d). Pak platí pro

$$c) y_{I,II} = 0, x_I = x_{II}$$

$$z'' = \frac{I + II}{2} \quad (8)$$

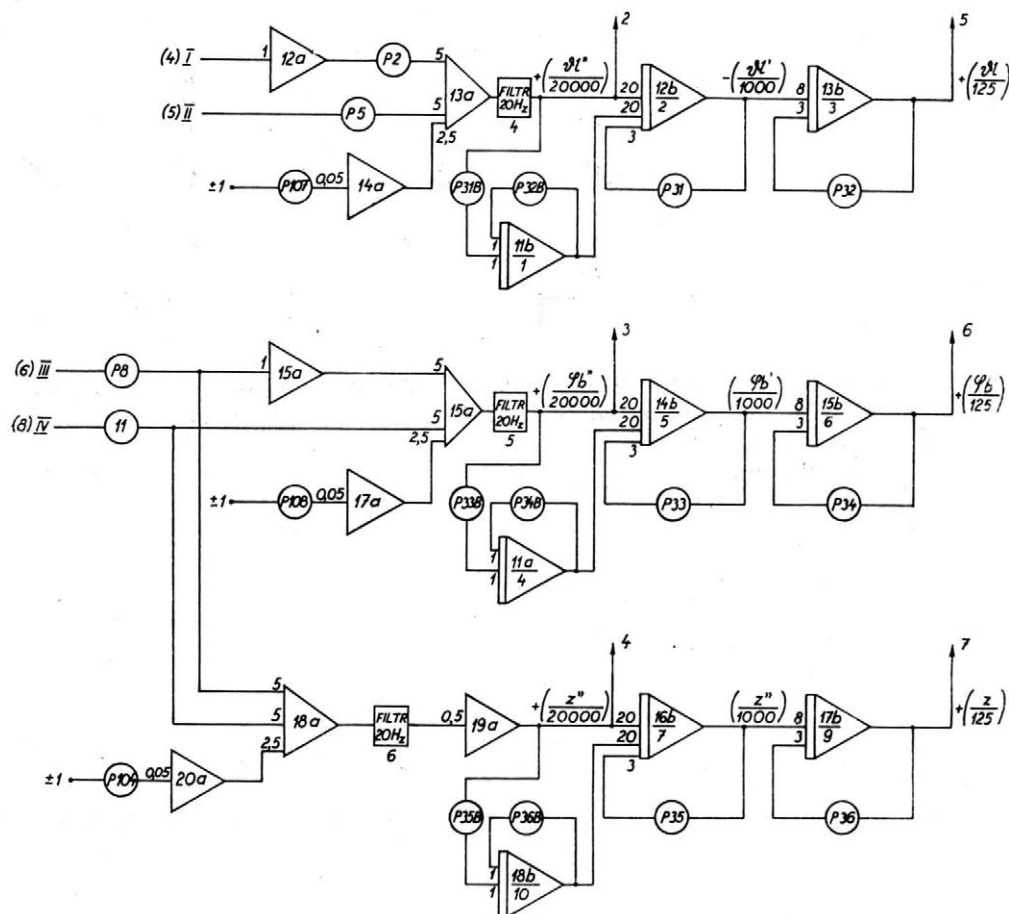
$$d) x_{III,IV} = 0, y_{III} = y_{IV}$$

$$z'' = \frac{III + IV}{2} \quad (9)$$

Z rovnice (1) je zřejmé, že pro případ, kdy kterýkoliv ze snímačů I až IV je umístěn v pudorysném průmětu těžiště, je z'' rovno zrychlení měřenému přímo snímačem. Tento

nejjednodušší případ je však často obtížně realizovatelný, neboť v oblasti těžiště bývají umístěny důležité pracovní orgány. Z tohoto hlediska vhodnější a dostatečně jednoduchý je případ c) a zvláště d), který účelně navazuje na často se vyskytující alespoň přibližnou souměrnost strojů vůči podélné rovině procházející těžištěm.

Při experimentálních pracích bylo použito uspořádání uvedené na obr. 2d. Navíc ve všech případech byly snímače I, II a III vždy na téže přímce, což vyplynulo z toho, že patky pro tyto snímače byly vždy přivázeny na levé podélné nosníky rámu.

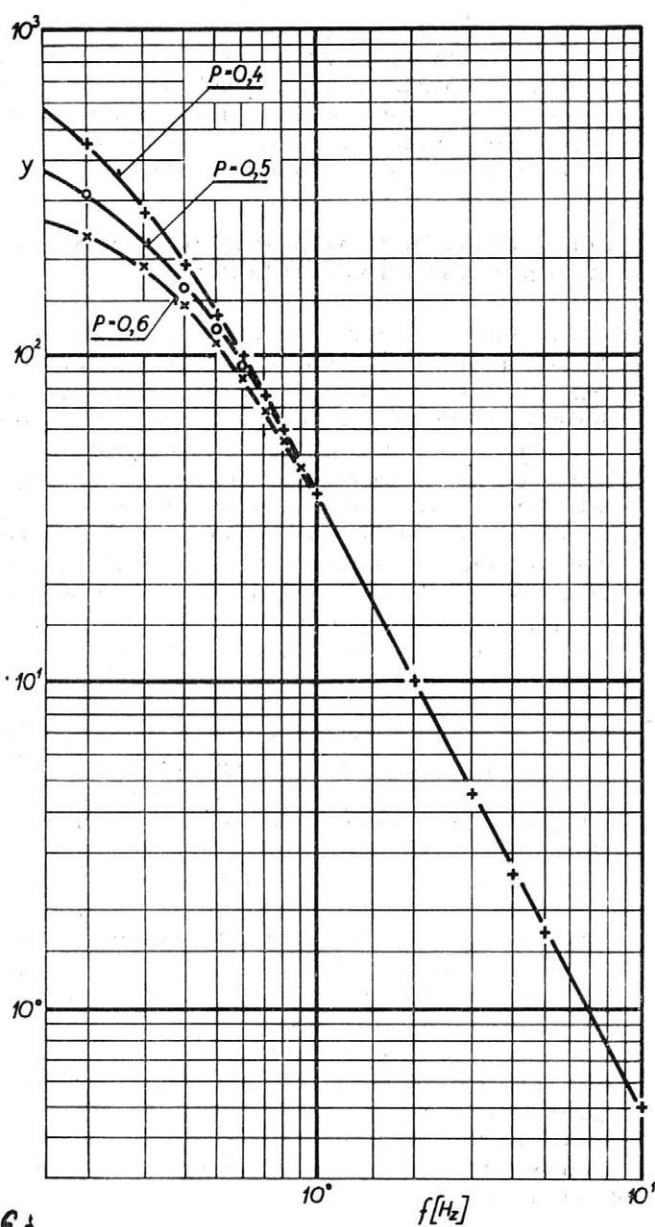


3. Programové schéma pro výpočet veličin z'' , $(\vartheta l)''$, $(\vartheta b)''$ a z , (ϑl) , (ϑb) z výsledků měření zrychlení v místě I až IV — A program diagram to calculate the quantities z'' , $(\vartheta l)''$, $(\vartheta b)''$ and z , (ϑl) , (ϑb) from the results of measured acceleration at places I–IV

Tedy měřením zrychlení I až IV a výpočtem při použití rovnic (2), (3) a (9) je možné získat veličiny ϑ'' , φ'' , z'' a dvojnásobnou integraci také ϑ , φ a z . Výpočetní operace (prakticky součty, rozdíly a integrace veličin) se dělaly analogovým počítačem. Podrobné programové schéma používané k tomuto účelu je na obr. 3. Jsou zde použity metody, které dovolují zpracovávat signály, jejichž střední hodnoty nejsou dokonale nulové. Pomocí zpětných vazeb (nastavovaných potenciometry P 31 až P 36), obvodem pro průběžné odčítání proměnné střední hodnoty (nastavované potenciometry P 31 B až P 36 B) a vy-

rovnání nulové hladiny měřené veličiny na hodnotu nulového napětí (pomocí potenciometrů P 107, P 108 a P 104) se dosáhlo, že integrace proběhly bez obtíží téměř u všech měření. Zkusmo se určily hodnoty uvedených potenciometrů na stejné hodnotě 0,5 (podle stupnice potenciometrů, korigovaných na zátěž 10 k). Toto nastavení zajistilo vyhovující frekvenční rozsah (téměř bez amplitudové chyby jsou frekvenční složky nad 0,6 Hz). Vliv hodnot potenciometrů na amplitudovou charakteristiku je zřejmý z obr. 4.

Citlivosti výstupů snímačů zrychlení byly přizpůsobeny jednotnému měřítku, danému normou programu podle obr. 3 pomocí potenciometrů P 2, 5, 8, 11. Využila se



4. Amplitudová charakteristika obvodů pro dvojnásobnou integraci uvedených na obr. 3 pro různé hodnoty zpětných vazeb P (hodnoty na stupnici potenciometrů korigovaných na 10 K) — Amplitude characteristics of the circuits for double integration given in Fig. 3 for different values of feedbacks P (values on the potentiometer scale corrected to 10 K)

k tomucejchovní výchylka záznamu a nulacejchu. Při nulecejchu se vyrovnávalo napětí v kontrolovaném místě (na výstupu filtrů) na nulovou hodnotu a přicejchovní výchylce na hodnotucejchu snímače.

Pro zjednodušení zpracování a názornější vyjádření výsledků jsou programem podle obr. 3 místo úhlových zrychlení a úhlů počítány hodnoty $(\partial l)''$, $(qb)''$, resp. (∂l) a (qb) , kde l a b jsou vzdálenosti snímačů na stroji při měření, tedy

$$l/100 = x_I + x_{II}$$

$$b/100 = y_{III} + y_{IV}$$

Tyto hodnoty byly pochopitelně u každého měřeného stroje různé, podle možností, které konstrukce pro umístění snímačů poskytuje. Všechny výsledky zrychlení a amplitud pohybů plynoucích z natáčení byly vyhodnoceny pro vzdálenost snímačů 1 m (tedy $l = 100$, $b = 100$). Tyto veličiny jsou pro odlišení označovány velkými písmeny (ATL , AFB — zrychlení v násobcích zemského zrychlení, TL , FB — amplitudy pohybů v cm).

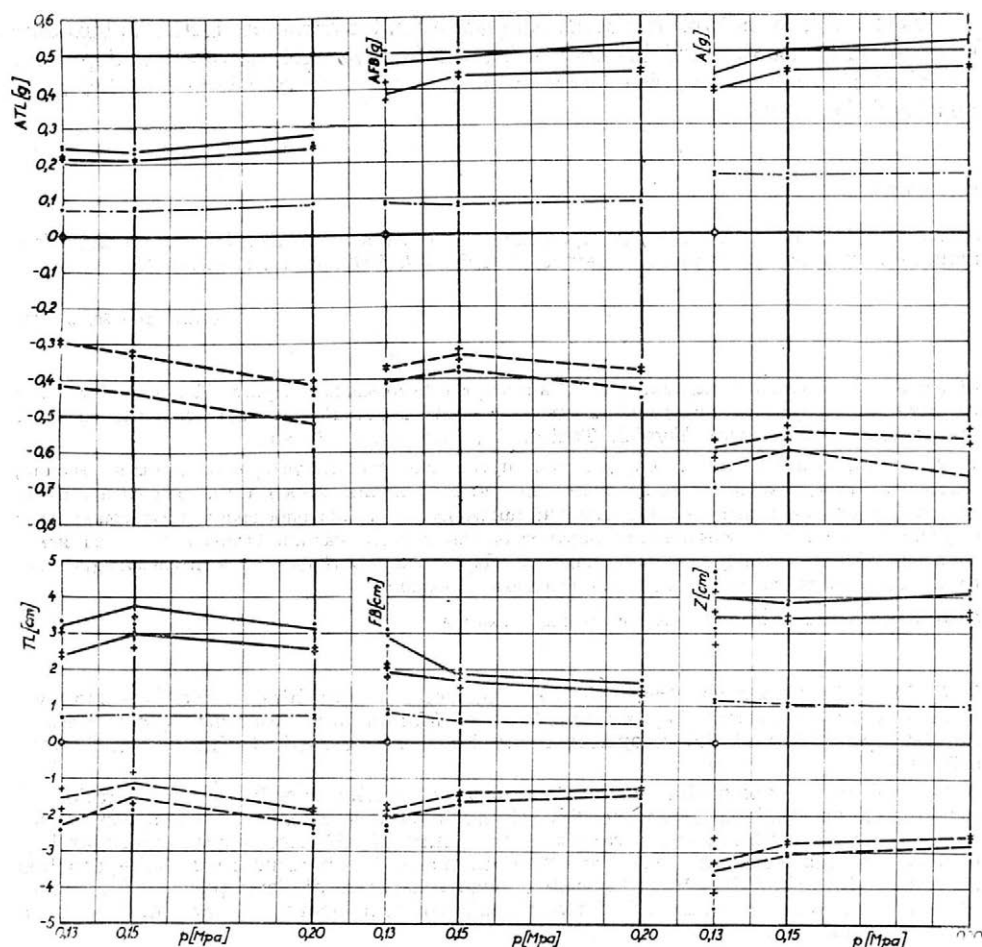
METODIKA EXPERIMENTÁLNÍCH PRACÍ A VÝSLEDKY MĚŘENÍ DRÁHY TĚŽISTĚ ÚHLŮ NATÁČENÍ A ZRYCHLENÍ

Metodika prací navázala na teoretický základ měření a zpracování. Experimentální výsledky mají přispět k splnění úkolu celé práce tím, že poskytnou podklady k jednoznačnému porovnání různých strojů. K porovnání se použil přejezd umělých překážek (levým kolem, oběma koly a pravým kolem). Pro přejezd oběma koly se používaly překážky s výškou 10 cm a pro přejezd jednotlivými koly se použily překážky vysoké 14 cm. Jednalo se o překážky používané ke zkouškám životnosti na kruhové dráze (úhel nájezdu 20° , délka vodorovné části 200 mm a úhel sjíždění překážky 40°). Aby se snížil vliv zúžení frekvenčního rozsahu buzení pomocí umělých překážek, konala se měření při čtyřech až sedmi rychlostech v rozmezí 3 až 8 km h^{-1} . Převážná většina měření se opakovala dvakrát až čtyřikrát. Výsledky byly průměry ze dvou a více hodnot. Pokud průměry výsledků přesahovaly zadanou hranici dovoleného rozdílu zadaného do počítače, byly ručně kontrolovány, popř. vyloučeny. Přejezdy přes jednotlivé překážky se vyhodnocovaly zvlášť, což dále rozšířilo rozmanitost hledisek kritérií porovnání různých případů.

Zkoumal se také vliv huštění. Např. u funkčního modelu samojízdného rotačního žacího stroje se tato měření konala při jedné rychlosti ($6,3 \text{ km h}^{-1}$) prejetím celé překážkové trati připravené pro zkoušku životnosti tohoto stroje (celkem 20 překážek o výšce 4, 5, 6, 7 a 8 cm při střídavém přejezdu a čtyřikrát také při přejezdu oběma koly).

Z hlediska zatížení dynamickými silami byla tato trať sestavena jako náhrada provozních podmínek, proto se jevila k danému účelu jako vhodná. Měřilo se při třech hodnotách tlaku v předních pneumatikách stroje: jednak při základní alternativě, kdy tlak předních pneumatik byl 0,15 MPa, jednak při zvýšeném (0,20 MPa) a sníženém (0,13 MPa) tlaku předních pneumatik. Výsledky jsou uvedeny na obr. 5. Z těchto výsledků plynou následující závěry.

Se stoupajícím tlakem v předních pneumatikách zrychlení těžiště (A) a úhlová zrychlení natáčení stroje kolem podélné (podle ATL) a příčné (podle AFB) osy stoupají: jednoznačně, to je u ATL , kde je to zřejmě nejen na extrémech, ale i na směrodatné odchylce; ostatní dvě zrychlení (AFB a A) rostou ve směrodatné odchylce poměrně málo (AFB je téměř konstantní). Amplitudy pohybu těžiště (Z), natáčení stroje kolem podélné osy (FB) a natáčení kolem příčné osy (TL) s rostoucím tlakem předních pneumatik mají určitou tendenci klesat. Pokles je však poměrně malý, zřejmě bez velkého praktického významu.



5. Vliv tlaku v pneumatikách na dynamické účinky a amplitudy pohybů stroje — The influence of the tire pressure on the dynamic effects and the amplitudes of machine motions

čerkované — směrodatná odchylka; plně, tečky — maxima; čarkované, tečky — minima; plně, křížky — průměr z pěti nejvyšších kladných extrémů; čarkované, křížky — průměr z pěti nejnižších hodnot, resp. záporných extrémů

Větší vliv růstu tlaku v pneumatikách na dynamické síly než na kinematické veličiny je v dobré shodě s dřívějším teoretickým řešením ve VÚZS. Z celkového zhodnocení vlivu tlaku (v rozmezí 0,13 až 0,20 MPa) v předních pneumatikách na dynamické a kinematické vlastnosti stroje 1 vyplývá, že tento účinek je poměrně málo významný.

ZÁVĚR

Uvedená metoda měření charakteristik pohybů a dynamických účinků vznikajících pojezdem samojízdných strojů umožňuje objektivně porovnávat různé typy strojů nebo konstrukčních alternativ z hlediska schopnosti jezdit po nerovném terénu.

Toto hledisko se dříve objektivně neuplatňovalo. Zavedení této metody, použitelné k hodnocení fyzikálních modelů (prototypů a funkčních modelů), je vhodným doplňkem teoretických metod používaných k zhodnocení konstrukcí v době návrhu, tj. před výrobou funkčního modelu.

Literatura

SOUČEK, Z.: Parametry samojízdných zemědělských strojů, určující dynamické a kinematické poměry při pojezdu. Zeměd. Techn., 23, 1977, č. 11, s. 627-637.

Došlo dne 30. 5. 1979

СОУЧЕК, З (Научно-исследовательский институт сельхозмашин, Прага - Ходов): Метод измерения характеристик движений и динамических действий, вызванных передвижением самоходных сельхозмашин. Земед. Techn., 25, 1979 (11): 639-646.

В статье приводится метод определения пути, скорости и ускорения деталей машин, вызванных передвижением. Цель измерения этих величин заключается в сравнении их значения у различно выполненных машин; таким путем можно определить неблагоприятные состояния у некоторых комбинаций параметров самоходных машин. Основой является измерение ускорения в четырех местах машины. Двукратная интеграция и последующие операции проводятся на аналоговой вычислительной машине.

самоходная сельхозмашина; измерительная техника

SOUČEK, Z. (Research Institute for Agricultural Machinery, Praha - Chodov): *A Method of Measuring the Characteristics of Motions and Dynamic Effects Resulting from the Ride of Self-propelled Farm Machines*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 639-646.

A method is presented that serves to determine tracks, speeds and acceleration of machine parts resulting from the ride of the machines. These quantities were measured so as to compare their values in machines of different constructions and to find out in this way some adverse combinations of the parameters of self-propelled machines. In principle, the acceleration was measured at four places of the machine. Double integration and further mathematical operations are made on an analogue computer.

self-propelled farm machines; measuring technique

SOUČEK, Z. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Methode der Messung von Charakteristiken der Bewegungen und dynamischen Wirkungen, die durch das Fahren der selbstfahrenden landwirtschaftlichen Maschinen verursacht werden*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 639-646.

Die in der Arbeit angeführte Methode ermöglicht Bestimmung des Weges, der Geschwindigkeit und Beschleunigung der Maschinenelemente, die bei der Fahrt entstehen. Zweck der Messung dieser Größen ist, ihre Werte bei verschiedenen Maschinenausführungen zu vergleichen und auf diese Weise ungünstige Zustände bei einigen Kombinationen der Parameter der selbstfahrenden Maschinen festzustellen. Als Grundlage dient die Messung der Beschleunigung an vier Punkten der Maschine. Die zweifachen Integrationen und weitere Operationen werden an einer Analog-Rechenanlage durchgeführt.

selbstfahrende landwirtschaftliche Maschinen; Meßtechnik

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

SESTAVOVÁNÍ SPEKTER PROVOZNÍCH NAMÁHÁNÍ ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

J. Procházka

PROCHÁZKA, J. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Sestavování spekter provozních namáhání zemědělských strojů*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11) : 647-657.

Práce obsahuje hlavní zásady uceleného systému sestavování spekter provozních namáhání zemědělských strojů se zřetelem na jejich specifické a přitom velmi proměnlivé podmínky provozního nasazení, vypracovaného ve VÚZS pro potřeby hodnocení únavové životnosti zemědělských strojů a jejich částí. Postup navazuje na moderní měřicí a vyhodnocovací techniku používanou v oboru čs. zemědělského strojírenství a předpokládá zpracování naměřených hodnot počítačem. Byl rozdělen na čtyři hlavní etapy, zabývající se jednak podrobným rozбором podmínek nasazení stroje v zemědělském provozu, jednak účelným a zdůvodněným postupem vlastního sestavení spekter namáhání z hlediska mechaniky a matematické statistiky. Vypracovaný postup byl již ověřen a zaveden do praktického užívání.

