

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

12

ROČNÍK 30 (LVII)
PRAHA
PROSINEC 1984
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Vědecký časopis

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

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

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1984

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

■
Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует об-
зоры, анализы и научные статьи о решенных заданиях по
научному исследованию в области сельскохозяйственной техники.
Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Инсти-
тут научно-технической информации по сельскому хозяйству. Вы-
ход 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 Agri-
culture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Prague 2,
Slezská 7.

Rozvoj československé zemědělské mechanizace je těsně spjat s životním dilem prof. ing. et ing. Zdeňka Šteffla, DrSc., nositele Řádu práce, rektora Vysoké školy zemědělské v Brně.

Vztah k zemědělství získal prof. Šteffl již v mládí. Vyrůstal v rodině venkovského učitele ve Velkém Beranově u Jihlavy, kde se 7. prosince 1914 narodil. Po absolvování základního vzdělání se stal řádným posluchačem Vysoké školy technické v Brně, fakulty strojního a elektrotechnického inženýrství, kterou ukončil v roce 1937 s vyznamenáním. Již jako student pracoval na této škole jako pomocný asistent a po jejím absolvování se stal asistentem u prof. ing. Zdeňka Ergla na katedře tepelných strojů. K výkonu tohoto povolání byl veden svým vztahem k pedagogické a vědecké práci.

V roce 1939 však musel vysokou školu opustit v důsledku okupace a uzavření českých vysokých škol. Proto odešel jako provozní inženýr do výroby. Po osvobození v roce 1945 byl povolán do funkce vedoucího závodu Kovosmalt Bratislava a v roce 1949 mu bylo v rámci industrializace Slovenska svěřeno místo vedoucího výrobního odboru Strojírenských závodů v Bratislavě.

Hluboký vztah k pedagogické práci však přivádí prof. Šteffla zpět na vysokou školu a láska k zemědělství rozhodla o tom, že to byla škola zemědělská. A tak byl v roce 1952 jmenován odborným asistentem na Vysoké škole zemědělské v Brně a vedoucím katedry zemědělských strojů. O dva roky později se stal státním docentem.

Ve snaze doplnit si vzdělání i v oblasti zemědělských věd studoval na agronomické fakultě Vysoké školy zemědělské, kterou ukončil v roce 1960, a tak nabyl druhé vysokoškolské kvalifikace — inženýr agronom. V roce 1965 byl jmenován zástupcem profesora a od roku 1966 mimořádným profesorem.

Po tomto období přibývají další úkoly. V roce 1969 se stal proděkanem pro školní zemědělské podniky na provozně ekonomické fakultě a tuto funkci zastával sedm let. V roce 1976 byl jmenován řádným profesorem a současně ustanoven do nejvyšší funkce na vysoké škole — do funkce rektora Vysoké školy zemědělské v Brně.

Profesor Šteffl je uznávaným předním odborníkem v oblasti zemědělské mechanizace a techniky nejen v ČSSR, ale jeho tvůrčí vědecká činnost je významná i z hlediska mezinárodního ohlasu a uznání. Vědecký profil prof. Šteffla se vyznačuje širokým světovým rozhledem a pro jeho činnost je příznačné, že neřeší technické problémy izolovaně, nýbrž v syntéze provozního procesu a biologických požadavků. Má vyhraněný vědecký profil, v němž svědčí četné projekty, odborné expertizy, práce a posudky, z nichž většina má charakter vědeckých studií.

Úspěšně vyřešil a formou závěrečných zpráv obhájil řadu výzkumných úkolů. Je řešitelem a hlavním koordinátorem úkolu státního plánu a výsledky vědeckovýzkumné práce průběžně publikuje v odborných časopisech. Svou práci se výrazně podílí na zajištění dalšího rozvoje oboru a celé Vysoké školy zemědělské v Brně.

K osobnosti prof. Šteffla vždy patřila a stále patří jeho mimořádná společenská a politická angažovanost. Od svého vstupu do strany neustále aktivně pracoval v různých stranických funkcích. Osvědčil se v nich jako schopný a zodpovědný komunista se svědomitým přístupem k plnění uložených úkolů, což se projevilo aktivním zapojením do konsolidačního procesu na Vysoké škole zemědělské v Brně.

Za mimořádnou činnost ve všech oblastech svého působení byl prof. Šteffl po zásluze oceněn. V roce 1975 mu byl udělen titul Zasloužilý učitel a vyznamenání Vynikající pracovník zemědělství a výživy. V dalších letech obdržel Zlatou medaili ČSAV, medaili za zásluhy o rozvoj města Brna, Zlatou medaili VUT v Brně, Vysoké školy zemědělské v Nitře, Vysoké školy zemědělské v Praze a Vysoké školy zemědělské v Brně. Dále mu byla udělena Křížikova plaketa Za zásluhy o rozvoj technických věd, zlatá pamětní medaile Za zásluhy o rozvoj spolupráce mezi vysokými školami a při příležitosti 65. narozenin obdržel Řád práce.

Prof. Šteffl zastává mnoho funkcí i mimo školu. Je členem kolegia biologických základů zemědělství ČSAV, členem vědecké rady mechanizační fakulty Vysoké školy zemědělské v Praze, členem vědecké rady provozně ekonomické fakulty Vysoké školy zemědělské v Praze — fakulta v Českých Budějovicích, předsedou komise pro obhajoby kandidátů vědního oboru 41-15-9, členem komise pro obhajoby doktorských disertačních prací, členem odboru a předsedou komise mechani-

zace živočišné výroby III. odboru ČSAZ, členem hlavní vědecké rady Výzkumného ústavu zemědělských strojů a Výzkumného ústavu zemědělské techniky, členem hlavní komise pro soustavu strojů při FMZVŽ, předsedou celostátní názvoslovné komise pro obor zemědělská technika při ÚVTIZ Praha, členem vědecké rady Výzkumného ústavu traktorů Agrozet Brno, členem státních zkušebních komisí, předsedou státní zkušební komise na Vysoké škole zemědělské v Nitře aj.

Pedagogickovýchovná, politickovýchovná a vědeckovýzkumná práce profesora Steffla je velmi všestranná a obsáhlá. V pedagogickém procesu se postupně věnoval výuce mechanizace socialistického zemědělství, organizaci, řízení a nasazování zemědělské techniky. Významnou úlohu sehrál na Vysoké škole zemědělské v Brně v letech, kdy byl založen a budován mechanizační obor. Ve výkonu funkcí vždy usiluje o plnění společenského poslání vysoké školy. Široký rozsah pedagogické činnosti při výchově vysokoškolsky vzdělaných zemědělských odborníků charakterizuje i jeho členství ve vědeckých radách vysokých škol.

Vědecká práce prof. Steffla je orientována zejména do všech rozhodujících oblastí řešících problematiku zemědělské techniky. Jeho vědecký profil se vyznačuje širokým světovým rozhledem a je třeba zdůraznit, že důsledně zabezpečuje plnění závěrů sjezdů strany v oblasti vědeckovýzkumné práce. O schopnostech prof. Steffla hovoří skutečnost, že i v době, kdy zastává náročnou funkci rektora, velmi intenzivně vědecky pracuje. V letošním roce obhájil vědeckou hodnost doktora věd.

Významná je i jeho rozsáhlá účast na výchově nových vědeckých pracovníků. Této činnosti se věnuje jako školitel vědeckých aspirantů i jako oponent habilitačních prací, doktorských a kandidátských disertací a mnoha závěrečných výzkumných zpráv a recenzent různých odborných publikací.

Rozsáhlá je také publikační činnost prof. Steffla. Je autorem nebo spoluautorem původních vědeckých prací, knižních publikací, závěrečných zpráv výzkumných úkolů, učebních textů a jiných prací popularizačních. Dále je nutné zdůraznit rozsáhlou a soustavnou spolupráci se širokou zemědělskou praxí, jakož i rozsáhlou účast na veřejně prospěšné a společenskopolitické činnosti.

Soudruh profesor Steffl se vyznačuje plným soustředěním na odbornou, řídicí a organizačtorskou činnost. Jeho typickým povahovým rysem je mimořádná pracovitost, houževnatost, nespokojenost s dosaženými výsledky a vytrvalost při řešení všech problémů. Plně se angažuje za školskou politiku KSČ a vyvíjí trvale vysokou aktivitu, kterou přispívá ke konstruktivnímu řešení problémů jak naší socialistické zemědělské mechanizace, tak při řešení problémů československé výchovně vzdělávací soustavy.

Prof. ing. Rudolf Kovář, CSc.
Vysoká škola zemědělská, Brno

ÚPRAVA POKOSU PÍCNIN PO ŽTR-165 A JEJÍ VLIV NA SPOTŘEBU NAFTY

J. Červinka, P. Sedlák, J. Pospíšil, F. Ptáček

ČERVINKA, J. — SEDLÁK, P. — POSPÍŠIL, J. — PTÁČEK, F. (Vysoká škola zemědělská, Brno): *Úprava pokosu pícnin po ŽTR-165 a její vliv na spotřebu nafty*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (12): 707–718.

Na efektivní sklizeň pícnin má vliv doba uložení pícnin na pokosu. Zkrátí-li se doba mezi posečením a sběrem, snižují se sklizňové ztráty. Jednou z cest zkrácení doby vysychání a snížení ztrát je úprava pokosu pícnin po rotačním a žacíím stroji tzv. otíráním a vytvořením načechraného (provzdušněného) řádku. Je popsána úprava rotačního žacího stroje ŽTR-165, zaměřená na otírání a tvorbu provzdušněného řádku. Žací stroj ŽTR-165 s upravovacím ústrojím byl v roce 1983 zkoušen v polně laboratorních podmínkách. Byl zjišťován vliv úpravy pokosu na rychlost vysychání a na spotřebu nafty. Výsledky zkoušek ukázaly, že pokosy upravené strojem ŽTR-165 s upravovacím ústrojím vysychaly po 50 hodinách o 26 až 33 % více než pokosy neupravené. Proti standardnímu provedení ŽTR-165 zvyšuje upravovací ústrojí spotřebu nafty. Přesto je jeho použití při sklizni pícnin vhodné, protože snižuje závislost na meteorologických podmínkách tím, že zrychluje vysychání a zkracuje interval mezi posečením a sběrem.

upravovací ústrojí; úprava pícnin otíráním; rychlost vysychání; spotřeba nafty

Jedním ze základních úkolů rostlinné výroby je vyprodukovat dostatečné množství biomasy, aby byla zajištěna krmivová základna pro živočišnou výrobu. Požadovaný urychlený rozvoj chovu skotu i vlastní řešení obilního programu vyžaduje urychlit i celkový postup komplexní intenzifikace pěstování a sklizně pícnin. Stranická a vládní usnesení vytyčila pro 7. pětiletku jako hlavní úkol zvyšovat nejen výrobu obilovin, ale také produkci objemných krmiv o 13 až 14 %. Má-li se zvýšit produkce objemných krmiv, je nutné nejen zvýšit intenzitu výroby objemných krmiv na orné půdě, loukách a pastvinách, ale současně i zabezpečit rychlou a kvalitní sklizeň, konzervaci a ošetření těchto krmiv, aby bylo uchováno maximum krmných hodnot a aby ztráty byly minimální.

Ztráty u pícnin na poli v průběhu zavadání, při dosoušení a skladování mají vliv na efektivnost výroby pícnin tím, že snižují výnosy a značně zhoršují kvalitu sklizně. Při sklizni a konzervaci pícnin vznikají ztráty, které představují 10 až 60 % sklizené sušiny i obsahu živin, přičemž musíme počítat s tím, že každý mechanický zásah do pokosu zvyšuje ztráty o 1,5 %. Při sklizni jsou ztráty navíc ovlivněny nedodržením agrotechnických lhůt sklizně, závislostí na meteorologických podmínkách. Výši ztrát pícnin při sklizni a zvýšení kvality sklizeného produktu ovlivňuje předosušení píce na pokosu. V souvislosti s požadavky na zvýšení a zkvalitnění produkce sena a senáže se věnuje ve světě i u nás stále značná pozornost otázce, jak zrychlit a zajistit rovnoměrnost vysychání pokosu.

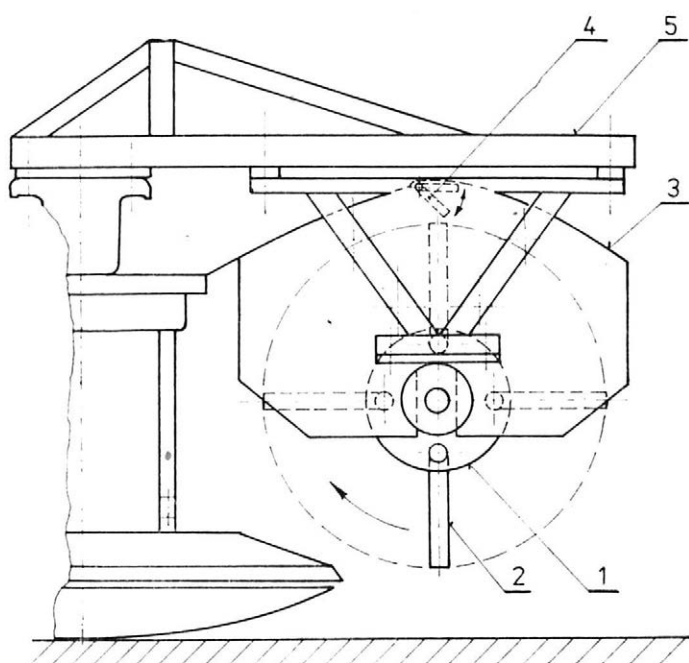
Žací stroje (klasické či rotační) jsou prvním článkem v procesu sklizně píce. Jejich technické provedení ovlivňuje hlavně prvotní strukturu řádků, a tím i jejich vnitřní klima. Rotační žací stroje v současné době u nás vyráběné splňují naše agrotechnické požadavky na výkonnost i kvalitu práce, ale nesplňují je z hlediska úpravy řádků. Řádek posečené hmoty, který vytváří rotační žací stroj, vysychá nerovnoměrně. Tato nerovnoměrnost je způsobena tím, že dolní část posečené rostliny je přikryta bohatě olistěnou horní částí. Listy svou velkou plochou brání tomu, aby sluneční paprsky pronikly do řádku, velmi rychle vysychají a odumírají. Nerovnoměrnost vysychání zvyšuje při jakékoliv manipulaci s pícninou ztráty odrolem, prodlužuje dobu sušení a způsobuje, že posečená hmota je mnohem déle vystavena účinkům povětrnostních podmínek, čímž vznikají ztráty vyluhováním. Rychlost, s jakou se povrchová a buněčná vlhkost z posečených rostlin vypařuje, závisí na komplexu činitelů. Z vnějších činitelů je to relativní vlhkost vzduchu, sluneční záření, rychlost proudění a teplota vzduchu. Z vnitřních činitelů má pro rychlost vysychání velký význam schopnost rostlin poutat vodu (fyzikální vlastnosti rostlin) a prostorové uspořádání (načechrání) rostlin na pokosu. Na rozdíl od vnějších činitelů mohou být poslední dva faktory ovlivňovány rozdílným zpracováním rostlin a jejich uložením po dobu sušení. Chceme-li snížit nepříznivý vliv povětrnostních podmínek na ztráty a kvalitu sklizené hmoty, musíme zvýšenou intenzitou vysychání urychlit pokles vlhkosti pícnin z 85 až 73 % na 50 až 35 % v co nejkratší době. Je tedy nutné, aby každý pokos byl upraven ihned po posečení, nebo přímo při sečení. Zkrácení procesu vysychání, tj. zkrácení doby mezi posečením a sběrem, je jednou z podmínek kvalitní sklizně a nižších sklizňových ztrát.

Proces vysychání přímo na pokosu je možné zrychlit, a tím snížit vlhkost posečeného materiálu, jestliže se pokos chemicky, termicky, elektricky či mechanicky ošetří. Pro zemědělskou praxi je rozhodující mechanická úprava rostlin. Fyzikální stav rostlin je změněn mechanickým zásahem — porušením buněčných pletiv přímo žacím ústrojím (cepovým), mačkáním, částečným mačkáním, nárazem a otíráním (Beyer, 1979). V poslední době se výrobci zemědělské techniky věnují mechanické úpravě píce již při sečení nebo okamžitě po posečení. U rotačních žacích strojů se objevuje nový způsob tvorby načechraného provzdušněného řádku se současným porušením buněčných pletiv, tzv. otíráním.

ROTAČNÍ ŽACÍ STROJ ŽTR-165 S UPRAVOVACÍM ÚSTROJÍM

Pracovníci katedry mechanizace rostlinné výroby VŠZ v Brně se v předcházejících letech věnovali výzkumu v oblasti rovnoměrnosti vysychání. Výsledky tohoto výzkumu nás vedly k návrhu a výrobě upravovacího ústrojí k ŽTR-165. Schéma tohoto ústrojí je na obr. 1. Princip práce je dán působením aktivní a pasivní části upravovacího ústrojí. Aktivní část — rotor (1) je tvořen hřídelí, na které jsou připevněny prsty (2). Pasivní část je tvořena krytem (3) a hřebem (4). Prsty rotoru nejprve působí na spodní část rostliny, kterou ohýbají a současně posečený materiál přirychlují. Kryt brzdí zpracovávaný materiál, a tím umožňuje, že se rotor předbíhá před materiálem. Třením o kryt se rozrušuje vosková kutikula, stonky se ohýbají a rostliny jsou protahovány částmi upravovacího ústrojí. Nastavením různých poloh hřebene (4) je ovlivněn stupeň úpravy píce. Hřeben vložený do pohybu materiálu způsobuje intenzivní brzdění materiálu, a tím zvyšuje intenzitu zpracování. Hřeben je možné nastavit do různých poloh podle druhu sklizené plodiny, lze vyměnit jeho hřeby nebo jej vyřadit z činnosti. Působením prstů na spodní část rostliny dochází k mechanickému narušení této části, působením krytu

1. Schéma rotačního žacího stroje ŽTR-165 s upravovacím ústrojím (1 — rotor, 2 — prsty, 3 — kryt rotoru, 4 — hřeben, 5 — nosný rám) — Diagram of the ŽTR-165 rotary mower with a conditioning mechanism (1 — rotor, 2 — fingers, 3 — rotor hood, 4 — rack, 5 — supporting frame)

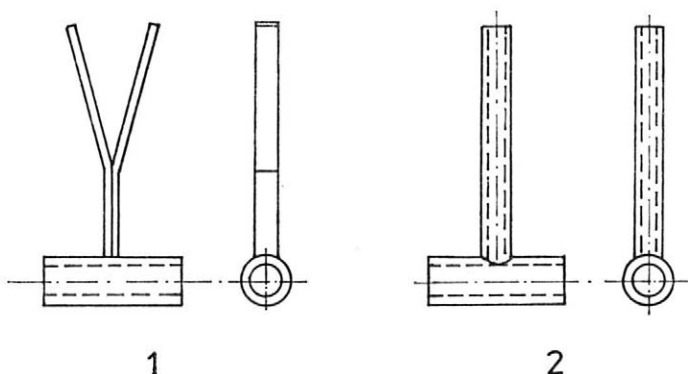


a hřebene dochází k otírání voskové vrstvy rostliny. Upravovacím ústrojím je vytvářen načechnutý a provzdušněný řádek a takto upravená píce rychleji a rovnoměrněji vysychá (Beneš, 1981).

KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ UPRAVOVACÍHO ÚSTROJÍ

Na převodovou skříň rotačního stroje (obr. 1) je připevněn nosný rám (5). K tomuto rámu je šrouby připojen rám upravovacího ústrojí s krytem. V plášti krytu je vložen hřeben, který se může nastavit do pěti poloh. Spojení rámu upravovacího ústrojí a nosného rámu umožňuje natáčet upravovací ústrojí o 0, 5, 10, 15 a 20° vzhledem ke kolmici na směr jízdy. Rotor (1) je pomocí ložiskové skříňe připojen šrouby k rámu upravovacího ústrojí. Konstrukčně je řešen jako hřídel, který má na obou stranách a uprostřed nosné kotouče. Těmito kotouči prochází nosiče prstů. Prsty jsou na nosičích uloženy volně točně. Byly použity prsty tvaru Y a prsty rovné. Jejich schéma je na obr. 2.

2. Prsty upravovacího ústrojí (1 — Y prst, 2 — rovný prst) — Fingers of the conditioning mechanism (1 — Y-shaped finger, 2 — straight finger)



Aby zásah do konstrukce rotačního žacího stroje byl co nejmenší, byl navržen hydrostatický pohon rotoru. Tlakový olej z vnějšího okruhu hydraulického systému traktoru je přiváděn přes čistič do hydromotoru, který pohání rotor upravovacího zařízení. Zpětnou větví se olej vrací do převodové skříně traktoru (Červinka, 1983).

METODIKA

V roce 1983 byly uskutečněny polně laboratorní zkoušky na pozemcích JZD Družba Moravská Třebová se sídlem v Kunčíně. Účelem zkoušek bylo ověřit význam úpravy ŽTR-165 z hlediska rychlosti a rovnoměrnosti vysychání pokosů upravených ŽTR-165 s upravovacím ústrojím a pokosů neupravených a zjistit vliv upravovacího ústrojí na spotřebu nafty.

ZJIŠTĚNÍ OKAMŽITÉ SUŠINY A RYCHLOSTI VYSYCHÁNÍ

Bylo provedeno relativní srovnání vysychání pokosů jetele červeného, připravených soupřevami:

- traktor Z-7011 + ŽTR-165 s upravovacím ústrojím s prsty tvaru Y + hřeben (varianta 1),
- traktor Z-7011 + ŽTR-165 s upravovacím ústrojím s rovnými prsty + hřeben (varianta 2),
- traktor Z-7011 + ŽTR-165 — standardní provedení (varianta 3).

Do porovnání byly dále zahrnuty varianty 4 a 5 (Y prsty bez hřebenu a rovné prsty bez hřebenu). Protože u těchto variant nebyla měřena spotřeba nafty, nejsou dále popisovány.

Z připravených pokosů byly odebrány vzorky ve čtyřech opakováních. Vzorky byly uloženy na sítky a každé dvě hodiny byla zjišťována hmotnost materiálu. Během celého měření se již další zásah do pokosu nedělal. Z hmotnosti materiálu (vzorku) M_M (kg) a hmotnosti sušiny M_{MS} (kg) byla vypočtena okamžitá vlhkost materiálu q_M (%) podle vztahu:

$$q_M = \frac{M_M - M_{MS}}{M_M} \cdot 100 \quad [\%] \quad (1)$$

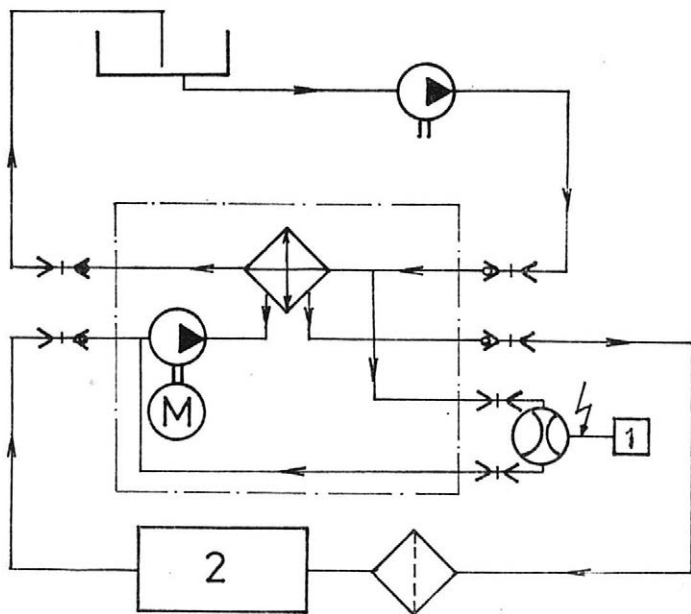
Ze zjištěné okamžité vlhkosti q_M byla vypočtena okamžitá sušina materiálu s (%). Rychlost vysychání (q_w) jednotlivých vzorků byla vypočtena ze vztahu:

$$q_{wi} = m_{MS} \left(\frac{u_{i-1} - u_i}{t_m} \right) \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2)$$

- kde: i — pořadové číslo měření
 $u_{i-1} - u_i$ — rozdíl měrných vlhkostí ($\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$)
 t_m — čas mezi měřeními
 m_{MS} — hmotnost sušiny sušeného materiálu ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$)

Kromě toho, že se zjišťovala sušina materiálu a rychlosti vysychání, byly zaznamenány základní charakteristiky meteorologických podmínek. Pro charakteristiku porostu byly odebrány metrovky a údaje z nich zjištěné byly použity k výpočtům sušiny a k výpočtu výnosu jetele červeného (Beyer, 1979).

