

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10

ROČNÍK 13 (XL)
CENA, 10 Kčs
LÍZEN 1967

ÚSTŘEDÍ ZEMĚDĚLSKÉHO A POTRAVINÁŘSKÉHO VÝZKUMU
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Karel Bernhard, ing. Josef Dovrtěl, ing. Stanislav Haš, ing. Jaroslav Homolka, ing. Karel Joza, doc. Karel Koskuba, CSc., ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Píša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Štefl, doc. ing. Miroslav Thér, CSc., prof. ing. Ján Tomovčík, CSc., ing. Alois Vávra, CSc.

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1967

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

■
Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Институт научно-технической информации. Выход в свет ежемесячно. Редакция Прага 2, Слезска 7

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

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

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

■ Při výzkumu, vývoji a zkoušení dojicích strojů se používá některých metod popsaných v literatuře [9, 19]. V předkládané práci jsou uvedeny některé další nové metody (a rozšířeny dosavadní), které umožňují komplexní sledování souvislosti různých parametrů dojicího stroje. To je důležité zvláště při výzkumných pracích na tzv. dojicích automatech, kde průběh podtlaku, rychlost pohybu mléka v potrubí, průtočné množství vzduchu a intenzita dojení se v závislosti na podmínkách mění a vzájemně ovlivňují. Rovněž při výzkumných a vývojových pracích se stroji k dojení do konví je nutno znát souvislosti různých veličin, a proto jsou dále uvedené metody i pro tuto oblast důležité. Základním předpokladem použití těchto metod je vysoká úroveň potřebné měřicí techniky.

Metody popsané v této práci vycházejí ze současných technických prostředků VÚZS k měření mechanických veličin na principu elektrických odporových tenzometrů. Vlastnímu výzkumu dojicích strojů předcházela vývoj tlakových snímačů, průtokoměrů a fotoelektrických snímačů. K výzkumným pracím se použilo nejmodernějších měřicích metod, umožňujících dokonale sledovat souvislosti různých veličin. Z hlediska počtu současně registrovaných veličin je tato práce velmi rozsáhlá (registrovalo se 25 a výjimečně až 27 průběhů). Vývoj popsaných metod probíhal v r. 1965.

Práce obsahuje převážně popis metod a částečně též výsledky experimentálních prací a teoretických úvah zabývajících se dopravou mléka potrubím v tzv. dojicím automatu. Zkoumaly se tlakové poměry, rychlosti průtoku mléka a spotřeba vzduchu celého dojicího zařízení. Hlavním širším cílem prací bylo osvětlení fyzikální podstaty a vzájemné souvislosti probíhajících jevů. V předkládaném článku je uveden pouze zlomek poznatků, které byly získány převážně v r. 1965 [17].

METODY, ZAŘÍZENÍ A MĚŘICÍ PŘÍSTROJE

Převážná část výzkumných prací, při kterých se použilo popsaných metod, byla uskutečněna na československém dojicím automatu DA-100 a dojicím stroji D-1 pro dojení do konví.

Dojicí automat DA-100 je zařízení používané ke strojnímu dojení ve vazné stáji, u kterého se nadojené mléko odsává z dojicí soupravy mléčným potrubím do mléčnice. Je to dvoutaktní synchronní dojicí stroj. Zařízení na přísávání vzduchu do mléčného potrubí je na jeho konci a v dojicí soupravě (u použitého stroje v kuželkách mléčných kohoutů). Předpokládaný provozní podtlak je 380 torr. Dojicí automat DA-100 se může použít pro 100 dojnic. Průměr skleněného mléčného potrubí i podtlakového vzduchového potrubí je 25 mm.