únava materiálu; zkoušky životnosti; spektrum provozních namáhání; rozvrh provozního nasazení stroje

Abychom mohli posoudit možnosti vzniku únavových lomů konstrukcí zemědělských strojů během jejich provozu a uskutečnit příslušné pevnostní zkoušky a výpočty sledující odstranění možných poruch ještě v období vývoje těchto strojů, je třeba nejdříve získat věrohodné podklady o celém souboru proměnlivých provozních namáhání s ohledem na velikost kmitů napětí a četnost jejich výskytu. Takovým podkladem, charakterizujícím namáhání součásti stroje, je spektrum provozních namáhání, stanovené statistickými metodami z experimentálně zjištěných průběhů napětí či sil (event. i jiných mechanických veličin). Spektrem namáhání přitom rozumíme definovaný soubor kmitů namáhání v jednom bodě součásti, které se vyskytnou na určitou dobu provozu této části nebo celého stroje. Poněvadž použitý způsob vytváření spekter již v počátku a zásadním způsobem ovlivňuje výsledky hodnocení únavové životnosti, byl ve VÚZS vypracován a zaveden ucelený systém sestavování spekter provozních namáhání, jehož hlavní zásady jsou obsahem této práce.

Potřeba získat dostačující údaje o provozním namáhání vyžaduje, aby se zpracoval velký počet experimentálních dat. Např. pro zkoušku ži-

vočnosti stroje na kruhové překážkové dráze (Procházk a Bláha, 1976) je třeba operativně zpracovat obvykle 100 až 200 dílčích i souhrnných spekter provozních namáhání. Tento objem prací nelze v současné době realizovat bez automatizace zpracování dat počítačem. V tomto směru jsou ve VÚZS již několik let vytvořeny příznivé podmínky. Vypracovaný postup sestavování spekter vychází z této situace.

POSTUP SESTAVOVÁNÍ SPEKTER PROVOZNÍCH NAMÁHÁNÍ

Postup vytváření spekter namáhání se dosud často chápal pouze v užším smyslu jako vyhodnocení naměřených časových průběhů napětí nebo jiných veličin a zpracování získaných dat z hledisek únavové pevnosti a matematické statistiky, jak jej např. popsal Procházka (1971, 1973). V oboru zemědělských strojů však se sestavováním spekter provozních namáhání souvisí mnohé další otázky, které rovněž významně ovlivňují věrohodnost stanovení spekter, i když je většinou nelze matematicky formulovat. Celý postup musí totiž zajišťovat, aby i experimentální podklady pro spektra správně vystihovaly skutečné provozní podmínky a aby různé provozní podmínky byly správně zastoupeny ve spektru za celou životnost stroje či součásti. Spektra namáhání se přitom sestavují většinou v období vývoje stroje, kdy ještě nejsou k dispozici zkušenosti z delšího provozu. Uvážíme-li tato hlediska, lze celý postup rozdělit na etapy:

- výběr charakteristických provozních režimů sledovaného stroje či součásti;
- měření a registrace namáhání (event. jiných veličin) při vybraných provozních režimech;
- sestavení dílčích spekter namáhání pro jednotlivé provozní režimy;
- sestavení souhrnných spekter namáhání za určitou část nebo celou životnost.

Tyto etapy zahrnují jak podrobný rozbor podmínek průměrného nasazení stroje v zemědělském provozu, tak účelný a zdůvodněný postup vlastního sestavení spektra z hlediska mechaniky a statistiky.

VÝBĚR CHARAKTERISTICKÝCH PROVOZNÍCH REŽIMŮ

Aby se získaly co nejvěrnější podklady o provozním namáhání, bylo by správně zahrnout pokud možno všechny v úvahu přicházející provozní podmínky, což ovšem vzhledem k rozmanitosti podmínek nasazení zemědělských strojů činí úkol téměř neohrazeným. Z praktických a ekonomických důvodů je proto nutné omezit se jen na důležité, pro provoz stroje charakteristické režimy. K jejich výběru je třeba přistupovat jednak podle požadavků kladených na stroj, jednak na základě provozních zkušeností s daným nebo podobným typem stroje. V úvahu je třeba brát možný rozsah provozních podmínek stroje, rozsah pracovních a transportních rychlostí i možnosti různého uspořádání stroje.

Při těchto rozvahách je účelné vycházet z agrotechnických funkcí, které má stroj vykonávat, a z cyklů nasazení, v nichž tyto agrotechnické

funkce realizuje. Některé stroje plní jen jednu agrotechnickou funkci (např. pluh — orání půdy), jiné mají těchto funkcí několik (např. sklízeč píce — sklizeň zelené píce, sběr zavadlé nebo suché píce či slámy, sklizeň kukuřice na siláž). Každá agrotechnická funkce se přitom realizuje v určitém cyklu nasazení stroje. Tyto cykly jsou sledem pracovních a transportních uspořádání a jsou podmíněny jak konstrukcí stroje, tak strukturou zemědělských závodů, popřípadě i krajovými odlišnostmi. Rozbor cyklů nasazení pak umožňuje podchytit všechna v úvahu přicházející uspořádání stroje (pracovní i transportní) a rozdíly plynoucí z přeměn jednoho uspořádání v druhé, dále pak pracovní a transportní parametry (např. jezdovou rychlost, průchodnost materiálu, hmotnost nákladu apod.). Současně je možné posoudit, které části stroje a jakým způsobem jsou při těchto různých uspořádáních zatěžovány.

Pro součásti namáhané převážně jezdem stroje se každá agrotechnická funkce považuje za jeden pracovní režim při středních, nejčastěji používaných pracovních parametrech. Jedná-li se však o součásti namáhané převážně nebo jen při pracovním procesu stroje, pak je třeba každou agrotechnickou funkci rozdělit na několik pracovních režimů s odstupňovanými parametry.

Každému transportnímu uspořádání stroje odpovídá několik transportních režimů, daných jízdou po vozovkách s různým povrchem. U nás se stroje transportují převážně po asfaltových vozovkách a jen v menší míře po polních cestách nebo v terénu (po poli). Abychom vystihli tyto podmínky, ukazuje se účelné volit vždy alespoň tři druhy asfaltové vozovky (dobrou, střední, špatnou) a nejméně dva druhy polních cest (lepší, horší), popřípadě podle okolností nebo druhu stroje i jiné cesty. (Naproti tomu např. u rozmetadla hnoje, kde přeprava nákladu je součástí pracovního nasazení, se při rozmetání z polního hnojiště většina jízd uskuteční po poli, event. po polních cestách.) Rychlosti jízdy při transportu se volí odstupňovaně podle obtížnosti vozovek tak, aby odpovídaly průměrným provozním podmínkám.

Závěrem je třeba dodat, že pro volbu charakteristických provozních režimů určitého stroje existuje většinou jen velmi málo objektivních podkladů. Proto se osvědčilo postupovat vždy v těsné spolupráci s konstruktérem stroje a zkušebním technikem, který stroj v praxi ověřuje.

MĚŘENÍ A REGISTRACE NAMÁHÁNÍ

Tuto etapu sestavování spekter lze rozdělit na tři části, a to na volbu měřených veličin a míst měření, stanovení potřebné doby měření a volbu metody měření a registrace, včetně potřebné aparatury.

Měřené veličiny, místa měření a jejich počet závisí na povaze sledovaného problému. Poněvadž se jedná o otázky únavové životnosti, je třeba volit takové veličiny, které bezprostředně charakterizují namáhání součástí, tj. buď přímo napětí, nebo působící silové účinky. Při zjišťování podkladů pro výpočty nebo zkoušky životnosti vybraných součástí je třeba u nich stanovit kromě časového průběhu napětí nebo zatížení také rozložení napětí po součásti nebo všechny zátěžné účinky (síly, momenty); odtud vyplýne i potřebný počet měřicích míst. Jedná-li

se o podklady pro zkoušky celých nosných konstrukcí strojů na překážkové dráze nebo zkušební stoličce, volí se omezený počet charakteristických veličin, které pokud možno nejlépe vystihují všechny silové účinky působící na stroj v provozu (síly a momenty ve třech základních rovinách). Nejčastěji to bývá namáhání náprav, závěsů a typických částí rámu nebo síly působící na pojezdová kola a v připojovacích bodech k traktoru. K měření sil byly ve VÚZS vyvinuty speciální dynamometry.

Praktická hlediska (např. při ladění zátěžného programu na zkušebním zařízení, kdy je třeba operativně srovnávat provozní spektra se spektry získanými na zkušebním zařízení, nebo s ohledem na rozsah prací při zpracovávání spekter) si vynucují pokud možno nižší počet charakteristických kontrolních veličin. Při dosud uskutečněných zkouškách strojů na kruhové překážkové dráze ve VÚZS se osvědčilo volit devět až deset kontrolních měřicích míst. Tento počet by se již neměl snižovat; u rozměrných a důležitých strojů by mohl být spíše poněkud vyšší. Není-li možné charakteristické veličiny určit předem, je nutné měřit ve větším počtu míst a k těmto veličinám dospět po zhodnocení výsledků.

Nabízí se také možnost charakterizovat zátěžné účinky zrychlením vybraných bodů stroje. Tento způsob je dosud málo rozpracován a souvisí jednak s vhodnou volbou měřicích míst, jednak s nalezením vztahů mezi měřenými zrychleními a namáháním součástí. Tyto úvahy jsou značně komplikované vzhledem k pružnosti celé konstrukce s řadou dílčích hmotností a k vlastnímu kmitání jednotlivých částí.

Pokud jde o stanovení potřebné doby měření (resp. potřebné délky měřicí tratě), pak z teoretického hlediska by měla být tato doba taková, aby statistické charakteristiky sledovaného procesu (střední hodnota, rozptyl, a tedy tvar rozdělení četností kmitů namáhání) nabyly ustálených hodnot, tj. proces se stal stacionárním. Tato doba je však závislá na konkrétním sledovaném procesu a lze ji určit teprve dodatečně po dostatečně dlouhém měření, přičemž obecné údaje pro oblast zemědělských strojů dosud chybí. Podle zkušeností získaných ve VÚZS se tohoto stavu dosáhne po ujetí tratě dlouhé 300 až 1500 m.

Podobným hlediskem pro řešení doby měření je požadavek získat dostatečně obsáhlý, a tedy reprezentativní soubor kmitů namáhání. Volíme-li podle Kropáče (1973) — s ohledem na ještě přijatelnou přesnost aproximace okrajových částí rozdělení četností — počet tříd $q = 20$, dostaneme minimální potřebný počet kmitů $N = 400$. Uvážíme-li dále, že základní frekvence kmitání nosných částí (podvozků a rámu) samojízdných strojů se nejčastěji pohybuje v rozmezí 1,5 až 2,5 Hz, pak potřebná doba měření činí 160 až 267 s. Pro obvyklé transportní rychlosti 3 až 5 m s⁻¹ potom dostáváme potřebnou délku měřicích tratí 480 až 1600 m, a tedy hodnoty, které se dobře shodují s hodnotami dříve udávanými.

Z toho plyne, že je třeba volit pokud možno nejdelší měřicí trať. Z hlediska magnetofonového záznamu měřených veličin i z hlediska možnosti zpracování příslušného rozsahu naměřených hodnot je tento požadavek dobře realizovatelný. Zkušenosti VÚZS však ukazují, že největším problémem je nalézt tak dlouhé úseky polních cest stejného charakteru nebo dlouhé úseky vozovek, které by pro měření bylo možné uzavřít. Proto se často potřebná doba měření skládá z několika dílčích

měření na kratších tratích, což je prakticky schůdnější; ani v těchto případech by však délka tratě neměla klesnout pod 200 m.

U součástí namáhaných převážně při pracovním procesu stroje bývají frekvence kmitání zhruba o řád vyšší než u podvozků a rámců, takže zde je požadavek na dostatečný počet kmitů v souboru snadněji splnitelný. S ohledem na větší variabilitu namáhání (mění se i jeho střední hodnota) však je účelné i v těchto případech volit dobu měření pokud možno delší.

Při volbě metody měření a měřicí aparatury je třeba vycházet z toho, že nejčastěji zjišťovanou veličinou je namáhání součástí zemědělských strojů. K tomu je nejvhodnější metoda elektrických odporových tenzometrů, která je dostatečně známá a propracovaná a ve výzkumu a vývoji čs. zemědělských strojů se uplatňuje již 25. let. Na stejném principu je založena i většina používaných snímačů sil, krouticích momentů a jiných mechanických veličin. Na tyto snímače navazující zesilovací a registrační aparatura musí umožňovat současné měření a registraci všech sledovaných kontrolních veličin. Tato zařízení spolu s pomocnými přístroji se nejčastěji umísťují v měřicím voze, který jede společně se sledovaným strojem, a se snímači na stroji jsou propojena kabely.

Velmi důležitý je způsob registrace měřených veličin, neboť podmiňuje možnosti automatizace vyhodnocovacích prací, která je nezbytná při zjišťování spekter namáhání ve větším rozsahu. Z tohoto hlediska je nejvýhodnější měřicí magnetofon (nejčastěji s frekvenční, nověji také s pulsně kódovou modulací), který kromě toho umožňuje realizovat poměrně dlouhodobá měření. I zde je však účelný paralelní grafický záznam smyčkovým oscilografem, který slouží k průběžné kontrole vhodnosti zvolených měřicích rozsahů i stavu snímačů, zesilovačů a instalace.

Dosud se převážně používá spojení snímačů na stroji s aparaturou v měřicím voze pomocí kabelů. Aby však bylo možné v tomto uspořádání jezdit i po běžných polních cestách a vozovkách, musí instalace umožňovat takové uspořádání, při kterém měřicí vůz jede za měřeným strojem. To ovšem zejména při vyšších rychlostech vyžaduje velmi dobrou součinnost obou řidičů. Bezpečnější způsob, kdy měřicí vůz jede vedle měřeného stroje, je použitelný jen při měřeních na poli nebo na kratších úsecích cest či vozovek. Z tohoto hlediska je velmi perspektivním řešením telemetrický přenos měřených veličin. Jeho hlavní výhodou je možnost měřit v podmínkách pro měřicí vůz nedostupných nebo nebezpečných (např. na větších svazích nebo na mokřem pozemku). Kromě toho se vylučuje případné ovlivňování přirozeného režimu práce a způsobu zacházení se strojem, ke kterému může při kabelovém spojení v některých případech docházet.

DÍLČÍ SPEKTRA PROVOZNÍCH NAMÁHÁNÍ

Pro každý z vybraných charakteristických provozních režimů se z výsledků měření sledované veličiny sestavuje samostatné dílčí spektrum namáhání.

Konkrétní postup se skládá ze statistického vyhodnocení výsledků měření, sestavení empirického spektra a jeho úprav, popřípadě jeho nahrazení matematickým modelem, a z extrapolace do oblastí krajních namáhání.

Základním problémem při vyhodnocování je volba metody analýzy (klasifikace) kmitavého namáhání, která již v začátku výrazně ovlivňuje parametry hledaného spektra, a tedy intenzitu namáhání při zkouškách či výpočtech životnosti. Z vlastních rozborů i konzultací s pracovníky výzkumných ústavů v oblasti zemědělského strojírenství zemí RVHP vyplynulo, že za všeobecně nejdokonalejší postup je pokládána metoda úplných cyklů při dvouparametrickém znázornění (je popsána v práci Procházký, 1971). Dává prakticky shodné výsledky s nejnovější tzv. metodou stékání deště (rain flow method), přičemž byla v oblasti zemědělských strojů již zavedena a ověřena. Je proto účelné používat ji v čs. zemědělském strojírenství jako základní metodu analýzy kmitavého zatížení částí zemědělských strojů. Tato metoda na rozdíl od ostatních, které skládají kmity z jednotlivých amplitud nebo rozkmitů na sebe většinou ve skutečnosti nenavazujících, počítá přímo celé kmity namáhání tak, jak se ve skutečnosti vyskytují. Přitom zachovává celkové rozpětí změn namáhání a zanedbání menších kmitů nemá vliv na velikost ani četnost kmitů ostatních. Je to však také metoda poměrně pracná a dá se proto ve větším měřítku realizovat pouze při plné automatizaci vyhodnocovacích prací. Tato podmínka je ovšem ve VÚZS již několik let splněna zavedením automatické linky na zpracování výsledků měření, založené na číslicovém počítači NOVA vybaveném rychlým analogočíslicovým převodníkem.

Rozsah informací, který dává dvouparametrická metoda úplných cyklů, zahrnuje údaje potřebné pro různé způsoby hodnocení únavové životnosti i pro sestavování podkladů o namáhání částí zemědělských strojů. To je důležité také proto, že na začátku prací často nelze předvídat, k jakým způsobům hodnocení nebo jiným účelům bude později využito získaných výsledků.

S ohledem na další zpracování výsledků dvouparametrické analýzy je zejména při použití počítače účelná modifikace klasického postupu. Vychází z toho, že dvouparametrické znázornění má především podchytit velikost a střední hodnotu kmitů. Při klasickém postupu se tak děje zaznamenáváním polohy vrcholů kmitů, přičemž teprve ze zatříděných vrcholů v korelační tabulce se v druhém kroku určují velikosti rozkmitů a jejich střední hodnoty. Přitom jsou pevně stanoveny hranice tříd vrcholů, zatímco u rozkmitů a středů rozkmitů se hranice tříd navzájem překrývají a pevně jsou dány středy tříd. Poněvadž však v dalším postupu se výsledky vyhodnocení vrcholů na straně jedné a rozkmitů a středů rozkmitů na straně druhé zpracovávají samostatně, není klasická korelační tabulka nutná. Důležité je pouze pokud možno nejvěrněji podchytit jednak rozdělení četností vrcholů (maxim a minim), jednak vztah četností velikost rozkmitu — střední hodnota rozkmitu.

Zatímco pro první případ (vrcholy) klasický postup plně vyhovuje, je účelné pro druhý případ použít postupu obráceného. Velikost rozkmitu a jeho střední hodnota se přitom určí přímo z nalezených a dosud nezatříděných přesných poloh vrcholů a teprve potom se tyto údaje zařadí do tříd stejné velikosti jako pro rozdělení vrcholů. Z těchto hodnot se

sestavuje i korelační tabulka, v níž se každý kmit zaznamená v políčku, v němž se protínají sloupec a řádek odpovídající velikosti rozkmitu a jeho střední hodnotě. Důležité je, že obě tyto hodnoty jsou zde zaznamenány přesněji a roztrženy plynuleji než při klasickém způsobu, a to v systému zatřídění s pevnými hranicemi tříd. Proti klasickému postupu je tato korelační tabulka pootočená o 45° a jsou v ní naopak s menší přesností zaznamenávány vrcholy kmitů (ty se však z této tabulky nevyhodnocují).

Takto vytvořená korelační tabulka také přímo vyjadřuje soustavu dílčích spekter rozkmitů s odstupňovanou střední hodnotou, kterou lze aplikovat např. při zkouškách únavové životnosti. Další výhodou uvedeného postupu je, že při přepočtech velikostí rozkmitů na jinou střední hodnotu lze vycházet z přesných (nezatříděných) velikostí rozkmitů a jejich středních hodnot a zatřídovat až přepočtené hodnoty, zatímco při klasickém postupu bylo třeba přepočítávat hodnoty již jednou zatříděné a po přepočtu je zatřídovat znovu, což je značně nepřesné.

Jak již bylo naznačeno, další zpracování výsledků dvouparametrické analýzy pokračuje ve dvou směrech podle toho, co vezmeme za základ pro vytvoření spektra kmitů: zda rozdělení četností vrcholů (maxim a minim), nebo rozdělení rozkmitů a jejich středů. Obecně zde totiž platí, že metody vycházející z četností vrcholů vedou ve většině případů k zostření reprodukce skutečného namáhání, zatímco metody, které berou v úvahu jen samotné rozkmity, skutečné namáhání většinou snižují.

Oba tyto postupy mají však své oprávnění v závislosti na povaze řešeného problému. Např. při zkouškách životnosti strojů na kruhové překážkové dráze, kdy se imituje kmitavé namáhání vyvolané pojezdem stroje v terénu většinou při stálém statickém předpětí, je výhodné vycházet z rozdělení četností vrcholů, neboť se tak přímo získává přehled i o absolutních hodnotách namáhání. Tento postup rovněž umožňuje určit statisticky podložené hodnoty krajních zatížení a dynamických součinitelů jakožto obecných podkladů pro navrhování konstrukcí zemědělských strojů.

V případech, kdy se výrazněji mění i střední hodnota napětí nebo jiných sledovaných veličin, je však třeba vycházet z rozdělení četností rozkmitů a jejich středů, a to jak při výpočtech, tak při zkouškách životnosti, popř. konfrontovat oba postupy. Vypracované konkrétní postupy sestavování spekter vrcholů a spekter rozkmitů by vyžadovaly samostatné pojednání a s ohledem na rozsah příspěvku zde nemohly být uvedeny. Proto budou publikovány později.

SOUHRNNÁ SPEKTRA PROVOZNÍCH NAMÁHÁNÍ

Z dílčích spekter pro jednotlivé charakteristické provozní režimy se nakonec skládá souhrnné spektrum namáhání v sledovaném místě stroje či součásti. Tato souhrnná spektra se mohou podle potřeby vytvářet na různé úrovni: jednak pro různé způsoby nasazení nebo uspořádání stroje (např. pracovní nebo transportní), jednak pro různé doby provozu (např. 100 h, sezónu, celou životnost). Nejobsáhlejší je samozřejmě spektrum za celou životnost, které musí zahrnovat všechny způsoby nasazení.

Nezbytným podkladem pro sestavení souhrnných spekter jsou údaje o časovém využití stroje v sledovaných charakteristických provozních podmínkách. K tomu účelu je třeba nejdříve stanovit tzv. rozvrh provozního nasazení stroje, který vychází jak z technických, tak z ekonomických ukazatelů. Poněvadž spektra namáhání se převážně sestavují pro nově vyvíjené a ve skutečném provozu dosud nenasažené stroje, nejsou přímé údaje z praxe většinou k dispozici. Je proto nutné vycházet z požadavků, které má stroj plnit. Tyto požadavky jsou obsaženy v tzv. základních technických podmínkách, které se vypracovávají pro každý nově vyvíjený stroj a jejichž součástí je i hodnocení ekonomické efektivnosti stroje.