3. Schéma zapojení měřicího přístroje FLOWTRONIC 250 (1 — čítač, 2 — vstříkovací čerpadlo) — Diagram of the connection of FLOWTRONIC 250 measuring apparatus (1 — counter, 2 — fuel injection pump)



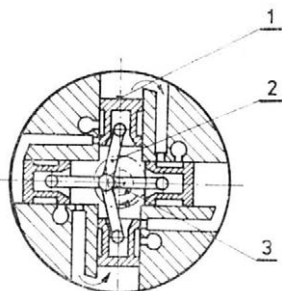
MĚŘENÍ SPOTŘEBY NAFTY

Byla navržena metodika pro měření spotřeby nafty energetických prostředků měřicím přístrojem FLOWTRONIC 250. Účelem měření bylo zjistit vliv upravovacího ústrojí na spotřebu nafty.

Na rovném úseku pozemku byla vytyčena dráha $l = 100$ m s úseky 50 m pro vjezd a výjezd z porostu. Měřilo se při třech rychlostních stupních tak, aby se pracovní rychlost pohybovala v oblasti doporučené pracovní rychlosti, pod ní a nad ní. Na vytyčené sto-metrové trati se pro každou alternativu dělala tři měření a pracovní rychlost byla zjišťována měřením času stopkami s přesností na 0,1 s. Pro stanovení součinitele využití záběru byl na každých deseti metrech měřen pracovní záběr rotačního žacího stroje a pro výpočet hmotnostního toku byla u každé varianty zjištěna hmotnost deseti běžných metrů posečeného porostu.

Přístroje použité na měření

Spotřeba nafty byla měřena měřicím přístrojem FLOWTRONIC 250, doplněným o Flowjet-Ventil 4703. Schéma zapojení je na obr. 3. Přístroj FLOWTRONIC 250 umožňuje měřit spotřebu nafty s přesností 0,5 %. Měřicí zařízení se skládá ze snímače, čítače impulsů a Flowjet-Ventilu. Snímač (obr. 4) je pístový průtokoměr tvořený čtyřmi



4. Snímač spotřeby paliva (1 — píst, 2 — ojnice, 3 — klikový hřídel) — Sensors of Diesel oil consumption (1 — piston, 2 — connecting rod, 3 — crank-shaft)

radiálními písty (1), které se pohybují tlakem kapaliny. Pohyb pístu je přenášen ojnici na klikovou hřídel (3). Otáčky klikové hřídele vytvářejí elektrické impulsy, které jsou přenášeny do čítače, kde je pevně nastavena konstanta (objem čtyř komor). Výsledek je zobrazen na displeji v mililitrech.

Přístrojem Flowjet-Ventil 4703 se měří spotřeba paliva u zážehových motorů s přímým vstřikem a u vznětových motorů. Při tomto způsobu měření se používá metody „s konstantní hladinou paliva v nádrži“. Množství paliva, které je zde doplňováno, se rovná množství spotřebovaného paliva. Na rozdíl od laboratorní metody zjištění spotřeby paliva je nádrž paliva u Flowjet-Ventilu 4703 nahrazena výměníkem tepla, který při měření spotřeby do 60 l.h⁻¹ má stejnou chladicí účinnost jako nádrž paliva.

DISKUSE

Výsledky měření byly zaznamenány do tabulek a graficky zpracovány (obr. 5–8). Jako příklad je uvedena tab. I, v níž jsou zaznamenány měřené a vypočtené hodnoty.

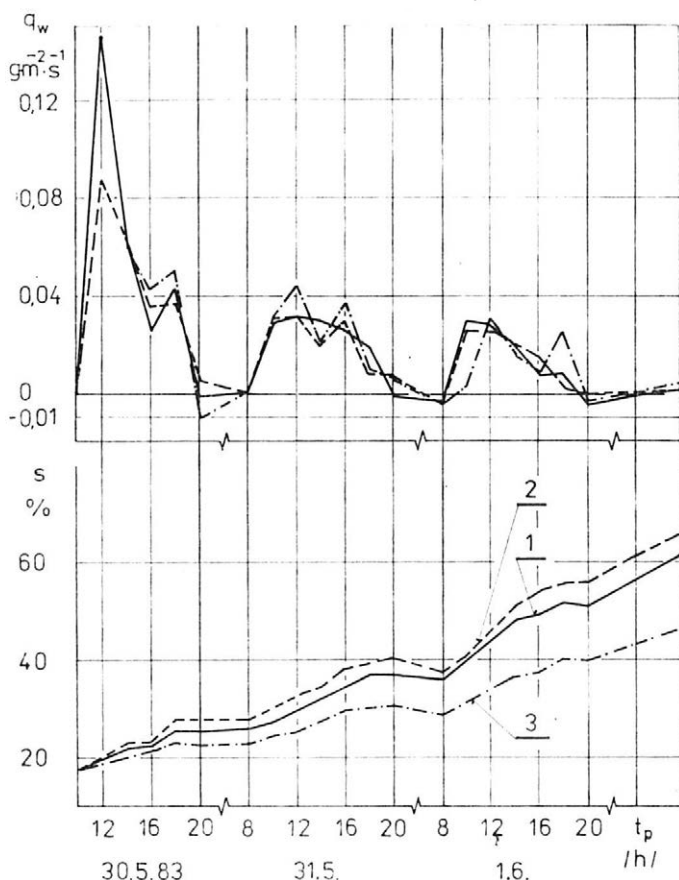
I. Měřené a vypočtené hodnoty spotřeby nafty — Measured and calculated values of Diesel oil consumption

Plodina: jetel červený
Trať č.: I (100 m)

Výnos: 32,036 t.ha⁻¹
Datum: 2. 6. 1983
Místo: JZD Kunčina

Rychlostní stupeň	B_p m	Čas měření s	v_p m. s ⁻¹	Sklizená plocha m ²	W_1		Spotřeba			
					ha. h ⁻¹	kg. s ⁻¹	cm ³	l. ha ⁻¹	l. t ⁻¹	cm ³ . s ⁻¹
Z-7011 + ŽTR-165										
5R	1,550	60,00	1,667	155,0	0,930	8,276	142,30	9,181	0,287	2,372
5R	1,440	60,05	1,665	144,0	0,863	7,682	125,00	8,681	0,271	2,082
2S	1,390	50,60	1,976	139,0	0,989	8,800	105,10	7,559	0,237	2,076
3S	1,450	36,20	2,762	145,0	1,442	12,830	85,79	5,917	0,185	2,369
3S	1,410	36,50	2,740	141,0	1,390	12,380	85,79	6,084	0,190	2,350
4S	1,360	24,05	4,158	136,0	2,036	18,120	68,83	4,986	0,156	2,820
Z-7011 + ŽTR-165 + Y prsty + hřeben										
5R	1,500	60,40	1,656	150,0	0,894	7,956	142,30	9,487	0,296	2,356
5R	1,504	60,55	1,652	150,4	0,894	7,957	140,30	9,328	0,291	2,317
2S	1,474	51,10	1,957	147,4	1,038	9,241	121,70	8,256	0,258	2,382
3S	1,430	36,95	2,706	143,0	1,393	12,40	109,70	7,671	0,239	2,969
Z-7011 + ŽTR-165 + I prsty + hřeben										
5R	1,444	59,85	1,671	144,4	0,869	7,729	135,70	9,397	0,293	2,267
2S	1,375	50,85	1,966	137,5	0,973	8,863	117,00	8,509	0,266	2,301
2S	1,380	51,00	1,961	138,0	0,974	8,669	119,70	8,674	0,261	2,374
3S	1,412	36,70	2,725	141,2	1,385	12,33	96,43	6,829	0,213	2,628

5. Nárůst sušiny a rychlost vysychání v závislosti na postupném čase (1 — Z-7011 + ŽTR-165 s upravovacím ústrojím — Y prsty; 2 — Z-7011 + ŽTR-165 s upravovacím ústrojím — rovné prsty; 3 — Z-7011 + ŽTR-165) — Growth of dry-matter and rate of drying in relation to time (1 — Z-7011 + ŽTR-165 with a conditioning mechanism — Y-shaped fingers; 2 — Z-7011 + ŽTR-165 with a conditioning mechanism — straight fingers; 3 — Z-7011 + ŽTR-165)



NÁRŮST SUŠINY A RYCHLOST VYSYCHÁNÍ

Z grafického znázornění na spodní části obr. 5 je zřejmé, že nejrychleji vysychají pokosy upravené upravovacím ústrojím varianty 1 a 2. Nárůst sušiny se začínal projevovat již po čtyřech hodinách po posečení. Výrazné rozdíly můžeme na grafu sledovat po 30 hodinách, tj. druhý den (31. 5. 1983 v 18.00 hodin). Varianta 1 dosáhla 37,2 %, varianta 2 39,5 % a varianta 3 jen 30 % sušiny. Další den (1. 6. ve 12.00 hodin) dosahovala varianta 1 44,5 % a varianta 2 47,0 % sušiny. Při obou těchto variantách se pícniny mohou dosoušet studeným vzduchem. Varianta 3 dosáhla jen 35,2 %. To znamená, že proti variantě 3 má varianta 1 nárůst sušiny zvýšený o 26,4 %, varianta 2 o 33,5 %. Na konci měření činila sušina u varianty 1 62,0 %, u varianty 2 66,6 % a u varianty 3 45,0 %. Ze srovnání variant 1 a 2 vyplývá, že použití hřebene v kombinaci s Y prsty není pro jetel výhodné. Výsledky výzkumu z předešlých let potvrdily, že pro jetel jsou nejvhodnější rovné prsty.

Rychlost vysychání u všech variant okamžitě po posečení vzrůstá (obr. 5). Toto zvýšení je způsobeno rychle se odpařující volnou vodou, která je v pokosu. Po odpaření volné vody se rychlost vysychání snižuje vlivem rozdílných úprav a projevuje se i vliv plochy pokosu. Na grafickém znázornění rychlosti vysychání můžeme pozorovat, že v nočních hodinách rychlost vysychání dosahovala záporných hodnot, což znamená, že pokosy přijímaly vzdušnou vlhkost. Druhý den u všech variant v ranních hodinách rychlost sušení vzrůstala, u varianty 3 byla zaznamenána dvě maxima rychlosti vysy-

chání. Přestože u varianty 1 a 2 byla rychlost vysychání téměř stejná, měla varianta 2 rychlejší nárůst sušiny (obr. 5).

Uvedené výsledky a grafické vyjádření plně potvrdily výrazný vliv upravovacího ústrojí na zvýšení rychlosti vysychání, na rychlejší nárůst sušiny a na rychlejší snížení vlhkosti pokosu.

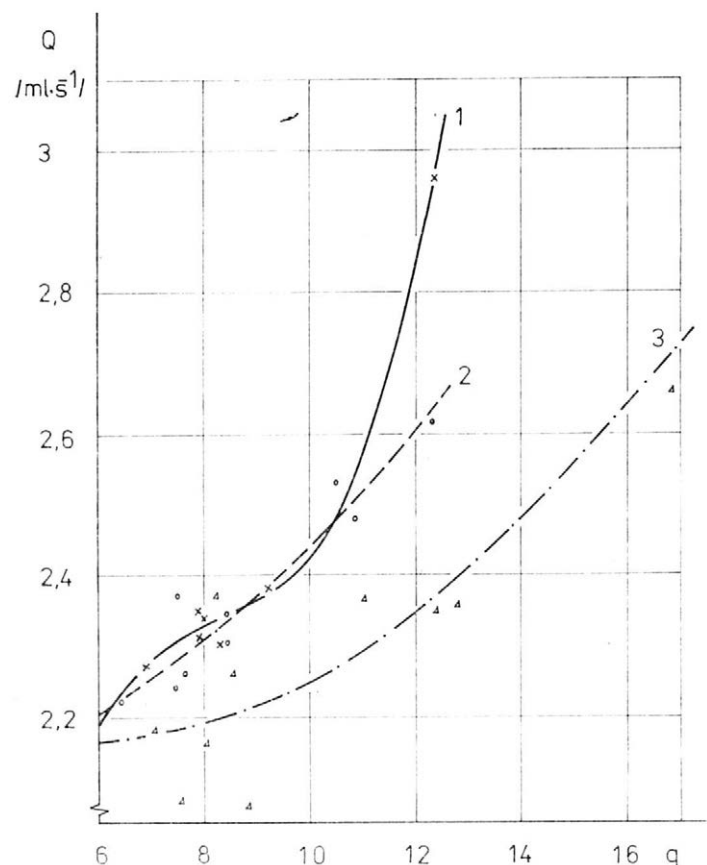
VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ SPOTŘEBY NAFTY

Hodnoty zjištěné při měření byly statisticky zpracovány pomocí programu pro polynomickou regresi na počítači EC-1033. Pomocí tohoto programu se vypočítávají regresní koeficienty až na takový stupeň regrese, kdy se již index korelace nezvyšuje. Statistická průkaznost vypočtených regresních funkcí je ověřována analýzou variance. Testovým kritériem je veličina Snedecorova rozdělení F . Vypočtená hodnota F byla porovnávána s tabulkovou hodnotou pro stanovenou pravděpodobnost.

Závislost spotřeby nafty Q ($\text{ml} \cdot \text{s}^{-1}$) na hmotnostním toku strojem q ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$) pro všechny tři varianty je vynesena na obr. 6. Zpracování naměřených hodnot ukázalo, že pro dané rozmezí hmotnostního toku tuto závislost nejlépe vystihují regresní funkce:

varianta 1:

$$\begin{aligned} Q &= 1,68189 + 1,41087 q - 0,16842 q^2 + 0,68455 \cdot 10^{-2} q^3 \\ I_{Qq} &= 0,99398 \end{aligned}$$



6. Závislost spotřeby nafty na hmotnostním toku (označení jako u obr. 5) — Relation of Diesel oil consumption to matter volume (the machines designated like in Fig. 5)

varianta 2:

$$Q = 2,1009 - 0,58436 \cdot 10^{-2} q + 0,39981 \cdot 10^{-2} q^2$$

$$I_{Qq} = 0,94458$$

varianta 3:

$$Q = 2,28837 - 0,46461 \cdot 10^{-1} q + 0,42896 \cdot 10^{-2} q^2$$

$$I_{Qq} = 0,94817$$

Test u všech tří variant prokázal, že regrese vystihnuté uvedenými regresními funkcemi jsou statisticky vysoce průkazné na hladině významnosti $P = 0,01$.

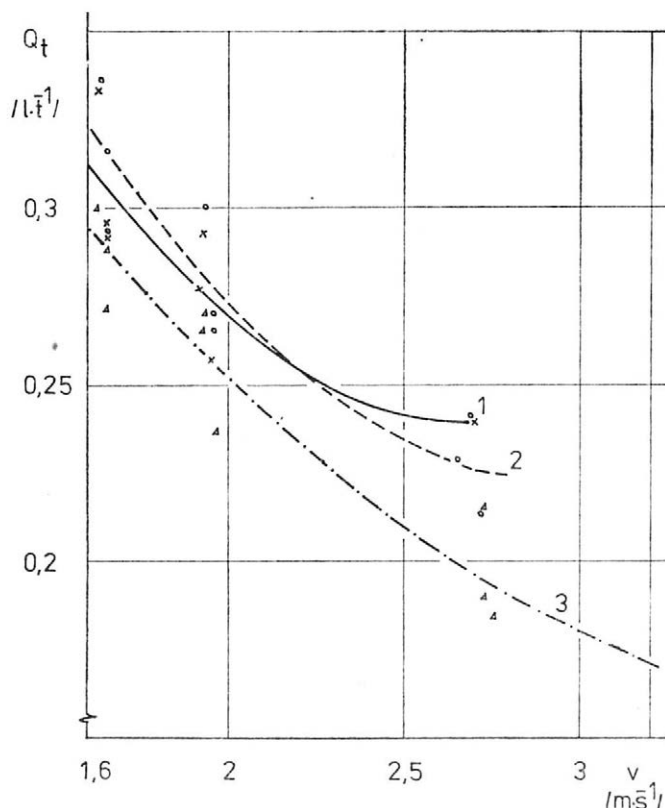
Z grafických závislostí je zřejmé, že spotřeba nafty je nejnižší u standardního rotačního žacího stroje ŽTR-165. S tímto strojem bylo také dosaženo nejvyššího hmotnostního toku $18,1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Při použití upravovacího ústrojí je spotřeba nafty ve všech případech, mimo jízdu naprázdno, vyšší. Ve srovnání s variantou 3 činí zvýšení pro hmotnostní tok 8 až $10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ u varianty 1 6,3 až 7,9 %, u varianty 2 5,4 až 8,4 %. K prudkému růstu spotřeby nafty dochází v oblasti hmotnostního toku 11 až $13 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ u varianty 1, kde se při hmotnostním toku $12 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ proti standardnímu žacímu stroji spotřeba zvyšuje o 23 %. U varianty 2 není vzrůst spotřeby tak prudký, při hmotnostním toku $12 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ se spotřeba zvýšila o 11 %.

Závislost spotřeby nafty Q_t ($\text{l} \cdot \text{t}^{-1}$) na pracovní rychlosti v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) je vynesena v obr. 7. V měřeném rozmezí rychlostí byly určeny pro všechny varianty tyto regresní funkce:

varianta 1:

$$Q_t = 0,69517 - 0,33906 v + 0,63077 \cdot 10^{-1} v^2$$

$$I_{Q_t v} = 0,85484$$



7. Závislost spotřeby nafty na pracovní rychlosti soupravy (označení jako u obr. 5) — Relation of Diesel oil consumption to the speed of operation of the combination set (the machines designated like in Fig. 5)

varianta 2:

$$Q_t = 0,71118 - 0,33219 v + 0,56698 \cdot 10^{-1} v^2$$

$$I_{Q,v} = 0,93335$$

varianta 3:

$$Q_t = 0,5387 - 0,19033 v + 0,23834 \cdot 10^{-1} v^2$$

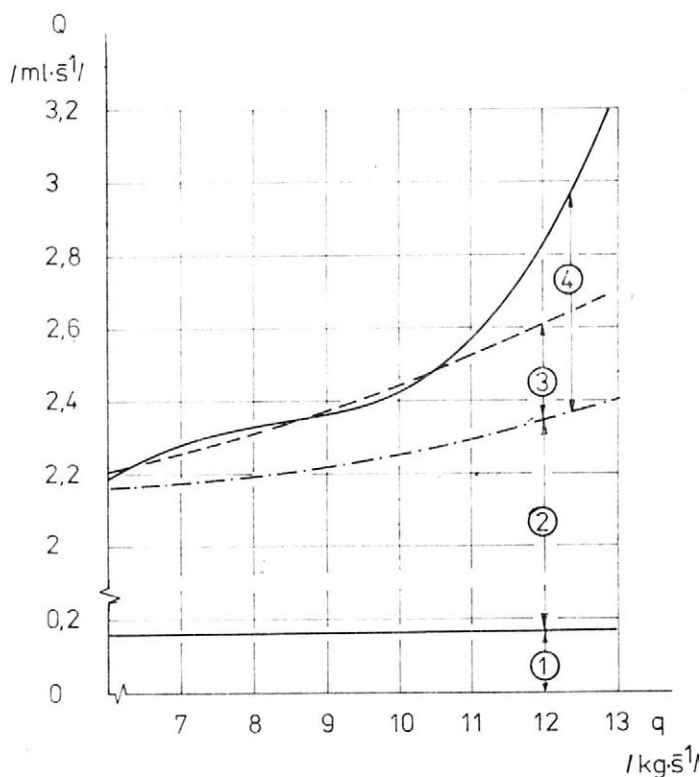
$$I_{Q,v} = 0,97489$$

U varianty 1 test prokázal, že regresní funkce je průkazná na hladině významnosti $P = 0,05$; u variant 2 a 3 jsou na hladině významnosti $P = 0,01$ regresní funkce vysoce průkazné.

Z grafu (obr. 7) je patrné, že se vzrůstající pracovní rychlostí soupravy klesá spotřeba nafty na tunu posečené píče. U strojů s upravovacím ústrojím je pokles spotřeby při rychlosti od $1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ do $2,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ přibližně stejně rychlý jako u standardního žacího stroje, ale v absolutní hodnotě je jejich spotřeba o 5,7 až 11,6 % vyšší. Od pracovní rychlosti $2,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se u variant 1 a 2 zvyšuje rozdíl ve spotřebě proti standardnímu stroji až na 17,1 %, resp. na 13,1 %. Minimální spotřeba nafty je u varianty 1 při pracovní rychlosti $2,68 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, u varianty 2 při rychlosti $2,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a u standardního žacího stroje při rychlosti $3,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Z měření spotřeby nafty v závislosti na hmotnostním toku materiálu sečeného strojem a při jízdě naprázdno lze určit rozdílné spotřeby nafty na činnost jednotlivých funkčních částí stroje. Z grafu na obr. 8 lze určit spotřebu na jízdu soupravy v pracovní poloze s chodem funkčního ústrojí naprázdno (1), spotřebu na sečení porostu (2) a spotřebu na úpravu pokosu upravovacím ústrojím (3) a (4) pro jednotlivé hmotnostní toky.

Výsledky polně laboratorních zkoušek v roce 1983 ukazují vliv upravovacího ústrojí k ŽTR-165 na rychlost vysychání pokosu jetele červeného a na spotřebu nafty. Z rozboru



8. Rozdělení spotřeby nafty na jednotlivé funkční skupiny (1 — spotřeba na jízdu soupravy v pracovní poloze s chodem funkčních skupin naprázdno; 2 — spotřeba na sečení jetele červeného; 3 — spotřeba na pohon upravovacího ústrojí — varianta 2; 4 — spotřeba na pohon upravovacího ústrojí — varianta 1) — Distribution of Diesel oil consumption to the functional groups (1 — consumption of the set in drive in working position with idle run of functional groups; 2 — consumption for the cut of red clover; 3 — consumption for the drive of a conditioning mechanism — variant 2; 4 — consumption for the drive of a conditioning mechanism — variant 1)

výsledků (obr. 5) vyplývá, že nejlépe vysychaly pokosy upravené rotačním žacíím strojem ŽTR-165 s upravovacím ústrojím — varianty 1 a 2. Nejlépe vysychal pokos označený jako varianta 2 (rotační žací stroj s upravovacím ústrojím a s rovnými prsty + hřeben). U této varianty jsou proti variantě 3 výrazné rozdíly v nárůstu sušiny: za 48 hodin měl pokos označený jako varianta 2 47,0 % sušiny, varianta 3 pouze 35,2 %. Chceme-li snížit závislost procesu vysychání na meteorologických podmínkách, musíme sklízet porosty píce za 32 až 46 hodin. Těmto požadavkům odpovídají varianty 2 a 1, při nichž je možné pícniny po 48 hodinách senážovat nebo dosoušet na seno. Upravovací ústrojí umožňuje vytvořit načečraný řádek (provzdušněný), u kterého se proces vysychání zrovnoměrní.