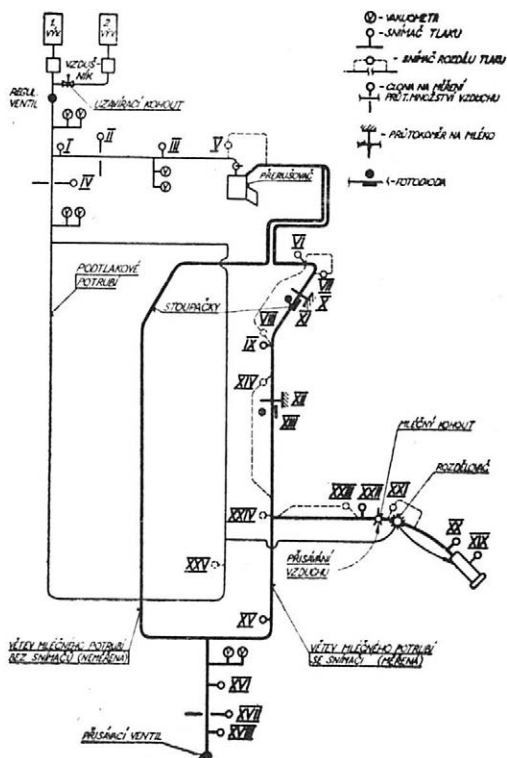
I. Základní měřené veličiny

Označení	Měřená veličina	Co se má měřením získat	Typ snímače a jeho zapojení
I	Podtlak u vývěvy	Údaj o práci vývěvy	Snímač tlaku 380 torr (A), podtlak vůči barometrickému tlaku
II	Průtočné množství vzduchu spotřebované na dopravu mléka	Údaj o spotřebě vzduchu jednotlivých částí dojícího zařízení	Snímač tlaku 30 torr s clonou, rozdíl tlaků
III	Podtlak u vývěvy zmenšený o ztráty clonou	Údaj o základní hladině podtlaku pro mléčné potrubí a výpočet průtoku	Snímač tlaku 380 torr (A), podtlak vůči barometrickému tlaku
IV	Průtočné množství vzduchu protékající podtlakovým potrubím	Údaj o spotřebě vzduchu částí dojícího zařízení připojených na podtlakové potrubí	Snímač tlaku 30 torr s clonou, rozdíl tlaků
V	Ztráta tlaku způsobená přerušovačem podtlaku	Podklad pro hodnocení přerušovače	Snímač tlaku 80 torr, rozdíl tlaků
VI	Podtlak nad stoupačkou	Údaj o velikosti a průběhu podtlaku	Snímač tlaku 380 torr (A), podtlak vůči barometrickému tlaku
VII	Ztráta tlaku způsobená kolenem	Údaj o vlivu kolena	Snímač tlaku 80 torr, rozdíl tlaků
VIII	Ztráta tlaku způsobená stoupačkou	Podklady pro hodnocení vlivu stoupaček	Snímač tlaku 380 torr (B), rozdíl tlaků
IX	Podtlak pod stoupačkou	Údaj o velikosti a průběhu podtlaku	Snímač tlaku 380 torr (A), podtlak vůči barometrickému tlaku
X	Rychlost průtoku mléka ve stoupačce	Hrubý údaj o rychlosti průtoku za různých pracovních podmínek	Planžeta v potrubí
XI	Zaplnění stoupačky mléčného potrubí	Údaj o souvislosti mezi údaji snímačů a zaplněním mléčného potrubí	Fotodioda připojená přímo na smyčku
XII	Rychlost průtoku mléka v dojící části mléčného potrubí	Hrubý údaj o rychlosti průtoku za různých pracovních podmínek	Planžeta v potrubí
XIII	Zaplnění dojící části mléčného potrubí	Údaj o souvislosti mezi údaji snímačů a zaplněním mléčného potrubí	Fotodioda připojena přímo na smyčku