Důležité jsou především výkonové parametry, které má stroj splňovat. Z nich a z požadované výkonnosti za celou sezónu vyplynou doby nasazení při jednotlivých pracovních režimech i počet transportních jízd, z něhož lze odvodit délku trati ujetou při transportu. Získané výsledky je účelné konfrontovat s údaji z provozních zkoušek (např. časovými snímky), pokud jsou již k dispozici, popřípadě provozními ukazateli podobných strojů předcházející generace.

V důležitých případech se může ukázat jako nutné samostatné šetření o způsobu využití stroje. V tomto směru se naráží všeobecně na nedostatek spolehlivých a objektivních údajů. Tak např. pro stanovení poměrného zastoupení různých typů vozovek při transportu zemědělských strojů jsme odkázáni jen na odhad na základě provozních zkušeností (situace se zde mění i s časem). Přitom pro namáhání nosných konstrukcí strojů (rámů, podvozků, závěsů apod.) jsou právě transportní podmínky většinou rozhodující.

Při sestavování souhrnného spektra se dílčí spektra vynásobí časovými přepočítávacími koeficienty z , danými výrazem

$$z = \frac{\text{doba trvání provozního režimu za uvažovanou celkovou dobu provozu,}}{\text{doba měření dílčího spektra}}$$

kteří již vyjadřují i poměrné zastoupení jednotlivých provozních režimů, a výsledky se sečtou. Vychází se přitom z relativních kumulativních četností h_r a celkového počtu cyklů ve spektru h_m . Označíme-li indexem j pořadové číslo dílčího spektra, pak na i -té hranici tříd pro absolutní kumulativní četnost h souhrnného spektra platí

$$h_i = \sum_{j=1}^p h_{ji} \cdot z_j$$

kde: p – celkový počet dílčích spekter

K zavedení relativních četností dosadíme $h = h_r \cdot h_m / 100$, takže

$$\frac{h_{ri} \cdot h_m}{100} = \sum_{j=1}^p \frac{h_{rji} \cdot h_{mj} \cdot z_j}{100}$$

Relativní kumulativní četnost souhrnného spektra je tedy

$$h_{ri} = \frac{1}{h_m} \sum_{j=1}^p h_{rji} \cdot h_{mj} \cdot z_j$$

přičemž pro jeho rozsah platí

$$h_m = \sum_{j=1}^p h_{mj} \cdot z_j$$

Z hodnot h_{ri} a h_m se pak známým způsobem odvodí ostatní četnosti souhrnného spektra. Vycházíme-li z dílčích spekter vrcholů, je účelné nejprve stanovit souhrnné spektrum vrcholů a teprve z něho odvodit spektrum amplitud.

Teoreticky do souhrnných spekter namáhání za celou životnost kromě běžných provozních režimů patří i řidčeji se vyskytující případy vysokých namáhání v neobvyklých provozních situacích (např. při přejíždění velkých terénních nerovností, při nárazu pracovních orgánů na překážku, při ucpání pracovních orgánů, vlivem hrubého či neodborného zacházení apod.), které jsou rozhodující pro statickou pevnost konstrukcí. Jejich zařazení je však obtížné s ohledem na nízkou a špatně definovatelnou pravděpodobnost výskytu, která většinou závisí na jiných faktorech než u namáhání plynoucího z pravidelného provozního režimu. Proto i určování těchto vysokých namáhání extrapolací souhrnných spekter vede podle zkušeností VÚZS většinou k chybným výsledkům.

V uvedených případech je tedy účelné vycházet z výsledků samostatných měření v krajních provozních situacích a výsledky využívat samostatně k hodnocení statické pevnosti, popřípadě nízkocyklové únavy.

ZÁVĚR

Uvedený postup sestavování spekter provozních namáhání ukazuje značný rozsah problematiky a tomu odpovídající velký rozsah prací spojený se získáním věrohodných podkladů pro hodnocení únavové životnosti zemědělských strojů nebo jejich částí. Dokládá, že sestavení spekter není jen otázkou poznatků z pevnosti materiálu a matematické statistiky, ale že neméně důležité je i pokud možno věrné podchycení provozních podmínek zemědělských strojů. Z toho vyplývá i nezbytnost stále doplňovat a zpřesňovat podklady o provozním nasazení těchto strojů.

Postup se již prakticky použil při zkouškách únavové životnosti nově vyvíjených zemědělských strojů na kruhové zkušební dráze ve VÚZS, nebo jejich částí v laboratorních podmínkách; jednalo se o čtyři typy samojízdných strojů a jeden typ návěsného stroje. Provozní sledování prvního zkoušeného stroje (sklizeče píce SPS-420) přitom prokázalo velmi dobrou shodu výsledků zkoušky s poznatky z provozu jak pokud jde o druh zjištěných pevnostních poruch, tak o dobu do jejich výskytu.

Tím se potvrdila i správnost postupu sestavování spekter provozních namáhání, podle nichž se nastavuje zkušební režim stroje. Vypracovaný postup je proto dobrým základem hodnocení únavové životnosti výrobků v čs. zemědělském strojírenství.

Literatura

- KROPÁČ, O.: Statistické vyhodnocování experimentálních podkladů pro pevnostní výpočty částí strojů a konstrukcí. Dům techniky ČVTS Praha, 1973.
PROCHÁZKA, J.: Metody analýzy náhodně proměnných zatížení zemědělských strojů z hlediska únavové životnosti. Zeměd. Techn., 17, 1971, č. 10, s. 611-628.
PROCHÁZKA, J.: Spektra provozních zatížení částí zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 19, 1973, č. 11, s. 657-669.
PROCHÁZKA, J. — BLÁHA, J.: Kruhová dráha pro zkoušky únavové životnosti zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 22, 1976, č. 11, s. 663-673.

Došlo dne 30. 5. 1979

ПРОХАЗКА, Й. (Научно-исследовательский институт сельхозмашин, Прага-Ходов): Составление спектров рабочих нагрузок сельхозмашин. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 647-657.
В статье содержатся основные принципы полной системы составления спектров рабочих нагрузок сельхозмашин с учетом их специфических и при этом весьма изменчивых условий рабочего включения, разработанного НИИСХМ для оценки срока службы сельхозмашин и их частей по усталости. Метод является продолжением современной техники измерения и обработки, применяемой в области чехословацкого сельхозстроительства, и предполагает обработку измеренных значений на вычислительной машине. Он подразделяется на четыре главных этапа, занимающиеся как подробным анализом условий включения машин в сельское хозяйство, так и целесообразным и обоснованным способом самого составления спектров нагрузки с точки зрения механики и математической статистики. Разработанный метод был уже проверен и применяется на практике.

усталость материала; испытания срока службы; спектр рабочей нагрузки; график эксплуатационного включения машин

PROCHÁZKA, J. (Research Institute for Agricultural Machinery, Praha-Chodov): Constructing the Stress Spectra of the Operation of Farm Machines. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 647-657.

In the present paper the principles are given of a comprehensive system of constructing the stress spectra of the operation of farm machines with regard to their specific and very variable conditions of their operation; the system was worked out in the Research Institute for Agricultural Machinery to evaluate the fatigue and service life of farm machines and their parts. The latest measuring and processing machinery used in the Czechoslovak agricultural engineering has been applied, and the obtained values are supposed to be processed by a computer. There are the four main stages of the whole process there, including a detailed analysis of the conditions of the operation of a farm machine, and a utilitarian and justified procedure of constructing the stress spectra, in view of mechanics and mathematical statistics. The elaborated procedure has been tested and introduced in practice.

material fatigue; tests of service life; stress spectrum of operation; schedule of the operation of a machine

PROCHÁZKA, J. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): Zusammenstellung der Spektren der Betriebsbeanspruchung von Landmaschinen. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 647-657.

Die Arbeit beinhaltet die Grundsätze des geschlossenen Systems der Zusammenstellung der Spektren der Betriebsbeanspruchung von Landmaschinen mit Rücksicht auf ihre spezifischen und dabei ziemlich veränderlichen Bedingungen des Betriebseinsatzes, der im Forschungsinstitut für Landmaschinen für den Bedarf der

Bewertung der Ermüdungslebensdauer der Landmaschinen und ihrer Elemente ausgearbeitet wurde. Das Verfahren knüpft an die moderne Meß- und Bewertungstechnik an, die im Zweig des tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Bauwesens angewendet wird, und setzt eine Verarbeitung der gemessenen Werte durch eine Rechenanlage voraus. Dieses Verfahren wurde in vier Hauptetappen verteilt, die sich einerseits mit einer ausführlichen Analyse der Bedingungen des Maschineneinsatzes im landwirtschaftlichen Betrieb und andererseits mit einem zweckmäßigen und begründeten Verfahren der eigenen Zusammenstellung der Spektren der Beanspruchung hinsichtlich der Mechanik und mathematischen Statistik befassen. Das ausgearbeitete Verfahren wurde schon überprüft und in die Praxis eingeführt.

Materialermüdung; Lebensdauerprüfungen; Beanspruchungskollektiv; Einsatzspiegel der Maschine

Adresa autora:

Ing. Josef Procházka, Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

ROTAČNÍ PŮDNÍ FRÉZY „BOLGAR“

Půdní frézy „Bolgar“ s pracovním záběrem 0,76 až 2,0 m jsou moderní, velmi efektivní zemědělské stroje, určené ke kypření půdy, k hubení plevelů v porostech vinné révy, ovocných dřevin, citrusů i jiných keřů a k předseťové přípravě půdy.

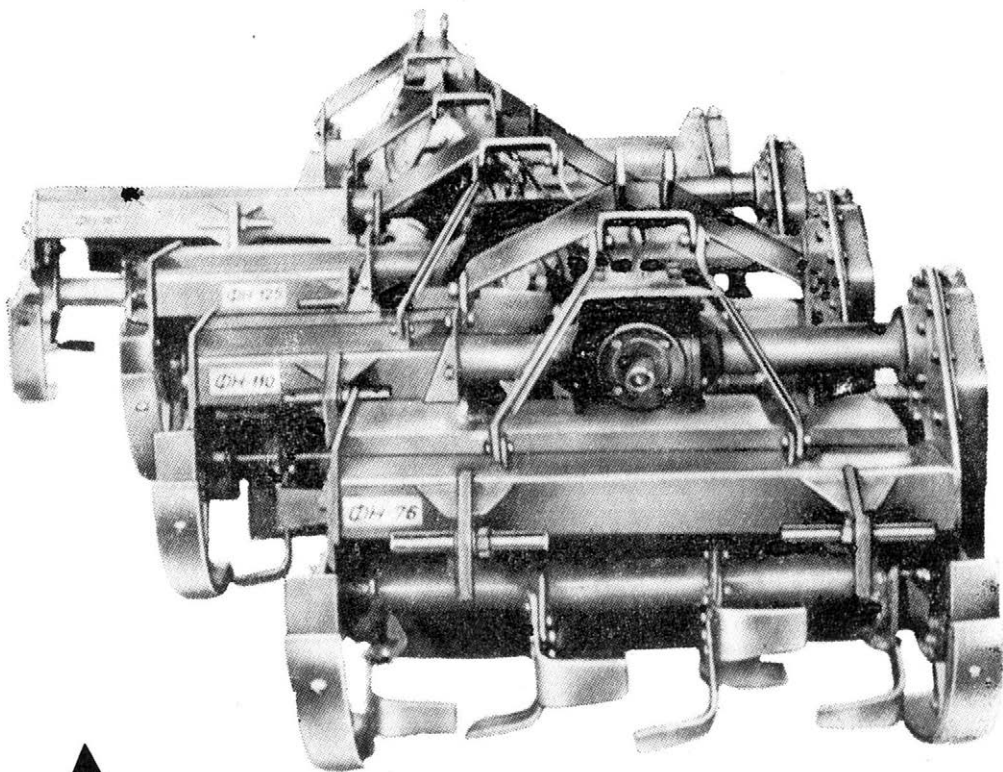
Rotační fréza FN 0,76 s výsuvnou sekčí se hodí k obdělávání půdy mezi stromy v ovocných sadech.

Frézy se zpravidla zavěšují za traktory třídy 1,4 t s tříbodovými závěsnými systémy.

VÝVOZCE:

VTO „AGROMAŠINAIMPEX“ BOLGARIJA, SOFIA
ul. St. Lepoeva 1, tel. 22 30 94 dálnopis 022 563

S žádostí o podrobnější informace se laskavě obraťte na Bulharskou obchodní misi v ČSSR, Praha 1, Krakovská 6, telefon 26 43 06.



Agromachinaimpex

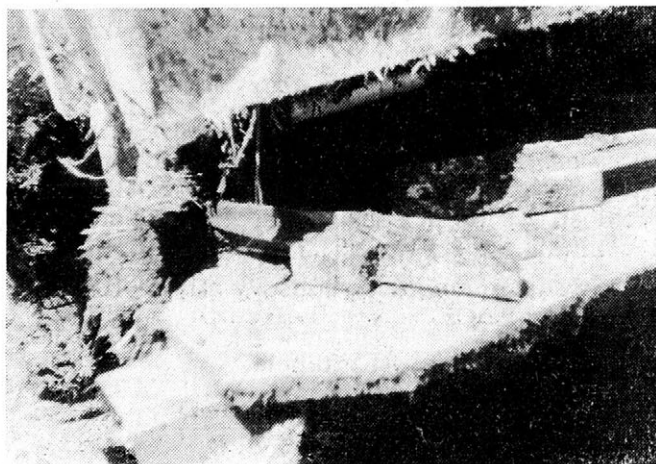
J. Kupr

KUPR, J. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Energetické poměry pracovních orgánů rozmetadel hnoje*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 659-668.

Práce se zabývá teoretickým řešením energetické náročnosti vrtulových rozmetacích jednotek a rozbořem energetických měření s ohledem na druh rozmetávaného materiálu (hnoje). Teoretický rozbor byl ověřován experimentálními výsledky získanými na různých provedeních rozmetadel hnoje, a to především na automobilním rozmetadle RMA-10.

rozmetací jednotka s přímou lopatkou; příkon rozmetací jednotky; průchodnost

Práce tematicky navazuje na poznatky a závěry článku Kupra a Melkuse (1978) o rozmetacím zařízení s vrtulovými rozmetacími jednotkami (obr. 1). Podstatou rozmetací jednotky je přímá rotující lopatka, která uděluje potřebnou energii částicím hnoje. Protože se příkon rozmetacího ústrojí podílí až 50 % na vlastním příkonu rozmetadla (bez příkonu na pojezd), je analýza energetické náročnosti rozmetacího ústrojí prvořadým požadavkem.



1. Pohled na uspořádání rozmetacích jednotek rozmetadla RMA-10 — Arrangement of spreading units in the RMA-10 spreading truck

Pro rozbor energetické náročnosti rozmetací jednotky vycházejme z těchto podmínek:

— rozmetací jednotku tvoří přímá rotující lopatka; rozmetací jednotky jsou umístěny na plošině tak, že jejich lopatky se vzájemně překrývají (obr. 1);

— různě velké částice hnoje dopadají kolmo na plošinu s rozmetacími jednotkami;

— rotující lopatka narazí na částici hnoje, ráz je dokonale plastický, přičemž hmotnost lopatky je „nekonečně“ velká v porovnání s hmotností částice hnoje;

— v okamžiku rázu je počáteční rychlost částice nulová, to znamená, že částice bude po rázu unášena lopatkou a zároveň se bude podél ní posouvat. Přitom bude překonávat tření při pohybu hnoje po lopatce a po plošině, až opustí konec lopatky výstupní rychlostí v ;

— částice hnoje, které přicházejí do styku s lopatkou rozmetací jednotky, jsou nesterjné velké a mají rozdílnou soudržnost; při nárazu lopatky se dále rozměňují.

Z uvedené rozvahy vyplývá, že příkon rozmetací jednotky lze rozdělit na položky:

a) Příkon na urychlení P_u částice hnoje na výstupní rychlost v ; při průchodnosti q urychlovaného materiálu (hnoje) lze příkon na urychlení vyjádřit vztahem

$$P_u = \frac{1}{2} q v^2 \quad (1)$$

b) Příkon na překonání tření P_t při pohybu částice hnoje podél lopatky lze řešit za těchto zjednodušujících předpokladů:

— třecí síla po lopatce je vyvolána Coriolisovou silou a složkou odstředivé síly částice kolmé na lopatku;

— třecí síla od tíhy částice je v porovnání s třením od Coriolisovy síly zanedbatelná;

— množství hmotny m na lopatce rozmetací jednotky je při průchodnosti q rovno: $m = \frac{1}{t} q \cdot t_l$

Protože se posuvná rychlost částice podél lopatky rozmetací jednotky mění, roste exponenciálně z nulové počáteční rychlosti na rychlost $\dot{x}_R$, předpokládáme pohyb náhradního hmotného bodu střední radiální rychlosti $\dot{x}_s$, která je přibližně rovna $\dot{x}_s = 0,6 \dot{x}_R$ (odpovídá průměrnému součiniteli tření $f = 0,45$).

Střední hodnota Coriolisovy síly je rovněž stanovena ze střední radiální rychlosti $\dot{x}_s$.

Čas t_l lze stanovit vztahem:

$$t_l = \frac{x_R - x_1}{\dot{x}_s} = \frac{x_R - x_1}{0,6 \dot{x}_R} \quad (3)$$

Způsob stanovení příslušných kinematických parametrů, které se vyskytují ve vztazích (1) až (5), je uveden v práci Kupra a Melkuse [1978]. Za uvedených zjednodušení lze příkon potřebný na překonání tření psát ve tvaru

$$P_t = f \cdot m (a_{Gr\ st\bar{r}} + r_o \omega^2) \cdot \dot{x}_s$$

Po dosazení a úpravě lze vyjádřit příkon na překonání tření při pohybu částic hnoje při průchodnosti q rozmetacím ústrojím vztahem

$$P_t = f (x_R - x_1) (1,2 \omega \dot{x}_R + r_o \omega^2) \cdot q \quad (4)$$

c) Příkon na drcení materiálu, k němuž dochází při nárazu lopatky rozmetací jednotky na částice hnoje, bude závislý především na velikosti hmot a rozdílu rychlostí v místě střetu. Protože je z dříve uvedených předpokladů počáteční rychlost částic nulová, bude ráz záviset pouze na rychlosti lopatky a množství hmoty, která na rozmetací lopatky přichází (průchodnosti). Neméně závažným činitelem ovlivňujícím příkon na drcení bude stav a soudržnost materiálu (částic hnoje). Velké a soudržné kusy budou klást větší odpor než drobnější nesoudržné hrudky zetlelého materiálu.

Příkon potřebný k dalšímu drcení P_d rozmetávaného materiálu lze tedy vystihnout vztahem

$$P_d = B \cdot \omega \cdot q \quad (5)$$

kde: konstanta B [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] charakterizuje odpor materiálu při nárazu lopatky rotující úhlovou rychlostí ω

Vedle těchto rozhodujících položek příkonu rozmetacích jednotek je nutné ještě překonávat pasivní odpory rozmetacích jednotek, tj. pasivní odpory v uložení lopatky, v převodech jejího hnacího mechanismu (kuželových kol) a ventilačních ztrát rotující lopatky. S ohledem na konstrukci lopatky lze usuzovat na převládající ventilační ztráty, takže příkon na překonání pasivních odporů lze vyjádřit vztahem

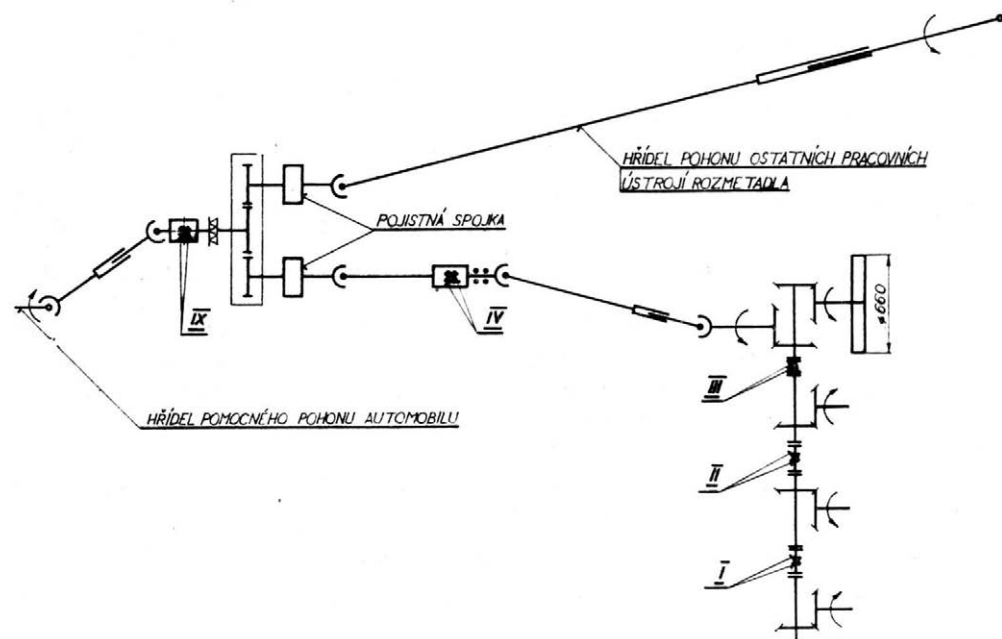
$$P_o = C v_l^a \quad (6)$$

Příkon k překonání pasivních odporů lze přibližně zjišťovat při běhu naprázdno. Příkon rozmetacího ústrojí lze tedy vyjádřit součtem dílčích příkonů uvedených ve vztazích (1), (4), (5) a (6). Neznámé konstanty a , B , C lze určit na základě experimentů.