Výsledky měření spotřeby nafty ukázaly, že varianty 1 a 2 mají větší spotřebu. Z grafů spotřeby nafty v závislosti na hmotnostním toku materiálu je patrné, že se vzrůstajícím tokem roste i příkon funkčních částí — tedy i spotřeba nafty. U standardního rotačního žacího stroje je růst spotřeby nafty při hmotnostním toku 8 až 16 kg.s⁻¹ pozvolný, naproti tomu při použití upravovacího ústrojí (varianty 1 a 2) je pozvolný při hmotnostním toku 6 až 10 kg.s⁻¹ a za touto oblastí se, především u varianty 1, spotřeba prudce zvyšuje. Nejvyšší spotřebu vykazovala varianta 1, tj. upravovací ústrojí s Y prsty a hřebem. U této varianty je zvýšení spotřeby dáno tím, že materiál byl protahován mezi prsty a hřebem, což je způsob energeticky nejnáročnější. V závislosti na hmotnostním toku (6—12 kg.s⁻¹) se spotřeba nafty zvýšila u varianty 1 o 8,2 %, u varianty 2 o 9,8 % vzhledem ke standardnímu provedení. Při použití upravovacího ústrojí (varianta 1 a 2) leží minimum spotřeby nafty v závislosti na hmotnostním toku v oblasti 2,6 až 3,0 m.s⁻¹, což odpovídá doporučené pracovní rychlosti ŽTR-165. U standardního stroje leží snížení v oblasti vyšších pracovních rychlostí (cca 4 m.s⁻¹), ale této rychlosti nelze při práci soupravy na poli trvale dosahovat.

ZÁVĚR

Výsledky zkoušek prokázaly vhodnost upravovacího ústrojí k ŽTR-165. Zvýšená spotřeba nafty je vyvážena vyšší rychlostí vysychání, vytvořením načečraného provzdušněného řádku a rovnoměrnějším vysycháním pokosů. Takto upravené pokosy umožňují snížit ztráty a zvýšit kvalitu sklizně. Pro celkové zhodnocení energetické náročnosti bude nutné vyhodnotit zvolený pracovní postup při sklizni pícnin včetně energetického měření.

Zvýšení sušiny pícnin je pro určité technologie sklizně přímo nezbytné (senážování), u některých technologií snižuje spotřebu energie (horkovzdušné sušení), u některých příznivě ovlivňuje kvalitu sklizeného porostu (sklizeň na seno). Je nezbytně nutné zajistit, aby se sušina pícnin zvyšovala hned od posečení. Tyto požadavky umožňuje splnit ŽTR-165 s upravovacím ústrojím. Takto upravený rotační žací stroj je možné použít u energetických prostředků s vyššími výkony motoru, neboť dostatečný výkon motoru umožní pokrýt spotřebu upravovacího ústrojí.

Výsledky zkoušek ukazují oprávněnost použití upraveného rotačního žacího stroje v zemědělské praxi. Výsledky výzkumu v oblasti zrychlení a rovnoměrnosti vysychání, uplatněné v zemědělském provozu, pomohou plnit náročné úkoly našeho zemědělství.

Použitá označení

B_p — pracovní záběr [m]	m_{MS} — hmotnost sušiny sušeného materiálu [kg.m ⁻²]
I — index korelace [—]	t_p — postupný čas [h]
M_M — hmotnost materiálu [kg]	$\bar{Q}$ — spotřeba nafty [ml.s ⁻¹]
M_{MS} — hmotnost sušiny [kg]	$\bar{Q}_t$ — spotřeba nafty [l.t ⁻¹]

q — hmotnostní tok [kg.s ⁻¹]	v — pracovní rychlost [m.s ⁻¹]
q_w — rychlost vysychání [kg.m ⁻² .s ⁻¹]	W_1 — efektivní výkonnost [ha.h ⁻¹], [kg.s ⁻¹]
s — sušina materiálu [%]	φ_M — vlhkost materiálu [%]
u — měrná vlhkost [kg.kg ⁻¹]	t_m — čas mezi měřeními [s]

Literatura

- BEYER, H.: Výzkum úpravy pokosu pícnin po rotačním žací stroji k zvýšení intenzity a homogenizace vysychání. [Závěrečná zpráva P-11-129-202-07/08.] Brno, Vysoká škola zemědělská 1979. 28 s.
- BENES, J.: Rotační žací stroj s odíracím ústrojím pro úpravu píce. [Studijní zpráva.] Praha, Výzkumný ústav zemědělských strojů 1981. 42 s.
- ČERVINKA, J.: Úprava rotačního žacího stroje k rychlejšímu vysychání. In: Progresivní technologie sklizně a konzervace pícnin. Brno, DT ČSVTS 1983, s. 32-42.

Došlo dne 19. 3. 1984

ЧЕРВИНКА, Я. — СЕДЛАК, П. — ПОСПИШИЛ, Й. — ПТАЧЕК, Ф. (Сельскохозяйственный институт, Брно): Обработка покоса трав после ЖТР-165 и ее влияние на расход дизельного топлива. Земед. Techn., 30, 1984 (12) : 707-718.

На эффективную уборку кормовых трав влияет срок лежания кормовых трав на покосе. При сокращении срока между косой и сбором уборочные потери понижаются. Одним из путей сокращения срока просушки и уменьшения потерь является обработка покоса кормовых трав после ротационной сенокосилки так называемым плющением и образованием взрыхленного (воздухопроницаемого) валка. Описано приспособление сенокосилки ЖТР-165 для плющения и образования взрыхленного валка. Машина ЖТР-165 с плющильным приспособлением в 1983 году испытывалась в лабораторно-полевых условиях. Устанавливали влияние обработки покоса на скорость просушки массы и на затрату горючего. Результаты испытаний показали, что обработанные машиной ЖТР-165 с плющильно-рыхлящим приспособлением покосы просыхали через 50 часов на 26—33 % больше, чем необработанные покосы. В отличие от стандартного исполнения машины ЖТР-165 плющильно-рыхлящее приспособление повышает затрату нефти. Тем не менее его использование при уборке кормовых трав выгодно потому, что оно снижает зависимость от погодных условий и тем, что оно ускоряет просушку скошенной массы, оно сокращает интервал между косением и уборкой сена.

приспособление для обработки покоса; обработка кормовых трав плющением; скорость просушки; расход нефти

ČERVINKA, J. — SEDLÁK, P. — POSPÍŠIL, J. — PTÁČEK, F. (University of Agriculture, Brno): Treatment of Fodder Swath after the ŽTR-165 Rotary Mower and its Effect on Fuel Consumption. Zeméd. Techn., 30, 1984 (12) : 707-718.

Effective fodder harvest is influenced by the time during which the cut fodder crops remain in the field. If the period between the cut and removal is shortened, harvest losses decrease. One method of shortening the drying period and decreasing the losses is a treatment of cut fodder plants after a rotary mower by the so called conditioning and tedding. Adjustment of the ŽTR-165 rotary mower for conditioning and aerating the cut fodder plants is described. The ŽTR-165 mower with a conditioning mechanism was tested in field-laboratory conditions in 1983. The effect of swath treatment on the rate of drying and on Diesel oil consumption was studied. It was demonstrated by the results of the tests that the process of drying of forage crops treated with the ŽTR-165 mower with a conditioning mechanism was accelerated by 26—33 % after 50 hours, in confrontation with untreated forage. In comparison with a standard model of the ŽTR-165 mower, the conditioning mechanism increases Diesel oil consumption. In spite of this fact, its use during harvest is suitable as the effects of meteorological conditions are reduced by accelerated drying and a shorter interval between cut and removal.

conditioning mechanism; treatment of fodder by conditioning; rate of drying; Diesel oil consumption

Adresa autorů:

Ing. Jan Červinka, ing. Pavel Sedlák, ing. Jiří Pospíšil, ing. František Ptáček, CSc., Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 613 00 Brno

B. Groda

GRODA, B. (Vysoká škola zemědělská, Brno): *Mechanické vlastnosti a diagnostika stavu strukových gum*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (12): 719–732.

Měření mechanických vlastností strukové gumy je zaměřeno na stanovení mikropoškození stěny strukové gumy a staticko-dynamické namáhání průřezu stěny strukové gumy. Tyto vlastnosti jsou měřeny po různé době provozu a za různých podmínek práce strukové gumy, například nasucho, s průtokem kapaliny, při různém statickém předpětí ap. Z vyhodnocení výsledků vyplývá nutnost zlepšit kvalitu materiálu strukové gumy, zejména v tom smyslu, aby bylo dosaženo stejnoměrné homogenity průřezu materiálu strukové gumy ve všech místech. Je-li tento požadavek splněn, lze technicko-organizačním opatřením, tj. pootáčením strukové gumy ve speciálně upraveném násadci, prodloužit její životnost. Speciálně upravený násadec určuje směr umělé osy napjatosti strukové gumy, která potom určuje místo a směr její deformace.

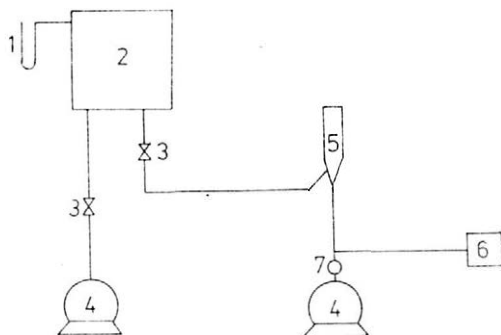
mikropoškození; únavové charakteristiky; statické síly; dynamické síly

Dojící technika je velmi často předmětem zkoumání, analýz a hodnocení. Zpravidla se k ní přistupuje z pohledu exploatace, spolehlivosti i z jiných hledisek, přičemž je hodnocen celek, nebo jeho funkční skupiny. Pro výrobce i uživatele je důležitou vlastností dojící techniky její spolehlivost. Spolehlivost celku je dána spolehlivostí jednotlivých prvků zařízení, jejich počtem a způsobem řazení. Spolehlivost celku i prvků lze vyhodnocovat z poruchovosti prvků. Výsledek takového vyhodnocení nemusí být ve všech případech úplný a postačující pro komplexní posouzení funkce a souvztažných vlivů. Proto je nutné poznat všechny vlastnosti nebo alespoň jejich většinu, abychom byli schopni komplexně posoudit stav daného prvku a odvozeně i celého zařízení. V tomto příspěvku jsou uvedeny metody zkoušení a výsledky vyhodnocení mechanických vlastností, včetně diagnostiky stavu strukové gumy.

Struková guma je důležitým prvkem, protože je základním článkem biotechnické soustavy zvíře—stroj a bezprostředně realizuje vazbu mezi zvířetem a dojícím zařízením. Strukové gumy byly zkoušeny z hlediska mikrostrukturálního poškození stěny a z hledisek únavových vlastností — změn pružnosti. Oba tyto aspekty byly hodnoceny jako změny probíhající v době provozu strukové gumy.

MATERIÁL A METODA

Mikrostrukturální poškození strukových gum se měřilo na zařízení, jež je schematicky znázorněno na obr. 1. Funkce zařízení a způsob měření uvádí Groda (1979). Statické a dynamické namáhání strukových gum bylo měřeno tenzometrickým přípravkem spolu se zesilovačem TDA-6 a osciloskopem OPD 280 U. Dokumentace tenzometrického přípravku je u autora.



1. Schéma zapojení přístroje měřícího mikropoškození strukových gum — Diagram of the connection of an apparatus measuring microcracks in teat-cup liners
1 — vakuometr; 2 — komora přístroje; 3 — kohout; 4 — vývěva; 5 — strukový násadec; 6 — stopky; 7 — pulsátor

VÝSLEDKY

VYHODNOCENÍ MIKROSTRUKTURÁLNÍHO POŠKOZENÍ STRUKOVÝCH GUM

Poškození — cpotřebení podle mikrostrukturální propustnosti stěny strukové gumy se hodnotí ze zjištěné závislosti průtoku vzduchu poškozenou (pórzní) stěnou strukové gumy.

Teoretické řešení

Průtok vzduchu poškozenou stěnou strukové gumy lze považovat za výtok otvorem z vakua. Pro průtočné hmotnostní množství plynu (Q_m) protékající otvorem plochy průřezu (S) platí rovnice kontinuity:

$$Q_m = S \cdot w \cdot \frac{1}{v'} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (1)$$

Po přijetí dále uvedených předpokladů (Kalčík a Sýkora, 1973), lze rychlost proudění otvorem (w) stanovit analyticky. Měrný objem (v) protékajícího vzduchu rovněž představuje známou hodnotu. Exaktně neurčitelná zůstává plocha průřezu (S) otvorů, tj. v tomto případě průtočná plocha mikropoškození (pórů) stěny strukové gumy. Tato veličina (S) musí být odvozena z experimentálních měření. Pro teoretické stanovení rychlosti proudění (w) otvorem z vakua je nutné přijmout tyto předpoklady:

- proudění je izoentropické,
- proudění je jednorozměrné, spojitě a stacionární,
- plyn je termodynamicky a hydrodynamicky ideální,
- účinek vnějšího silového pole je zanedbatelný.

Zavedením těchto axiomů lze Bernoulliho rovnici upravit na tvar:

$$\frac{dp}{\rho} + w \cdot dw = 0 \quad (2)$$

po integraci:

$$\int \frac{dp}{\rho} + \frac{w^2 - w_0^2}{2} = 0 \quad (3)$$

a pro:

$$\frac{p}{\rho^\alpha} = \frac{p_0}{\rho_0^\alpha}, \quad w_0 = 0$$

ze po úpravě vyjádřit rychlost (w) rovnici:

$$w = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_o}{\rho_o} \left[1 - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4)$$

Dosadíme-li rovnici (4) do rovnice (1), bude průtokové množství (Q_m) dáno:

$$Q_m = S \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_o}{\rho_o} \left[1 - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \cdot \frac{1}{v'} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5)$$

Pro izoentropickou změnu musí pro objem vytékajícího plynu (V), a tedy i pro měrný objem plynu (v'), platit:

$$V = V_o \cdot \left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad [\text{m}^3] \text{ resp. } v' = v'_o \cdot \left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (6)$$

Po dosazení rovnice (6) do rovnice (5) a úpravě platí:

$$Q_m = S \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_o}{v'_o}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7)$$

Zavedením výtokového součinitele (μ):

$$\mu = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad [-] \quad (8)$$

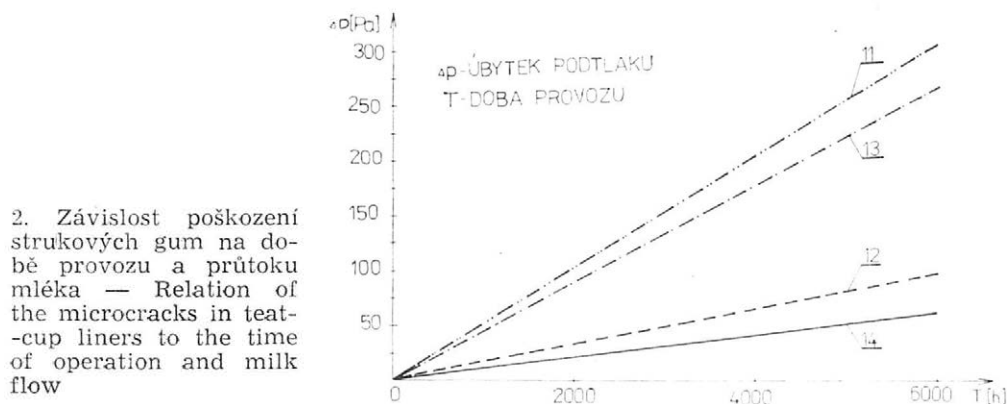
bude výsledný tvar rovnice průtokového množství (Q_m) tento:

$$Q_m = \mu \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_o}{v'_o}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (9)$$

V rovnici (9) stále zůstává analyticky neurčitelná průtoková plocha otvorů (S) poškození stěny strukové gumy. Tuto plochu lze experimentálně odvodit, a to i pro různou dobu provozu strukových gum. Ze změřeného úbytku tlaku (Δp) lze z určující funkce $\Delta p = f(T)$ určit (odhadnout) dobu provozu (T) strukové gumy (obr. 2).

Výsledky měření a vyhodnocení

V laboratorních zkouškách bylo sledováno celkem deset dojících souprav. Mikro-poškození bylo měřeno na souboru strukových gum dojících souprav č. 3, 6, 7 a 10.



2. Závislost poškození strukových gum na době provozu a průtoku mléka — Relation of the microcracks in teat-cup liners to the time of operation and milk flow

Dojící soupravy č. 3 a 10 byly zatěžovány průtokem mléka, resp. referenční kapaliny (vody), a dojící soupravy č. 6 a 7 pracovaly po celou dobu provozu nasucho, tj. bez průtoku mléka. U soupravy č. 9 byly použity strukové gumy z butylkaučuku. Ostatní gumy byly sériové z technické pryže. Úbytek tlaku (Δp) byl měřen při počátečním podtlaku v komoře testovacího přístroje 53,3 kPa. Zjištěné hodnoty úbytku podtlaku (Δp) za tři až pět minut vyjadřují závislost $\Delta p = f(T)$ pro různá předpětí strukových gum. Každá struková guma měřených dojících souprav pracovala po celou dobu provozu při jiném napětí: první guma na prvním zářezu, druhá na druhém zářezu atd. Naměřené hodnoty byly podrobeny statistickému zpracování. U testovaného souboru strukových gum byly vyhodnoceny tyto závislosti poškození strukových gum:

- na jejich předpětí: $\Delta p = f(n)$,
- na době provozu: $\Delta p = f(T)$,
- na průtoku mléka: $\Delta p = f(q_m)$.

Z naměřených hodnot úbytku podtlaku (Δp) lze po statistickém zpracování vyjádřit závislost poškození strukových gum na předpětí (n) korelačním lineárním tvarem:

$$\Delta p = 0,194 - 0,124 \cdot n \quad [\text{Pa}] \quad (10)$$

Úbytek podtlaku (Δp) vyjadřující poškození strukových gum je závislý na pracovním předpětí strukových gum, vyjádřeném číslem zářezu (n), na kterém strukové gumy pracovaly. Velikost této závislosti určuje hodnota směrnice přímky (10). Lze konstatovat, že rozdíl hodnot (Δp) pro $n = 1$ a $n = 4$ činí pouze 0,037 Pa, tj. 20 %. Tento klesající průběh závislosti $\Delta p = f(n)$ je způsoben tím, že při změně předpětí strukové gumy dochází ke změně její deformace, a tím také ke změně otevření trhlinek. Z toho plyne závěr, že i když strukové gumy pracují při různém předpětí, je nutné je při diagnostice zkoušet na stejném zářezu předpětí (nejlépe na čtvrtém zářezu).

Pro vyhodnocení závislosti $\Delta p = f(T)$ a $\Delta p = f(q_m)$ byly hodnoty naměřeny v době do 6000 hodin provozu jak u strukových gum s průtokem (q_m), tak u gum bez průtoku mléka, a to odděleně při pulsujícím tlaku a při stálém atmosférickém tlaku v podstrukové komoře. Statistickým zpracováním naměřených hodnot byly určeny tyto korelační závislosti:

- při pulsujícím tlaku v podstrukové komoře:
strukové gumy s průtokem

$$\Delta p = 0,0508 \cdot T \quad [\text{Pa}] \quad (11)$$

strukové gumy bez průtoku

$$\Delta p = 0,0158 \cdot T \quad [\text{Pa}] \quad (12)$$

- při stálém atmosférickém tlaku v podstrukové komoře:
strukové gumy s průtokem

$$\Delta p = 0,0442 \cdot T \quad [\text{Pa}] \quad (13)$$

strukové gumy bez průtoku

$$\Delta p = 0,0100 \cdot T \quad [\text{Pa}] \quad (14)$$

Grafický průběh závislosti $\Delta p = f(T)$ je na obr. 2. Čísla v tomto obrázku odpovídají číslům určujícím rovnice. Z hodnot směrnice přímek 11 až 14 plyne, že vyšší přesnosti měření, a tím i diagnostiky stavu, se dosáhne při použití pulsujícího tlaku v podstrukové komoře, protože směrnice je pro tyto případy numericky větší. Pak je také přesnější

určitelná pravděpodobná doba provozu (T) při diagnostickém zjišťování stavu strukové gumy. Z hodnot úbytku podtlaku (Δp) po 6000 hodinách provozu bylo zjištěno, že strukové gumy vykazují poškození ekvivalentní průtočné plochy (S) menší než $0,008 \text{ mm}^2$. Z uvedeného výsledku ($S < 0,008 \text{ mm}^2$) plyne, že pro účely servisní služby je nutné vyrobit a ocejchovat přístroj o objemu komory menším než $3,5 \text{ dm}^3$ (cca $1,0 - 1,5 \text{ dm}^3$).