XIV	Ztráta tlaku způsobená rovným potrubím	Údaj o vlivu potrubí	Snímač tlaku 80 torr, rozdíl tlaků
XV	Podtlak v nejvzdálenější části mléčného potrubí	Údaj o velikosti a průběhu podtlaku	Snímač tlaku 380 torr (A), podtlak vůči barometrickému tlaku
XVI	Podtlak u přísávacího ventilu zmenšený o ztrátu clonou	Údaj o hladině podtlaku u přísávacího ventilu (ve vztahu k dopravnímu účinku)	Snímač tlaku 380 torr (A), podtlak vůči barometrickému tlaku
XVII	Průtočné množství vzduchu v přísávacím ventilu	Údaj o spotřebě vzduchu přísávacího ventilu (ve vztahu k dopravnímu účinku)	Snímač tlaku 30 torr s clonou, rozdíl tlaků
XVIII	Podtlak u přísávacího ventilu	Údaj pro výpočet průtoku vzduchu a k hodnocení činnosti ventilu a vlivu clony	Snímač tlaku 380 torr (A), podtlak vůči barometrickému tlaku
XIX	Podtlak v mezistěnné komoře	Průběh pulsujícího podtlaku a jeho souvislost s kolísáním podtlaku v podstrukové komoře (XX)	Snímač tlaku 380 torr (B), podtlak vůči barometrickému tlaku
XX	Podtlak v podstrukové komoře*)	Průběh a velikost podtlaku, který působí na struk	Snímač tlaku 380 torr (B), podtlak vůči barometrickému tlaku
XXI	Ztráta tlaku způsobená rozdělovačem	Podklad pro posouzení vlivu rozdělovače na tlakové ztráty	Snímač tlaku 80 torr, rozdíl tlaků
XXII	Podtlak v mléčné hadici (za rozdělovačem)	Údaj o velikosti a průběhu podtlaku v mléčné hadici	Snímač tlaku 380 torr (B), podtlak vůči barometrickému tlaku
XXIII	Ztráta tlaku způsobená mléčnou hadicí	Podklad pro posouzení vlivu mléčných hadic	Snímač tlaku 380 torr (B), rozdíl tlaků
XXIV	Podtlak v mléčném potrubí v místě připojení dojící soupravy	Údaj o velikosti a průběhu podtlaku	Snímač tlaku 380 torr (A), podtlak vůči barometrickému tlaku
XXV	Podtlak v nejvzdálenější části podtlakového potrubí	Údaj o velikosti a průběhu podtlaku v podtlakovém potrubí	Snímač tlaku 380 torr (A), podtlak vůči barometrickému tlaku
XXVI	Podtlak ve vzduchové hadici konvového dojení	Údaj o základní hladině podtlaku při měření s dojením do konví	Snímač tlaku 380 torr (B), podtlak vůči barometrickému tlaku

*) Tato hodnota odpovídá pouze přibližně podtlaku v podstrukové komoře

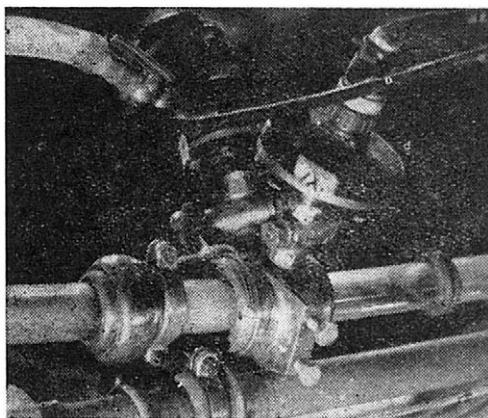
Základní měřené veličiny jsou uvedeny v tabulce I, jejíž součástí tvoří obrázky 1, 2, 3. Ukázkou průběhu těchto veličin zachycuje obrázek 4.



608 ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA - 1967

Dále se při umělém napodobení dojení měřila z váhy nasáté vody a potřebného času intenzita dojení (množství nadojené 1 soupravou za 1 minutu). Při dojení přirozeným způsobem se dojivost zjišťovala obvyklým způsobem. Sledoval se počet dojících souprav, které byly v činnosti, a jejich poloha (místo připojení k potrubí). Denně se měřil barometrický tlak a teplota vzduchu (při měření i cejchování) jako základ korekce na normální podmínky (735 torr a 20 °C).