PŘÍSTROJE A PODMÍNKY MĚŘENÍ

Pro experimentální ověření teoretického řešení a zjištění potřebných charakteristických konstant byla vykonána potřebná energetická měření. Převážná část experimentálních podkladů byla zjištěna na funkčním modelu a prototypu automobilního rozmetadla RMA-10, které bylo řešeno jako nástavba připravovaného zemědělského automobilu Tatra-815-Z.

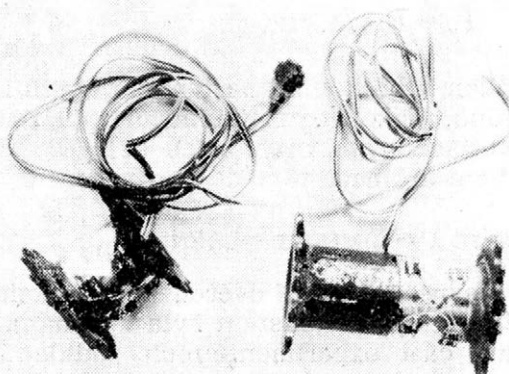
Pro ucelení získaných výsledků byly použity také výsledky energetických měření Procházky (1966, 1967) na návěstných rozmetadlech RU-4.



2. Schéma převodů pohonu rozmetacího ústrojí automobilního rozmetadla RMA-10 s vyznačenými místy měření kroutcích momentů — A diagram of transmissions of the drive of the spreading unit in the RMA-10 spreading truck; the places of measuring the torque values are designated

Příkon rozmetacího ústrojí (i jednotlivých rozmetacích jednotek) byl určován z kroutcího momentu (jeho střední hodnoty) a otáček hnačího hřídele. Převodové schéma rozmetacího ústrojí s vyznačenými měřícími místy je na obr. 2. Z funkčního hlediska nebylo možné umístit

3. Úprava řetězových spojek mezi dvěma rozmetacími jednotkami. Upravené spojky sloužily jako snímače kroutcího momentu v místě I, II a III (obr. 2) — Adapted chain couplings between two spreading units. The adapted couplings served as sensors of the torque at places I, II and III (Fig. 2)



snímače přímo na hřídeli rozmetacích lopatek, proto byly elektrické odporové snímače KC 120 n. p. Mikrotechna umístěny na řetězových spojkách (obr. 3) mezi jednotlivými jednotkami.

Toto umístění snímačů krouticího momentu umožňovalo určit příkon každé rozmetací jednotky (místo I až IV).

Snímače byly umístěny tak, aby tvořily celý Wheatstonův můstek reagující pouze na krut. Snímače byly přes kroužkové agregáty VÚZS připojeny k zesilovačům EMS-004 n. p. Tesla Bratislava.

Všechny měřené veličiny (momenty i otáčky) byly registrovány oscilografem Bell a Howell „Galvomat“ se smyčkami 7-320. Aby se střední hodnota krouticího momentu nemusela určovat zdlouhavým a pracným planimetrováním, byly signály z měřicích míst I až IV vedeny do analogového počítače, který byl postaven ve VÚZS z prvků počítače MEDA 42 TA. Na něm byl nastaven program umožňující výpočet střední hodnoty krouticích momentů, takže výsledky měření byly k dispozici ihned, jakmile skončilo měření (úseku).

Zesilovače s oscilografem a analogový počítač byly umístěny v měřícím voze VÚZS, který stál při měření poblíž rozmetadla.

Při rozmetání byl použit tento materiál:

- mokrý zahnílý hnůj z polního hnojiště,
- mokrý hnůj z dlouhé slámy ze statkového hnojiště v různém stupni rozkladu,
- starý slehlý hnůj z řezané slámy (polní hnojiště),
- přehrnutý, téměř čerstvý hnůj z polního hnojiště,
- hlinitý kompost bez znatelných organických zbytků.

Před měřením bylo rozmetadlo naloženo a náklad urovnán drapákovým nakladačem. Náklad byl vždy drapákem pěchován, aby tvořil pokud možno homogenní vrstvu. Vlastní měření během rozmetání bylo rozděleno na tři intervaly, tj. vlastní měření bylo vždy ukončeno po vymetání třetiny nákladu.

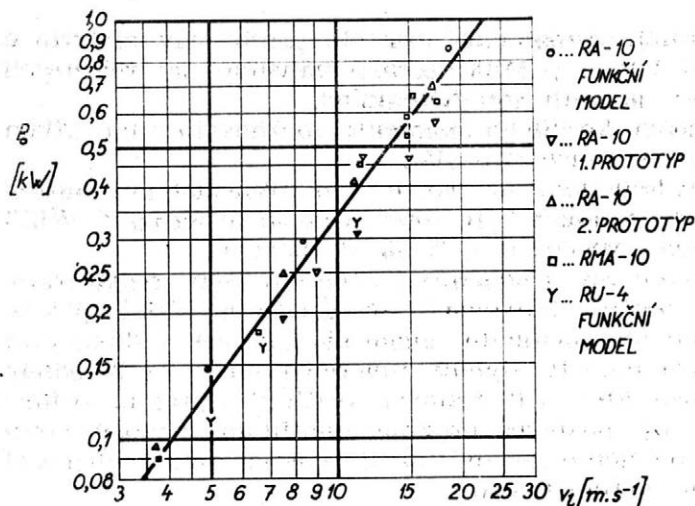
Měření bylo ukončeno vždy, kdy se zhroutilo čelo nákladu u odbíracích šneků. Většina měření byla vykonána při nejvyšší podávací rychlosti dopravníku dna a při jmenovitých otáčkách vývodového hřídele (místo IX). Pouze příkony při běhu naprázdno byly zjišťovány při několika stupních otáček vývodového hřídele (motoru).

Nižší rychlosti dopravníku byly použity jen pro ucelení výsledků měření.

Jmenovité otáčky vývodového hřídele byly $n_{IX} = 910 \text{ min}^{-1}$; jmenovitá obvodová rychlost rozmetacích jednotek byla v rozmezí 15,2 až 17,2 ms^{-1} v důsledku rozdílných řešení převodů u jednotlivých provedení rozmetadla. Podrobné údaje o kinematických poměrech jednotlivých řešení automobilního rozmetadla jsou v pracích Ku p r a [1973, 1974, 1975].

VÝSLEDKY

Výsledky měření krouticího momentu při běhu naprázdno ukázaly, že krouticí moment roste lineárně s otáčkami (obvodovou rychlostí) lopatky rozmetací jednotky.



4. Příkon jedné rozmetací jednotky P_o při běhu naprázdno v závislosti na obvodové rychlosti lopatky v_t a typu rozmetadla — Energy input of a spreading unit P_o (idle running) in dependence on the circumferential velocity of the beater v_t and on the type of spreader

Na obr. 4 jsou vyneseny příkony při běhu naprázdno jedné rozmetací jednotky P_o v závislosti na obvodové rychlosti v_t ; v logaritmických souřadnicích se závislost $P_o = f(v_t)$ zobrazila přímkou, což umožnilo určit potřebné průměrné koeficienty pro stanovení příkonu jedné rozmetací jednotky při běhu naprázdno, a to:

$$a \doteq 1,3$$

$$C \doteq 15,5$$

Z teoretického rozboru vyplývá, že množství zpracovávaného materiálu (průchodnost) je prvořadou veličinou, která určuje výši příkonu rozmetacích jednotek (rozmetacího ústrojí). Proto byly výsledky měření příkonu rozmetacího ústrojí P_{IV} v závislosti na průchodnosti q zobrazeny graficky (obr. 5. a 6) a závislost příkonu P_{IV} na průchodnosti q byla vyjádřena vztahem

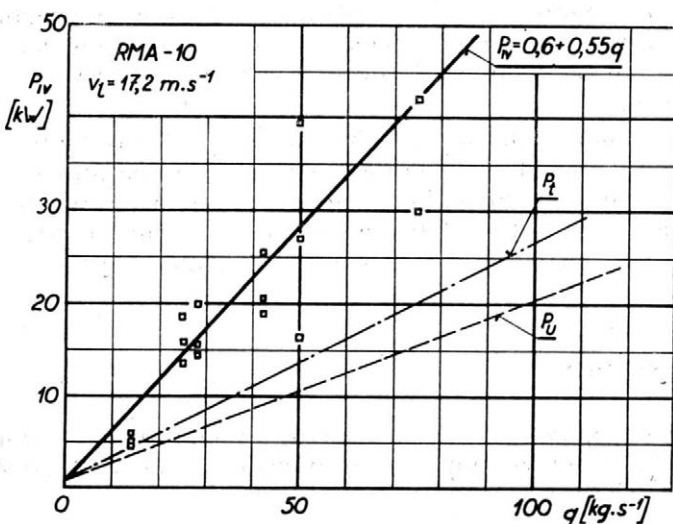
$$P_{IV} = iP_o + b \cdot q$$

(7)

5. Příkon rozmetacího ústrojí P_{IV} (čtyř rozmetacích jednotek) na rozmetání hnoje z dlouhé slámy ze statkového hnojiště v závislosti na průchodnosti q — Energy input of the spreader P_{IV} (four spreading units) to spread long-straw manure from a farmyard manure heap in dependence on the throughput q

P_u ... příkon na urychlení

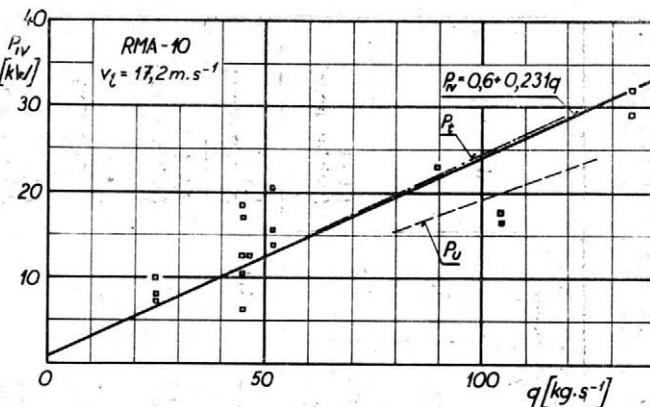
P_t ... příkon na tření



6. Příkon rozmetacího ústrojí P_{IV} (čtyř rozmetacích jednotek) na rozmetání hlinitého kompostu v závislosti na průchodnosti q — Energy input of the spreader P_{IV} (four spreading units) to spread loam compost in dependence on the throughput q

P_u ... příkon na urychlení

P_t ... příkon na tření



Teoretický předpoklad lineární závislosti příkonu na průchodnosti byl energetickými měřeními velmi dobře potvrzen; i když byly výsledky zatíženy dosti značným rozptylem, byl koeficient korelace (mezi veličinami P_{IV} a q) převážně větší než 0,85, což lze hodnotit jako „značný významný stupeň závislosti“.

Vyjádření příkonu vztahem (7) umožnilo analýzu příkonu na složky P_u , P_t a P_d [složky byly určeny ze vztahů (1), (4), (5), a pro jednotlivé případy zakresleny do grafů závislosti $P_{IV} = f(q)$ obr. 5 a 6]], resp. stanovení součinitele odporu při drcení B .

Hodnoty součinitele odporu B spolu s dalšími doplňujícími údaji jsou uvedeny v tab. I. Z výsledků energetických měření vyplývá převažující vliv složky příkonu na urychlení P_u ; složka příkonu na překonání tření P_t je výrazně nižší — v průměru představovala 20 až 30 % příkonu na urychlení. Složka příkonu na drcení P_d je závislá především na stavu rozmetávaného materiálu. Největší odpor pohybu lopatky klade hnůj z dlouhé slámy a starý slehlý hnůj z řezané slámy. Výsledky součinitele odporu B jsou zatíženy dosti značným rozptylem, což je způsobeno tím, že pod stejným kvalitativním hodnocením hnoje mohou být zahrnuty rozdílné mechanické vlastnosti (rozdílná soudržnost).

Na velikost součinitele odporu při drcení má rovněž vliv předchozí zpracování odebíracím šnekem. Z tab. I vyplývá, že součinitel B starého slehlého hnoje byl u funkčního modelu RU-4 téměř trojnásobný ve srovnání s prvním prototypem téhož stroje. To je zřejmě důsledek rozdílné obvodové rychlosti odebíracích šneků v_s ; při stejné průchodnosti, ale nižší obvodové rychlosti $v_s = 2 \text{ m.s}^{-1}$ [RU-4, funkční model] přicházely na rozmetací jednotky teoreticky třikrát větší kusy hnoje, které obtížněji odcházely z rozmetací plošiny a v důsledku toho byly drceny více než tomu bylo u rozmetadla RU-4, první prototyp, kde byla obvodová rychlost šneků $v_s = 6,2 \text{ m.s}^{-1}$ [tab. I].

Podobné poměry nastávaly také při rozmetání hnoje z dlouhé slámy, kdy rozmetací jednotky byly zavalovány velkými soudržnými bloky, které musely být rozmetacími jednotkami rozdrceny. V krajním případě docházelo i k úplnému zastavení rozmetacích jednotek, tj. k vypnutí pojistných spojek, protože pohon byl přetížen.

Nejvhodnějším materiálem pro rozmetání byl kompost a značně zetlelý hnůj, ve kterém zetlelá sláma postrádá jakoukoliv soudržnost [tab.

I. Přehled součinitele odporu při drcení B na druhu rozmetaného hnoje (při výpočtu se vychází z předpokladu, že součinitel tření hnoje $f = 0,45$ a součinitel tření hlinitého kompostu $f = 0,75$) — A survey of the coefficient of crushing resistance B to the kind of spread manure (the calculation is based on the assumption that the coefficient of manure friction $f = 0.45$ and the coefficient of loam compost friction $f = 0.75$)

Druh rozmetaného hnoje	Obvodová rychlost (m s ⁻¹)		Koeficient úměrnosti příkonu na tření $k_t = \frac{P_t}{q}$ (kJkg ⁻¹)	Koeficient úměrnosti při rozmetání $b = \frac{P}{q}$ (kJ . kg ⁻¹)	Součinitel odporu při drcení B (m ² s ⁻¹)		Rozmetadlo
	lopatky v_l	odebíracího šneku v_s			max.	min.	
Čerstvý přehrnutý	9,0	2,0	0,010	0,165±0,015	3,9	2,9	RU-4 funkční model
Starý slehlý z řezané slámy				0,130±0,012	5,5	4,0	
	11,3	6,2		0,160±0,010	2,2	1,3	RU-4 první prototyp
Zahnílý hnůj z polního hnojiště	15,2	5,7 a 8,9	0,027	0,204±0,022	0,9	0	RA-10 funkční model
	17,2	7,1	0,042	0,270±0,035	1,3	0	RA-10 první prototyp
	16,9	8,6	0,040	0,230±0,016	0,2	0	RA-10 druhý prototyp
Částečně zahnílý	17,2	8,4	0,042	0,490±0,040	5,5	4,0	RMA-10
Hnůj z dlouhé slámy, statkové hnojiště				0,550±0,080	7,4	4,4	
Hlinitý kompost bez znatelných rostlinných zbytků			16,9	8,6	0,055	0,230±0,040	
	0,220±0,020	0,1				0	

1). Tyto materiály se vyznačovaly nejnížší soudržností, takže již pádem na rozmetací plošinu se rozpadaly na drobné hrudky, které byly snadno rozmetacími jednotkami odstraňovány z rozmetací plošiny.

ZHODNOCENÍ A ZÁVĚR

Teoretický rozbor příkonu vrtulové rozmetací jednotky ukázal na výrazný vliv výstupní rychlosti v , která určuje příkon na urychlení. Dalším výrazným činitelem, určujícím energetickou náročnost rozmetací jednotky, je stav rozmetávaného materiálu a z toho vyplývající položka příkonu na jeho drcení. Jako nejvýhodnější materiál pro rozmetadla se ukazují komposty a značně zetlelé hnůj.

Nejnepříznivějším materiálem je slehlý hnůj obsahující dlouhou nezetlelou slámu, protože na rozmetací jednotky přicházely velké soudržné bloky zavalující rozmetací jednotky.

Použité symboly

- a — konstanta charakterizující druh pasivních odporů
- b — koeficient úměrnosti, kJ kg^{-1}
- B — součinitel odporu materiálu při nárazu lopatky, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
- C — konstanta charakterizující velikost pasivních odporů, $\text{kg m}^{2-a} \text{s}^{a-2}$
- f — součinitel tření
- i — počet rozmetacích jednotek
- m — množství hmoty na lopatce rozmetací jednotky, kg
- P_d — příkon na drcení, W
- P_o — příkon jedné rozmetací jednotky při běhu naprázdno, W
- P_t — příkon na překonání tření, W
- P_u — příkon na urychlení, W
- P_{IV} — příkon rozmetacího ústrojí (i rozmetacích jednotek), W
- q — průchodnost, kg s^{-1}
- R — vnější poloměr rozmetací jednotky, m
- r_o — vzdálenost lopatky od osy otáčení, m
- t_l — doba pohybu částice od místa nárazu x_1 do místa opuštění lopatky x_R , m
- v — výstupní rychlost částice, m s^{-1}
- v_l — obvodová rychlost lopatky, m s^{-1}
- x_1 — výchozí (počáteční) poloha částice na lopatce, m
- x_R — výstupní poloha částice na konci lopatky, m
- $\dot{x}_R$ — výstupní posuvná rychlost částice na konci lopatky v poloze x_R , m s^{-1}
- $\dot{x}_s$ — střední průměrná posuvná rychlost částice podél lopatky, m s^{-1}
- ω — úhlová rychlost rotace lopatky kolem osy otáčení, s^{-1}

Literatura

- KUPR, J.: Pevnostní a energetické měření prvního prototypu automobilního rozmetadla RA-10. [Výzkumná zpráva č. 32222.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1973.
- KUPR, J.: Energetické poměry druhého prototypu automobilního rozmetadla RA-10 [Výzkumná zpráva č. 3386.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1974.
- KUPR, J.: Energetické a pevnostní měření automobilního rozmetadla RMA-10. [Výzkumná zpráva č. 3477.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1975.
- KUPR, J. — MELKUS, K.: Kinematické poměry rozmetacích jednotek s přímými lopatkami. Zeměd. Techn., 24, 1978, č. 11, s. 675-684.
- PROCHÁZKA, J.: Energetické poměry a namáhání hřídelů a převodů rozmetadla hnoje RU-4. [Výzkumná zpráva č. 2288.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1966.

PROCHÁZKA, J.: Pevnostní a energetické poměry rozmetadla hnoje RU-4. [Výzkumná zpráva č. 2432.] Praha-Chodov, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1967.

Došlo dne 30. 5. 1979

КУПР, Я. (Научно-исследовательский институт сельхозмашин, Прага - Ходов): Энергетические условия рабочих органов навозоразбрасывателей. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 659-668.

В статье описывается теоретическое решение энергоемкости пропеллерного разбрасывающего устройства с анализом энергетических измерений с учетом вида разбрасываемого материала (навоза). Теоретический анализ был проверен экспериментальными результатами, полученными у различно сконструированных навозоразбрасывателей, а именно, прежде всего на автомобильном разбрасывателе RMA - 10.

разбрасывающее устройство с прямой лопастью; потребляемая мощность разбрасывающего устройства

KUPR, J. (Research Institute for Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *Energetic Relations of the Working Elements of Manure Spreaders*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 659-668.

A theoretical solution is given to the energy requirement of propeller spreading units, and energy measurements are analyzed in view of the kind of spread material (manure). The theoretical solution has been verified by experimental results obtained in manure spreaders of different constructions, especially in the spreading truck RMA-10.

spreading unit with straight beater; energy input of the spreading unit; throughput

KUPR, J. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Energetische Verhältnisse der Arbeitselemente der Stallmiststreuer*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 659-668.

Die Arbeit befaßt sich mit der theoretischen Lösung der energetischen Ansprüchigkeit der Schraubenstreueinheiten und mit der Analyse der energetischen Messungen mit Rücksicht auf die Art des gestreuten Materials (Stallmist). Die theoretische Analyse wurde durch die Experimentalergebnisse überprüft. Diese wurden an verschiedenen Ausführungen des Stallmiststreuers, und vor allem am LKW-Streuer RMA-10 gewonnen.

Streueinheit mit gerader Streuschaufel; Kraftbedarf der Streueinheit; Durchgangsleistung

Adresa autora:

Ing. Jaroslav Kupr, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

O. Knaifl

KNAIFL, O. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Užití teorie grafů při návrhu konstrukce zemědělských strojů*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 669—681.

Základní funkční princip, popř. struktura mechanického systému reprezentujícího zemědělský stroj, se vybírá v převážné většině prověřováním a porovnáváním navržených alternativ. Mechanický systém je vytvářen nejen mechanickými, ale i elektrickými, hydraulickými a pneumatickými komponentami. Popis těchto alternativ návrhu je výhodné systematizovat aplikováním teorie grafů, která umožňuje vyjádřit nejen kvantitativní vztahy mezi proměnnými systémů, ale i základní topologické vazby v soustavě, jako je počet a druh členů soustavy a jejich vzájemné incidence.

teorie grafů; topologická analýza a syntéza systémů; metody vědeckého konstruování

Teoretický návrh konstrukce zemědělského stroje je proces, který na základě formulování technického záměru vhodně volí základní funkční princip, který po ověření — porovnání s dosavadním strojem nebo s vyrobeným funkčním vzorkem je dále zpracováván optimálním výběrem měnitelných parametrů. Předložená práce se zaměřuje na metody výběru základního funkčního principu — struktury soustavy popisující zemědělský stroj. Navazuje tak na článek Knaifla (1978), který se zabývá optimalizací konstrukčních parametrů již navržené struktury stroje. Výběr a ohodnocení struktury stroje úzce souvisí s návrhem racionálních parametrů, neboť i nevhodnější struktura při použití nevhodných parametrů není schopna zajistit požadavky na stroj kladené a naopak při nevhodné struktuře nelze stanovit hodnoty parametrů, které by zajistily dosažení technického záměru.