VYHODNOCENÍ ÚNAVOVÝCH CHARAKTERISTIK STRUKOVÝCH GUM

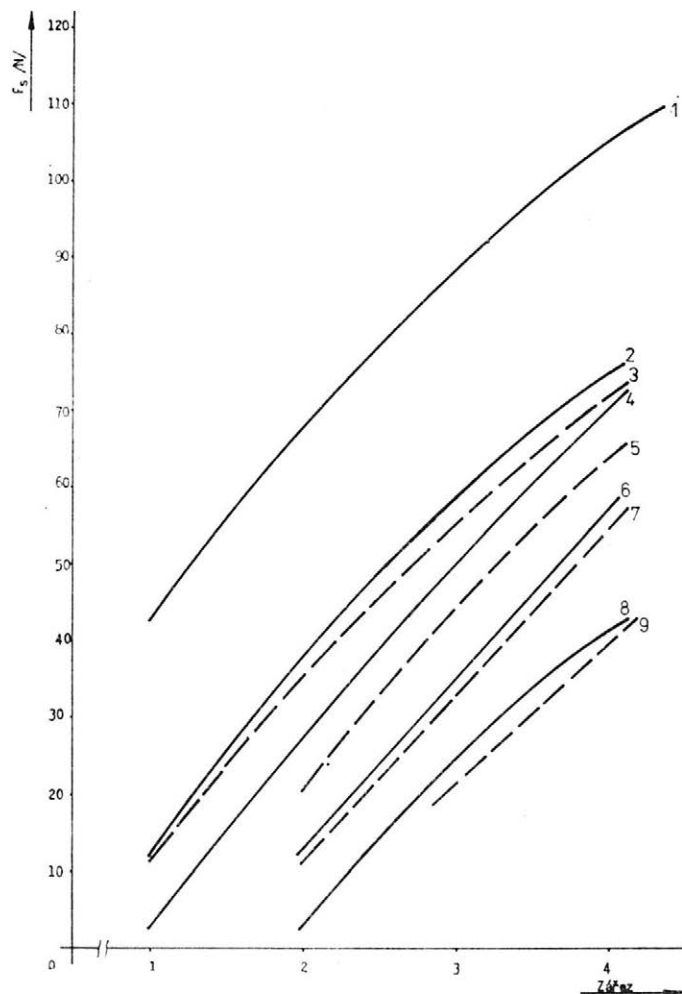
Pro hodnocení únavových vlastností strukových gum bylo vytvořeno devět podsouborů strukových gum, které jsou členěny a označeny takto:

číslo podsouboru	druh podsouboru
1	nové strukové gumy
2	strukové gumy pracující na prvním zářezu s kapalinou
3	strukové gumy pracující na prvním zářezu nasucho
4	strukové gumy pracující na druhém zářezu s kapalinou
5	strukové gumy pracující na druhém zářezu nasucho
6	strukové gumy pracující na třetím zářezu s kapalinou
7	strukové gumy pracující na třetím zářezu nasucho
8	strukové gumy pracující na čtvrtém zářezu s kapalinou
9	strukové gumy pracující na čtvrtém zářezu nasucho

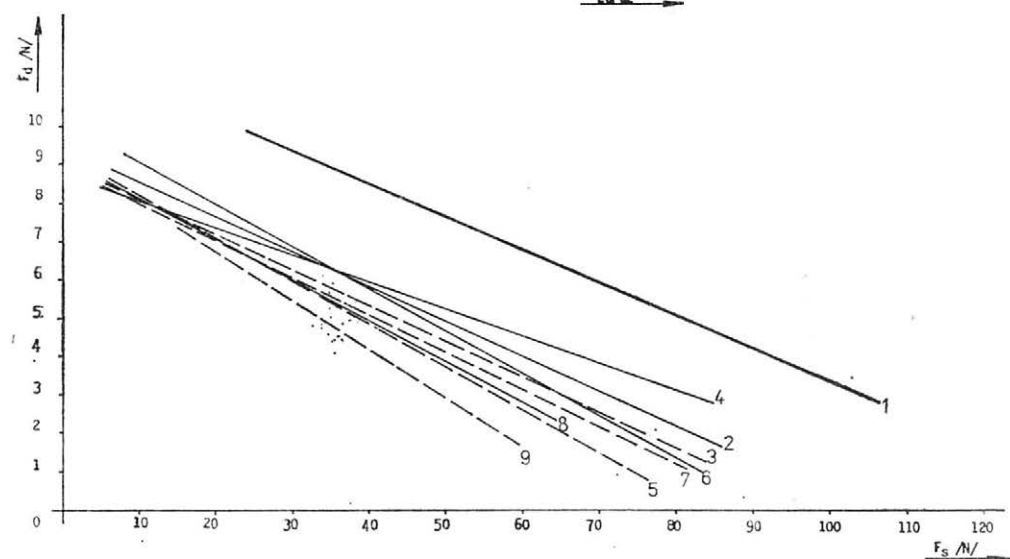
Číslem podsouboru jsou označeny parametry příslušných určujících rovnic $F_s = f(n)$, $F_d = f(F_s)$ i křivky těchto rovnic v grafech (obr. 3 a 4). Závislost statické síly strukové gumy (F_s) na statickém předpětí, které je dáno zářezem (n), na němž je guma napnutá, je vyhodnocena jednak pro nové strukové gumy, jednak pro gumy v době provozu do 6000 hodin. Průměrné hodnoty naměřených veličin závislosti $F_s = f(n)$ byly statisticky vyrovnány. Pro jednotlivé hodnocené podsoubory strukových gum lze uvedenou závislost vyjádřit korelační závislostí obecného tvaru:

$$F_s = a + b \cdot n + c \cdot n^2 \quad (15)$$

Hodnoty parametrů (a, b, c) rovnice (15) pro jednotlivé podsoubory strukových gum uvádí Groda (1979). Grafický průběh $F_s = f(n)$ podle rovnice (15) je vyneseno na obr. 3. Z tohoto průběhu a z hodnot parametrů (a, b, c) rovnice (15) plyne, že velikost síly strukové gumy (F_s) má ve většině případů lineární závislost na jejím prodloužení (předpětí). Pouze u gum pracujících na třetím zářezu (obr. 3, čára 6, 7) a u gum pracujících na čtvrtém zářezu nasucho (obr. 3, čára 9) je tato závislost nelineární. Z grafického průběhu $F_s = f(n)$ je rovněž velmi dobře patrné, že statické síly (F_s) strukových gum po 6000 hodinách provozu (čáry 2–9) jsou výrazně nižší než u nových strukových gum (čára 1). Z toho plyne, že během provozu (T) dochází k únavě materiálu strukových gum a k jejich nevratnému prodloužení. Z tohoto důvodu se strukové gumy, které pracovaly na druhém zářezu nasucho (čára 5), na třetím zářezu (čáry 6, 7) a na čtvrtém zářezu s kapalinou (čára 8) po natažení na první zářez v pouzdru strukového násadce různě prohýbají a nemají žádné předpětí. Je to také patrné z toho, že křivky v prodloužení protínají osu $x = n$ před bodem 1, který vyjadřuje protažení strukové gumy na prvním zářezu. Současně to potvrzuje záporné hodnoty parametru (a) rovnice (15). K největšímu nevratnému prodloužení došlo u strukových gum pracujících na čtvrtém zářezu nasucho (čára 9). Trvalé prodloužení těchto gum dosáhlo po 6000 hodinách provozu takové hodnoty, že ani na druhém zářezu nemají předpětí. Z hodnot parametrů (a, b, c) určujících závislosti



3. Průběhy statických sil
— Curves of static forces



4. Průběh závislosti statických sil na silách dynamických — Relation of static forces to dynamic forces

(rov. 15) a z grafického průběhu (obr. 3) je patrné, že trvalé prodloužení strukových gum, jimiž protékala v době jejich provozu kapalina, je po této době menší, než u strukových gum pracujících nasucho. Statické síly (F_s) jsou naopak větší, proto také plně čáry (2, 4, 6, 8) leží nad čarami čárkovanými (3, 5, 7, 9) — (obr. 3). Lze tedy konstatovat, že protékající kapalina (a zřejmě také mléko) mají příznivý vliv na únavové změny strukových gum. Současně je z obr. 3 patrné, že rychlost změny, resp. velikost trvalého prodloužení strukových gum, závisí na době provozu, jež je dána posunutím čáry 1 vůči čarám 2—9. Závisí také na statickém předpětí (n), při němž strukové gumy v době provozu pracují. Tomuto argumentu odpovídá sestupné pořadí vertikálního posunutí průběhu $F_s = f(n)$ ve shodném pořadí statického předpětí jednotlivých podsouborů strukových gum.

Z těchto dvou závěrů plyne, že je v zemědělském provozu v zájmu prodloužení životnosti strukových gum nutné omezit činnost strukových gum nasucho na minimální dobu a že je nutné napínat strukové gumy pouze na takové statické předpětí, které odpovídá zajištění správné funkce strukové gumy (tzn., že je nutné zamezit nadbytečnému napínání strukových gum).

Z hodnot dynamických sil (F_d) jednotlivých podsouborů nových strukových gum byly vypočteny průměrné hodnoty ($\bar{x}$) dynamických sil včetně směrodatných odchylek (S_x) pro podtlaky v rozmezí 32,0 až 53,3 kPa. Stejně byly z naměřených hodnot dynamických sil strukových gum po 6000 hodinách provozu vypočteny jejich průměrné hodnoty ($\bar{x}$) a směrodatné odchylky (S_x) pro stejné rozmezí podtlaku.

Z naměřených hodnot dynamických sil (F_d) plyne, že změna podtlaku v uvedeném rozsahu nemá podstatnější vliv na velikost dynamických sil. Pouze u nových strukových gum natažených na prvním zářezu se při změně podtlaku z 32,0 na 53,3 kPa změnila dynamická síla o jeden newton. To je způsobeno tím, že nová struková guma má větší tvarovou stálost a klade větší odpor vůči deformacím vyvolávaným vnějšími silami. Zvyšuje-li se podtlak, zvětšuje se dotyková plocha stěn strukové gumy, guma se napíná a tím se také částečně zvyšují dynamické síly. Větší předpětí strukové gumy protáhne, čímž se zmenší průřez stěn, a je proto potřeba menších sil k vyvolání stejné deformace. Tím, že se struková guma protáhne, zvětší se také plocha, na níž působí podtlak, tzn., že na stejnou deformaci (čili stejnou dynamickou sílu) postačí nižší podtlak. Jestliže při podtlaku 32 kPa (dodávající podtlak dožírání DZKD) dojde k takové deformaci, že dalším zvyšováním podtlaku se už deformace nemůže zvětšovat, nemůže se také zvyšovat velikost dynamické síly. Tento stav potvrzují hodnoty dynamických sil. U strukových gum po 6000 hodinách provozu jsou rozdíly velikostí dynamických sil zanedbatelné (nabývají hodnot desetin newtonu), a to pouze u strukových gum napjatých na prvním nebo druhém zářezu. To je mimo uvedené příčiny způsobeno také tím, že gumy jsou vlivem únavových změn probíhajících v době provozu tvarově méně stálé a snáze se deformují.

Z průměrných hodnot dynamických (F_d) a statických (F_s) sil byla metodou nejmenších čtverců určena korelační závislost těchto sil pro jednotlivé hodnocené podsoubory strukových gum. Pro všechny podsoubory lze tuto závislost $F_d = f(F_s)$ vyjádřit lineárním tvarem:

$$F_d = a - k \cdot F_s \quad (16)$$

Hodnoty parametrů (a , k) rovnice (16) uvádí Groda (1979). Podle rovnice (16) jsou vyneseny grafické průběhy na obr. 4. Z rovnice (16) plyne, že závislost $F_d = f(F_s)$ je lineární jak u nových strukových gum, tak u strukových gum po jisté době provozu (6000 h). Dále je zápornou směrnici (k) rovnice (16) dáno, že s rostoucím základním předpětím (F_s , resp. n) hodnota dynamické síly klesá. Je to způsobeno tím, že s rostoucím předpětím se struková guma prodlužuje a tloušťka její stěny se zmenšuje. Za těchto podmínek se snižuje velikost dynamické síly, která způsobí stisk strukové gumy.

Z grafického průběhu $F_d = f(F_s)$ (obr. 4) a z hodnot parametrů (a , k) zejména parametru (a) plyne, že strukové gumy se vlivem doby provozu (T) stávají tvarově méně stálé, kladou menší odpor proti deformaci, tj. jsou poddajnější. To potvrzuje pokles — vertikální posunutí průběhu $F_d = f(F_s)$ u nových gum proti gumám po 6000 hodinách provozu. Současně to potvrzuje i vyšší hodnota parametru (a) nových strukových gum proti hodnotě téhož parametru strukových gum po určité době provozu, protože právě tento rozdíl parametru (a) určuje velikost vertikálního posunutí průběhu $F_d = f(F_s)$. Z téhož obrázku je patrné, že hodnoty dynamických sil strukových gum, jimiž protékala kapalina, jsou většinou vyšší než hodnoty těchto sil u strukových gum pracujících nasucho. Tedy strukové gumy, jimiž protékala kapalina, se únavově mění pomaleji.

Z pozorování činnosti strukové gumy vyplynulo, že guma se deformuje (mačká) stále ve stejném místě a směru. V místech ohybů se pak začínají tvořit únavové trhlinky na vnitřním povrchu strukových gum. V zájmu prodloužení životnosti strukových gum by bylo vhodné měnit místo ohybů, čímž by se měnilo místo a rychlost rozvoje únavových trhlinek. Pootáčením strukové gumy v pouzdru strukového násadce podle doporučení výrobce se toho nedosáhne.

Měřením se rovněž dokázalo, že hodnota předpětí strukové gumy v době provozu nemá vliv na dynamickou sílu. To znamená, že pružnost strukové gumy neovlivňuje to, zda pracovala na prvním nebo na čtvrtém zářezu, ale pouze doba, po kterou byla guma v činnosti. To potvrzují přibližně stejné hodnoty parametrů (a , k) po 6000 hodinách provozu, které se však výrazně odlišují od hodnoty parametru (a) nových gum.

Na obr. 5 až 13 jsou znázorněny průběhy dynamických sil strukové gumy vždy pro podtlak 32 kPa (dodávání) a 50,7 kPa (nominální pracovní). Z toho obr. 5 až 8 znázorňují průběh dynamické síly nové strukové gumy při různém statickém předpětí (první až čtvrtý zářez). Obr. 9 a 10 znázorňují dynamickou sílu struktury gumy, která pracovala 6000 hodin při statickém předpětí odpovídajícím prvnímu zářezu. Na obr. 12 a 13 jsou tytéž průběhy strukové gumy vyrobené z butylkaučuku. Tato guma pracovala při statickém předpětí odpovídajícím třetímu zářezu. Konečně na obr. 14 je znázorněno schéma, podle něhož byla v předešlých případech určována velikost sil (F_d , F_s) a časů přechodů do doby sání (t_{2-1}) a stisku (t_{1-2}). Jejich numerické hodnoty pro podtlak 32 kPa (označeny čarou) a 50,7 kPa jsou uvedeny v obr. 5—13.

U průběhu dynamické síly (F_d) se dalo očekávat, že stiskem strukové gumy se zvýší hodnota základního předpětí a přechodem ze stisku do doby sání se zase hodnota celkové síly sníží na základní předpětí odpovídající statické síle (F_s). Ve skutečnosti je uroveň statického předpětí (F_s) (obr. 5—13) hodnotou, kolem níž dynamická síla osciluje.

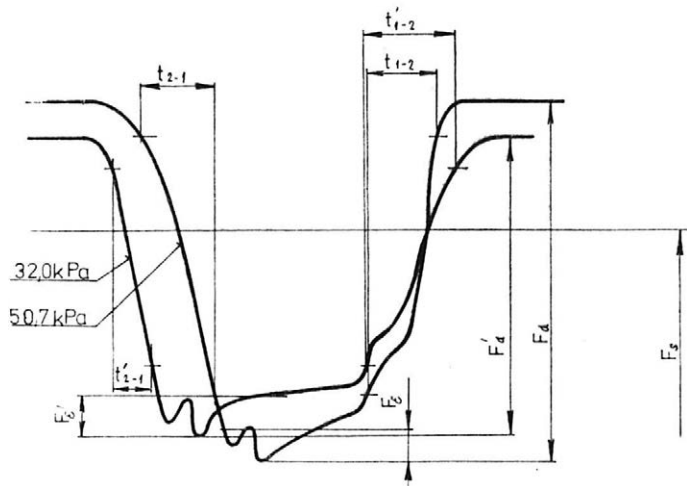
Při měření je stisk vyvolán tím, že se do podstrukové komory přivede podtlak a doba sání tím, že se do této komory přivede atmosférický tlak. Při dojení jsou tlakové poměry v podstrukové a mezistěnné komoře opačné, ale silové působení strukové gumy se nemění.

Prodleva na atmosférickém tlaku začíná krátkým zákmitem (poklesem) celkové síly, jak je nejlépe patrné z obr. 11. Tento jev je způsoben tím, že při stisku je struková guma natažená a změna podtlaku na atmosférický tlak v podstrukové komoře při měření je rychlejší než smršťovací schopnost strukové gumy. V krátkém časovém úseku zůstává struková guma ještě natažená a pak se vlastní pružností vrací do určité polohy, z níž se již jen pozvolna smršťuje.

Čára prodlevy na tlaku atmosférickém (doba sání) není rovnoběžná s čarou prodlevy na podtlaku (doba stisku). To znamená, že hodnota celkové síly strukové gumy v průběhu prodlevy na atmosférickém tlaku (v době sání) se zvyšuje. Kdyby se v této době zastavila pulsace, pak by se hodnota této síly neustále zvětšovala vlivem smršťovací schopnosti strukové gumy a asymptoticky by se blížila základnímu předpětí.

Z průběhu křivek na obr. 5 až 13 plyne, že velikost podtlaku nemá podstatnější vliv na velikost dynamických sil. Rozdíly hodnot, které byly v některých případech zjištěny

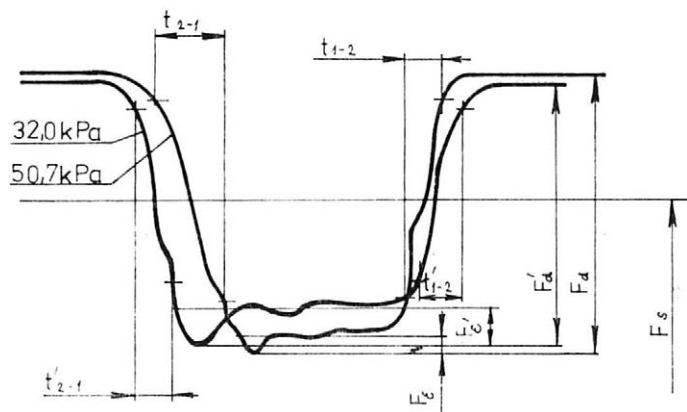
5. Průběh dynamické síly u čtvrté strukové gumy natažené na prvním zářezu — Course of dynamic force in the fourth teat-cup liner fitted in the first slot



$M_F : 0,01 \text{ m} = 1 \text{ N}$
 $M_t : 0,02 \text{ m} = 0,1 \text{ s}$
 $F_s = 45,5 \text{ N}$
 $F_d = 8,6 \text{ N}$
 $F'_d = 7,1 \text{ N}$
 $F_e = 0,8 \text{ N}$
 $F'_e = 1,0 \text{ N}$

$t_{2-1} = 0,09 \text{ s}$
 $t'_{2-1} = 0,05 \text{ s}$
 $t_{1-2} = 0,08 \text{ s}$
 $t'_{1-2} = 1,1 \text{ s}$

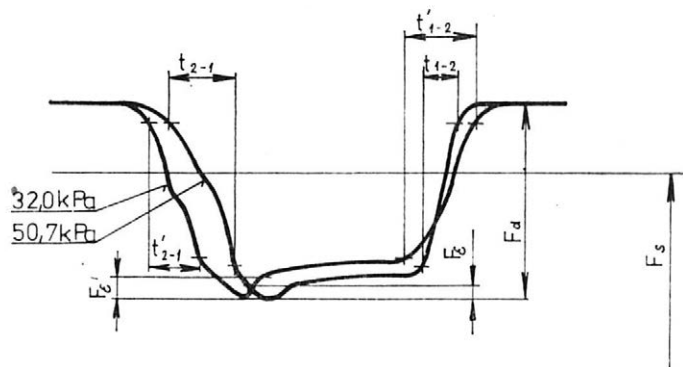
6. Průběh dynamické síly u čtvrté strukové gumy natažené na druhém zářezu — Course of dynamic force in the fourth teat-cup liner fitted in the second slot



$M_F : 0,01 \text{ m} = 1 \text{ N}$
 $M_t : 0,02 \text{ m} = 0,1 \text{ s}$
 $F_s = 74,0 \text{ N}$
 $F_d = 5,5 \text{ N}$
 $F'_d = 5,2 \text{ N}$
 $F_e = 0,3 \text{ N}$
 $F'_e = 0,8 \text{ N}$

$t_{2-1} = 0,07 \text{ s}$
 $t'_{2-1} = 0,04 \text{ s}$
 $t_{1-2} = 0,04 \text{ s}$
 $t'_{1-2} = 0,05 \text{ s}$

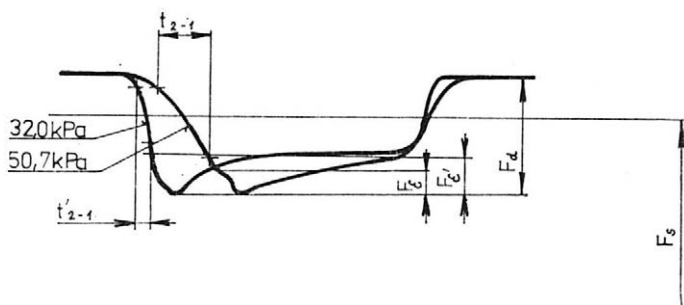
7. Průběh dynamické síly u čtvrté strukové gumy natažené na třetím zářezu — Course of dynamic force in the fourth teat-cup liner fitted in the third slot



$M_F : 0,01 \text{ m} = 1 \text{ N}$
 $M_t : 0,02 \text{ m} = 0,1 \text{ s}$
 $F_s = 96,5 \text{ N}$
 $F_d = 4,1 \text{ N}$
 $F_e = 0,3 \text{ N}$
 $F'_e = 0,5 \text{ N}$

$t_{2-1} = 0,07 \text{ s}$
 $t'_{2-1} = 0,05 \text{ s}$
 $t_{1-2} = 0,04 \text{ s}$
 $t'_{1-2} = 0,08 \text{ s}$

8. Průběh dynamické síly u čtvrté strukové gumy natažené na čtvrtém zářezu — Course of dynamic force in the fourth teat-cup liner fitted in the fourth slot



$$M_F : 0,01 \text{ m} = 1 \text{ N}$$

$$M_t : 0,02 \text{ m} = 0,1 \text{ s}$$

$$F_s = 115,0 \text{ N}$$

$$F_d = 2,6 \text{ N}$$

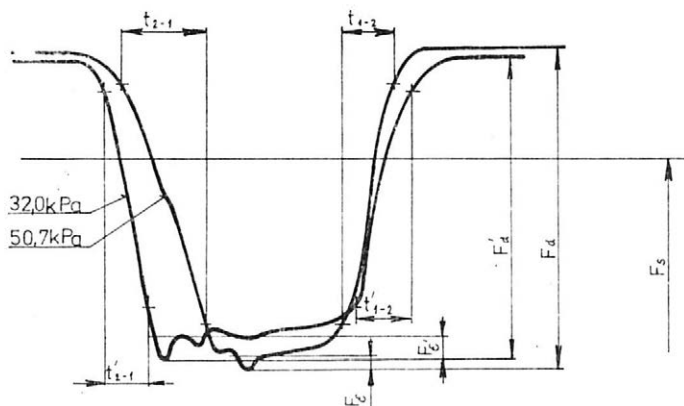
$$F'_d = 0,6 \text{ N}$$

$$F'_e = 0,9 \text{ N}$$

$$t_{2-1} = 0,06 \text{ s}$$

$$t'_{2-1} = 0,02 \text{ s}$$

9. Průběh dynamické síly u strukové gumy pracující na prvním zářezu, natažené na prvním zářezu — Course of dynamic force in a teat-cup liner operating in the first slot, fitted in the first slot



$$M_F : 0,01 \text{ m} = 1 \text{ N}$$

$$M_t : 0,02 \text{ m} = 0,1 \text{ s}$$

$$F_s = 14,0 \text{ N}$$

$$F_d = 7,8 \text{ N}$$

$$F'_d = 7,4 \text{ N}$$

$$F_e = 0,3 \text{ N}$$

$$F'_e = 0,6 \text{ N}$$

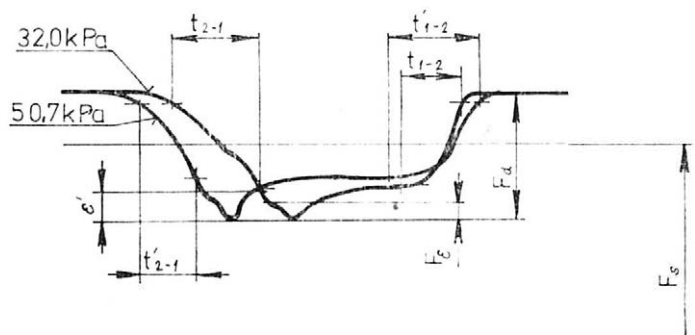
$$t_{2-1} = 0,11 \text{ s}$$

$$t'_{2-1} = 0,06 \text{ s}$$

$$t_{1-2} = 0,06 \text{ s}$$

$$t'_{1-2} = 0,07 \text{ s}$$

10. Průběh dynamické síly u strukové gumy pracující na prvním zářezu, natažené na čtvrtý zářez — Course of dynamic force in a teat-cup liner operating in the first slot, fitted in the fourth slot



$$M_F : 0,01 \text{ m} = 1 \text{ N}$$

$$M_t : 0,02 \text{ m} = 0,1 \text{ s}$$

$$F_s = 74,0 \text{ N}$$

$$F_d = 2,5 \text{ N}$$

$$F'_d = 0,4 \text{ N}$$

$$F'_e = 0,6 \text{ N}$$

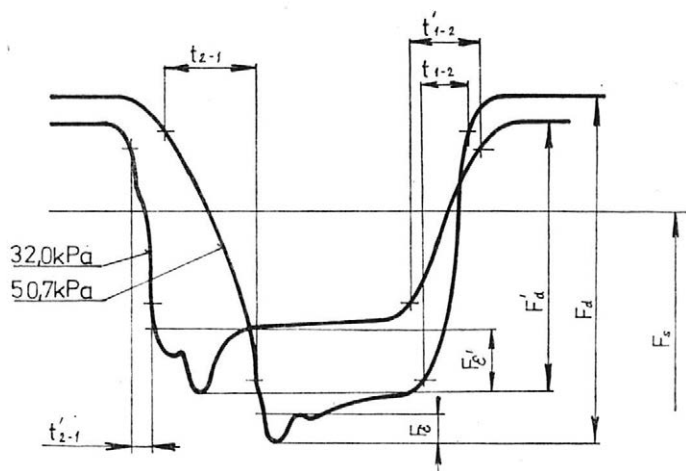
$$t_{2-1} = 0,09 \text{ s}$$

$$t'_{2-1} = 0,06 \text{ s}$$

$$t'_{1-2} = 0,09 \text{ s}$$

$$t_{1-2} = 0,06 \text{ s}$$

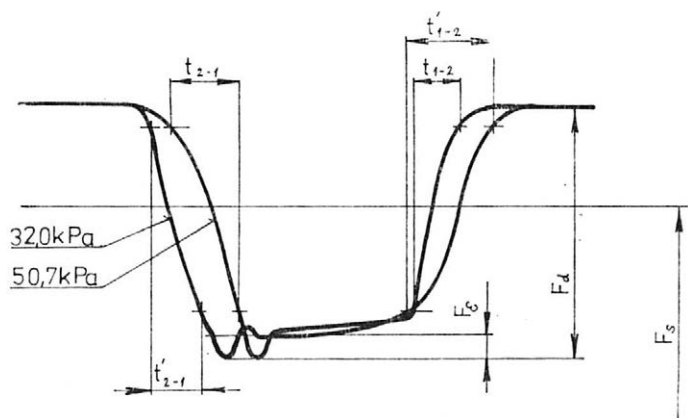
11. Průběh dynamické síly v osmé strukové gumě natažené na první zářez — Course of dynamic force in the eighth teat-cup liner fitted in the first slot