Základní měřené veličiny (kromě veličiny XI a XIII) se registrovaly pomocí přístrojů, jejichž měřicí prvky jsou konstruovány na principu odporových tenzometrů. K měření veličin uvedených v tabulce I a na obrázcích 7 a 2 (kromě veličiny X, XI, XII, XIII) bylo použito tlakových snímačů (obr. 5, 6) typu 380 torr (A), 380 torr (B), 80 torr a 30 torr. Tyto snímače umožňují



6. Ukázka způsobu instalace snímačů tlaku na mléčném potrubí

←

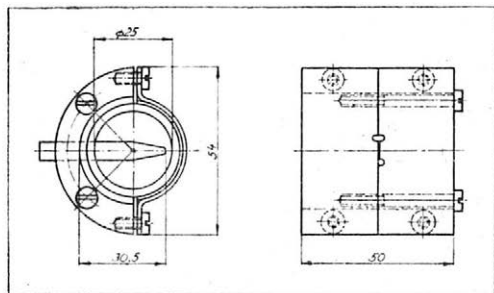
5. Snímače tlaku namontované na dojící soupravě

měřit přetlaky a podtlaky vůči barometrickému tlaku a rozdíly tlaků v rozmezí 5 až 600 torr při výchylce na záznamu alespoň 15 mm. Tedy jejich citlivost dostatečně překrývá požadované rozmezí. Rovněž jejich dynamické vlastnosti jsou vyhovující. Nejnižší krajní měřitelnou frekvenci tlaku vzduchu vykazuje snímač 30 torr. Lze jej použít do frekvence 100 Hz. Nejvyšší krajní měřitelnou frekvenci má snímač 380 torr (B) (činí 230 Hz při měření tlaku vzduchu). Dále se při umělém napodobení dojení měřila z váhy nasáté vody a potřebného času intenzita dojení (množství nadojené 1 soupravou za 1 min.).

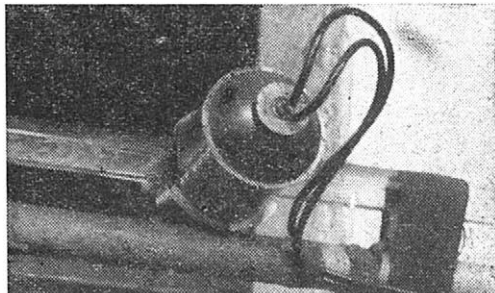
Dynamické vlastnosti použitých snímačů zřejmě převyšují požadavky plynoucí z frekvence změn měřených veličin (plyne i z názorového posouzení obr. 4). Rovněž vnitřní objem snímačů, v kterém působí tlakové prostředí, je minimální (u snímačů, kde na tomto objemu záleží, činí bez přívodních kanálů při vhodné úpravě 1,1 až 3 cm³). Detailní údaje o snímačích tlaku jsou uve-

deny v literatuře [16]. Snímače jsou opatřeny kohouty (kromě snímačů na dojení soupravě), které umožňují snímače po měření uzavřít, čímž se současně spojí měřicí prostor snímače s atmosférou a nastaví nulové hladiny za chodu dojíacího zařízení. U snímačů na clonách se při nastavení nulové hladiny kohoutem spojí oba měřicí prostory snímače s jednou stranou clony.

K registraci rychlosti průtoku mléka (X, XII) bylo použito speciálního snímače (obr. 7) ve tvaru vetknutého nosníku (planžeta se dvěma odporovými tenzometry, zasahující otvorem do potrubí), namáhaného na ohyb proudem mléka. Snímač byl dokonale izolován proti vlhkosti izolačním lakem a speciálním voskem. Namontovaný snímač byl jako celek ocejchován.