METODIKA

Návrh stroje v současnosti má již zajištěnu dobrou teorii pevnostního řešení. Jsou k dispozici vysoce účinné samočinné počítače i celé automatizované části řešení, prohlubuje se metodika konstruování, která zvyšuje podíl tvůrčí práce, dílčí metody se postupně propojují do větších systémů umožňujících přechod k vědeckému konstruování. To předpokládá systémový přístup, kdy navrhovaný stroj je chápán jako soubor vstupů a výstupů, včetně jejich vzájemných vazeb. Z hlediska obecné teorie soustav je zemědělský stroj dynamickým systémem se vstupním vektorem — mechanickým buzením dělícím se na buzení silové nebo kinematické. Výstupní vektor je buď okamžitá konfigurace soustavy, nebo sledované reakce vazeb. Složitost a různorodost elementů systému vyžaduje metody výpočtu, které jsou schopny vyjádřit nejen kvantitativní vztahy mezi jejich pro-

měnnými, ale i základní topologické vazby v systému. Zobecnění Kirchhoffových zákonů na obecně fyzikální soustavy umožnilo aplikovat teorii grafů k získání matematického popisu soustav mechanických, ale i takových, které mohou obsahovat komponenty elektrické, pneumatické či hydraulické.

VÝBĚR STRUKTURY SOUSTAVY

Volba základního funkčního principu je ovlivněna množstvím požadavků. Především je to požadavek dobré funkce stroje, dále požadavky nízkých ekonomických nákladů na výrobu (nízká pracnost, materiálové položky) i na provoz (údržba, obsluha, energetická spotřeba), vysoké spolehlivosti a optimální životnosti. V neposlední řadě je to vysoká bezpečnost a hygiena práce. Další požadavky se týkají estetického vzhledu a sjednocenosti z normalizačního zřetele. Každý stroj musí také vyhovovat specifickým požadavkům na přepravitelnost a účelovou velikost. Uvedená hlediska mohou být respektována vždy jen pouze do určité míry, neboť zhusta bývají požadavky protichůdné. Základní funkční princip se volí většinou tak, aby vyhověl nejprve rozhodujícím požadavkům zajišťujícím funkci. V následujícím kroku se teprve respektují požadavky další. Navrhování strojů však směřuje k postupům počítajícím se všemi ukazateli zároveň (Knaifl, 1978).

U lineárních diskrétních systémů lze použít přímé syntézy struktury, založené na rozkladu požadované přenosové nebo imitační funkce na dílčí, snadno realizovatelné funkce podle Cauera, Fostera, Bruneho atd. (Kvasil, 1976), aproximující v dostatečné míře požadavky na systém. U nelineárních soustav s kontinuálně rozloženými parametry je třeba dělat syntézu struktury soustavy nepřímou výběrem, prověřováním a porovnáváním navržených konstrukčních principů.

Metody hledání alternativ se dělí v zásadě na

a) intuitivní, kde intuice je podmíněná zkušenostmi návrháře, získanými dlouhodobou prací v oboru, anebo navozená, kde zdrojem jsou asociace z různých oborů techniky, jevů v přírodě, historických stádií techniky vyvolávané při brainstormingu nebo synektické metodě (Houdek, 1972),

b) systematické, vycházející ze současného stavu vědeckého poznání jevů; základem jsou logické pochody jako analýza, syntéza, abstrakce, generalizace a konkretizace, indukce a dedukce,

c) normativní, vycházející od vytčených cílů a postupující inverzně k zadání; užívají techniky síťových grafů,

d) morfologické, založené na navozování asociací pro nalezení nových funkčních principů. Úloha se rozdělí na základní problémy a pro každý se stanoví veškerá známá řešení. Odsud se vybírají nové kombinace řešící zadanou úlohu. Pro přehlednost se sestavují morfologické matice.

Matematický popis porovnávaných struktur se systematizuje aplikováním teorie grafů.

TOPOLOGICKÁ ANALÝZA SYSTÉMŮ

Složitost a různorodost komponent soustav vyžaduje metody výpočtu, které jsou schopny vyjádřit nejen kvantitativní vztahy mezi jejich proměnnými, ale vyjádřit i základní topologické (geometrické) vazby v soustavě. Při studiu dynamických soustav jde především o zobecněné síly působící v jednotlivých komponentách soustavy a zobecněné deformace nebo přemístění jejich bodů v závislosti na frekvenci změny působících sil, na přenosových vlastnostech soustavy, popřípadě na čase.

Analýza systémů je založena na Kirchhoffových zákonech. Původní oblast jejich platnosti — elektrotechnika — jimi vázala vzájemně napětí v uzlech elektrických obvodů a proudy jejich větví. Podle způsobu měření napětí mezi okrajovými body komponenty paralelním připojením měřicího přístroje (voltmetru) nazýváme takto měřené veličiny paralelními. U mechanických systémů jsou paralelně měřena přemístění vzhledem k souřadné soustavě; u hydraulických a pneumatických komponent to jsou tlaky v měřených místech. Veličiny měřené vložením přístroje přímo do větve nazýváme sériové. Jsou to např. proud ve větvi elektrického obvodu, síla v pružině, proud tekutiny v potrubí atd.

Komponenta systému je pro účely syntézy charakterizována hodnotami svojí paralelní a sériové proměnné v okrajových připojovacích bodech. Charakteristiku komponenty znázorňujeme orientovanou čarou — hranou, spojující připojovací body — póly (uzly). Funkcionální vazby mezi sériovými a paralelními proměnnými na libovolné dvojici pólů jsou vyjádřeny pólovými rovnicemi. Graf soustavy je pak tvořen spojením pólových grafů (hran) komponent a představuje základ pro transformaci pólových rovnic komponent na diferenciální rovnice soustavy. Informace obsažená v pólovém grafu může být vyjádřena topologickými maticemi, čímž je umožněno převést strukturní vlastnosti systémů do číselného vyjádření vhodného ke zpracování na digitálních počítačích (Koenig a Blackwell, 1961).

Incidenční matice H má počet řádků rovný počtu uzlů grafu, počet sloupců odpovídá počtu hran. Vstupuje-li j -tá hrana do i -tého uzlu, pak odpovídající prvek matice $h(i, j) = 1$, v opačném případě $h(i, j) = -1$ a neinciduje-li $h(i, j) = 0$.

Matice smyček K . Jestliže graf obsahuje smyčky, pak jim pro zápis této matice přiřadíme řádky a sloupce přiřadíme hranám. Patří-li j -tá hrana i -té smyčce a její orientace odpovídá zvolené orientaci smyčky, pak $k(i, j) = 1$, v opačném případě $k(i, j) = -1$. Nepatří-li hrana smyčce, pak $k(i, j) = 0$.

Matice řezů P . Množinu uzlů libovolného souvislého grafu lze rozdělit na dvě skupiny. Křivka, která toto rozdělení uskutečňuje, protíná hrany, jejichž uzly náleží různým skupinám. Uzavřeme-li jednu ze skupin uzlů touto křivkou, získali jsme řez. Matice řezů se sestavuje jako matice incidencí, pouze v řádcích jsou uzly nahrazeny řezy.

ROVNICE SMYČEK A UZLŮ

Pro soustavu s počtem komponent e je možné sestavit e pólových rovnic vázících navzájem 2. e paralelních a sériových proměnných. Zbývajících e rovnic pro plný popis soustavy plyne z Kirchhoffových zákonů — z rovnic smyček a uzlů.

Rovnice smyček (II. Kirchhoffův zákon). Pro i -tou smyčku grafu systému jsou paralelní proměnné $x_j (j = 1, e)$ vázány podmínkou, že jejich součet ve smyčce je roven 0.

$$\sum_{j=1}^e k(i, j) \cdot x_j = 0 \quad (1)$$

kde: $k(i, j)$ — element matice smyček

Rovnice uzlů (I. Kirchhoffův zákon). Součet sériových proměnných y_j komponent inciduujících s i -tým uzlem grafu je roven 0, neboli součet vstupujících sériových proměnných do uzlu je roven součtu vystupujících

$$\sum_{j=1}^e h(i, j) \cdot y_j = 0 \quad (2)$$

kde: $h(i, j)$ — element incidenční matice

Rovnici uzlů lze zobecnit. Uzel nahradíme uzavřenou oblastí tvořící řez, pak platí

$$\sum_{j=1}^e p(i, j) \cdot y_j = 0 \quad (3)$$

kde: $p(i, j)$ — element matice řezů

Poznámka: Rovnice (1), (2) a (3) platí pro složky kartezské soustavy souřadnic samostatně.

Pro všechny smyčky grafu platí

$$K \cdot x = 0 \quad (4)$$

kde:

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_e \end{bmatrix} \text{ — sloupcový vektor paralelních proměnných}$$

Podobně pro všechny uzly a řezy platí

$$H \cdot y = 0 \quad (5)$$

$$P \cdot y = 0 \quad (6)$$

kde:

$$y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_e \end{bmatrix} \text{ — sloupcový vektor sériových proměnných}$$

Vzhledem k tomu, že matice K , P (H) obsahují v součtu víc než e řádků, je zřejmé, že některé rovnice jsou závislé, vytvořené jako lineární kombinace (sečtením nebo odečtením) jiných řádků. Ke stanovení základní nezávislé soustavy použijeme vlastností stromu grafu, což je souvislý podgraf grafu soustavy obsahující všechny uzly, ale neobsahující žádnou smyčku. Hrany náležející stromu se jmenují větve, odstraněné hrany jsou tětivy. Smyčku, která obsahuje pouze jednu tětivu, nazýváme základní smyčkou; jejich počet je roven počtu tětív stromu t . Matice základních smyček M je typu $t \cdot e$. Skupina hran, ke které patří pouze jedna větev stromu, tvoří základní řez. Jejich počet je roven počtu větví kmene v . Matice základních řezů R je typu $v \cdot e$. Vhodnou permutací sloupců zmíněných matic je lze uspořádat tak, aby začáteční sloupce zleva odpovídaly větvím v pořadí vzrůstu jejich indexů (shodně i tětívám)

$$\begin{bmatrix} M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B & I_t \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_v & A \end{bmatrix} \quad (8)$$

kde: I_t — jednotková matice typu $t \cdot t$

I_v — jednotková matice typu $v \cdot v$

$B = -A^T$ — matice, jejíž sloupce odpovídají větvím

$A = -B^T$ — matice, jejíž sloupce odpovídají tětívám

Existence jednotlivých matic I_t , I_v zajišťuje hodnotu matice M rovnou t a matice R rovnou v vzhledem k regularitě jejich determinantů. Použijeme-li v rovnicích smyček a řezů (uzlů) pouze smyčky a řezy základní, obdržíme spolu s pólovými rovnicemi

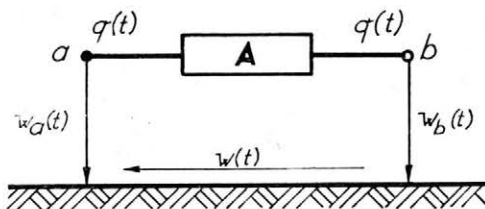
$$e + t + v = 2e \quad (9)$$

nezávislých rovnic, což souhlasí s počtem neznámých.

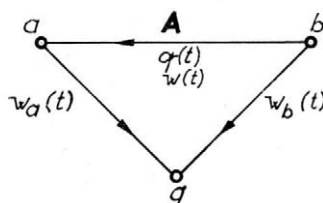
MATEMATICKÉ CHARAKTERISTIKY KOMPONENT SYSTÉMŮ

Komponenty systémů charakterizuje způsob, jakým váží jimi procházející sériovou a paralelní proměnnou. Z hlediska analýzy je nepodstatná jejich vnitřní struktura. Vazby

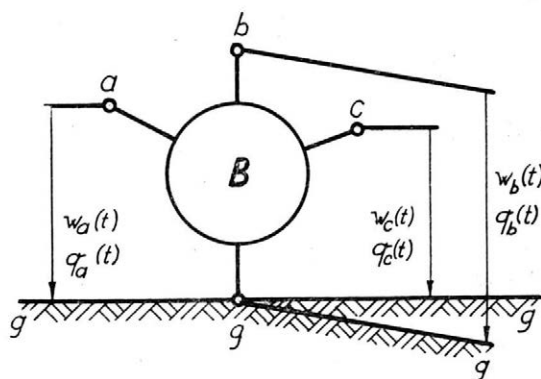
1. a) Dvojpól A včetně jeho vazby k základnímu rámu; b) Odpovídající pólový graf — a) An element consisting of two pairs of the junction points A including its connection to the fundamental frame; b) A corresponding graph of the junction points



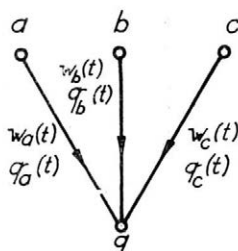
a)



b)

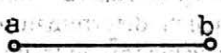
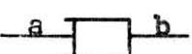
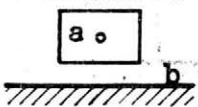
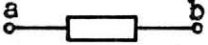
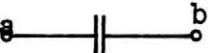


a)



b)

2. a) Čtyřpól — trojbran B; b) Pólový graf trojbranu B — a) An element consisting of three pairs of the junction points B; b) A graph of junction points B

SOUSTAVY	DVOJPÓLY	
MECHANICKÉ	Pružina 	$w = G^P \cdot q$
	Tlumič 	$\frac{dw}{dt} = G^D \cdot q$
	Hmotnost 	$\frac{d^2 w}{dt^2} = G^M \cdot q$
ELEKTRICKÉ	Ohmický odpor 	$u = R \cdot i$
	Indukčnost 	$u = L \cdot \frac{di}{dt}$
	Kapacita 	$i = C \cdot \frac{du}{dt}$
HYDRAULICKÉ	Hydraul. odpor 	$p = R^H \cdot g$
	Hydr. kapacita 	$g = C^H \cdot \frac{dp}{dt}$

I. Dvojpóly mechanických, elektrických a hydraulických soustav – Two pairs of the junction points of mechanical, electric and hydraulic systems

w ... zobecněné přemístění

q ... zobecněná síla

u ... elektrické napětí

i ... elektrický proud

p ... hydraulický (pneumatický) tlak

g ... proud tekutiny

G^P, G^D, G^M ... matice

R, L, C, R^H, C^H ... konstanty

mezi oběma druhy proměnných y, x vyjadřují pólové rovnice. Zachycují odklony zobecněných sil $y = q$ a přemístění $x = w$ od jejich hodnot v čase $t = 0$. Nezávisí na systému, do kterého je komponenta vložena.

Komponenty systému se dělí na autonomní — obsahující energetické zdroje a na neautonomní — pasivní. Podle počtu připevňovacích bodů jsou dvoj-, troj- a vícepólové.

Dvojpóly. Grafické znázornění dvojpólu A , včetně jeho vazby k základnímu rámu g , ukazuje obr. 1. Je charakterizován jediným párem proměnných (jedinou pólovou rovnicí). Je to nejjednodušší typ komponenty. Poskytuje informaci o tom, mezi kterými póly se předpokládají proměnné a jaká je jejich orientace. Typické dvojpóly ukazuje tab. I. U mechanických komponent mají w, q vektorový charakter (složky kartezské soustavy).

Vícesložkové komponenty. Grafické znázornění vícepólového prvku B , včetně jeho vazby na základní rám, je na obr. 2. Charakterizuje jej větší počet párů proměnných (více pólových rovnic). Prvek na obrázku je čtyřpólový $a b c g$, lze jej také považovat za prvek se třemi pólpáry — tříbran. Typickými mechanickými vícepólovými komponentami jsou nosníky. Dynamické síly působící na nosník a jeho dynamické výchylky jsou navzájem vázány poddajností. Výpočet poddajností u Bernoulliho nosníku popisuje Daněk (1971). Matice dynamických poddajností je pak jedinou charakteristikou vícepólového prvku.

SESTAVENÍ ROVNIC PRO SYSTÉMY

Obecně bývá v systémech zadána část proměnných paralelních a část proměnných sériových. Vhodným rozdělením komponent soustavy do skupin lze redukovat počet úkonů svázaných s řešením rovnic řezů, smyček a pólových rovnic.

Výběr vytvářecího stromu. Strom pro zápis rovnic řezů a smyček se vybírá tak, aby všechny komponenty se zadanými paralelními proměnnými byly reprezentovány větvemi stromu a všechny komponenty se zadanými sériovými proměnnými jako tětviv. Není-li to možné, pak nelze získat explicitní řešení.

Rovnice řezů a smyček. Proměnné je třeba rozdělit do čtyř skupin. Především na proměnné větvi b a tětviv c a obojí dále na zadané (y_{c2}, v_{b1}) a neznámé zbývající proměnné.

Rovnice základních řezů

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & A_{11} & A_{12} \\ 0 & 1 & A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_{b1} \\ y_{b2} \\ y_{c1} \\ y_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

Rovnice základních smyček

$$\begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & 1 & 0 \\ B_{21} & B_{22} & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{b1} \\ x_{b2} \\ x_{c1} \\ x_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

Pólové rovnice komponent. Dělí se na stejné skupiny jako proměnné v rovnicích řezů a smyček.

1. Mají-li být výsledné rovnice zapsány sériovými proměnnými (rovnice větví), pak rovnice složek musí být psány v poddajnostním tvaru

$$\begin{bmatrix} x_{b2} \\ x_{c1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_{b2} \\ y_{c1} \end{bmatrix} \quad (12)$$

kde: G — matice poddajnosti

2. Mají-li být výsledné rovnice soustavy zapsány paralelními proměnnými (rovnice větví), pak rovnice komponent musí být v tuhostním tvaru

$$\begin{bmatrix} y_{b2} \\ y_{c1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{b2} \\ x_{c1} \end{bmatrix} \quad (13)$$

kde: S — matice tuhosti

Rovnice větví. Postup se dělí na tři etapy:

a) Dosazení rovnic komponent v poddajnostním tvaru (12) do rovnic smyček (11)

$$\begin{bmatrix} B_{11} \\ B_{21} \end{bmatrix} \cdot x_{b1} + \begin{bmatrix} B_{12} & 1 \\ B_{22} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} G \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_{b2} \\ y_{c1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \cdot x_{c2} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

b) Vyjádření proměnných větví y_{b2} jako funkce sériových proměnných větví y_{c1}, y_{c2} z rovnice řezů (10):

$$\begin{bmatrix} y_{b2} \\ y_{c1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_{21} & -A_{22} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_{c1} \\ y_{c2} \end{bmatrix} \quad (15)$$

kde druhá rovnice soustavy je pouze identita. Její užití je vhodné v další etapě. Úpravami pomocí $B = -A^T$

$$\begin{bmatrix} y_{b2} \\ y_{c1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{12}^T & B_{22}^T \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_{c1} \\ y_{c2} \end{bmatrix} \quad (16)$$

c) Dosazení výrazu (16) pro sériové proměnné do (14)

$$\begin{bmatrix} B_{11} \\ B_{21} \end{bmatrix} \cdot x_{b1} + \begin{bmatrix} B_{12} & 1 \\ B_{22} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} G \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_{12}^T & B_{22}^T \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_{c1} \\ y_{c2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \cdot x_{c2} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (17)$$

Protože x_{b1} a y_{c2} jsou zadané funkce času, pak řešení soustavy pro y_{c1} plyne ze skupiny rovnic prvního řádku maticové rovnice (17). Počet rovnic větív

$$n_c = e - v + 1 - n_y \quad (18)$$

kde: n_y — počet komponent, pro které známe sériové proměnné jako funkce času

Rovnice větví. Postup užití obsahuje opět tři etapy:

- Dosazení rovnic komponent v tuhostním tvaru (13) do rovnic řezů (10)
- Vyjádření proměnných větív x_{c1} jako funkce proměnných stromu x_{b1} a x_{b2} z rovnic smyček (11)
- Dosazení výrazu b) pro paralelní proměnné do a):

$$\begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot y_{b1} + \begin{bmatrix} 0 & A_{11} \\ 1 & A_{21} \end{bmatrix} \cdot S \cdot \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ A_{11}^T & A_{21}^T \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{b1} \\ x_{b2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A_{12} \\ A_{22} \end{bmatrix} \cdot y_{c2} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (19)$$

A opět, protože x_{b1} a y_{c2} jsou zadané proměnné, pak řešení pro x_{b2} nalezneme ze skupiny rovnic druhého řádku maticové rovnice (19).

Počet rovnic větví

$$n_b = v - 1 - n_x \quad (20)$$

kde: n_x — počet komponent, pro které jsou paralelní proměnné známy

Poznámka: Při sestavování pólových rovnic komponent, rovnic základních řezů a základních smyček, které dávají úplný matematický popis fyzikálního systému, nebyla na něj kladena omezení spojená s nelinearitou komponent. Nelinearity se projeví teprve při matematických úpravách — transformacích rovnic.