$M_F : 0,01 \text{ m} = 1 \text{ N}$
 $M_t : 0,02 \text{ m} = 0,1 \text{ s}$
 $F_s = 35,5 \text{ N}$
 $F_d = 7,1 \text{ N}$
 $F'_d = 5,5 \text{ N}$
 $F'_s = 0,6 \text{ N}$
 $F'_e = 1,3 \text{ N}$

$t_{2-1} = 0,1 \text{ s}$
 $t'_{2-1} = 0,02 \text{ s}$
 $t_{1-2} = 0,05 \text{ s}$
 $t'_{1-2} = 0,07 \text{ s}$

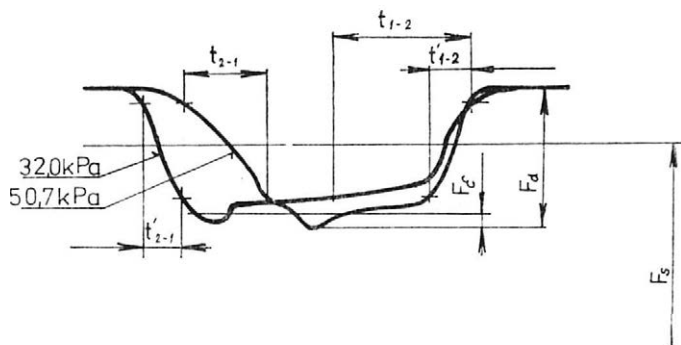
12. Průběh dynamické síly u strukové gumy z přírodního kaučuku pracující na třetím zářezu, natažené na třetí zářez — Course of dynamic force in a teat-cup liner from natural rubber operating in the third slot, fitted in the third slot



$M_F : 0,01 \text{ m} = 1 \text{ N}$
 $M_t : 0,02 \text{ m} = 0,1 \text{ s}$
 $F_s = 32,0 \text{ N}$
 $F_d = 5,2 \text{ N}$
 $F'_s = 0,5 \text{ N}$

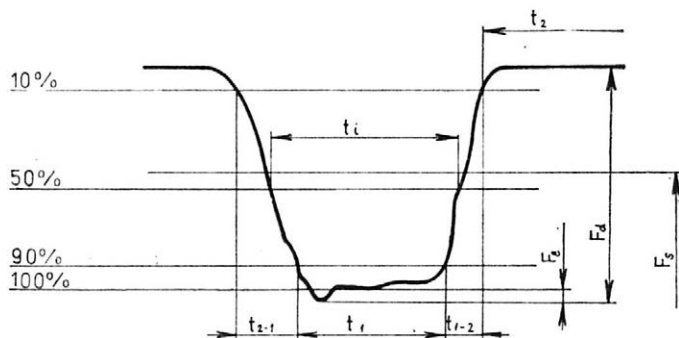
$t_{2-1} = 0,07 \text{ s}$
 $t'_{2-1} = 0,05 \text{ s}$
 $t_{1-2} = 0,05 \text{ s}$
 $t'_{1-2} = 0,09 \text{ s}$

13. Průběh dynamické síly u strukové gumy z přírodního kaučuku pracující na třetím zářezu, natažené na čtvrtý zářez — Course of dynamic force in a teat-cup liner from natural rubber, operating in the third slot, fitted in the fourth slot



$M_F : 0,01 \text{ m} = 1 \text{ N}$
 $M_t : 0,02 \text{ m} = 0,1 \text{ s}$
 $F_s = 54,5 \text{ N}$
 $F_d = 2,9 \text{ N}$
 $F'_s = 0,3 \text{ N}$

$t_{2-1} = 0,09 \text{ s}$
 $t'_{2-1} = 0,04 \text{ s}$
 $t_{1-2} = 0,15 \text{ s}$
 $t'_{1-2} = 0,05 \text{ s}$



(např. v obr. 5, 6, 9, 11), jsou zanedbatelné. To platí pro strukové gumy nové i pro gumy po 6000 hodinách provozu. Velikost podtlaku však podstatně ovlivňuje strmost přechodů ze sání na stisk a opačně. Při podtlaku 32 kPa, který odpovídá podtlaku při dodojování v dojárnách DZKD, je přechod z doby stisku na dobu sání strmější než při podtlaku 50,7 kPa. To platí pro všechny hodnocené případy, tj. pro různou dobu provozu a pro libovolné statické předpětí, a to dokonce i u strukových gum, které dlouhodobě pracovaly při určitém, ale různém statickém předpětí (na prvním až čtvrtém zářezu). Dokládají to délky doby přechodů (t_{2-1}) pro tyto dva podtlaky (obr. 5 až 13). Doba přechodu (t_{2-1}) je při podtlaku 50,7 kPa o 0,02 až 0,05, ojediněle až o 0,08 sekundy větší. Situace u přechodu z doby sání na dobu stisku je opačná, tj. při podtlaku 32 kPa je přechod méně strmý, resp. doba tohoto přechodu (t_{1-2}) je delší než u téhož přechodu při podtlaku 50,7 kPa. Rozdíl těchto hodnot ($t_{1-2} - t_{2-1}$) se pohybuje v rozmezí 0,01 až 0,04 sekundy (obr. 5 až 13). Ve většině případů je doba přechodu (t_{2-1}) u nových strukových gum kratší než u gum po 6000 hodinách provozu. Opačně je tomu u přechodu (t_{1-2}), který je většinou u nových strukových gum delší. Je to způsobeno větší tvarovou stálostí (tuhostí) nových strukových gum, která se únavou materiálu v průběhu doby provozu mění.

Tento poznatek [tj. kratší doba přechodu (t_{2-1}) a delší doba přechodu (t_{1-2}) při podtlaku 32 kPa], potvrzuje správnost volby podtlaku 32 kPa pro automatické dodojování. Tím se vytvářejí příznivější podmínky silového působení strukové gumy na struk ve fázi dodojování, kdy je struk na mechanické působení citlivější.

ZÁVĚRY A DOPORUČENÍ

Velikost podtlaku nemá podstatnější vliv na velikost dynamické síly (F_d) při daném statickém předpětí. Z dřívějších rozborů však plyne, že velikost dynamické síly (F_d) je nepřímou úměrnou velikosti statického předpětí určeného zářezem, na nějž je struková guma napnuta. Platí to pro nové strukové gumy i pro gumy po 6000 hodinách provozu. Statická (F_s) i dynamická (F_d) síla jsou síly působící ve směru osy, resp. stěny strukové gumy. Na struk vemene dojnice však působí síla, která je kolmá na osu, resp. stěnu strukové gumy (F_k). Tato síla určuje mechanické působení na živý organismus a realizuje vazbu zvíře—stroj. Je však velmi obtížně měřitelná. Její poměrné hodnoty lze odvodit z velikosti dynamické síly. Platí, že s rostoucí amplitudou, resp. hodnotou velikosti síly (F_d), roste i hodnota této kolmé síly (F_k), tj. roste i velikost mechanického působení strukové gumy na struk dojnice. Z tohoto pohledu by se jevilo jako výhodnější vyšší statické předpětí strukové gumy, což se dostává do rozporu s požadavkem snížit rychlost únavových změn strukové gumy (jak to bylo analyzováno v rozboru statických sil). Dále je nutné si uvědomit, že statické předpětí může být nejvýše takové, aby bylo zajištěno uzavírání strukové gumy v době stisku. Jestliže je struková guma staticky více předpjatá,

struková guma se neuzavírá a hrot struku (resp. jeho kruhový svěrač) je vystaven neustálému působení podtlaku se všemi negativními důsledky (vyvolanými zejména zhoršením krevního oběhu v hrotu struku). Není tedy možné nechat strukovou gumu pracovat při malém statickém předpětí v zájmu prodloužení životnosti, ani při příliš vysokém statickém předpětí v zájmu snížení mechanického působení strukové gumy na struk. V konkrétní době provozu strukové gumy, již odpovídá i konkrétní únava, resp. trvalé prodloužení strukové gumy, je nutné gumu napnout na takové statické předpětí, aby byl právě splněn požadavek uzavírání strukové gumy v době stisku. Tímto způsobem je rozpor mezi statickým a dynamickým namáháním strukové gumy a struku optimálně řešen. Strukovou gumu je možné v dané době provozu správně seřadit jednoduchým postupem pomocí speciálního přípravku, jehož dokumentaci má autor příspěvku.

Z předchozí analýzy rovněž plyne závěr, že velikost trvalých prodloužení strukové gumy závisí na hodnotě statického předpětí, při kterém pracuje. Trvale nevratné prodloužení strukových gum pracujících na třetím a čtvrtém zářezu je příčinou toho, že po 6000 hodinách není na prvním zářezu měřitelná statická (F_s) ani dynamická síla (F_d). Průběh těchto změn je u strukových gum pracujících nasucho ještě rychlejší, protože v tomto případě již není měřitelná dynamická síla u strukových gum pracujících na druhém až čtvrtém zářezu, a to u gum pracujících na čtvrtém zářezu ani při měření dynamické síly (F_d) na druhém zářezu. Z tohoto rozboru i z rozboru statických sil (F_s) plyne, že je nutné maximálně omezit činnost strukových gum nasucho, k níž dochází při tzv. dojení nasucho, v době před začátkem a po skončení dojení, před začátkem a po skončení čištění a dezinfekce dojícího zařízení atp. V prvním uvedeném případě je to i fyziologicky nežádoucí.

Seznam označení

F_s	— statická síla strukové gumy [N]
F_d	— dynamická síla strukové gumy [N]
F	— předpokládaná síla působící ve strukové gumě [N]
F_e	— překmit zatěžující síly strukové gumy [N]
t_{2-1}	— doba náběhu sání [s]
t_{1-2}	— doba náběhu stisku [s]
t_1	— prodleva na atmosférickém tlaku [s]
t_2	— prodleva na podtlaku [s]
Q_m	— průtočné hmotnostní množství vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
S	— ekvivalentní průtočná plocha otvorů (pórů) strukových gum [m^2]
w	— rychlost proudění otvory (póry) strukových gum [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
v'	— měrný objem vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$]
κ	— adiabatický exponent [—]
p_i	— tlak [Pa]
ρ	— měrná hmotnost vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
n	— číslo zářezu předpětí strukových gum [—]
V_i	— objem proteklého množství vzduchu poškozenou strukovou gumou [m^3]
μ	— výtokový součinitel [—]
p	— úbytek podtlaku v měřicí komoře [Pa]
Δt	— doba měření podtlaku [s]
M_F	— měřítko sil [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]
M_t	— měřítko času [$\text{s} \cdot \text{m}^{-1}$]
$\bar{x}$	— aritmetický průměr výběrového souboru sil [N]
S_x	— směrodatná odchylka výběrového souboru sil [N]
a, b, c	— parametry korelačních vztahů [—]
k	— směrnice lineární závislosti [—]

- GRODA, B.: Funkční spolehlivost dojící techniky. [Závěrečná zpráva.] Brno, Vysoká škola zemědělská 1979.
- GRODA, B.: Možnosti diagnostiky stavu dojírny DZKD-15. In: Sbor. Konf. k 20. výročí založení MF VŠP Nitra. Nitra 1982, s. 72-77.
- KALČÍK, J. — SÝKORA, K.: Technická termomechanika. Praha, Academia 1973.
- THUM, E. — RUDOVSKI, I.: Určování mezní doby používání strukové gumy. Agrar-technik, 1975, č. 2.

Došlo dne 26. 4. 1984

ГРОДА, Б. (Сельскохозяйственный институт, Брно): Механические свойства и диагностика состояния сосковых резин. Земѣд. Техн., 30, 1984 (12) : 719-732.

Измерение механических свойств сосковых резин направлено на выявление микрповреждений сосковых резин и статическо-динамическое утомление толщн стѣнки сосковых резин. Эти свойства измеряются по истечѣнии разнаго срока эксплуатации и при различных условиях работы сосковых резин, например всухую, с протѣканіем жидкости, при разном предварительном напряжении и т. п. Из оценки результатов очевидна необходимость улучшить качество материала сосковых резин, особенно в том направлении, чтобы была обеспечена равномерная гомогенность толщн материала сосковой резины во всех точках стаканов. При удовлетворении этого требования можно технико-организационным мероприятием, т. е. поворачиванием сосковой резины в специально приспособленной насадке, продлить срок службы сосковых резин. Специально приспособленная насадка определяет направление искусственной оси напряжения сосковых резин, которая таким образом определяет место и направление их деформации.

микрповреждения; характеристики утомления материала; статические усилия; динамические усилия

GRODA, B. (University of Agriculture, Brno): *Mechanical Properties and Diagnostics of Teat-Cup Liners*. Zemѣd. Techn., 30, 1984 (12) : 719-732.

Measurements of the mechanical properties of teat-cup liners are oriented at determination of micro-cracks in the walls of teat-cup liners and of the static-dynamic stress at the cross-section of teat-cup liner. These properties are measured after different time of operation and in various conditions of the use of teat-cup liner, for instance in a dry state, with a flow of liquid, at different static prestress, etc. It is clear from evaluation of the results that it is necessary to improve the quality of teat-cup liner, particularly in order to reach uniform homogeneity at the cross-section of teat-cup liner. If such a requirement is fulfilled, it is possible to prolong the life of teat-cup liners by a technico-organisational measure, i. e. by turning the teat-cup liner in a specially adjusted mouthpiece. The direction of the axis of stress in a teat-cup liner is given by this stress in mouthpiece; the axis determines a place and direction of teat-cup liner deformation.

microcracks; fatigue characteristics; static forces; dynamic forces

Adresa autora:

Doc. ing. Bořivoj Groda, CSc., Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 613 00 Brno

CHARAKTERISTIKY UVOLŇOVÁNÍ TEPLA PŘI OPTIMALIZACI PROCESU TRANSFORMACE ENERGIE V NAFTOVÉM MOTORU PRO ZEMĚDĚLSKÉ TRAKTORY

J. Ondráček

ONDŘÁČEK, J. (Vysoká škola zemědělská, Brno): *Charakteristiky uvolňování tepla při optimalizaci procesu transformace energie v naftovém motoru pro zemědělské traktory*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (12) : 733–741.

Hlavními články většiny mechanizačních a energetických prostředků, které zásadní měrou ovlivňují jejich výkonnost, jsou vlastní poháněcí agregáty, především naftové spalovací motory. Jejich vývoj a zdokonalování je předmětem intenzivních výzkumů vědeckovýzkumných pracovišť na celém světě. Jednou ze současných možností, jak posuzovat transformaci energie v naftovém motoru, je hodnocení spalovacího procesu při znalosti charakteristik uvolňování tepla. Toto hodnocení je možné sestavit na základě naměřeného průběhu tlaku ve válci motoru, tedy na základě indikátorového diagramu. Článek se zabývá jak možnostmi sestavení charakteristik uvolňování tepla a možnostmi jejich zlepšení, tak experimentálním ověřením a vyhodnocením některých měření na traktorovém motoru Z-6901.

traktorový motor; spalovací proces; indikátorový diagram; charakteristiky uvolňování tepla

Současný směr vývoje naftových motorů je podřízen požadavkům na to, aby se zlepšila transformace energie, tj. aby se zvýšila jejich celková účinnost při splnění předpisů týkajících se exhalací. V zájmu úspor paliva ustoupily do pozadí i některé v minulosti prioritně hodnocené parametry motoru. Vedle tradičních cest, jak zlepšovat parametry motorů dosavadních konstrukcí se objevují kvalitativně nové prvky v konstrukci, mnohdy podmíněné použitím nových materiálů. Tento směr vývoje byl nastoupen pod tlakem nedostatku pohonných hmot a jejich narůstajících cen, což postavilo otázky spotřeby paliva a celkové ekonomičnosti do popředí hodnotících kritérií naftových motorů.

Velká pozornost je věnována různým způsobům přeplňování, tvoření směsi a spalování, snížení mechanických ztrát, zlepšení účinnosti pomocných ústrojí a mnoha dalším problémům působícím na technicko-ekonomické parametry motoru.

Jedním z hlavních činitelů, které zásadně ovlivňují parametry naftového motoru, je průběh spalování ve spalovacím prostoru. Na kvalitu tohoto procesu, a tím na účinnost přeměny energie motoru, působí mnoho konstrukčních faktorů. Mechanické, chemické a tepelné děje provázející přeměnu chemické energie pohonné látky v teplo a přeměnu uvolněného tepla v mechanickou práci jsou tak složité, že ani současný stav příslušných vědních oborů ještě neposkytuje dostatek podkladů pro přesné propočítání jejich průběhů.

Proces tvorby směsi, příprava k hoření a vlastní hoření jsou stěžejním problémem zlepšování procesu transformace energie v naftovém motoru. Z důvodu optimalizace tohoto procesu, pro zajištění nejen maximálního využití tepla, ale i dalších požadovaných parametrů motoru (jako je hlučnost, exhalace, životnost atd.), je nutné hodnotit a analyzovat jak efektivní parametry a průběh spalovacích tlaků, tak i průběh a charakter uvolňování tepla během jednoho cyklu.

Při řešení výzkumných úkolů z této oblasti, tj. kvůli posouzení spalovacího procesu, se tedy jeví jako nutné sestavit charakteristiky uvolňování tepla. Znamená to definovat průběh uvolňování tepla podle experimentálně zjištěných parametrů cestou sejmutí indikátorového diagramu rozvinutého tvaru. K tomu je nutné přistupovat proto, že doposud nemáme k dispozici spolehlivou a přesnou fyzikálně chemickou metodu přímého výpočtu těchto charakteristik.

Je nutné zdůraznit, že složitost dějů probíhajících při transformaci energie v motoru nedovoluje tento proces hodnotit jen podle vybraných, i když důležitých, parametrů motoru, ale spalování musí být hodnoceno komplexně. Znamená to tedy hodnotit a analyzovat celou řadu parametrů motoru, neboť jakákoliv konstrukční změna nebo změna v seřízení motoru může mít za důsledek zlepšení jednoho či více parametrů, ale zhoršení mnoha dalších.

METODA ZPRACOVÁNÍ CHARAKTERISTIK UVOLŇOVÁNÍ TEPLA

Při optimalizaci přeměny energie v naftovém motoru z hlediska posouzení průběhu spalování je nutné, jak již bylo uvedeno, znát základní parametry tohoto procesu. To bylo řešeno vzhledem k současným možnostem cestou experimentálně zjištěných indikátorových diagramů, které byly snímány elektropneumatickým indikátorem spalovacích tlaků MAI-2A.

Indikátorový diagram pak společně s charakteristikou uvolňování tepla ve válci motoru dává úplnější představu o dynamice procesu hoření a o přeměně uvolněného tepla v mechanickou práci.

Průběh charakteristiky uvolňování tepla je závislý na množství tepla uvolněného ve válci motoru v závislosti na čase nebo na úhlu pootočení klikové hřídele:

$$x = \frac{Q_{(a)}}{H_u \cdot m_c \cdot 10^{-3}} = f_{(a)} \quad (1)$$

kde: x — bezrozměrné vyjádření množství uvolněného tepla při hoření v poměru k veškerému teple přivedenému do probíhajícího cyklu

$Q_{(a)}$ — množství tepla uvolněného při hoření do daného okamžiku [J]

H_u — dolní výhřevnost paliva [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

m_c — cyklová dodávka paliva [g na cykl]

Funkční závislost $Q_{(a)}$ lze stanovit na základě indikátorového diagramu z prvního zákona termodynamiky:

$$dQ = dU + p dV + dQ_w + dQ_d \quad (2)$$

kde: dU — změna vnitřní energie plynu

$p dV$ — teplo ekvivalentní mechanické práci expandujícího plynu

dQ_w — ztráta tepla vlivem přestupu do povrchu spalovacího prostoru

dQ_d — ztráta tepla vlivem disociace a vlivem neúplného spálení paliva

Rychlost uvolňování tepla jako základní parametr spalování stanovený na základě indikátorového diagramu při zanedbání Q_d je pak dána podle Djačenka (1974):

$$\frac{dx}{da} = \frac{1}{(k-1) \cdot H_u \cdot m_c} \cdot \left(V \frac{dp}{da} + k \cdot p \frac{dV}{da} + \frac{pV}{k-1} \cdot \frac{dk}{da} \right) + \frac{1}{H_u \cdot m_c} \cdot \frac{dQ_w}{da} \quad [\text{na stupeň}] \quad (3)$$

kde: k — součinitel charakterizující změnu vlastností pracovní látky ve válci motoru, tj. proměnnost polytropického exponentu, a může být vyjádřen na základě empirického vztahu podle Djačenka (1974):

$$k = 1,43 - 0,03 \frac{x}{\lambda} - 0,05 \frac{T}{1000} \quad (4)$$

odkud pro proměnnou je vyjádření:

$$\frac{dk}{da} = -\frac{0,03}{\lambda} \cdot \frac{dx}{da} - \frac{0,05}{1000} \cdot \frac{dT}{da} \quad (5)$$

Veličiny V — objem pracovní náplně ve válci a dV/da — rychlost změny objemu válce se vypočítají pomocí běžně používaných vztahů.

Teplota pracovní látky proměnné kvality od okamžiku vznícení se stanoví:

$$T = \frac{T_y \cdot p \cdot V}{p_y \cdot V_y \cdot \beta_x} \quad [\text{K}] \quad (6)$$

kde: p_y, T_y, V_y — tlak, teplota a objem plynu ve válci v okamžiku vznícení paliva
 β_x — proměnný koeficient molekulární změny plynu ve válci motoru, který je možné vyjádřit vztahem:

$$\beta_x = 1 + \frac{0,064}{1 + \vartheta_{zb}} \cdot \frac{x}{\lambda} \quad (7)$$

kde: ϑ_{zb} — součinitel zbylých plynů ve válci motoru
 λ — součinitel přebytku vzduchu

Ztráta tepla Q_w v rovnici (3) je stanovena na základě sumárního součinitele přestupu tepla podle výsledků Woschniho (Orlin a Kruglov, 1983).