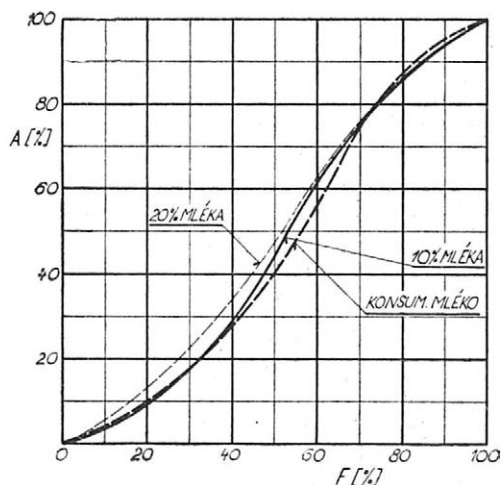


7. Snímač k měření rychlosti průtoku mléka



8. Fotoelektrický snímač XIII, sledující zaplnění mléčného potrubí

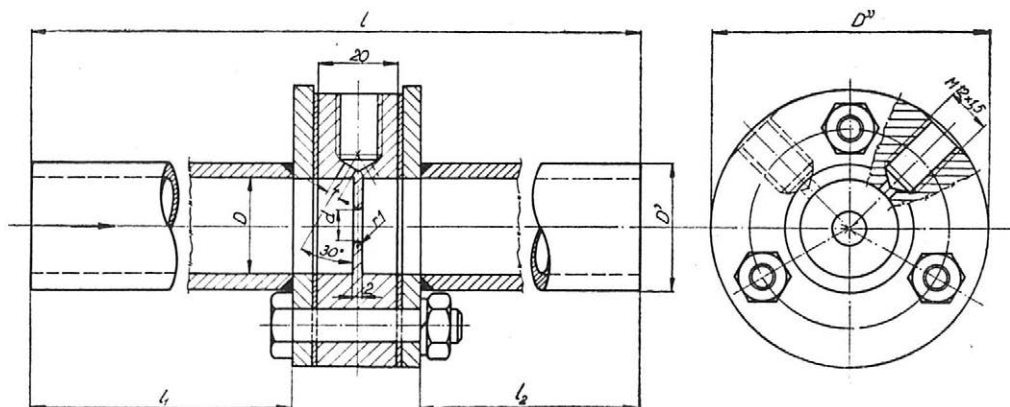
Současně se snímači X a XII se používaly fotoelektrické snímače XI a XIII (selenová fotonka SF 18/44). Na fotodiodu dopadal svazek paprsků vycházející z reflektorové žárovky 6 V, 15/15 W, typu 5110 (usměrněný parabolickým zrcadlem) a procházející clonou, který prosvěcoval skleněné potrubí kolmo na jeho osu. Celek zamontovaný ve válcovém krytu (obr. 8) umožňuje připojení na libovolné místo mléčného potrubí. Výstup snímače je připojen přímo na smyčku oscilografu. Údaj snímače kolísá mezi dvěma krajními hodnotami, které odpovídají zcela zaplněnému a zcela prázdnému potrubí. Cejchovní křivka na obrázku 9 představuje závislost výchylky v záznamu (v procentech rozmezí obou krajních hodnot) na ploše kruhové výseče otvoru trubky, zaplněné mlékem (v procentech plochy vnitřního otvoru trubky). Praktické využití závislosti, uvedené na obrázku 9, však nebylo při provozování výsledků rozhodující, protože při provozu dojíacího automatu se převážně střídají dva krajní stavy, tj. zcela prázdné a zcela zaplněné potrubí.



chovná křivka na obrázku 9 představuje závislost výchylky v záznamu (v procentech rozmezí obou krajních hodnot) na ploše kruhové výseče otvoru trubky, zaplněné mlékem (v procentech plochy vnitřního otvoru trubky). Praktické využití závislosti, uvedené na obrázku 9, však nebylo při provozování výsledků rozhodující, protože při provozu dojíacího automatu se převážně střídají dva krajní stavy, tj. zcela prázdné a zcela zaplněné potrubí.