TOPOLOGICKÁ SYNTÉZA SYSTÉMŮ

Při syntéze velkých systémů je výhodné reprezentovat celé bloky základních komponent komponentami složitějšími se stejnými dynamickými vlastnostmi v připojovacích bodech. Při spojování základních komponent je nezbytné transformovat poddajnosti z vyjádření v lokálních souřadnicích do souřadnic celého systému O . Přesun se provádí transformační maticí

$$U_{Oi} = \begin{bmatrix} T_{Oi} & O \\ R \cdot T_{Oi} & T_{Oi} \end{bmatrix} \quad (21)$$

kde: T_{Oi} — transformační submatice typu 3×3 pro natočení souřadnic ze soustavy i do O
 R — transformační submatice pro posunutí souřadnic ze soustavy i do O

Pólová náhrada nezávisí na tom, uvažujeme-li prvek izolovaně nebo v systému. Tím vzniká možnost sestavit prvek mimo systém a stanovit racionální aproximaci jeho charakteristik.

Postup slučování komponent do složitějších celků — subsystémů dělíme na několik etap:

- a) Určení spojovacích bodů subsystému s ostatními komponentami systému.
 b) Sestavení pólového grafu subsystému — ekvivalentní komponenty při respektování podmínek, že pólový graf je stromem; spojovací body jsou navzájem propojeny jednoduchými cestami, neexistují tětivy.
 c) Stanovení charakteristik ekvivalentní komponenty. Počet pólových rovnic je určen počtem větví. Při odvozování pólových rovnic subsystému je třeba respektovat

$$x_{\text{grafu}} = x_{\text{subsystému}} \quad (22)$$

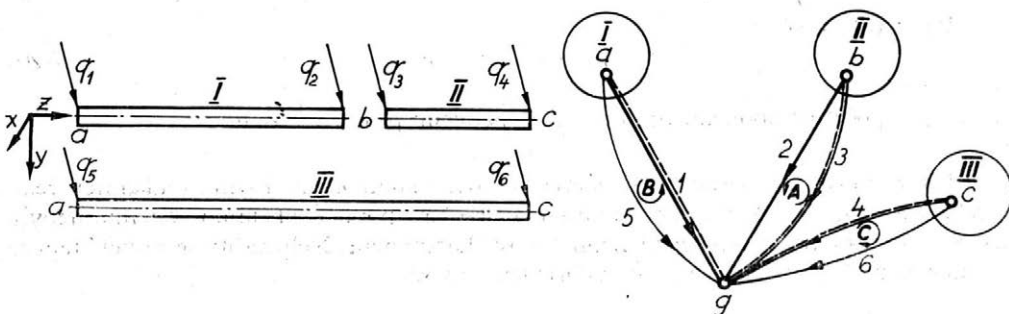
$$y_{\text{grafu}} = -y_{\text{subsystému}}$$

což plyne z náhrady původních komponent vnějším účinkem.

- d) Užití dříve odvozené metody větví, tětív, nebo smíšené metody.

EKVIVALENTNÍ KOMPONENTA

Jako příklad sestavení základních komponent do subsystému s ekvivalentními dynamickými vlastnostmi v připojovacích bodech uijeme sériové spojení dvou nosníků (Bernoulliho typu), často se vyskytující v konstrukci rámců zemědělských strojů. Nosníky jsou reprezentovány dvojbranami abg a bcg (obr. 3). Jejich spojením vznikne ekvivalentní trojpól (dvojbran) acg .



3. Ekvivalentní dynamická náhrada sériového spojení dvou nosníků Bernoulliho typu
 — Dynamic equivalent of the series connection of two beams of Bernoulli type

Pólové rovnice jsou v poddajnostním vyjádření

$$\begin{bmatrix} w_1 \\ w_3 \\ w_4 \\ w_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}^I & & & G_{12}^I \\ & G_{33}^{II} & G_{34}^{II} & \\ & G_{43}^{II} & G_{44}^{II} & \\ G_{21}^I & & & G_{22}^I \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_1 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_2 \end{bmatrix} \quad (23)$$

při platnosti vztahů (22)

$$\begin{bmatrix} w_5 \\ w_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} w_A \\ w_C \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} q_5 \\ q_6 \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} q_A \\ q_C \end{bmatrix} \quad (24)$$

kde: w_A, w_C, q_A, q_C — proměnné náležející ekvivalentní komponentě

Pólový graf má čtyři póly, větve jsou tedy tři, jsou orientované vzhledem k zemi představované pólem g . Zvolíme strom s vrcholem v pólu g . Prvky 5, 6 náhradní komponenty a c g zavedeme jako větvy stromů. Mezi větvy zůstávají jako nadbytečné pro ekvivalentní dvojbran a c g proměnné větvy 2, které bude nutno po sestavení rovnic větív eliminovat.

Základní smyčky jsou tři podle počtu větív grafu

$$\begin{array}{l} \text{A)} \\ \text{B)} \\ \text{C)} \end{array} \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|} \hline & -1 & & 1 & & \\ \hline -1 & & & & 1 & \\ \hline & & -1 & & & 1 \\ \hline \end{array} \cdot \begin{array}{|c|} \hline w_1 \\ \hline w_3 \\ \hline w_4 \\ \hline w_2 \\ \hline w_5 \\ \hline w_6 \\ \hline \end{array} = \begin{array}{|c|} \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline \end{array} \quad (25)$$

Základní řezy jsou rovněž tři, neboť jsou tři větve stromu

$$\begin{array}{l} \text{I)} \\ \text{II)} \\ \text{III)} \end{array} \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|} \hline 1 & & & & 1 & \\ \hline & 1 & & 1 & & \\ \hline & & 1 & & & 1 \\ \hline \end{array} \cdot \begin{array}{|c|} \hline q_1 \\ \hline q_3 \\ \hline q_4 \\ \hline q_2 \\ \hline q_5 \\ \hline q_6 \\ \hline \end{array} = \begin{array}{|c|} \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline \end{array} \quad (26)$$

Sloučíme pólové rovnice (23) a rovnice základních smyček (26)

$$\begin{array}{|c|} \hline 1 \\ \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline \end{array} \cdot \begin{array}{|c|} \hline q_1 \\ \hline q_3 \\ \hline q_4 \\ \hline q_2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 0 \\ \hline I \\ \hline \end{array} \cdot \begin{array}{|c|} \hline w_5 \\ \hline w_6 \\ \hline \end{array} = \begin{array}{|c|} \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline 0 \\ \hline \end{array} \quad (27)$$

Z rovnic základních řezů (26) nahradíme proměnné větvi proměnnými větív

$$\begin{array}{|c|} \hline q_1 \\ \hline q_3 \\ \hline q_4 \\ \hline q_2 \\ \hline \end{array} = \begin{array}{|c|c|c|c|} \hline -1 & & & \\ \hline & & -1 & \\ \hline & -1 & & \\ \hline & & & 1 \\ \hline \end{array} \cdot \begin{array}{|c|} \hline q_5 \\ \hline q_6 \\ \hline q_2 \\ \hline \end{array} \quad (28)$$

a dosadíme do rovnice (27)

$$\begin{bmatrix} & -1 & & 1 \\ -1 & & & \\ & & & \\ & & -1 & \end{bmatrix} \cdot G \cdot \begin{bmatrix} & -1 & & \\ & & & -1 \\ & & -1 & \\ & & & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_5 \\ q_6 \\ q_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} & \\ 1 & \\ & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} w_5 \\ w_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (29)$$

s použitím (24)

$$\begin{bmatrix} w_A \\ w_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}^I - G_{12}^I (G_{33}^{II} + G_{22}^I)^{-1} G_{21}^I & G_{12}^I (G_{33}^{II} + G_{22}^I)^{-1} G_{34}^{II} \\ G_{43}^{II} (G_{33}^{II} + G_{22}^I)^{-1} G_{21}^I & G_{44}^{II} - G_{43}^{II} (G_{33}^{II} + G_{22}^I)^{-1} G_{34}^{II} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_A \\ q_B \end{bmatrix}$$

Nalezený výraz umožňuje postupným připojováním komponent rámu sestavit strukturu celé nosné konstrukce stroje a tu optimalizovat změnou konstrukčních parametrů. Výraz (30) je shodný s výsledkem, kterého bylo dosaženo (Knaifl, 1974) na základě redukce rozčleněné matice pomocí rovnic kompatibility deformace a rovnováhy sil za numerických složitostí. Zde uvedený postup je systematický a přehledný.

ZÁVĚR

Při teoretickém návrhu konstrukce zemědělského stroje lze použít při vyhledávání alternativ řešení základního funkčního principu, popřípadě struktury systému intuitivních, systematických, normativních a morfologických metod. Výběr alternativ je u složitých a z různorodových komponent sestavených soustav nutné systematizovat, k čemuž slouží teorie grafů. Jejím aplikováním lze získat nejen kvantitativní, ale i topologický popis systému zahrnující vzájemné incidence, respektující počet a druh komponent. Základní pojmy teorie grafů a manipulace s nimi tvoří náplň topologické analýzy systémů. Topologická syntéza systémů obsahuje metodiku sestavování dynamicky ekvivalentních komponent — subsystémů. Jako příklad je užito sériové spojení dvou nosníků, jejichž dalším slučováním lze sestavit nosnou konstrukci rámu zemědělského stroje a tu optimalizovat změnou konstrukčních parametrů obsažených v jediné charakteristice komponent — v dynamické poddajnosti.

Literatura

- DANĚK, O.: Výpočet vlastních a vynucených kmitů štíhlých prímých aprismatických nosníků a složitějších kmitavých systémů z nich vytvořených. [Zpráva z 319/71.] Praha, Ústav termomechaniky ČSAV 1971.
 HOUDEK, V.: Metody tvořivého řešení problémů. Ústav teorie a metod řízení strojírenské výroby, Brno 1972.
 KNAIFL, O.: Dynamické charakteristiky obšich krivoliněných prostranstvenných systém stěržnej. IX. konference Dynamika strojů, Smolenice 1974.
 KNAIFL, O.: Optimalizace konstrukčních parametrů zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 24, 1978, č. 11, s. 661-674.
 KOENIG, H. W. — BLACKWELL, W. A.: Electromechanical system theory. Mc Graw-Hill 1961.
 KVASIL, J.: Syntéza lineárních obvodů. Praha, ČVÚT 1976.

Došlo dne 30. 5. 1979

КНАИФЛ, О. (Научно-исследовательский институт сельхозмашин, Прага - Ходов): *Применение теории графиков при проекте конструкции сельхозмашин. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11) : 669-681.*

Основной действующий принцип, или же структура механической системы данной сельхозмашины преимущественно выбираются путем проверки и сопоставления представленных альтернатив. Механическая система создается не только механическими, но и электрическими, гидравлическими и пневматическими компонентами. Описание этих сложных альтернатив проекта хорошо просистематизировать по теории графиков, которая позволяет выразить не только количественные отношения между переменными системами, но и основные топологические связи в системе, как например, число и вид членов системы и их взаимное совпадение.

теория графиков; топологический анализ и синтез систем; методы научного конструирования

KNAIFL, O. (Research Institute for Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *The Theory of Graphs Applied to Designing and Constructing Farm Machines. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11) : 669-681.*

The fundamental functional principle, or the structure of the mechanical system representing a farm machine, is usually chosen by means of testing and comparing the designed alternatives. The mechanical system consists not only of mechanical, but also of electric, hydraulic and pneumatic components. It is advantageous to make up a system of these complicated alternatives of the design by applying the theory of graphs, which makes it possible to express not only the quantitative relations between the variable systems, but also the fundamental topologic bonds within the system, such as the number and kind of components of the system and their incidence.

theory of graphs; topologic analysis and synthesis of systems; methods of theoretical constructing

KNAIFL, O. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Anwendung der Theorie der graphischen Darstellungen beim Vorschlag der Konstruktion der Landmaschinen. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11) : 669-681.*

Das Hauptfunktionsprinzip bzw. die Struktur des mechanischen Systems, welches die Landmaschine repräsentiert, wird überwiegend anhand der Überprüfung und des Vergleiches von vorgeschlagenen Alternativen ausgewählt. Mechanisches System wird nicht nur durch die mechanischen, sondern auch durch die elektrischen, hydraulischen und pneumatischen Komponenten gebildet. Die Beschreibung dieser komplizierten Alternativen des Vorschlages ist am zweckmäßigsten durch die Applikation der Theorie der graphischen Darstellungen zu systematisieren, die es ermöglicht, nicht nur die quantitativen Zusammenhänge zwischen den veränderlichen Systemen, sondern auch die grundlegenden topologischen Bindungen im System, wie Anzahl und Art der Glieder des Systems und ihre gegenseitige Inzidenz, darzustellen.

Theorie der graphischen Darstellungen; topologische Analyse und Synthese der Systeme; Methoden der wissenschaftlichen Konstruktion

Adresa autora:

Ing. Oldřich Knaifl, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

POKYNY PRO AUTORY VĚDECKÉHO ČASOPISU ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Časopis Zemědělská technika uveřejňuje původní vědecké práce a v rubrikách práce kompilačního charakteru, poskytující ucelený pohled na současný stav určité problematiky.

Autor je plně odpovědný za původnost práce a za její věcnou i formální správnost. K práci musí být připojen souhlas vedoucího pracoviště s publikací článku a prohlášení autora, že práce nebyla publikována jinde. U každé práce je třeba uvést číslo a název výzkumného úkolu, z něhož práce vychází.

RUKOPISY MUSÍ VYHOVOVAT TĚMTO PODMÍNKÁM

1. Úprava rukopisu musí odpovídat ČSN 88 0220 (formát A4, 30 řádek na stránku, 60 úhozů na řádek, mezi řádky dvojité mezery, ne perličkový typ). Texty k obrázkům jsou na zvláštním listě. Tabulky jsou také na zvláštním listě a číslují se římskými číslicemi, obrázky arabskými.

Původní práce nemají přesahovat (včetně tabulek a obrázků) rozsah 15 stran rukopisu.

2. Rukopis původní práce má zpravidla tyto části:

- a) **Název práce** — výstižný a stručný (nemá přesahovat 85 úhozů)
- b) **Jména autorů** — zkratka křestního jména, příjmení
- c) **Pracoviště** — plný úřední název se sídelním místem
- d) **Souhrn** — má být nekritický informační výběr významného obsahu a závěru k článku
- e) **Klíčová slova** — připojí se po vynechání řádku pod souhrn. Klíčovým slovem rozumíme substantivum, které vystihuje téma při bibliografickém zařazování práce. Klíčová slova se řadí směrem od obecnějších výrazů ke konkrétním. Začínají malými písmeny a oddělují se středníkem. Nemá jich být méně než tři a více než dvanáct
- f) **Úvodní stať** — krátké odůvodnění práce a stav studované otázky
- g) **Metodika** — uvede se objekt výzkumu nebo studia. Metody se popisují pouze tehdy, jsou-li původní. Popis metody by měl umožnit, aby se podle něho mohl použitý pracovní postup opakovat
- h) **Vlastní práce** — má obsahovat jak teoretické řešení, tak i experimentální vyšetření a konfrontaci výsledků teoretických a experimentálních
- i) **Diskuse** — zhodnocení zjištěných výsledků
- j) **Závěr** — stručné shrnutí poznatků, ekonomického hodnocení a návrh na další využití
- k) **Literatura** — musí odpovídat ČSN 01 0197. Citace se řadí abecedně podle jména prvního autora. Do seznamu se řadí jen práce citované v textu
- l) **Adresa autora (autorů)** — plné jméno, akademické, vědecké a pedagogické tituly, podrobná adresa pracoviště s PSČ

VÝPOČET PARAMETRŮ KOLOVÝCH TRAKTORŮ S NEJVYŠŠÍ VÝKONNOSTÍ V ORBĚ

A. Grečenko

GREČENKO, A. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Výpočet parametrů kolových traktorů s nejvyšší výkonností v orbě*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11): 683–700.

Práce doplňuje dříve uveřejněnou teorii nejvyšší výkonnosti traktoru s pluhem. Jsou v ní odvozeny některé základní vzorce a je naznačen postup řešení, který může sloužit jako algoritmus k formulování programu pro počítač. Výpočtem lze určit důležité konstrukční parametry kolového traktoru s dvoukolovým nebo čtyřkolovým pohonem v agregaci s daným pluhem (nesený, polonesený, návěsný), které umožňují práci s nejvyšší výkonností.

traktor; pluh; výkonnost při orbě

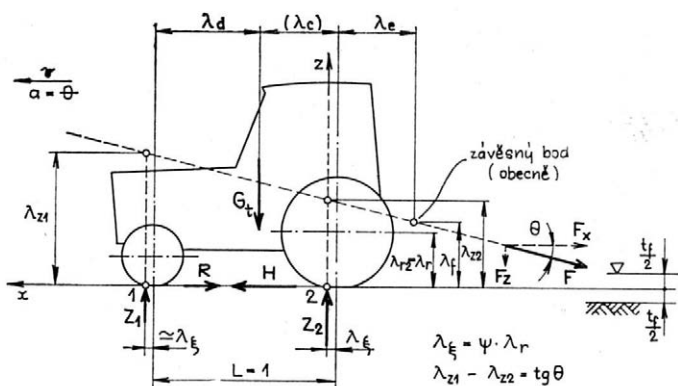
Podmínky, za nichž má kolový traktor s pluhem reálnou možnost dosáhnout nejvyšší výkonnosti, nově odvodil a analyzoval Grečenko (1979). Příslušná teorie s obecnou platností byla konkretizována na případ, při kterém odpor orebních těles roste se čtvercem rychlosti. V zásadě je možné uplatnit i jiné formulace nárůstu odporu pluhu s rychlostí, ale účelnost takového postupu je problematická. Teorie se soustřeďuje zejména na určení potřebné orební rychlosti v_a při určeném prokluzu traktoru.

Praktické důsledky teorie byly krátce demonstrovány příkladem traktoru se čtyřkolovým pohonem, který pracuje s pětiradličným neseným pluhem. Parametry traktoru i celá agregace byly sledovány v závislosti na prokluzu; výpočtem bylo zjištěno, že při určitém prokluzu vychází hmotnost traktoru minimální.

Účelem této práce je doplnit předchozí teorii o nezbytnou techniku výpočtů, kterými lze přímo řešit a ověřovat konstrukční parametry traktorů pro daný pluh a nepřímo také vyhledávat parametry pluhů pro určitý traktor.

ZÁSADY ŘEŠENÍ

Výpočet, který bude dále popsán, má obecnou platnost, ale v této práci bude aplikován jen na kolové traktory s dvoukolovým pohonem (zadními koly ... $K_{2/2} = K_2$) nebo se čtyřkolovým pohonem (pevná vazba mezi nápravami ... K_4), které jsou agregovány alternativně s neseným, návěsným nebo poloneseným pluhem. Traktory se při orbě pohybují jedněmi koly v brázdě. Uvedený postup však není obtížné podle potřeby upravit i pro jiné možné případy (např. jízda traktoru se všemi koly po povrchu pole, jiné typy pluhů).

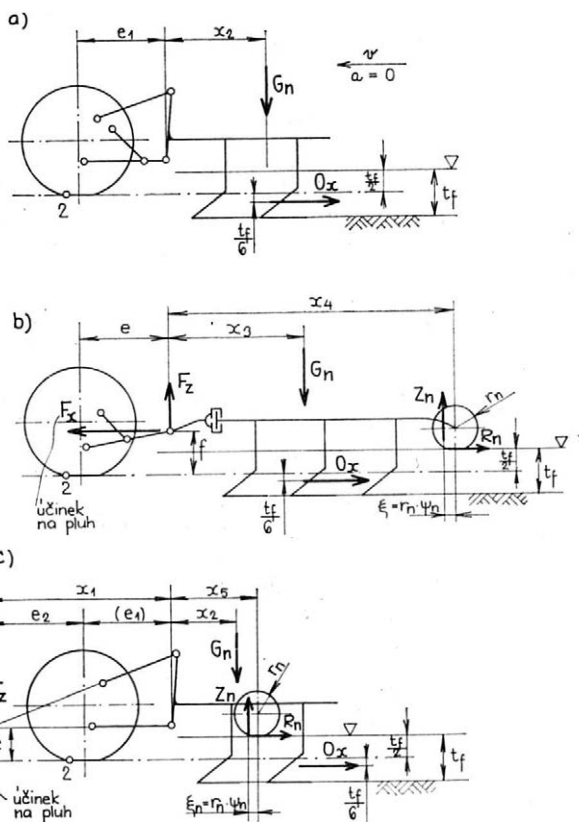


1. Schéma traktoru při orbě — A scheme of the tractor when ploughing

Jednoduché silové schéma traktoru při orbě, zatíženého vnější silou F , je znázorněno na obr. 1. Zobecněné rozměry jsou vztaženy na rozvor L , tj. obecně $\lambda_x = x/L$.

Odpovídající schemata pro pluhy jsou uvedena na obr. 2. Nesený pluh (a) je zavěšen na tříbodovém závěsu traktoru a jak při práci, tak i v přepravě je traktoem plně nesen. Návěsný pluh (b) je výkyvně zavěšen na dolních ramenech závěsu traktoru

2. Schemata pluhů: a. nesený, b. návěsný, c. polonesený — Schemes of ploughs: a. mounted, b. semi-mounted, c. mounted with a depth-wheel



a také se jak při práci, tak i v přepravě opírá o vlastní opěrné kolo (kola). Polonesený pluh (c) je při práci volně zavěšen na tříbodovém závěsu traktoru a opírá se o vlastní opěrné kolo, v přepravě je traktoem plně nesen.