V rovnici (3) vyjadřuje člen dk/da vliv proměnnosti složení pracovní náplně válce. Protože v úseku hoření od okamžiku vzplanutí do dosažení maximální teploty je vliv členů dk/da a dQ_w/da opačný podle znaménka a velikostí srovnatelný, úpravou rovnice (3) obdržíme vztah použitelný pro část pracovního cyklu v intervalu od -30° do $+30^\circ$ pootočení klikové hřídele od horní úvratě pístu (HU) ve tvaru:

$$\frac{dx}{da} \approx \frac{V_k}{(k-1) \cdot H_u \cdot m_c} \left[\left(1 + \frac{a^2}{B} \right) \frac{dp}{da} + \frac{2 \cdot k \cdot p \cdot a}{B} \right] \quad [\text{na stupeň}] \quad (8)$$

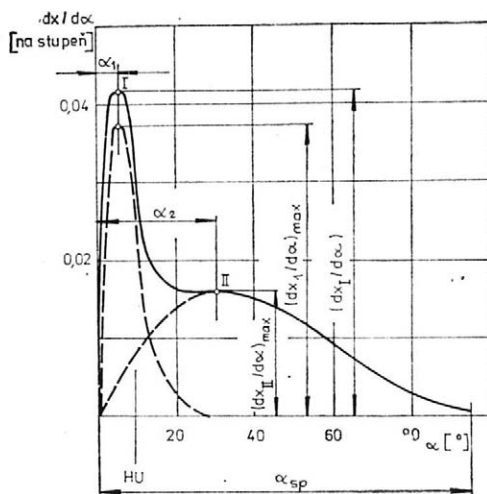
kde: B — konstanta charakterizující konstrukční parametry motoru (kompresní poměr a poměr poloměru kliky k délce ojnice)

Z obr. 1 je zřejmé, že charakteristiku uvolňování tepla lze rozdělit na dvě hlavní části. V první části se dosahuje největší rychlosti uvolňování tepla a okamžik maximální rychlosti uvolňování tepla (bod I) odpovídá největší rychlosti nárůstu tlaku ve válci. Označíme-li parametry tohoto bodu na indikátorovém diagramu: $(dp/da)_{\max}$, p_d a a_d , pak rychlost uvolňování tepla v tomto okamžiku lze při zjednodušeném orientačním výpočtu stanovit vztahem:

$$\frac{dx_I}{da} = \frac{V_k}{(k-1) \cdot H_u \cdot m_c} \left[\left(1 + \frac{a_d^2}{B} \right) \left(\frac{dp}{da} \right)_{\max} + \frac{2 \cdot k \cdot p_d \cdot a_d}{B} \right] \quad [\text{na stupeň}] \quad (9)$$

Na druhé části křivky dochází k postupné změně rychlosti uvolňování tepla; maximální rychlosti (bod II) v této části je dosaženo v okamžiku maximálního tlaku ve válci $p_{\max}$, tj. při pootočení klikové hřídele od HU o úhel $\alpha_{p \max}$. Protože v tomto okamžiku je $dp/da = 0$, lze rychlost uvolňování tepla pro orientační výpočet stanovit podle:

$$\frac{dx_{II}}{da} \approx \frac{V_k}{(k-1) \cdot H_u \cdot m_c} \cdot \frac{2 \cdot k \cdot p_{\max} \cdot \alpha_{p \max}}{B} \quad [\text{na stupeň}] \quad (10)$$



1. Charakteristika uvolňování tepla v naftovém motoru a její hlavní části — Characteristics of heat release in a Diesel engine and its main parts

Podobně lze na základě uvedených zjednodušujících předpokladů odvodit z rovnice (3) vztahy pro výpočet množství uvolněného tepla v první části hoření x_I a celkové množství uvolněného tepla x_{max} . Celkovou délku hoření ve stupních pootočení klikové hřídele je možné s použitím uvedených vztahů stanovit podle:

$$\alpha_{sp} \approx 1,5 \left(\frac{x_I}{dx_I/d\alpha} + \frac{x_{max} - x_I}{dx_{II}/d\alpha} \right) \quad [\text{stupňů}] \quad (11)$$

Rovnice (8) až (11) jsou vhodné pro rychlý orientační výpočet parametrů uvolňování tepla; chceme-li získat přesný průběh rychlosti uvolňování tepla, je nutné použít diferenciální rovnici (3). Tato rovnice byla řešena numerickým výpočtem ve zvolených intervalech úhlu pootočení klikové hřídele.

Pro výpočet dynamiky uvolňování tepla na základě vztahu (3) byl vypracován komplexní výpočetní program v jazyku FORTRAN; pro rychlý orientační výpočet podle vztahů (8) až (11) byl vypracován soubor výpočetních programů v jazyku BASIC.

Vzhledem k nutnému zpřesnění výsledků a vzhledem k výsledkům, ke kterým dospěli Ullrych (1983) a Vogt (1979), byl zpracován výpočetní program pro korekci tlakové úrovně a korekci polohy horní úvrátě na naměřeném indikátorovém diagramu. Tyto výpočetní postupy se v celkovém výpočtu dělají před vlastním výpočtem parametrů uvolňování tepla.

Komplexní výpočetní program pro výpočet indikovaných a efektivních parametrů motoru, zpracování indikátorového diagramu a výpočet parametrů uvolňování tepla je ještě doplněn o výpočetní metodu vyhlazování průběhu kompresní a expanzní křivky. Tuto matematickou operaci si vyžádalo vyhodnocování rychlosti uvolňování tepla, kdy hodnoty tlaku, odečítané z indikátorového diagramu při převodu z analogového záznamu na digitální tvar, vykazovaly odchylky od plynulých průběhů a vypočítané hodnoty rychlosti uvolňování tepla pak značný rozptyl a obtížné proložení plynulou křivkou.

Vlastní postup získávání charakteristik uvolňování tepla lze stručně popsat takto: naměřený indikátorový diagram je převeden na digitální tvar a podle výpočetního programu je nejdříve provedena korekce polohy HU a tlakové úrovně, dále je provedeno vyhlazení průběhu kompresní a expanzní křivky a potom již následuje výpočet parametrů charakteristik uvolňování tepla.

Pro rychlý orientační výpočet základních parametrů uvolňování tepla pomocí mikropočítače lze použít přímo ve zkušebně motorů výpočetní program v jazyku BASIC.

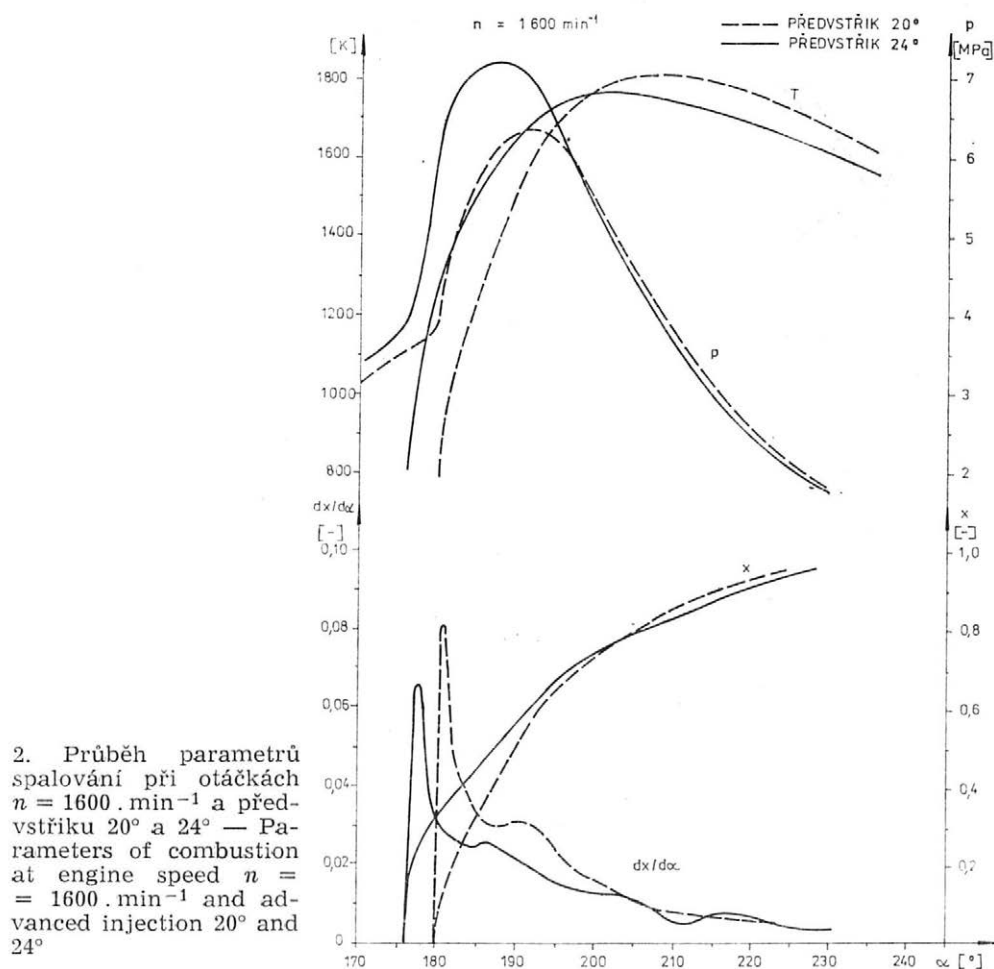
VÝSLEDKY EXPERIMENTÁLNÍCH MĚŘENÍ A VÝPOČTŮ CHARAKTERISTIK UVOLŇOVÁNÍ TEPLA

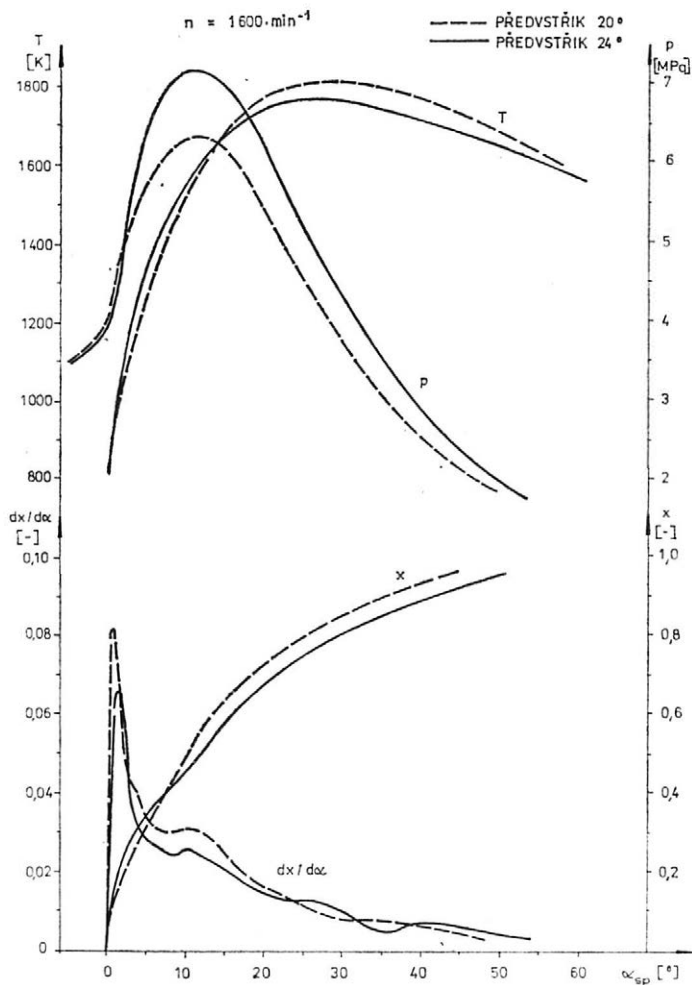
V souladu s požadavky výrobce motoru Z-6901, který byl pro experimentální měření použit, byly ověřovány čtyři typy vstřikovacích trysek:

- DOP 150 S 335 — 4359,
- DOP 160 S 430 — 4370,
- DOP 160 S 430 — N 8163 ZLV,
- DOP 160 S 430 — N 8362 RM.

U trysek N 8362 RM byl optimalizován vstřikovací tlak a předvstřík, protože jde o trysky nového provedení, u kterých nebyly tyto vlivy ověřovány. Při použití uvedených vstřikovacích trysek a při různých vstřikovacích tlacích byly jednak měřeny efektivní parametry motoru (měřením otáčkových charakteristik), jednak byly snímány indikátorové diagramy. Veškeré naměřené parametry byly zpracovány na počítači EC-1033 a pro rychlý výpočet byl použit kapesní mikropočítač SHARP PC-1212.

Při vyhodnocení efektivních parametrů motoru lze konstatovat, že výrazně nejhorších výsledných parametrů bylo dosaženo s tryskami DOP 150 S 335 a nejlepších s tryskami DOP 160 S 430 — 4370. U vstřikovacích trysek N 8362 RM při optimalizaci





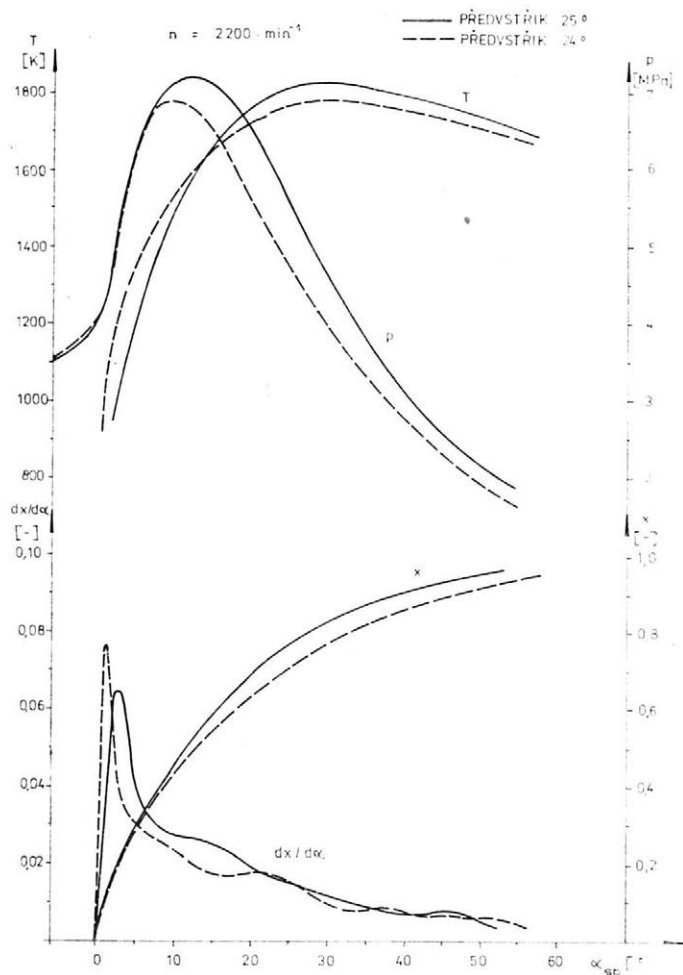
3. Porovnání průběhu parametrů spalování od okamžiku vznícení při otáčkách $n = 1600 \text{ min}^{-1}$ a předvstříku 20° a 24° — Comparison of combustion parameters from the moment of ignition at engine speed $n = 1600 \text{ min}^{-1}$ and advanced injection 20° and 24°

vstřikovacího tlaku bylo dosaženo nejlepších efektivních parametrů při nastaveném otevíracím tlaku 19 MPa. S tímto nastavením trysky N 8362 RM pouze nepatrně zlepšily efektivní účinnost ve srovnání s nejméně vhodnými tryskami 4370, a to pouze ve vyšších otáčkových režimech motoru.

Indikace tlaků ve válci byla prováděna při ověřování všech vstřikovacích trysek, tlaků a předvstříku, a to při otáčkách jmenovitých $n_j = 2200 \text{ min}^{-1}$ a při otáčkách přibližně odpovídajících maximálnímu krouticímu momentu $n = 1600 \text{ min}^{-1}$. Naměřené indikátorové diagramy byly dále zpracovány popsanými výpočetními metodami na počítači EC-1033 a pro operativní posouzení i mikropočítačem SHARP. Na základě těchto výsledků bylo rozhodováno společně se zjištěnými efektivními parametry o vhodnosti vstřikovacích trysek a optimálním vstřikovacím tlaku a předvstříku.

U všech indikovaných režimů motoru byly na základě předložených výpočetních postupů vyhodnoceny nejen indikované parametry, ale byly sestaveny i příslušné charakteristiky uvolňování tepla. Vzhledem k velkému rozsahu údajů lze uvést jako příklad porovnání průběhu parametrů spalování se vstřikovacími tryskami DOP 160 S 430 — N 8362 RM, nastaveném otevíracím tlaku 19 MPa a předvstříku 20° a 24° při otáčkách $n = 1600 \text{ min}^{-1}$. Tyto průběhy jsou uvedeny v obr. 2 v závislosti na úhlu pootočení klikové hřídele; na obr. 3 jsou průběhy pro porovnání posunuty do stejného začátku

4. Porovnání průběhu parametrů spalování od okamžiku vznícení při otáčkách $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ a předvstříku 25° a 24° — Comparison of combustion parameters from the moment of ignition at engine speed $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ and advanced injection 25° and 24°



vzplanutí. Stejně jsou uvedeny průběhy parametrů spalování na obr. 4 pro otáčky $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ a při předvstříku 24° a 25° . Na těchto obrázcích jsou uvedeny průběhy tlaku ve válci motoru p , teploty T , poměrného množství uvolněného tepla x a průběh rychlosti uvolňování tepla dx/da . Délku spalování ve stupních pootočení klikové hřídele α_{sp} je možné odečíst z grafů.

Základní parametry spalování uvedené v tab. I byly vypočteny pomocí orientačního výpočtu a dokumentují dostatečnou shodu s výsledky průběhu parametrů na obr. 2 až 4, které jsou vypočítávány pomocí komplexního programu pro výpočet těchto parametrů.

Při vyhodnocování parametrů spalování je zřejmé, že pro režim $n = 1600 \text{ min}^{-1}$ je výhodnější předvstřík menší, než jaký je nastaven na motoru (24°), tj. 20° , a pro režim $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ je výhodnější předvstřík větší, tj. 25° , které vykazují kratší délku spalování a také lepší efektivní parametry.

Před vyhodnocováním indikátorových diagramů byl ověřován vliv chyby polohy HU na základní parametry oběhu. Pro toto posouzení byly použity dva indikátorové diagramy, úmyslně průběhem tlaku značně rozdílné (při předvstříku 17° a 25°). Z výpočtů středního indikovaného tlaku a mechanické účinnosti vyplývá tento závěr. Značně rozdílný průběh tlaku ovlivňuje sledovanou změnu jen nepatrně. Chyba ve stanovení polohy HU o jeden stupeň však způsobí chybu ve stanovení mechanické účinnosti

Indiká- torový diagram č.	n min^{-1}	α_p stupňů	dx_1/da —	x_1 —	dx_{11}/da —	$x_{\max}$ —	α_{sp} stupňů
15	2200	24	0,077	0,194	0,020	0,928	57,4
17	2200	25	0,057	0,242	0,021	0,921	53,8
20	1600	20	0,078	0,193	0,029	0,915	40,3
16	1600	24	0,056	0,232	0,025	0,922	47,7

v průměru o 5 %. Závislost chyby středního indikovaného tlaku na úhlové odchylce polohy HU je ve sledovaném rozsahu ($\pm 4^\circ$) téměř lineární. Při odchylce o jeden stupeň je chyba stanovení středního indikovaného tlaku v průměru 5,3 %.

ZÁVĚR

Vypracované a ověřené výpočetní metody a programy v jazyku FORTRAN a BASIC umožňují komplexní výpočet všech parametrů motoru, efektivních, indikovaných i parametrů spalování, z indikátorového diagramu, a tím zajišťují možnost přesněji a hlouběji posoudit celý proces transformace energie v naftovém motoru.

Pro operativní vyhodnocení přímo ve zkušebně motorů s použitím kapesního nebo stolního mikropočítače byly na základě zpracovaných výpočetních metod experimentálně ověřeny samostatné programy pro výpočet všech parametrů motoru od efektivních, indikovaných až po parametry spalování, včetně rychlých orientačních výpočtů spalování, v jazyku BASIC. Použití těchto výpočtů přímo ve zkušebně motorů dává možnost operativně rozhodovat o průběhu zkoušky, což je podmínkou zkrácení celkové doby zkoušek, které je nezbytné pro vývoj v této oblasti, a to současně se zaváděním komplexní automatizace řízení a vyhodnocování celého zkušebního procesu.

Aby byla zajištěna požadovaná přesnost, byly použity výpočtové metody pro korekci tlakové úrovně, polohy HU a vyhlazení kompresní a expanzní křivky, které byly výpočetně ověřeny a použity při vyhodnocování všech naměřených indikátorových diagramů.

Vypracovaná matematická metoda vyhodnocování parametrů spalování je využitelná jako matematický model uvolňování tepla, podle něhož lze ověřovat vlivy jednotlivých parametrů na průběh spalování, na výsledný průběh dynamiky uvolňování tepla a na celkový průběh transformace energie v naftovém motoru.

Podle zkušeností získaných při vyhodnocování indikátorových diagramů je třeba upozornit na nutnou přesnost odečtu tlaku z indikátorového diagramu, a to hlavně v oblasti rychlého nárůstu tlaku, kde eventuelní nepřesnost může značně zkreslit charakteristiku uvolňování tepla v první fázi hoření.

Při zajištění požadované přesnosti snímání indikátorových diagramů, které je současnou měřicí technikou naprosto reálné, při vhodně zabudovaném snímači tlaku do spalovacího prostoru je možné na základě uvedených výpočetních metod získat dostatečně přesné charakteristiky uvolňování tepla, a tím lépe posoudit celý proces transformace energie v naftovém motoru.

Literatura

DJAČENKO, N. Ch.: Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranija. Leningrad, Mašinoostrojenie 1974.

ORLIN, A. S. — KRUGLOV, M. G.: Teorija poršněvych i kombinirovanych dvigatelej. Moskva, Mašinoostrojenie 1983.

ULLRYCH, W.: Einfluss des Totpunktfehlers auf die Bestimmung des indizierten Mitteldruckes. MTZ, 44, 1983, č. 10.

VOGT, R.: Thermodynamische Bestimmung des Druckes und der Winkelzuordnung beim Indizieren von Verbrennungsmotoren. MTZ, 40, 1979, č. 5.

Došlo dne 28. 6. 1984

ОНДРАЧЕК, Я. (Сельскохозяйственный институт, Брно): Характеристики отдачи тепла при оптимизации процесса преобразования энергии в дизельном двигателе для сельскохозяйственных тракторов. Zeměd. Techn., 30, 1984 (12) : 733-741.

Главными частями большинства средств механизации и энергетики, которые в решающей мере определяют их производительность, являются собственно приводные агрегаты, прежде всего дизельные двигатели внутреннего сгорания. Их конструирование и совершенствование является предметом интенсивных исследований научно-исследовательских институтов во всем мире. Одну из современных возможностей оценки преобразования энергии в дизельном двигателе представляет оценка процесса сгорания со значением характеристик отдачи тепла. Эту оценку можно производить на основе замеренного хода кривой давления в цилиндре двигателя, следовательно на основе индикаторной диаграммы. Статья посвящена возможностям построения характеристик отдачи тепла и возможностям их уточнения, равно как и экспериментальному испытанию и оценке некоторых измерений на тракторном двигателе Z-6901.

тракторный двигатель; процесс сгорания; индикаторная диаграмма; характеристики отдачи тепла

ONDRAČEK, J. (University of Agriculture, Brno): *Characteristics of Heat Release in the Optimized Process of Energy Transformation in a Diesel Engine Used in Agricultural Tractors*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (12) : 733-741.

The main parts of most machines and implements which influence in a decisive manner their performance are the driving mechanisms, especially Diesel combustion engines. Their development and improvement is an objective of intensive research of scientific and research workplaces all over the world. At present one of the possibilities of evaluating energy transformation in a Diesel engine is an evaluation of a combustion process based on the knowledge of heat release characteristics. The process of combustion can be evaluated by measuring the pressure in the cylinder, i. e. by means of an indicator diagram. Construction of the characteristics of heat release plus possibilities of their higher accuracy are described, as well as experimental testing and evaluation of some measurements performed on a Z-6901 tractor engine.

tractor engine; combustion process; indicator diagram; characteristics of heat release

Adresa autora:

Ing. Jaroslav Ondráček, Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 613 00 Brno

Výběr z nových přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si půjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Půjčovní doba: pondělí, úterý a čtvrtek od 9.00 do 16.30 hod., středa od 9.00 do 18.00 hod., pátek od 9.00 do 15.30 hod. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

SCHROTTMAIER, J. — NADLINGER, M. D 62.640/12

Pilotprojekt. Nutzung von Niedertemperaturabwärme in Gärtnerbetrieben. 2. Teil: Nutzung von Abwärme mit 25 bis 30 °C.

Wieselburg, Bundesanstalt für Landtechnik 1983. 19 s., obr., tab. Forschungsberichte H. 12. (Skleníky — energie — úspora — teplo nízkopotenciální — využití — výzkum — NSR)

BATHKE, K. — HAMANN, R.

E 38.142/405

Wärmetechnische Grundlagen und Empfehlungen für eine rationelle Energieanwendung in Gewächshausanlagen.

Berlin, AdL 1980. 31 s., 10 tab. IGA Ratgeber. (Skleníky — vytápění — energie — úspora)

Nebraska tractor test data 1980.

C 7.923/37

Lincoln (Nebraska), Agric. exp. station 1980. 72 s., tab. MP 37. (Traktory — zkoušení — USA — Nebraska — zprávy)

D 51.898/1090

Massey-Ferguson 575 — traktori. Entrant: Konekauppa Pellervo Oy, Helsinki. Manufacturer: Massey-Ferguson Manufacturing Co Englanti. Helsinki, Vakola 1982. 23 s., obr., tab. Test report 1090. (Traktory kolové — MASSEY-FERGUSON 575 — zkoušení — Finsko — zprávy)

D 50.429/2744

Series test of 14 tractors, determination of fuel consumption.

Uppsala, National machinery — Testing institute (1983). 21 s., tab. Report 2744. (Traktory kolové — palivo — spotřeba — zkoušení — Švédsko — zprávy)

Dovidnyk po usunennju nespravnostej traktoriv.

D 74.607

Kijiv, Urožaj 1983. 205 s., tab. (Traktory — opravy / Traktory — technická diagnostika — příručka)

ALGORITMUS OPTIMALIZACE TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU TRAKTORU Z HLEDISKA SIL PŮSOBÍCÍCH NA TRAKTOR

F. Bauer, A. Loprais

BAUER, F. — LOPRAIS, A. (Vysoká škola zemědělská, Brno): *Algoritmus optimalizace tříbodového závěsu traktoru z hlediska sil působících na traktor*. Zeměd. Techn., 30, 1984, (12): 743–748.

V článku je popsána jedna z možností optimalizace rozměrů matematicko-fyzikálního modelu tříbodového závěsu traktoru, řešeného na samočinném počítači z hlediska silových účinků v jednotlivých kinematických dvojicích a osových silách v táhlech. Optimalizací rozměrů tříbodového závěsu změnami souřadnic jednotlivých kinematických dvojic lze zjistit tendence ve změnách vazbových silových účinků v tříbodovém závěsu. Tyto tendence změn vazbových silových účinků jsou velmi důležité, a to nejenom z hlediska vstupního silového impulsu do regulační hydrauliky, ale také proto, že přímo ovlivňují adhezní silové účinky na traktor a vše, co s tím souvisí, například prokluz.

matematicko-fyzikální model; kvazistatická rovnováha; kinematická dvojice; silový impuls

POPIS ALGORITMU

Pro popis algoritmu simulace cesty optimalizace rozměrů matematicko-fyzikálního tříbodového závěsu traktoru byl k agregaci s traktorem zvolen nesený pluh. Pro zemědělskou praxi stále ještě platí, že orba patří k základním operacím a má rozhodující vliv na dosahované výnosy zemědělských plodin. Z hlediska energetické náročnosti se řadí na přední místa ve spotřebě tzv. přímé energie (nafty). Z těchto hledisek je řešena uvedená problematika, kterou v současnosti připravujeme k ověření experimentálním měřením ve spolupráci s k. p. Agrozet Zetor.

Algoritmus simulace cesty optimalizace rozměrů matematicko-fyzikálního modelu vychází z dřívější práce (Bauer a Loprais, 1984), v níž jako obligatorní veličiny jsou rozměry konstrukce tříbodového závěsu (obr. 1), určené souřadnicemi určujících bodů

$$x_i, y_i, z_i \quad i = A, B, C, D, H, M, J, K$$

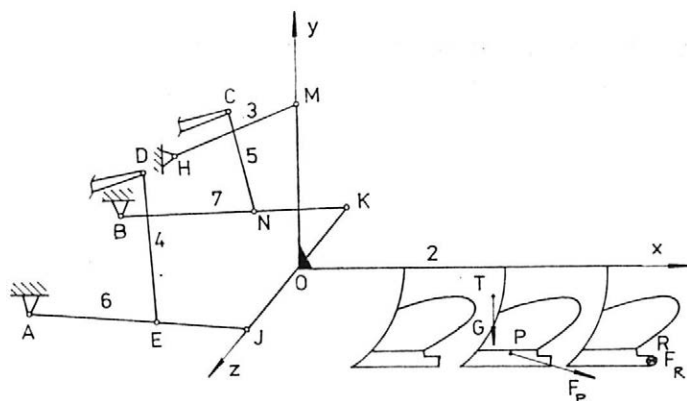
a určujících úseček (vzdáleností bodů)

$$\overline{EJ} \text{ a } \overline{KN}$$

Dalšími obligatorními veličinami jsou tíhové, vlastní hodnoty pluhu (x_t, z_t, m), působíště výsledné síly na orební tělesa (x_P, y_P, z_P) a působíště výsledné síly na plazy (x_R, y_R).

Za fakultativní veličiny jsou v uvedené práci považovány jednak zbývající hodnoty orební síly (velikost F_P [kN] a směrové úhly α_P a β_P [°]), jednak změny jednotlivých určujících souřadnic

$$\Delta x_i, \Delta y_i, \Delta z_i \quad i = A, B, C, D, H, M, J, K$$



1. Schéma tříbodového závěsu traktoru agregovaného s neseným pluhem — Diagram of the three-point hitch of a tractor aggregated with a mounted plough

a určujících úseček

$$\Delta \overline{E\tilde{J}} \text{ a } \Delta \overline{KN}$$

Označíme-li konkrétní souřadnice x, y, z jako obecnou souřadnici

$$q_j (q_1 = x, q_2 = y, q_3 = z)$$

a označíme-li

$$C_j (C_1 = \cos \alpha, C_2 = \cos \beta, C_3 = \cos \gamma)$$

cosiny směrových úhlů α, β a γ , jsou:

a) směrové cosiny horního táhla — těleso 3 (obr. 1)

$$q_{jHM} = q_{jH} - q_{jM}; \quad C_{jH} = \frac{q_{jHM}}{HM} \quad (1)$$

b) směrové cosiny levého dolního táhla — těleso 6 (obr. 1) a souřadnice bodu E

$$\begin{aligned} q_{jAJ} &= q_{jA} - q_{jJ}; \quad C_{jLD} = \frac{q_{jAJ}}{\overline{A\tilde{J}}} \\ \overline{E\tilde{J}'} &= \overline{E\tilde{J}} + \Delta \overline{E\tilde{J}} \\ q_{jE} &= q_{jJ} + \overline{E\tilde{J}'} \cdot C_{jLD} \end{aligned} \quad (2)$$

c) směrové cosiny pravého dolního táhla — těleso 7 (obr. 1) a souřadnice bodu N

$$\begin{aligned} q_{jBK} &= q_{jB} - q_{jK}; \quad C_{jPD} = \frac{q_{jBK}}{BK} \\ \overline{KN'} &= \overline{KN} + \Delta \overline{KN} \\ q_{jM} &= q_{jK} + \overline{KN'} \cdot C_{jPD} \end{aligned} \quad (3)$$

d) směrové cosiny levého zvedacího táhla — těleso 4 (obr. 1)

$$q_{jDE} = q_{jD} - q_{jE}; \quad C_{jL} = \frac{q_{jDE}}{DE} \quad (4)$$

e) směrové cosiny pravého zvedacího táhla — těleso 5 (obr. 1)

$$q_{jCN} = q_{jC} - q_{jN}; \quad C_{jP} = \frac{q_{jCN}}{CN} \quad (5)$$

f) složky orební síly

$$\begin{aligned} F_{Px} &= F_P \cdot \cos \alpha_P; \quad F_{Py} = F_P \cdot \cos \beta_P \\ F_{Pz} &= F_P \cdot \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_P - \cos^2 \beta_P} \end{aligned} \quad (6)$$

Využijeme-li automatizace tvorby rovnic kvazistatické rovnováhy uvolňovaných těles tříbodového závěsu (Bauer a Loprais, 1984a; Loprais, 1983), vede úloha na soustavu šestnácti lineárních nehomogenních rovnic (po vyloučení dvou triviálních, a tedy nepoužitelných rovnic).

$$AN = P$$

kde: A — matice soustavy: (viz vzorec č. 8 na str. 748)

v níž:

$$\begin{aligned} A_{4,8} &= -z_M \cdot C2H + y_M \cdot C3H \\ A_{5,8} &= z_M \cdot C1H - x_M \cdot C3H \\ A_{6,8} &= -y_M \cdot C1H + x_M \cdot C2H \\ A_{10,9} &= z_E \cdot C1L - x_E \cdot C3L \\ A_{11,9} &= -y_E \cdot C1L + x_E \cdot C2L \\ A_{15,13} &= z_N \cdot C1P - x_N \cdot C3P \\ A_{16,15} &= -y_N \cdot C1P + x_N \cdot C2P \end{aligned}$$

N je sloupcový vektor neznámých

$$N = [F_{Rz}, F_{Jx}, F_{Jy}, F_{Jz}, F_{Kx}, F_{Ky}, F_{Kz}, F_H, F_4, F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az}, F_5, F_{Bx}, F_{By}, F_{Bz}]^T \quad (9)$$

P je sloupcový vektor pravých stran (viz vzorec č. 10 na str. 749)

Využitím inverzní matice soustavy lze na samočinném počítači velmi jednoduše určit sloupcový vektor neznámých

$$N = A^{-1} P$$

a tím máme možnost diskutovat o tendencích optimalizace rozměrů tříbodového závěsu traktoru.

ZÁVĚR

Z popsaného algoritmu je zřejmé, jak lze velmi jednoduše a velmi rychle využitím samočinného počítače „změnit konstrukci“ matematicko-fyzikálního modelu tříbodového závěsu traktoru. Dobrou shodu obdobného modelu se skutečností konstatovali již Bauer a Loprais (1984b). Poněvadž experimentální ověření, které tito autoři popsali, bylo provázáno nutnými zjednodušeními, je připraveno podstatně přesnější a rozsáhlejší experimentální měření na konkrétním tříbodovém závěsu traktoru. Tato práce má být ověřována experimentálním měřením, a proto je do výpočtu zaváděna síla F_P , představující odpor půdy na orební tělesa pouze osamělou, prostorově orientovanou prostorovou silou. Terénní měření při skutečné orbě, připravované Vysokou školou zemědělskou v Brně a k. p. Agrozet Zetor, umožní rozšířit popsaný matematicko-fyzikální model na model závěsu, u něhož zatěžujícím účinkem bude jednak síla odporu půdy na orební tělesa pluhu, jednak sjednocený silový účinek (síla a momentů — na orební tělesa). Matematicko-fyzikální model rozšířený o terénní měření skutečné orby umožní přiblížení skutečnosti. Sledované a vyhodnocované změny silových účinků jednotlivých kine-

0	1	0	0	0	1	0	0	C _{1H}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	1	0	0	0	1	0	C _{2H}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	1	0	0	0	1	C _{3H}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
y _R	0	-z _J	y _J	0	-z _K	y _K	A _{4,8}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-x _R	z _J	0	0	0	0	x _K	A _{5,8}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	-y _J	x _J	0	-y _K	x _K	0	A _{6,8}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	-1	0	0	0	0	0	0	C _{1L}	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	-1	0	0	0	0	0	C _{2L}	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	-1	0	0	0	0	C _{3L}	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	-z _J	0	x _J	0	0	0	0	A _{10,9}	z _A	0	0	-x _A	0	0	0	0	0	0	0
0	y _J	-x _J	0	0	0	0	0	A _{11,9}	-y _A	x _A	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	C _{1P}	1	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	C _{2P}	0	1	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	C _{3P}	0	0	0	0	1	1
0	0	0	0	0	-z _K	0	x _K	0	0	0	0	0	A _{15,13}	z _B	0	0	-x _B	0	0
0	0	0	0	0	y _K	-x _K	0	0	0	0	0	0	A _{16,13}	-y _B	x _B	0	0	0	0

(8)

[illegible]

matických dvojic tříbodového závěsu traktoru z hlediska silových vstupních hodnot do automatického systému regulační hydrauliky traktoru budou určovat volbu vstupního členu do automatického systému regulační hydrauliky traktoru. Tato skutečnost bude rozhodující, ať už se bude jednat o mechanické systémy, v současné době nejčastěji používané u regulačních systémů traktorů, nebo o moderní elektrohydraulické systémy, zaváděné do výroby.

Další faktor, který můžeme zdokonaleným matematicko-fyzikálním modelem sledovat, jsou silové účinky adhezních sil rozhodujícím způsobem snižující výkon traktoru, ztracený prokluzem.

Použité symboly

x, y, z — souřadnice v jednotlivých osách

$1-\alpha, 2-\beta, 3-\gamma$ — směrové úhly

$$C = \cos$$

H — index pro označení horního táhla

L — index pro označení levého zvedacího táhla

P — index pro označení pravého zvedacího táhla

LD — index pro označení levého dolního táhla

PD — index pro označení pravého dolního táhla

F_P — síla působící na orební tělesa

F_R — síla působící na plazy

m — hmotnost pluhu

G — tíha pluhu

2 — těleso pluhu

- 3 — horní táhlo
- 4 — levé zvedací táhlo
- 5 — pravé zvedací táhlo
- 6 — levé dolní táhlo
- 7 — pravé dolní táhlo

Literatura

- BAUER, F. — LOPRAIS, A.: Výpočet sil v tříbodovém závěsu traktoru agregovaného s neseným pluhem při kvazistatické rovnováze využitím maticových zápisů. Zeměd. Techn., 30, 1984a, č. 1, s. 21-24.
- BAUER, F. — LOPRAIS, A.: Experimentální ověření výpočtu sil v tříbodovém závěsu traktoru. Zeměd. Techn., 30, 1984b, č. 2, s. 91-95.
- LOPRAIS, A.: Automatizace tvorby rovnic kinetostatické rovnováhy prostorových mechanismů využitím maticových zápisů. Zeměd. Techn., 29, 1983, č. 1, s. 47-52.

Došlo dne 26. 6. 1984

БАУЕР, Ф. — ЛОПРАИС, А. (Сельскохозяйственный институт, Брно): Алгоритм оптимизации трехточечного подвеса трактора в аспекте действующих на трактор усилий. Земед. Techn., 30, 1984 (12) : 743-748.

В статье описана одна из возможностей оптимизации размеров математико-физической модели трехточечного подвеса трактора, решенного на электронно-вычислительной машине в аспекте силовых действий в отдельных кинематических парах и осевых усилиях втягах. Путем оптимизации размеров трехточечного подвеса изменениями координат отдельных кинематических пар можно обеспечить тенденции к изменениям сопряженных силовых эффектов в трехточечном подвесе. Эти тенденции очень важны, причем не только в отношении входного силового импульса в регулировочной гидравлике, но и потому, что они непосредственно влияют на адгезионные силовые действия на трактор и на все, что с этим связано, например буксование.

математико-физическая модель; квазистатическое равновесие; кинематическая пара; силовой импульс

BAUER, F. — LOPRAIS, A. (University of Agriculture, Brno): *Algorithm of the Optimization of a Three-Point Hitch of Tractor from the Aspect of Acting Forces*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (12) : 743-748.

One of the possibilities of optimizing the dimensions of a mathematico-physical model of a three-point hitch of tractor is described as being solved by an automatic computer from the aspect of forces acting in the cinematic pairs and axial forces in the drawbars. Through optimization of the dimensions of a three-point hitch by changes in the co-ordinates of kinematic pairs it is possible to determine trends of changes in forces acting in the three-point hitch. These trends of changes in the forces are very important not only from the aspect of a force impulse on the regulation hydraulics, but also because they directly affect adhesion forces of a tractor and all other properties, for example slip.

mathematico-physical model; quasi-static balance; kinematic pair; force impulse

Adresa autorů:

Ing. František Bauer, CSc., ing. Antonín Loprais, CSc., Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 662 65 Brno

PROBLEMATIKA SPOTŘEBY A STAVU NÁHRADNÍCH DÍLŮ V PEČOVATELSKÝCH ÚTVARECH ZEMĚDĚLSKÝCH PODNIKŮ V JIHOMORAVSKÉM KRAJI

J. Satoria, O. Doležal

SATORIA, J. — DOLEŽAL, O. (Vysoká škola zemědělská, Brno): *Problematika spotřeby a stavu náhradních dílů v pečovatelských útvarech zemědělských podniků v Jihomoravském kraji*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (12) : 749-760.

Zabezpečení pečovatelských útvarů novými a renovovanými náhradními díly pro normativní počty zemědělské techniky v zemědělsko-potravinářském komplexu nabývá v současných podmínkách stále více na významu. V souladu se zásadami pro postupnou realizaci komplexního systému preventivní péče, servisu a oprav je nezbytně nutné vybudovat na základě vědeckotechnických poznatků systém služeb na úseku materiálně technického zásobování. Postupný přechod na nové formy v oblasti zabezpečení potřebných náhradních dílů pro zemědělskou techniku v odpovídajícím množství, sortimentu a jakosti je nutné chápat jako řešení dynamických vztahů, které v současném období podléhají a budou i nadále podléhat významným změnám. Tyto změny jsou podmíněny intenzifikací, zvyšováním efektivnosti a kvality práce, zdokonalováním řízení, upevňováním odpovědnosti a disciplíny ve všech odvětvích zemědělsko-potravinářského komplexu. V příspěvku jsou uvedeny poznatky získané z průzkumu některých údajů ovlivňujících spotřebu náhradních dílů v 317 zemědělských podnicích Jihomoravského kraje, zpracované na počítači EC 1033, programovacím jazykem FORTRAN s použitím nahrávacího programu SUDOLEZ.

statistické charakteristiky — průměr, minimum, maximum; variační rozpětí; rozptyl; směrodatná odchylka; variační koeficient; průměrné náklady; průměrné hodnoty skladů náhradních dílů; obrátkovost; skladové limity; korelační koeficient

Kritické připomínky k zabezpečování potřebných náhradních dílů pro zemědělskou techniku z hlediska požadovaného množství, sortimentu a jakosti se v posledních letech neustále zvyšují. Skutečné počty dodávaných náhradních dílů se však v letech 1978 až 1982 zvýšily přibližně o 12 %. Je tedy zřejmé, že k dosažení vyrovnaného vztahu mezi potřebou a dodávkami náhradních dílů bude nutné objektivně posoudit značné množství faktorů, které tento vztah u výrobců, dodavatelů a uživatelů ovlivňují.

Aby mohl být zjištěn vliv některých faktorů ovlivňujících spotřebu a stav náhradních dílů v uživatelské sféře, bylo nutné zpracovat a provést šetření u 317 zemědělských podniků v Jihomoravském kraji. Vlastní zpracování se uskutečnilo na počítači EC 1033, programovacím jazykem FORTRAN s použitím nahrávacího studia SUDOLEZ. Soubor informatických údajů zahrnoval základní informace v 88 otázkách z oblasti tech-

I. Dílčí část zpracovaných statistických výsledků — Part of the processed statistical results

Základní statistická charakteristika		Otázka											
		Hrubá zemědělská produkce (tis. Kčs)		Hrubá zemědělská produkce v RV (tis. Kčs)		Hrubá zemědělská produkce v ŽV (tis. Kčs)		Počet pracovníků v zemědělském podniku		Počet pracovníků RV na 1 ha		Počet pracovníků ŽV na 1 dobytčí jednotku	
Průměr	směrodatná odchylka	43 169,832	20 685,96	20 637,598	10 613,70	22 121,598	10 488,18	402,393	186,03	0,039	0,018	0,059	0,034
x min		4 000,0		3 000,0		1 000,0		74,0		0,001		0,007	
x max		112 976,0		55 179,0		64 254,0		926,0		0,105		0,4	
		Počet pracovníků MJ (měrná jednotka)		Počet technicko-hospodářských pracovníků		Počet vysokoškoláků na měrnou jednotku		Počet středoškoláků na měrnou jednotku		Hodnota strojního zařízení RV + ŽV (tis. Kčs)		Hodnota strojů RV/ /celková pořizovací cena (%)	
Průměr	směrodatná odchylka	0,191	1,177	48,564	20,98	0,0	0,00	0,013	0,086	12 312,184	11 206,80	0,582	1,127
x min		0,002		11,0		0,0		0,0		442,0		0,0	
x max		9,952		113,0		0,003		0,905		67 000,0		13,455	
		Hodnota strojů ŽV/ /celková pořizovací cena (%)		Pořizovací cena ZT (tis. Kčs)		Pořizovací cena strojů RV/ /celková pořizovací cena (%)		Pořizovací cena strojů ŽV/ /celková pořizovací cena (%)		Skutečná hodnota RV + ŽV (tis. Kčs)		Skutečná hodnota strojů RV/ /pořizovací cena ZT (%)	
Průměr	směrodatná odchylka	0,582	1,127	20 603,949	17 615,00	0,69	0,224	0,310	0,224	9 430,949	11 819,18	0,346	0,168
x min		0,0		989,0		0,0		0,024		437,0		0,0	
x max		13,455		88 234,0		0,976		1,0		106 983,0		0,886	

		Skutečná hodnota strojů ŽV/pořizovací cena ZT (%)		Náklady na pečovatelskou činnost (tis. Kčs)		Náklady na							
						denní ošetření (tis. Kčs)		technickou údržbu (tis. Kčs)		diagnostiku (tis. Kčs)		opravy vlastní (tis. Kčs)	
Průměr	směrodatná odchylka	0,162	0,444	4 261,59	7568,03	410,714	2379,52	548,314	3844,81	55,136	391,29	2 237,178	2049,16
x min		0,005		49,0		0,0		0,0		0,0		0,0	
x max		5,181		80 934,0		27 000,0		45 000,0		4500,0		20 826,0	
		Náklady na cizí opravy (tis. Kčs)		Hodnota skladu ND skutečná (tis. Kčs)		Hodnota skladu ND předpokládaná (tis. Kčs)		Příčiny nedostatku náhradních dílů (v %)					
								nezajištěné výrobou		nejsou na skladě ÚPZT		nejsou na skladě STS	
Průměr	směrodatná odchylka	1012,250	795,17	1 761,45	1773,33	1 635,729	1867,58	35,843	23,567	42,179	23,634	12,757	11,007
x min		12,0		0,0		0,0		0,0		0,0		0,0	
x max		6152,0		14 852,0		16 500,0		99,0		99,0		55,0	
		Náklady na obstarání náhradních dílů (v %)											
		nebyly nárokovány		cena ND		na dopravu		na prostoje		na zajištění místa odběru		na jiné	
Průměr	směrodatná odchylka	8,25	7,368	53,764	21,768	17,85	11,172	15,493	12,427	6,136	4,992	6,943	6,200
x min		0,0		0,0		0,0		0,0		0,0		0,0	
x max		40,0		95,0		80,0		75,0		20,0		40,0	