Řešení v zásadě obsahuje vzorce, které byly odvozeny nebo citovány v práci Grečenka (1979). K lepšímu porozumění je třeba teorii v několika bodech doplnit:

1. MĚRNÁ TAHOVÁ SÍLA A SOUČINITEL ZÁBĚRU

Statické silové řešení traktoru vychází z těchto rovnovážných výminek (obr. 1):

$$\Sigma \text{ sil } (x): H - F_x \cdot (1 + \psi \cdot \operatorname{tg} \Theta) - G_t \cdot \psi = 0 \quad (a)$$

$$\Sigma \text{ sil } (z): Z_1 + Z_2 - G_t - F_x \cdot \operatorname{tg} \Theta = 0 \quad (b)$$

$$\begin{aligned} \Sigma \text{ momentů } (1): Z_2 \cdot 1 - G_t \cdot (\lambda_d + \lambda_\xi) - F_x \cdot \lambda_{z1} &= 0 \quad (c) \\ (\lambda_d + \lambda_\xi) &= \lambda_{d\xi} \\ \lambda_{z1} &= \lambda_f + (1 + \lambda_e + \lambda_\xi) \cdot \operatorname{tg} \Theta \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{resp. } \Sigma \text{ mom. } (2): Z_1 - G_t \cdot (1 - \lambda_{d\xi}) + F_x \cdot \lambda_{z2} &= 0 \quad (d) \\ \lambda_{z2} &= \lambda_f + (\lambda_e + \lambda_\xi) \cdot \operatorname{tg} \Theta = \lambda_{z1} - \operatorname{tg} \Theta \end{aligned}$$

Vztah $q_f = F_x/G_t = f(\mu)$ pro traktory K 2 se odvodí z rovnice (a) takto:

$$H = F_x \cdot (1 + \psi \cdot \operatorname{tg} \Theta) + G_t \cdot \psi = \mu \cdot Z_2$$

Dosazením za Z_2 z rovnice (c) a po úpravě se obdrží hledaný vzorec:

$$q_f = \frac{\mu \cdot \lambda_{d\xi} - \psi}{1 + \psi \cdot \operatorname{tg} \Theta - \mu \cdot \lambda_{z1}}$$

Při odvození vztahu $q_f = f(\mu)$ pro traktory K 4 se opět vyjde z rovnice (a):

$$H = F_x \cdot (1 + \psi \cdot \operatorname{tg} \Theta) + G_t \cdot \psi = H_1 + H_2 = \mu_1 \cdot Z_1 + \mu_2 \cdot Z_2$$

V tomto řešení jsou záběrové podmínky předních i zadních kol považovány za stejné, tj. $\mu_1 = \mu_2 = \mu$; s pomocí rovnice (b) se obdrží:

$$F_x \cdot (1 + \psi \cdot \operatorname{tg} \Theta) + G_t \cdot \psi = \mu \cdot (Z_1 + Z_2) = \mu \cdot (G_t + F_x \cdot \operatorname{tg} \Theta)$$

a z toho úpravou plyne konečný vzorec:

$$q_f = \frac{\mu - \psi}{1 - (\mu - \psi) \cdot \operatorname{tg} \Theta}$$

2. RYCHLOSTNÍ ZÁVISLOST MĚRNÉHO ODPORU PLUHŮ

se vyjádří vzorcem:

$$p = p_o + \varepsilon \cdot (v - v_o)^2 = \frac{F_x}{S}$$

v němž parametry p_o a ε souvisí s odpovídajícími parametry p'_o a ε' samotných orebních těles takto (Grečenko, 1979):

a) nesený pluh (obr. 2a)

$$p_o = p'_o; \quad \varepsilon = \varepsilon'$$

b) návěsný pluh (obr. 2b)

$$F_x = O_x + R_n = O_x + Z_n \cdot \psi_n$$

$$p = \frac{F_x}{S} = \frac{1}{S} \cdot \left[O_x + \frac{G_n \cdot x_3 - O_x \cdot (f + t_f/6)}{x_4 - \psi_n \cdot (r_n - f + t_f/2)} \cdot \psi_n \right]$$

sloučí se členy, obsahující O_x :

$$p = \frac{O_x}{S} \cdot a_1 + a_3; \quad a_1 = 1 - \frac{\psi_n \cdot (f + t_f/6)}{x_4 - \psi_n \cdot (r_n - f + t_f/2)}$$

$$a_3 = \frac{\psi_n \cdot G_n \cdot x_3}{S \cdot [x_4 - \psi_n \cdot (r_n - f + t_f/2)]}$$

příčemž:

$$\frac{O_x}{S} = p' = p'_o + \varepsilon' \cdot (v - v_o)^2$$

takže:

$$p = [p'_o + \varepsilon' \cdot (v - v_o)^2] \cdot a_1 + a_3$$

$$p = (a_1 \cdot p'_o + a_3) + a_1 \cdot \varepsilon' \cdot (v - v_o)^2 = p_o + \varepsilon \cdot (v - v_o)^2$$

z toho porovnáním plyne:

$$p_o = a_1 \cdot p'_o + a_3$$

$$\varepsilon = a_1 \cdot \varepsilon'$$

c) polonesený pluh (obr. 2c)

$$F_x = O_x + R_n = O_x + Z_n \cdot \psi_n$$

$$p = \frac{F_x}{S} = \frac{1}{S} \cdot \left[O_x + \frac{G_n \cdot (x_1 + x_2) - O_x \cdot (f + t_f/6)}{(x_1 + x_5) - \psi_n \cdot (r_n - f + t_f/2)} \cdot \psi_n \right]$$

Vzhledem ke zřejmé analogii s případem b) lze přímo napsat:

$$p_o = a_4 \cdot p'_o + a_5$$

$$\varepsilon = a_4 \cdot \varepsilon'$$

$$\text{kde: } a_4 = 1 - \frac{\psi_n \cdot (f + t_f/6)}{x_1 + x_5 - \psi_n \cdot (r_n - f + t_f/2)}$$

$$a_5 = \frac{\psi_n \cdot G_n \cdot (x_1 + x_2)}{S \cdot [x_1 + x_5 - \psi_n \cdot (r_n - f + t_f/2)]}$$

3. FORMULACE ZÁBĚROVÝCH VLASTNOSTÍ

V použitých závislostech mezi prokluzem δ a součinitelem záběru μ vystupují parametry δ_s (střední prokluz) a μ_m (součinitel lpění při nekonečném prokluzu). Tyto parametry je třeba předem určit například takto:

a) analýzou naměřené prokluzové křivky $\delta = f(\mu)$ podle Grečenka (např. 1970, str. 52);

I. Standardní podmínky pro řešení záběrových vlastností traktoru při orbě — Standard conditions to compute the slip-thrust properties of the tractor when ploughing

Označení	Podmínky	c kPa	$\operatorname{tg} \varphi$	φ °	j_k	ψ
Sp. 1	strniště, hlinitá půda	15,0	0,70	35	0,035	0,08
Sp. 2	podmítka, hlinitá půda	10,0	0,62	32	0,042	0,11
Sp. X	strniště, písčité hlína	10,0	0,68	34	0,041	0,08
Sp. 6	jílovitá hlína, vlhká	5,0	0,47	25	0,051	0,14

b) použitím typických fyzikálně-mechanických hodnot půdy, tj. charakteristického posuvu j_k , koheze c a úhlu vnitřního tření φ podle tab. I (standardní podmínky):

$$\delta_s = \frac{j_k}{l}$$

$$\mu_m = \frac{c}{q_s} + \operatorname{tg} \varphi$$

Předběžně je třeba volit pneumatiky hnacích kol a určit jednak efektivní délku styčné plochy l , jednak střední kontaktní tlak q_s . Při poměrně malém zaboření pneumatik lze použít těchto přibližných vzorců:

$$l = 0,31 \times \text{katalogový průměr pláště } d_k$$

$$q_s = 0,6 p_v + 40 \quad (\text{kPa})$$

kde: p_v — huštění pneumatik (kPa)

Mají-li hnací pneumatiky na předních a zadních kolech traktoru odlišné rozměry, je třeba z hodnot l a q_s udělat vhodné průměry.

4. POMĚRNÉ ZATÍŽENÍ PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVY TRAKTORU S DVOUKOLOVÝM POHONEM

Podle základní teorie (Grečenko, 1979) se u traktorů K 2 volí poměrné zatížení zadní nápravy $\lambda_d = G_{t2}/G_t = d/L$ a později se tato volba ověřuje kritérii řiditelnosti a stability.

Jiným mnohdy vhodnějším způsobem je volit nejnižší přípustné poměrné zatížení přední nápravy $q_z = Z_1/G_t$ při orbě a z něho zpětně vyhodnotit parametr λ_d . Tento

způsob je převzat z teorie ideální tahové agregace traktoru (volba parametrů traktoru na základě daných $\mu(\delta)$; ϱ_z ; $a_z = Z_2/2Q$ (Grečenko, 1965, 1970) a vyžaduje úpravu vzorce pro $\varrho_f = f(\mu)$, který byl odvozen v bodě 1:

do upravené rovnice (a):

$$F_x \cdot (1 + \psi \cdot \operatorname{tg} \Theta) + G_t \cdot \psi = \mu \cdot Z_2$$

se za Z_2 dosadí z rovnice (b):

$$Z_2 = G_t + F_x \cdot \operatorname{tg} \Theta - Z_1 = G_t + F_x \cdot \operatorname{tg} \Theta - \varrho_z \cdot G_t$$

po úpravách se obdrží hledaný vztah pro $\varrho_f = F_x/G_t$:

$$\varrho_f = \frac{(1 - \varrho_z) \cdot \mu - \psi}{1 - (\mu - \psi) \cdot \operatorname{tg} \Theta}$$

V agregacích s nesenými a polonesenými pluhy se doporučuje volit $\varrho_z \geq 0,22$ (Grečenko, 1965), kdežto u návěsného pluhu postačí $\varrho_z \geq 0,15$.

Podle vyhlášky FMD č. 90/1975 Sb., § 70 (1975), se připouští minimální $\lambda_c = G_{t1}/G_t = 0,25$, tj. $\lambda_d = 1 - \lambda_c \leq 0,75$.

Výpočty s daným ϱ_z nebo daným λ_d jsou rovnocenné varianty, které uživatel volí podle potřeby.

5. VOLBA POMĚRNÉHO ZATÍŽENÍ NÁPRAV U TRAKTORŮ SE ČTYŘKOLOVÝM POHONEM

Také u traktorů K 4 se v pozdějších fázích výpočtu parametr λ_d buď volí nebo vypočítává, a to odlišně pro traktory se stejnými hnacími koly (K4S) a pro traktory s menšími předními koly (K4D):

a) traktory K4S; podmínkou je rovnost zatížení náprav při tahové síle $F_x = \varrho_f \cdot G_t$; z rovnice (b), bod 1., se při podmínce $Z_1 = Z_2$ obdrží:

$$2Z_2 = G_t + F_x \cdot \operatorname{tg} \Theta$$

dosazením za Z_2 do rovnice (c) se po úpravě získá hledaný vzorec:

$$\lambda_d = \frac{1}{2} - \left(\lambda_{z1} - \frac{\operatorname{tg} \Theta}{2} \right) \cdot \varrho_f - \lambda_\xi$$

b) traktory K4D: použije se stejný vzorec jako pro traktory K2, ale popřípadě s volbou vyšší hodnoty ϱ_z :

$$\lambda_d = 1 - \varrho_z - \varrho_f \cdot (\lambda_{z1} - \operatorname{tg} \Theta) - \lambda_\xi$$

6. PŘI KONTROLE ÚNOSNOSTI PNEUMATIK A POTŘEBNÉHO HUSTĚNÍ

je dodržována zásada, že přední kola se ověřují pro samotný traktor za klidu, kdežto zadní kola se ověřují pro přepravu pluhů.

Zatížení kola s pneumatikou u traktoru na rovině nemá přesáhnout 90 % jmenovité únosnosti pneumatiky Q'_j při určitém tlaku huštění (Grečenko, 1965); ve výpočtech se tato podmínka obecně vyjádří takto:

$$\frac{Z}{n_k \cdot Q'_j} = \alpha_z; \quad \alpha_z \leq 0,90$$

Symbol n_k označuje počet kol jedné nápravy.

a) Únosnost předních pneumatik ... viz obr. 1:

$$Z_1 = G_t \cdot (1 - \lambda_d) = n_{k1} \cdot \alpha_{z1} \cdot Q'_{j1}$$

$$Q'_{j1} = \frac{G_t \cdot (1 - \lambda_d)}{n_{k1} \cdot \alpha_{z1}} \quad (\text{kN})$$

$$\text{resp. nosnost } Q_{j1} = \frac{Q'_{j1}}{g} \cdot 10^3 \quad (\text{kg})$$

b) Únosnost zadních pneumatik ... viz bod. 1, rovnice (c):

$$Z_2 = G_t \cdot \lambda_{d\xi} + F_x \cdot \lambda_{z1} = n_{k2} \cdot \alpha_{z2} \cdot Q'_{j2}$$

$$Q'_{j2} = \frac{G_t \cdot (\lambda_{d\xi} + \lambda_f \cdot \lambda_{z1})}{n_{k2} \cdot \alpha_{z2}}$$

$$\text{resp. nosnost } Q_{j2} = \frac{Q'_{j2}}{g} \cdot 10^3$$

7. KONTROLA ŘIDITELNOSTI A STABILITY

a) Řiditelnost traktoru se kontroluje při práci s pluhem pomocí minimálně přípustného zatížení přední nápravy v poměru k tíze traktoru $q_z = Z_1/G_t$ podle vzorce

$$q_z = 1 - \lambda_{d\xi} - q_f \cdot (\lambda_{z1} - \text{tg } \Theta)$$

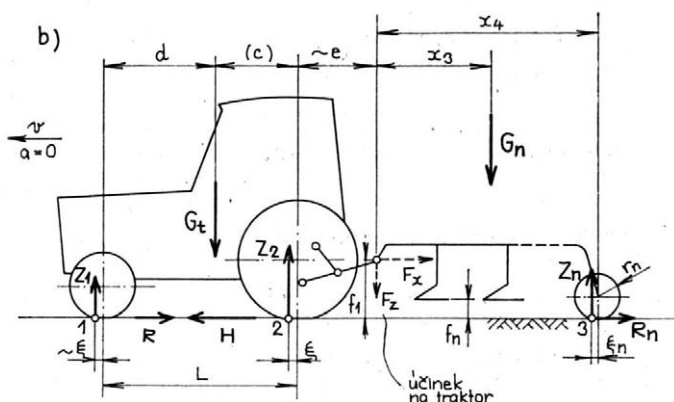
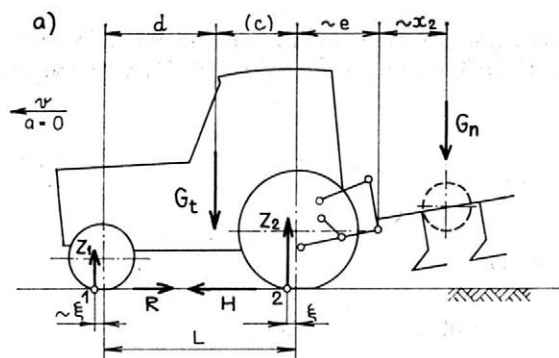
který je totožný se vzorcem pro $\lambda_{d\xi}$ z bodu 4. To je samozřejmé, protože při ideální agregaci je parametr q_z zadáván;

b) Podélná stabilita traktoru s nářadím musí vyhovět znění vyhlášky FMD č. 90/1975 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, § 70, podle níž musí na řízené (přední) nápravě traktoru s nářadím v přepravní poloze, jedoucího rychlostí do 15 km h⁻¹, zbýt toto procento celkového zatížení traktoru (tj. tíha traktoru a tíha nářadí, podepíraná traktozem):

$$\begin{array}{ll} 20 \% \text{ při hmotnosti traktoru } m_t \leq 3,2 \text{ t} \\ 19 \% & 3,2 \text{ t} < m_t \leq 4,5 \text{ t} \\ 18 \% & m_t > 4,5 \text{ t} \end{array}$$

Schemata, znázorňující požadavky citované vyhlášky, jsou znázorněna na obr. 3. Odvození příslušných kontrolních vzorců je toto:

3. Traktory s pluhy při přepravě: a. nesený a polonesený, b. návěsný
— The tractor with plough during transport:
a. mounted, b. semi-mounted



— nesený a polonesený pluh;

kontrolovaný parametr: $\varrho_{az} = Z_1 / (G_t + G_n)$;

Σ mom. (2):

$$G_t \cdot (L - d - \xi) = Z_1 \cdot L + G_n \cdot (e_1 + x_2 + \xi)$$

Úpravou tohoto vztahu se obdrží:

$$\varrho_{az} = \frac{G_t}{G_t + G_n} \cdot \left(1 - \lambda_{d\xi} - \frac{G_n}{G_t} \cdot \frac{e_1 + x_2 + \xi}{L} \right)$$

— návěsný pluh;

kontrolovaný parametr: $\varrho_{az} = Z_1 / (G_t + F_z)$;

síly v kloubovém připojení pluhu se určí ze tří rovnovážných výminek samotného pluhu:

$$\Sigma \text{ sil } (x): F_x = R_n = Z_n \cdot \psi_n$$

$$\Sigma \text{ sil } (z): F_z = G_n - Z_n$$

$$\Sigma \text{ mom. } (3): F_z \cdot (x_4 - \xi_n) = G_n \cdot (x_4 - x_3 - \xi_n) + F_x \cdot$$

$$\text{kde } f_1 \doteq f + (t_f/2) + f_n$$

Z těchto rovnic se vypočte:

$$F_x = k_1 \cdot G_n; \quad k_1 = \frac{x_3 \cdot \psi_n}{x_4 + \psi_n \cdot (f_1 - r_n)}$$

$$F_z = k_2 \cdot G_n; \quad k_2 = 1 - \frac{x_3 - k_1 \cdot f_1}{x_4 - r_n \cdot \psi_n}$$

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{F_z}{F_x} = \frac{k_2}{k_1}$$

II. Seznam vstupních veličin – A list of input quantities

Číslo řádku	Označení	Rozměr	Identifikátor
1	a_p	1	ALFAP
2	a_{z1}	1	ALFAZ 1
3	a_{z2}	1	ALFAZ 2
4	b_f	m	BF
5	c	kPa	C
6	δ	1	DEL
7	d_k	m	DK
8	e	m	E
9	e_1	m	E1
10	e_2	m	E2
11	e'	t m^{-3}	EPSC
12	η_t	1	ETAT
13	f	m	F
14	j_k	m	RJK
15	L	m	RL
16*)	λ_d	1	RLAD
17	m_n	kg	RMN
18	n	1	N

Číslo řádku	Označení	Rozměr	Identifikátor
19	n_{k1}	1	NK1
20	n_{k2}	1	NK2
21	p'_o	kPa	POC
22	ψ	1	PSI
23	ψ_n	1	PSIN
24	p_v	kPa	PV
25	r_n	m	RN
26*)	ϱ_z	1	ROZ
27	r_2	m	R2
28	t_f	m	TF
29	$\operatorname{tg} \varphi$	1	TFI
30	v_o	m s^{-1}	VO
31	x_1	m	X1
32	x_2	m	X2
33	x_3	m	X3
34	x_4	m	X4
35	x_5	m	X5
řádek 36 volba pluhu	číselný znak	řádek 37 volba traktoru	číselný znak
návěsný X	0	K 2/2, zadáno λ_d	0
nesený N	1	K 2/2, zadáno ϱ_z	-1
polone- sený PN	-1	K 4 S	41
		K 4 D	42

*) u traktorů K 2/2 a K 4 D se zadává buď ϱ_z nebo λ_d , druhá z těchto dvou veličin se na vstupu položí rovna nule; u traktorů K 4 S se zadává ϱ_1 rovno nule, kdežto λ_d se zadá buď v požadované velikosti nebo rovno nule

Je možno zadat cyklování: δ , δ_z , L , p'_o , t_f apod.

Světlá výška f_n pod plužními tělesy při přepravě má být 0,25 až 0,40 m podle velikosti pluhu.

Velikost kontrolovaného parametru ϱ_{az} , který se vyjádří poměrem $Z_1/(G_t + k_2 \cdot G_n)$ se opět určí z výminky Σ mom. (2) pro traktor, viz bod 1, rovnice (d):

$$\frac{Z_1}{G_t + k_2 \cdot G_n} = \frac{1}{G_t + k_2 \cdot G_n} \cdot [G_t \cdot (1 - \lambda_{d\xi}) - F_x \cdot \lambda_{z2}]$$

$$\lambda_{z2} = \lambda_{f1} + (\lambda_e + \lambda_\xi) \cdot \frac{k_2}{k_1}$$

po úpravách se obdrží konečný vzorec:

$$\varrho_{az} = \frac{G_t}{G_t + k_2 \cdot G_n} \cdot \left[1 - \lambda_{d\xi} - \frac{G_n}{G_t} \cdot \left(k_1 \cdot \frac{f_1}{L} + k_2 \cdot \frac{e + \xi}{L} \right) \right]$$

POSTUP VÝPOČTU

Algoritmus řešení formuluje velmi nenáročný program pro počítač, který sestává z rychle konvergujícího cyklu k výpočtu agregační rychlosti v_a a z návazného řetězce vzorců pro řešení a kontrolované parametry traktoru i agregace. Seznam vstupních veličin pro výpočet je uveden na tab. II, seznam výstupních veličin na tab. III.