1. pokračování tab. I

Základní statistická charakteristika		Otázka											
		Nedostatek náhradních dílů je řešen (v %)											
		renovaci v STS a OZS		vlastní renovaci		vlastní výrobou ND		cizí výrobou ND		nákupem celých strojů		jiným způsobem	
Průměr	směrodatná odchylka	14,793	13,375	21,279	12,435	14,871	9,181	12,536	9,282	24,807	15,220	11,643	11,121
x min		0,0		0,0		0,0		0,0		0,0		0,0	
x max		80,0		70,0		40,0		70,0		80,0		52,0	
		Pečovatelská činnost ovlivňuje spotřebu náhradních dílů (v %)											
		nedodržování náplně technické údržby		nedodržování technické údržby		kvalita práce technické údržby		kvalita oprav		nedostatek garáží a odstavných ploch		nedostatečné vybavení opraven	
Průměr	směrodatná odchylka	8,179	8,122	7,221	6,043	8,893	7,092	9,35	8,128	17,736	10,863	13,457	11,222
x min		0,0		0,0		0,0		0,0		0,0		0,0	
x max		40,0		30,0		40,0		55,0		55,0		80,0	
		Pečovatelská činnost ovlivňuje spotřebu náhradních dílů (v %)										Hrubá zemědělská produkce/ha	
		systém pečovatelské činnosti		kontrola pečovatelské činnosti		nevhodný systém evidence péče		používání přizpůsobených ND		jiné vlivy			
Průměr	směrodatná odchylka	5,943	6,268	9,393	7,581	3,693	3,976	9,0	6,978	7,429	10,025	16,005	5,679
x min		0,0		0,0		0,0		0,0		0,0		1,333	
x max		40,0		50,0		20,0		40,0		50,0		60,591	

		Jak působí na spotřebu náhradních dílů								Hrubá zemědělská produkce/počet pracovníků (tis. Kčs/1)		Hrubá zemědělská produkce RV/ha (tis. Kčs/ha)	
		zvyšování péče		zvyšování plánování a řízení		zvýraznění úlohy mechanizátora		jiné vlivy					
Průměr	směrodatná odchylka	35,707	17,424	21,214	14,505	26,286	15,377	16,643	17,032	112,679	33,778	7,557	2,521
x min		5,0		0,0		0,0		0,0		5,944		1,0	
x max		99,0		90,0		80,0		90,0		252,133		17,43	
		Hrubá zemědělská produkce ŽV/ /dobytčí jednotka		Počet pracovníků/ha		Počet pracovníků RV/ha		Počet pracovníků ŽV/ /dobytčí jednotka		Počet THP na počet pracovníků RV + ŽV		Počet THP/ha	
Průměr	směrodatná odchylka	10,913	2,984	0,149	0,045	0,039	0,018	0,059	0,034	0,245	0,130	0,018	0,005
x min		1,222		0,049		0,001		0,007		0,098		0,007	
x max		18,270		0,285		0,105		0,400		1,205		0,044	
		Počet THP/hrubá zemědělská produkce		Počet vysokoškoláků/ha		Počet vysokoškoláků/ hrubá zemědělská produkce		Počet středoškolských pracovníků/ha		Počet středoškolských /hrubá zemědělská produkce		Hodnota strojního zařízení RV/ha	
Průměr	směrodatná odchylka	0,001	0,002	0,003	0,004	0,000	0,000	0,011	0,005	0,001	0,002	3,376	3,180
x min		0,001		0,000		0,000		0,001		0,000		0,000	
x max		0,021		0,043		0,002		0,024		0,016		29,549	

2. pokračování tab. I

Základní statistická charakteristika		Otázka											
		Hodnota strojního zařízení RV/počet pracovníků RV + ŽV		Hodnota strojního zařízení ŽV/počet pracovníků RV + ŽV		Hodnota strojního zařízení ŽV/počet pracovníků ŽV		Pořizovací cena strojů RV/ha		Pořizovací cena strojů RV/ počet pracovníků RV		Pořizovací cena strojů ŽV/dobytčí jednotka	
Průměr	směrodatná odchylka	107,825	127,510	1,543	2,125	29,444	42,292	4,666	2,920	147,994	142,414	3,824	4,936
x min		0,0		0,051		0,952		0,0		0,0		0,194	
x max		1150,0		13,333		256,0		17,5		1150,0		27,992	
		Pořizovací cena strojů ŽV/počet pracovníků ŽV		Hodnota strojů RV + ŽV/ celkový počet pracovníků		Pořizovací cena strojů RV + ŽV/ celkový počet pracovníků		Náklady na denní ošetření/ha (tis. Kčs/ha)		Náklady na denní ošetření/hodnota strojů RV + ŽV		Náklady na technickou údržbu/ha	
Průměr	směrodatná odchylka	76,558	104,788	32,052	27,887	55,378	42,827	0,129	0,616	0,052	0,284	0,165	0,927
x min		3,17		0,766		1,714		0,0		0,0		0,0	
x max		646,89		179,787		221,632		6,75		3,319		11,25	

		Náklady na diagnostiku/ /ha		Náklady na vlastní opravy/ha		Náklady na opravy cizí/ha		Náklady na technickou údržbu/hodnota strojů RV + ŽV		Náklady na diagnostiku/ /hodnota strojů RV + ŽV		Opravy vlastní/hodnota strojů RV + ŽV	
Průměr	směrodatná odchylka	0,017	0,106	0,83	0,661	0,378	0,269	0,067	0,469	0,009	0,059	0,346	0,638
x min		0,0		0,0		0,008		0,0		0,0		0,0	
x max		1,125		6,942		2,051		5,531		0,553		6,457	
		Opravy cizí/hodnota strojů RV + ŽV		Náklady na pečovatelskou činnost/ha		Hodnota skladu ND/ha		Hodnota skladu ND/ /celková pořizovací cena ZT		Hodnota skladu ND × × 1000/ha skutečná		Hodnota skladu ND × × 1000/ha předpokládaná	
Průměr	směrodatná odchylka	0,185	0,459	1,52	2,027	0,642	0,574	0,164	0,351	608,74	614,702	641,607	574,196
x min		0,002		0,033		0,0		0,0		0,0		0,0	
x max		3,62		20,233		4,951		3,438		5500,0		4950,664	
		Hodnota skladu ND skutečná/ skutečná hodnota strojů		Hodnota skladu ND předpokládaná/ skutečná hodnota strojů		Měrná jednotka (HZP/ha)							
Průměr	směrodatná odchylka	0,39	1,078	0,434	1,103	7,114	7,454						
x min		0,0		0,0		0,01							
x max		10,023		10,023		80,267							

nicko-ekonomické, péče o zemědělskou techniku, distribuci a spotřebu náhradních dílů (v závislosti na druhu zemědělského podniku, výrobní oblasti, výměře zemědělské a orné půdy a na hrubé zemědělské produkci). Způsob sestavení dotazníku byl konzultován s pracovištěm Ústavu racionalizace řízení a práce Praha — pracoviště Brno.

Dále bylo nutné zjistit, zda jsou objektivně vyhodnocovány příčiny poruch a z nich vyplývající požadavky na náhradní díly. Pozornost byla věnována i podmínkám, které by měly odpovídat postavení mechanizačních útvarů v zemědělském podniku, a to z hlediska podřízení současným i očekávaným provozním podmínkám. Dílčí část zpracovaných výsledků je uvedena v tab. I.

Z těchto výsledků zcela jednoznačně vyplývá vliv výrobně technické základny, odbytové základny a uživatelů zemědělské techniky na současný stav náhradních dílů.

VLIV VÝROBNĚ TECHNICKÉ ZÁKLADNY NA STAV NÁHRADNÍCH DÍLŮ

Výrobně technická základna koncernu zemědělského strojírenství musí v oblasti výroby náhradních dílů zjistit potřebné údaje o průběhu intenzity poruch dodávané zemědělské techniky, a to na základě vyhodnocení prvotních zkoušek, popř. vyhodnocení dosavadního průběhu nasazení, nebo ze znalosti průběhu intenzity poruch standardních prvků. Důraz musí být kladen na řešení sortimentní skladby náhradních dílů k zemědělské technice dodávané z tuzemska i z dovozu.

VLIV ODBYTOVÉ ZÁKLADNY NA STAV NÁHRADNÍCH DÍLŮ

Odbytová základna koncernu Agrozet zajišťuje dodávky zemědělské techniky prostřednictvím své obchodní sítě odběratelům v ČSSR. Činnost této odbytové základny v oblasti náhradních dílů je ovlivňována zejména celkovými finančními prostředky na zakoupení jejich požadovaného množství, minimalizací dodatkových nákladů, maximální využitelností, minimalizací času dodání požadovaných náhradních dílů, a tím současně i prodeje, a možnostmi vytvořit a rozmístit zásoby náhradních dílů, včetně nákladů na jejich udržování v požadovaném technickém stavu.

Dodávky náhradních dílů uživatelům zemědělské techniky mohou být realizovány na základě požadovaného systému, který je v podstatě založen na zpracování požadavků těchto uživatelů do plánu odbytové základny. Po jejich sumarizaci se plány předkládají jako souhrnný požadavek.

Je zcela evidentní, že odpovědnost za zabezpečení požadovaného množství a sortimentu náhradních dílů se přenáší z výrobně technické a odbytové základny na uživatele zemědělské techniky se všemi průvodními nedostatky. Při nižší spotřebě náhradních dílů u uživatelů je statistické vyhodnocování problematické, možnost subjektivních vlivů při vyhodnocování na jednotlivých stupních je vyšší, pracnost a časová náročnost při sestavování požadavků je větší a zejména využití výpočetní techniky je obtížné.

Centrální systém dodávek náhradních dílů vychází ze známých informací o jejich stavu a spotřebě za uplynulá plánovací období. Požadavky uživatelů zemědělské techniky se jednotlivě nerozpracovávají. Odpovědnost za zabezpečení požadovaného množství a sortimentu náhradních dílů má výrobně technická a odbytová základna, která musí shromažďovat a s využitím výpočetní techniky zpracovávat značné množství potřebných údajů. Zde může, ale také nemusí dojít k omezení vlivu subjektivních faktorů. Statistické vyhodnocení a z něj získané hodnoty nejsou ve všech případech objektivní pro další plánovací období (z hlediska spotřeby náhradních dílů). I přes tyto nedostatky se tento systém stává základní plánovací metodou.

VLIV UŽIVATELŮ NA STAV NÁHRADNÍCH DÍLŮ

Kvalitativní přestavba materiálně technické základny zemědělsko-potravinářského komplexu klade velký důraz i na racionalizaci systému péče o zemědělskou techniku. Systém péče spočívá v zajišťování, udržování a obnovování výkonových a funkčních parametrů její provozní spolehlivosti. Hodnota strojního vybavení u uživatelů se za uplynulých 20 let zvýšila o 40 mld. Kčs, tj. o 255 %, vybavenost o 41 tis. Kčs, tj. na jednoho pracovníka asi šestkrát. Počet stálých pracovníků poklesl o 225 tis., tj. o 16 %, přičemž hrubá zemědělská produkce vzrostla o 49 mld. Kčs, tj. o 94,2 %.

V období 5. a 6. pětiletky se reprodukce zemědělské techniky zpomalila a v důsledku toho se zvýšilo její průměrné stáří. Závěry plynoucí z tempa obnovy pro tuto a příští pětiletku ještě více zdůrazňují požadavek věnovat maximální pozornost poklesu provozní spolehlivosti, a tím i nižší výkonnosti zemědělské techniky, vzestupu provozních nákladů na jednotku výkonnosti, zvláště pak položek připadajících na údržbu a opravy. Prodloužení technického života zemědělské techniky klade i zvýšené požadavky na náhradní díly.

Na kvantitativní a kvalitativní zvyšování podílu péče o zemědělskou techniku v zemědělské prvovýrobě působí regulační systém a řídicí faktory, zejména v oblasti organizace, plánování a řízení. Vycházíme-li z nových podmínek organizační základny zemědělských podniků a z požadavků zajistit pro tuto techniku v neustále se měnících podmínkách výrobního procesu optimální podmínky, pak zcela zákonitě existují v rámci příslušných pečovatelských útvarů faktory, jejichž předpokládané hodnoty z pohledu výrobně technické a odbytové základny neodpovídají předpokládaným úrovním. Pečovatelská činnost v určitých oblastech a podnicích dočasně zaostává. Negativně se projevuje vliv počtu zemědělské techniky, který není stanoven podle příslušných normativů. Obdobně se projevují nejen měnící se klimatické podmínky v jednotlivých letech a ročních obdobích ve vztahu k zajišťování požadované provozní spolehlivosti, ale i stav stavebních a strojních investic v jednotlivých pečovatelských útvarech. Také kvalifikace a stabilizace pracovníků pečovatelských útvarů je jedním z důležitých faktorů, kterým se ne vždy věnuje odpovídající pozornost.

Je tedy zřejmé, že na spotřebu a stav náhradních dílů v pečovatelských útvarech bude mít mimo uvedené faktory vliv také:

— úroveň pracovních sil a vytváření podmínek pro jejich stabilizaci, stav a využívání stavebního a strojního vybavení příslušných pečovatelských útvarů,

— úroveň a kvalita organizace pracovních procesů v útvech péče o zemědělskou techniku (z hlediska pracovních náplní a technologických operací),

— úroveň přípravy a plánování pracovních procesů,

— úroveň řízení pracovních procesů v útvech péče o zemědělskou techniku.

Vědeckotechnický rozvoj bude více než dosud působit v oblasti organizace pečovatelské činnosti, zejména při realizaci změn v technicko-ekonomických kooperačních vztazích, ve změnách v napojování jednotlivých pečovatelských útvarů mezi jejich jednotlivými stupni, a to po stránce technicko-ekonomické i administrativní. V současných podmínkách bude velmi důležité posoudit vliv faktorů působících v uživatelské sféře a vyhodnotit postup realizace komplexního a integrovaného systému péče.

ZÁVĚRY

Problematika dlouhodobého nedostatku některých náhradních dílů zemědělské techniky vedla ve svých důsledcích k prověrkám a průzkumům, jejichž cílem bylo zjistit příčiny tohoto stavu. Řada opatření uložených všem stupňům řízení byla realizována a přinesla určitá zlepšení. Nevyřešila však stále přetrvávající situaci nedostatku některých náhradních dílů.

V čem jsou hlavní příčiny nedostatku některých náhradních dílů a proč jsou zástupci výrobně technické základny, odbytové základny a uživatelé každoročně terčem více či méně oprávněné kritiky? Již samo rozdělení celého komplexu vlivů na základní oblasti dává odpověď na to, jak se každá z těchto oblastí na příčinách podílí.

Z hlediska optimalizace zásob náhradních dílů a jejich racionálnější spotřeby ve všech sférách je nutné na základě dříve uvedených závěrů věnovat pozornost těmto faktorům:

1. Prvořadou důležitost má dobudování novelizovaného třístupňového komplexního systému péče o zemědělskou techniku v souladu s příslušnými předpisy a směrnicemi. Současný stav v této oblasti se negativně projevuje ve spotřebě náhradních dílů. Sít pečovatelských útvarů I., II. a III. stupně je nutné postupně dobudovat z hlediska minimalizace vybraných nákladových položek pečovatelské činnosti (mzdy, náklady na provoz, zařízení pečovatelských útvarů, náklady na odpisy investic, přepravní náklady).

2. V návaznosti na československou soustavu strojů pro zemědělství je nutné stanovit jejich závazné množství pro stanovené pracovní oblasti v přepočtu na hektary zemědělské půdy v souladu s průběžně se upravujícími normativy.

3. Maximální pozornost je nutné věnovat úrovni pracovních sil v pečovatelských útvech, vytváření podmínek pro jejich stabilizaci, stavu a využívání stavebních a strojních investic v příslušných pečovatelských

útvarech, úrovni přípravy a plánování pracovních procesů, úrovni řízení a kvalitě organizace pracovních procesů v útvarech péče o zemědělskou techniku z hlediska pracovních náplní a technologických operací.

4. V návaznosti na zavádění novelizovaného třístupňového systému komplexní péče o zemědělskou techniku se budou postupně budovat kooperační sklady náhradních dílů pro I. a II. kategorii v příslušných okresech. Pro kooperační sklady je třeba určit soustavu a systém řízení skladových zásob v návaznosti na normativní potřebu náhradních dílů a materiálu.

5. Výrobně technická základna koncernu zemědělského strojírenství musí v oblasti výroby náhradních dílů zjistit potřebné údaje o průběhu intenzity poruch dodávané zemědělské techniky, a to na základě vyhodnocení prvotních zkoušek, popř. z dosavadního průběhu nasazení nebo ze znalosti průběhu intenzity poruch standardních prvků.

6. Odpovědnost za zabezpečení požadovaného množství a sortimentu náhradních dílů pro zemědělskou techniku postupně se zaváděním novelizovaného třístupňového systému komplexní péče se musí přenést na výrobně technickou a odbytovou základnu (v současné době přenáší výrobně technická a odbytová základna odpovědnost za množství a sortiment náhradních dílů na uživatele zemědělské techniky).

7. V zemědělsko-potravinářském komplexu v návaznosti na prohlubující se dělbu práce je nutné počítat s relativně uzavřeným reprodukčním okruhem a s přehodnocením závislosti výrobních zemědělských podniků na výrobních prostředcích, které více než z poloviny pocházejí z jiných odvětví, čímž se prohlubují a komplikují i vztahy v oblasti obchodní, zásobovací a v dalších oblastech. Je třeba zabezpečit, aby se nezpomalovala reprodukce strojového parku v našem zemědělství. Zpomalení se z hlediska stárí zemědělské techniky negativně projevuje v systému komplexní péče a zejména pak v oblasti náhradních dílů. V současné době bude nutné prohloubit dosavadní formy součinnosti všech partnerů zemědělsko-průmyslového komplexu.

Na základě statistických charakteristik hodnotových otázek bude nutné sestavit matice korelačních koeficientů a k další analýze využít položek s hodnotou koeficientu korelace určující význačnou až mírnou těsnost proměnných a obsahově významných pro sledovanou problematiku. Pro zjištěné závislosti bude nutné zjistit regresní rovnice třetího stupně a sestavit regresní křivky, které by potvrdily platnost citovaných závěrů.

Došlo dne 19. 3. 1984

САТОРИА, Я. — ДОЛЕЖАЛ, О. (Сельскохозяйственный институт, Брно): Проблематика расхода и состояния запасных частей в обслуживающих мастерских сельскохозяйственных предприятий в Южноморавской области. Земед. Techn., 39, 1984 (12): 749-760.

Обеспечение обслуживающих мастерских новыми и восстановленными запасными частями для нормативного числа сельскохозяйственной техники в аграрно-пищепромышленном комплексе в нынешних условиях приобретает все большее значение. В соответствии с принципами постепенного внедрения комплексной системы профилактического технического ухода, технического обслуживания и ремонта крайне необходимо на основе достижений науки и техники создать систему обслуживания на участке материально-технического снабжения. Постепенный переход к новым формам в области обеспечения необходимых запасных частей для сельско-

хозяйственной техники в соответствующем объеме, сорimente и качестве нужно понимать как решение динамических отношений, которые в настоящий и в предстоящий периоды претерпевают и будут претерпевать важные изменения. Эти изменения обусловлены интенсификацией, повышением эффективности и качества работы, совершенствованием управления, укреплением ответственности и дисциплины во всех отраслях аграрно-пищепромышленного комплекса. В статье приведены сведения, полученные в результате обследования некоторых данных, влияющих на расход запасных частей в 317 сельскохозяйственных предприятиях Южноморавской области, обработанные на электронно-вычислительной машине ЭЦ 1033 на языке программирования ФОРТРАН с использованием программы записи СУДОЛЕЗ.

статистические характеристики — среднее, минимум, максимум; вариационный диапазон; рассеяние; стандартное отклонение; вариационный коэффициент; средние затраты; средние значения складов запасных частей; оборотность; складываемые лимиты; коэффициент корреляции

SATORIA, J. — DOLEŽAL, O. (University of Agriculture, Brno): *The Consumption and State of Spare Parts at Service Centers of Agricultural Farms in the South Moravian Region*. Zeměd. Techn., 30, 1984 (12) : 749-760.

A supply of new and renovated spare parts to the service centers for normative numbers of farm machines in the agro-industrial complex is of ever increasing significance in the present conditions. According to the principles of gradual realisation of the complex system of preventive care, service and repairs, it is necessary to build up, applying the scientific and technological findings, a system of services in the sphere of material and technical supply. Gradual transition to new forms in the sphere of supplying the necessary spare parts for agricultural machinery in relevant amount, assortment and quality should be understood as a solution of dynamic relations which, as far as the present and future period are concerned, are and will be subject to great changes. These changes are dependent on intensification, increased effectiveness and quality of labour, improved management, higher responsibility and discipline in all branches of the agro-industrial complex. Information from the research on the data affecting the consumption of spare parts in 317 farms of the South Moravian region is given processed on the EC 1033 computer by the FORTRAN language using the SUDOLEZ programme.

statistical characteristics — mean, minimum and maximum; variation span; variance; standard deviation; variation coefficient; average costs; average values of stores of spare parts; turnover; stored limits of spare parts; correlation coefficient

Adresa autorů:

Doc. ing. Jan Satoria, CSc., ing. Otmar Doležal, Vysoká škola zemědělská, Zemědělská 1, 662 65 Brno

OBSAH

Kovář R.: Životní jubileum prof. ing. et ing. Zdeňka Šteffla, DrSc.	705
Červinka J., Sedlák P., Pospíšil J., Ptáček F.: Úprava pokosu píce po ŽTR-165 a její vliv na spotřebu nafty	707
Groda B.: Mechanické vlastnosti a diagnostika stavu strukových gum	719
Ondráček J.: Charakteristiky uvolňování tepla při optimalizaci procesu transformace energie v naftovém motoru pro zemědělské traktory	733
Bauer F., Loprais A.: Algoritmus optimalizace třibodového závěsu traktoru z hlediska sil působících na traktor	743
Satoria J., Doležal O.: Problematika spotřeby a stavu náhradních dílů v pečovatelských útvarech zemědělských podniků v Jihomoravském kraji	749

СОДЕРЖАНИЕ

Червинка Я., Седлак П., Поспишил Я., Птачек Ф.: Обработка покоса трав после ЖТР-165 и ее влияние на расход дизельного топлива	718
Грода Б.: Механические свойства и диагностика состояния сосковых резин	732
Ондрачек Я.: Характеристика отдачи тепла при оптимизации процесса преобразования энергии в дизельном двигателе для сельскохозяйственных тракторов	741
Бауер Ф., Лопраис А.: Алгоритм оптимизации трехточечного подвеса трактора в аспекте действующих на трактор усилий	748
Сатория Я., Долежал О.: Проблематика расхода и состояния запасных частей в обслуживающих мастерских сельскохозяйственных предприятий в Южно-моравской области	759

CONTENTS

Červinka J., Sedlák P., Pospíšil J., Ptáček F.: Treatment of Fodder Swath after the ŽTR-165 Rotary Mower and its Effect on Fuel Consumption	718
Groda B.: Mechanical Properties and Diagnostics of Teat-Cup Liners	732
Ondráček J.: Characteristics of Heat Release in the Optimized Process of Energy Transformation in a Diesel Engine Used in Agricultural Tractors	741
Bauer F., Loprais A.: Algorithm of the Optimization of a Three-Point Hitch of Tractor from the Aspect of Acting Forces	748
Satoria J., Doležal O.: The Consumption and State of Spare Parts at Service Centers of Agricultural Farms in the South Moravian Region	760

Vědeckým redaktorem tohoto čísla byl prof. ing. Zdeněk Šteffl, DrSc.



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. Výtiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2.