III. Seznam výstupních veličin — A list of output quantities

Číslo řádku	Označení	Rozměr	Identifikátor
1	O_x	kN	OX
2	F_x	kN	FX
3	F_1	kN	FZ
4	Z_n	kN	ZN
5	$\text{tg } \theta$	1	TTHE
6	p_o	kPa	PO
7	ε	t m^{-3}	EPS
8	δ_s	1	DELS
9	μ_m	1	RMIM
10	μ	1	RMI
11	ϱ_f	1	ROF
12	t	1	T
13	v_a	m/s	VA

Číslo řádku	Označení	Rozměr	Identifikátor
14	p	kPa	P
15	η_f	1	ETAF
16	W_v	$\text{m}^3 \text{h}^{-1}$	WV
17	w_t	kW/t	WT
18	m_t	kg	RMT
19	P_f	kW	PJ
20	P_e	kW	PE
21	E_v	kJ m^{-3}	EV
22	λ_d	1	RLAD
23	Q_{f1}	kg	QJ1
24	Q_{f2}	kg	QJ2
25	ϱ_z	1	ROZ
26	ϱ_{az}	1	ROAZ

A. CYKLUS K VÝPOČTU AGREGAČNÍ RYCHLOSTI v_a

1. Pluh

$$S_1 = t_f \cdot b_f \quad (1)$$

$$O_x = [p'_o + \varepsilon' \cdot (v_{a1} - v_o)^2] \cdot n \cdot S_1 \quad (2)$$

v prvním cyklu se volí $v_{a1} = v_o$;

$$G_n = \frac{m_n \cdot g}{1000} \quad (3)$$

Větvení: 1.1. nesený pluh
 1.2. návěsný pluh
 1.3. polonesený pluh

1.1 Nesený pluh

$$F_x = O_x; \quad F_z = G_n; \quad \operatorname{tg} \Theta = \frac{F_z}{F_x}$$

$$Z_n = 0; \quad \xi = r_2 \cdot \psi$$

$$\lambda_{z1} = \frac{(L + e_1 + x_2 + \xi) \cdot \operatorname{tg} \Theta - t_f/6}{L}$$

$$p_o = p'_o; \quad \varepsilon = \varepsilon'$$

1.2 Návěsný pluh

$$A1 = f + \frac{t_f}{6}$$

$$A2 = x_4 - \psi_n \cdot (r_n - f + t_f/2)$$

$$Z_n = \frac{G_n \cdot x_3 - O_x \cdot A1}{A2}$$

$$F_x = O_x + Z_n \cdot \psi_n; \quad F_z = G_n - Z_n; \quad \operatorname{tg} \Theta = \frac{F_z}{F_x}$$

$$\xi = r_2 \cdot \psi; \quad \lambda_{z1} = \frac{f + (L + e + \xi) \cdot \operatorname{tg} \Theta}{L}$$

$$A3 = 1 - \frac{\psi_n \cdot A1}{A2}$$

$$p_o = p'_o \cdot A3 + \frac{\psi_n \cdot G_n \cdot x_3}{n \cdot S_1 \cdot A2}$$

$$\varepsilon = \varepsilon' \cdot A3$$

1.3 Polonesený pluh

$$A1 = f + \frac{t_f}{6}$$

$$A9 = x_1 + x_5 - \psi_n \cdot (r_n - f + t_f/2)$$

$$Z_n = \frac{G_n \cdot (x_1 + x_2) - O_x \cdot A1}{A9}$$

$$F_x = O_x + Z_n \cdot \psi_n; \quad F_x = G_n - Z_n; \quad \operatorname{tg} \Theta = \frac{F_z}{F_x}$$

$$\xi = r_2 \cdot \psi; \quad \lambda_{z1} = \frac{f + (L - e_2 + \xi) \cdot \operatorname{tg} \Theta}{L}$$

$$A10 = 1 - \frac{\psi_n \cdot A1}{A9}$$

$$p_o = p'_o \cdot A10 + \frac{\psi_n \cdot G_n \cdot (x_1 + x_2)}{n \cdot S_1 \cdot A9}$$

$$\varepsilon = \varepsilon' \cdot A10$$

2. Agregáčnı rychlost.

2.1 Záběrové podmínky

$$\delta_s = \frac{j_k}{0,31 \cdot d_k}$$

$$\mu_m = \frac{c}{0,6 \cdot p_v + 40} + \operatorname{tg} \varphi$$

$$\mathcal{J} = \frac{\delta}{\delta_s}$$

$$\mu = \frac{\mu_m}{4} \cdot [2\mathcal{J} + 3 - \sqrt{(2\mathcal{J} - 1)^2 + 8}]$$

větvení: 2.2 traktor K2/2:

2.2.1 dáno ϱ_z

2.2.2 dáno λ_d

2.3 traktor K4 (D i S)

2.2.1 traktor K2/2, dáno ϱ_z (vstup $\lambda_d = 0$)

$$\varrho_f = \frac{(1 - \varrho_z) \cdot \mu - \psi}{1 - (\mu - \psi) \cdot \operatorname{tg} \Theta}$$

$$\lambda_{d\xi} = 1 - \varrho_z - \varrho_f \cdot (\lambda_{z1} - \operatorname{tg} \Theta)$$

$$\lambda_d = \lambda_{d\xi} - \frac{\xi}{L}$$

2.2.2 traktor K2/2, dáno λ_a (vstup $\varrho_z = 0$)

$$A4 = 1 + \psi \cdot \operatorname{tg} \Theta$$

$$\lambda_{d\xi} = \lambda_a + \frac{\xi}{L}$$

$$\varrho_f = \frac{\mu \cdot \lambda_{d\xi} - \psi}{A4 - \mu \cdot \lambda_{z1}}$$

společně 2.2:

$$A5 = \varrho_f \cdot A4 + \psi$$

$$A6 = \lambda_{d\xi} \cdot A4 - \psi \cdot \lambda_{z1}$$

$$A7 = \lambda_{d\xi} + \varrho_f \cdot \lambda_{z1}$$

$$\left(\frac{d\delta}{d\varrho_f} \right) = \delta_s \cdot A6 \cdot \left[\frac{\mu_m}{2 \cdot (\mu_m \cdot A7 - A5)^2} + \frac{1}{\mu_m \cdot (A7)^2} \right]$$

2.3 Traktor K4 (D i S)

$$A4 = 1 + \psi \cdot \operatorname{tg} \Theta$$

$$\varrho_f = \frac{\mu - \psi}{1 - (\mu - \psi) \cdot \operatorname{tg} \Theta}$$

$$A5 = \varrho_f \cdot A4 + \psi$$

$$A8 = 1 + \varrho_f \cdot \operatorname{tg} \Theta$$

$$\left(\frac{d\delta}{d\varrho_f} \right) = \delta_s \cdot \left[\frac{\mu_m}{2 \cdot (\mu_m \cdot A8 - A5)^2} + \frac{1}{\mu_m \cdot (A8)^2} \right]$$

společně 2.2 a 2.3:

$$2.4 \quad t = \frac{\psi}{A5} - \frac{\varrho_f}{1 - \delta} \cdot \left(\frac{d\delta}{d\varrho_f} \right)$$

$$v_w = \sqrt{v_o^2 + \frac{p_o}{\varepsilon}} \quad (4)$$

$$v_{a2} = \frac{v_o + \sqrt{(t^2 - 2t) \cdot v_w^2 + v_o^2}}{2 - t}$$

$$\Delta v_a = |v_{a1} - v_{a2}|$$

podmínka: při $\Delta v_a \geq 5 \cdot 10^{-4} \text{ m s}^{-1}$ se do vzorce (2) dosadí $v_{a1} = v_{a2}$ a cyklus se opakuje tolikrát, aby vyšlo $\Delta v_a < 5 \cdot 10^{-4} \text{ m s}^{-1}$; obvyklé jsou asi čtyři cykly.

S konečnou hodnotou $v_{a2} = v_a$ se cyklus znovu projde až po vzorec (4), pak se postoupí na bod 3.

B. NÁVAZNÝ ŘETĚZEC VZORCŮ

3. Parametry agregace a traktoru

$$p = p_o + \varepsilon \cdot (v_a - v_o)^2$$

$$\eta_f = \eta_t \cdot (1 - \delta) \cdot \frac{\varrho_f}{A5}$$

$$W_v = 3600 \cdot n \cdot S_1 \cdot v_a$$

$$w_t = \frac{g}{\alpha_p \cdot \eta_t} \cdot \frac{A5}{(1 - \delta)} \cdot v_a$$

$$G_t = \frac{F_x}{\varrho_f}; \quad m_t = 1000 \cdot \frac{G_t}{g}$$

$$P_j = \frac{w_t \cdot m_t}{1000}$$

$$P_e = P_j \cdot \alpha_p$$

$$E_v = 3600 \cdot \frac{P_e}{W_v}$$

větvení pouze pro traktory K4:

3.1 pohon K4D:

3.1.1 dáno ϱ_z

3.1.2 dáno λ_d

3.2 pohon K4S:

3.2.1 dáno $\lambda_d = 0$; $\varrho_z = 0$

3.2.2 dáno $\lambda_d \neq 0$; $\varrho_z = 0$

3.1.1

$$\lambda_{d\xi} = 1 - \varrho_z - \varrho_f \cdot (\lambda_{z1} - \operatorname{tg} \Theta)$$

$$\lambda_d = \lambda_{d\xi} - \frac{\xi}{L}$$

3.1.2

$$\lambda_{d\xi} = \lambda_d + \frac{\xi}{L}$$

3.2.1

$$\lambda_{d\xi} = 0,5 - (\lambda_{z1} - 0,5 \cdot \operatorname{tg} \Theta) \cdot \varrho_f$$

$$\lambda_d = \lambda_{d\xi} - \frac{\xi}{L}$$

$$\lambda_{d\xi} = \lambda_d + \frac{\xi}{L}$$

společně traktory K2/2 i K4:

3.3 nosnost pneumatik

$$Q_{j1} = \frac{G_t \cdot (1 - \lambda_d)}{n_{k1} \cdot a_{z1} \cdot g} \cdot 1000$$

$$Q_{j2} = \frac{G_t \cdot (\lambda_{d\xi} + Q_f \cdot \lambda_{z1})}{n_{k2} \cdot a_{z2} \cdot g} \cdot 1000$$

4. Kontrola řiditelnosti a stability

4.1 při práci:

$$Q_z = 1 - \lambda_{d\xi} - Q_f \cdot (\lambda_{z1} - \tan \Theta)$$

4.2 při přepravě; větvení:

4.2.1 nesený a polonesený pluh

4.2.2 návěsný pluh

4.2.1

$$Q_{az} = \frac{G_t}{G_t + G_n} \cdot \left(1 - \lambda_{d\xi} - \frac{G_n}{G_t} \cdot \frac{e_1 + x_2 + \xi}{L} \right)$$

4.2.2

$$f_1 = f + t_f/2 + 0,3$$

$$k_1 = \frac{x_3 \cdot \psi_n}{x_4 + \psi_n \cdot (f_1 - r_n)}$$

$$k_2 = 1 - \frac{x_3 - k_1 \cdot f_1}{x_4 - r_n \cdot \psi_n}$$

$$Q_{az} = \frac{G_t}{G_t + k_2 \cdot G_n} \cdot \left[1 - \lambda_{d\xi} - \frac{G_n}{G_t} \cdot \left(k_1 \cdot \frac{f_1}{L} + k_2 \cdot \frac{e + \xi}{L} \right) \right]$$

ZÁVĚR

Účelem této práce bylo doplnit dříve uveřejněnou teorii nejvyšší výkonnosti traktoru s pluhem o odvození některých vztahů a o postup řešení, který může sloužit jako algoritmus k formulaci programu pro počítač.

Výpočet lze určit důležité konstrukční parametry traktoru v agregaci s daným pluhem, které umožňují práci s nejvyšší výkonností. Výpočet lze aplikovat jak u traktorů

ve stadiu projekce, tak i k vyladění parametrů existujících traktorů a pluhů. Uvedená metoda může najít aplikaci při vývoji pluhů a traktorů pro zvýšené rychlosti jako jedno z hodnotících kritérií.

O některých závažnějších aplikacích teorie nejvyšší výkonnosti bude pojednáno v příští práci.

Poděkování

Autor si dovoluje poděkovat ing. Břetislavu Šnoblvi z odboru základního výzkumu VÚZS, který úlohu naprogramoval v jazyce Fortran IV.

Seznam použitých symbolů

Významy neuvedených délkových měr vyplývají z obrázků 1–3; jejich rozměr je výlučně m (metr)

E_v	kJ m^{-3}	měrná energie na zpracování půdy
F_x	kN	vodorovná složka tahové síly F
F_z	kN	svislá složka tahové síly F
G_n	kN	tíha pluhu
G_t	kN	tíha traktoru
H	kN	hnací síla traktoru (obvodová)
f	1	deformační poměr, δ/δ_s
L	m	rozvor traktoru
O_x	kN	odpor orebních těles
P_e	kW	efektivní výkon motoru
P_j	kW	jmenovitý výkon motoru
Q_{j1}	kg	nosnost jedné přední pneumatiky traktoru
Q_{j2}	kg	nosnost jedné zadní pneumatiky traktoru
Q_{j1}	kN	únosnost jedné přední pneumatiky traktoru
Q_{j2}	kN	únosnost jedné zadní pneumatiky traktoru
R	kN	odpor valení traktoru
R_n	kN	odpor valení pluhu (návesný, polonesený)
S	m^2	průřez obrácené půdy (celý pluh)
S_1	m^2	průřez obrácené půdy (jedno orební těleso)
W_v	$\text{m}^3 \text{h}^{-1}$	teoretická objemová výkonnost při orbě
Z_1	kN	normálová reakce přední nápravy traktoru
Z_2	kN	normálová reakce zadní nápravy traktoru
Z_n	kN	normálová reakce na opěrné kolo pluhu
b_f	m	záběr jednoho orebního tělesa
c	kPa	soudržnost (koheze) půdy
d_k	m	katalogový (volný) průměr pláště pneumatiky
g	m s^{-2}	zrychlení zemské tíže ($9,81 \text{ m s}^{-2}$)
j_k	m	charakteristický posuv půdy
l	m	délka styčné plochy pneumatiky (idealizovaný obdélník)
m_n	kg	hmotnost pluhu
m_t	kg	hmotnost traktoru
n	1	počet orebních těles pluhu
n_{k1}	1	počet kol přední nápravy traktoru
n_{k2}	1	počet kol zadní nápravy traktoru
p	kPa	měrný odpor pluhu, F_x/S
p'	kPa	měrný odpor orebních těles, O_x/S
p_o	kPa	měrný odpor pluhu při rychlosti v_o
p'_o	kPa	měrný odpor orebních těles při rychlosti v_o
p_v	kPa	huštění pneumatik
q_s	kPa	střední kontaktní tlak pneumatiky
t	1	součinitel (složený výraz)
v_a	m s^{-1}	pracovní rychlost při nejvyšší výkonnosti
v_o	m s^{-1}	rychlost při nejmenším měrném odporu
v_w	m s^{-1}	hodnota rychlosti podle vzorce (4)
w_t	kW t^{-1}	měrný výkon traktoru
a_p	1	zatížení traktorového motoru, P_e/P_j
a_{z1}	1	poměr zatížení předního kola traktoru k únosnosti pneumatiky
a_{z2}	1	poměr zatížení zadního kola traktoru k únosnosti pneumatiky

δ	1	prokluz traktoru
δ_s	1	střední (charakteristický) prokluz
ε	$t \text{ m}^{-3}$	rychlostní součinitel měrného odporu pluhu
ε'	$t \text{ m}^{-3}$	rychlostní součinitel měrného odporu oребního tělesa
η_f	1	tahová účinnost traktoru
η_t	1	mechanická účinnost traktoru
Θ	0	sklon tahové síly F
λ_a	1	poměrné statické zatížení zadní nápravy samotného traktoru při orbě
$\lambda_{d\bar{\varepsilon}}$	1	symbol pro součet $\lambda_a + \lambda_{\bar{\varepsilon}}$
λ_x	1	poměr rozměru x ku rozvoru traktoru L při orbě
μ	1	součinitel záběru
μ_m	1	součinitel lpění
Q_f	1	měrná tahová síla traktoru, F_x/G_t
Q_{az}	1	poměr zatížení přední (rejdivé) nápravy traktoru ku celkovému zatížení traktoru při přepravě pluhu
Q_z	1	poměr zatížení přední (rejdivé) nápravy k tíze traktoru při práci, Z_1/G_t
φ	0	úhel vnitřního tření v půdě
ψ	1	součinitel valení traktoru
ψ_n	1	součinitel valení opěrného kola pluhu
K2		traktor s dvoukolovým pohonem
K2/2		traktor s pohonem zadními koly
K4D		traktor se čtyřkolovým pohonem, přední kola menší než zadní
K4S		traktor se čtyřkolovým pohonem, stejná kola
N		pluh nesený
PN		pluh polonesený
X		pluh návěsný

Literatura

- GREČENKO, A.: Teorie nejvyšší výkonnosti traktoru s pluhem. Zeměd. Techn., 25, 1979, č. 9, s. 513-533.
- GREČENKO, A.: Ideální agregace kolového traktoru s nářadím vyžadujícím tahovou sílu. Zeměd. Techn., 11, 1965, č. 7, s. 381-402.
- GREČENKO, A.: Funkční vlastnosti traktorů. Praha, Stát. pedagog. nakl. 1970. 202 s.
- Vyhláška FMD č. 90/1975 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.

Došlo dne 30. 5. 1979

ГРЕЧЕНКО, А. (Научно-исследовательский институт сельхозмашин, Прага - Ходов): Расчет параметров колесных тракторов с максимальной производительностью при вспашке. Земед. Techn., 25, 1979 (11) : 683-700.

Статья является продолжением ранее опубликованной теории максимальной производительности трактора с плугом. Здесь выведены некоторые основные формулы и намечен порядок решения, который может послужить в качестве алгоритма для формулировки программы для вычислительной машины. По расчету можно будет определить важные конструктивные параметры колесного трактора с двухколесным или с четырехколесным приводом в агрегации с данным плугом (навесным, полунавесным, прицепным), которые обеспечат работу с максимальной производительностью.

трактор; плуг; производительность пахоты

GREČENKO, A. (Research Institute for Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *Computation of Parameters of Wheeled Tractors for the Maximum Rate of Work in Ploughing*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11) : 683-700.

In the present paper a supplement is given to the previously published theory of the maximum performance of a tractor with a plough. Some fundamental formulas have been derived, and a solution of the problem is presented which can serve as an algorithm to formulate the programme for a computer. The important structural parameters of a wheeled tractor with two- or four-wheel drive combined with the plough (mounted, semi-mounted), can be computed that will give the maximum rate of work in ploughing.

tractor; plough; performance in ploughing

GREČENKO, A. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Berechnung der Parameter der Radschlepper mit der höchsten Leistungsfähigkeit beim Pflügen*. Zeměd. Techn., 25, 1979 (11) : 683-700.

Die Arbeit ergänzt die schon früher veröffentlichte Theorie der höchsten Leistungsfähigkeit des Traktors mit dem Pflug. Es werden in dieser Theorie einige Grundformel abgeleitet und das Lösungsverfahren angedeutet, das als Algorithmus zur Formulierung des Programms für die Rechenanlagen dienen kann. Durch die Berechnung kann man wichtige Konstruktionsparameter des Radschleppers mit Zweirad- oder Allradantrieb in der Aggregation mit dem Pflug (Anbau-, Aufsattel- und Anhängerpflug) bestimmen, die die Arbeit mit höchster Leistung ermöglichen.

Traktor; Pflug; Leistung beim Pflügen

Adresa autora:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha 4 - Chodov

Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze - Chodově	637
Souček Z.: Metoda měření charakteristik pohybů a dynamických účinků působených pojezdem samojízdných zemědělských strojů	639
Procházka J.: Sestavování spekter provozních namáhání zemědělských strojů	647
Kupr J.: Energetické poměry pracovních orgánů rozmetadel hnoje	659
Knaifl O.: Užití teorie grafů při návrhu konstrukce zemědělských strojů	669
Grečenko A.: Výpočet parametrů kolových traktorů s nejvyšší výkonností v orbě	683

СОДЕРЖАНИЕ

Соучек З.: Метод измерения характеристик движений и динамических действий, вызванных передвижением самоходных сельхозмашин	646
Проха́зка Я.: Составление спектров рабочих нагрузок сельхозмашин	656
Купр Я.: Энергетические условия рабочих органов навозоразбрасывателей	668
Кнаифл О.: Применение теории графиков при проекте конструкции сельхозмашин	681
Греченко А.: Расчет параметров колесных тракторов с максимальной производительностью при вспашке	699

CONTENTS

Souček Z.: A Method of Measuring the Characteristics of Motions and Dynamic Effects Resulting from the Ride of Self-propelled Farm Machines	646
Procházka J.: Constructing the Stress Spectre of the Operation of Farm Machines	656
Kupr J.: Energetic Relations of the Working Elements of Manure Spreaders	668
Knaifl O.: The Theory of Graphs Applied to Designing and Constructing Farm Machines	681
Grečenko A.: Computation of Parameters of Wheeled Tractors for the Maximum Rate of Work in Ploughing	699

INHALT

Souček Z.: Methode der Messung von Charakteristiken der Bewegungen und dynamischen Wirkungen, die durch das Fahren der selbstfahrenden landwirtschaftlichen Maschinen verursacht werden	646
Procházka J.: Zusammenstellung der Spektren der Betriebsbeanspruchung von Landmaschinen	656
Kupr J.: Verhältnisse der Arbeitselemente der Stallmiststeuer	668
Knaifl O.: Anwendung der Theorie der graphischen Darstellungen beim Vorschlag der Konstruktion der Landmaschinen	681
Grečenko A.: Berechnung der Parameter der Radschlepper mit der höchsten Leistungsfähigkeit beim Pflügen	700

Rukopis odevzdán k tisku 9. 8. 1979 — Podepsáno k tisku 5. 11. 1979

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