9. Závislost výchylky v záznamu (A) na zaplnění potrubí (F), vynesená v procentech krajních hodnot pro mléko různě ředěné vodou

Snímače X, XI, XII, XIII byly od sebe vzdáleny o známou konstantní hodnotu. Protože mléko se pohybuje v potrubí ve sloupcích, je možno rychlost pohybu sloupců zjišťovat ze známé vzdálenosti snímačů a z času odečteného na záznamu mezi impulsy obou sousedních snímačů (rychlost ve stoupačce z údajů X, XI a rychlost v dojící části potrubí z údajů XII, XIII). Tento způsob se ukázal vhodnější než přímé určování rychlosti snímači X a XII, které zůstaly výhodnými ukazateli průběhu rychlosti.



10. Clony k měření průtočného množství vzduchu (místo II, IV, XVII)

II. Clony k měření průtočného množství vzduchu

Místo	Clona	Rozměry (mm)						
		D	D'	D''	d	l	l ₁	l ₂
II, IV	1 ; 0	40	48	90	13,5	635	400	200
XVII	Js 25	25	33	72	10,5	435	250	150

Průtočné množství vzduchu (veličiny II, IV, XVII) se měřilo pomocí clon (obr. 10) s doplňujícími údaji v tab. II, na kterých se měřil tlakový rozdíl pomocí snímače tlaku 30 torr. Průtočné množství se vypočte ze vztahu

$$Q = 0,0125 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot m \cdot D^2 \sqrt{(p_1 - p_2) / \gamma_1}$$

kde: α — součinitel průtoku

ε — expanzní součinitel

m — poměr plochy otvoru clony a trubky d^2/D^2

D — vnitřní průměr trubky

p_1 — tlak těsně před clonou

p_2 — tlak těsně za clonou

γ_1 — měrná hmota měřeného prostředí před clonou

Přitom měrná hmota plynu při absolutním tlaku P a absolutní teplotě T se vypočte ze známé měrné hmoty při normálním stavu (γ_n pro vzduch je $1,166 \text{ kg m}^{-3}$), tj. při teplotě 20°C a tlaku 1 at ze vztahu

$$\gamma = \gamma_n \frac{P \cdot T_n}{P_n \cdot T}$$

Důležitým parametrem omezujícím možnost použití různých typů clon je Reynoldsovo číslo

$$R_e = \frac{D \cdot v}{\nu}$$

kde: v — střední rychlost v potrubí
 ν — součinitel kinematické viskozity

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma}$$

kde: μ — součinitel dynamické viskozity ($\mu = 1,85 \cdot 10^{-6}$ pro vzduch při teplotě 20 °C a tlaku 1 at)

Při použití normalizované clony lze použít uvedené rovnice s dostatečnou přesností, ovšem v předepsaném rozmezí průměrů (čs. norma 25 7710 uvádí clony s průměrem nad 50 mm) a Reynoldsových čísel (obvykle vyšších než $2,5 \cdot 10^4$). V našem případě dosahuje Reynoldsovo číslo hodnoty často nižší než $R_e = 10^4$.

Aby mohl být splněn požadavek konstantní hodnoty průtokového součinitele, bylo použito tzv. půlkruhové clony použitelné podle literatury [6] v rozmezí Reynoldsových čísel odpovídajících daným podmínkám (při konstantní hodnotě průtokového součinitele). Clony se navíc cejchovaly v celém rozmezí měřeného průtočného množství (pomocí U-manometru a dvou cejchovaných plynoměrů typu 80 PL zapojených sériově). Cejchovní křivky clon jsou uvedeny na obrázku 11. Vyčíslením se zjistily hodnoty průtokových součinitelů, uvedené v tabulce III.

III. Hodnoty průtokových součinitelů

Clonou měřená veličina	D mm	d	m	a		Tlaková ztráta**)	
				ČSN*)	skutečný	vypočtená***)	skutečná
II (clona č. 1)	40	13,5	0,114	0,604	0,675	0,89Δp	0,77Δp
IV (clona č. 0)					0,685		
XVII	25	10,5	0,177	0,619	0,704	0,82Δp	0,75Δp

*) průtokový součinitel z normy

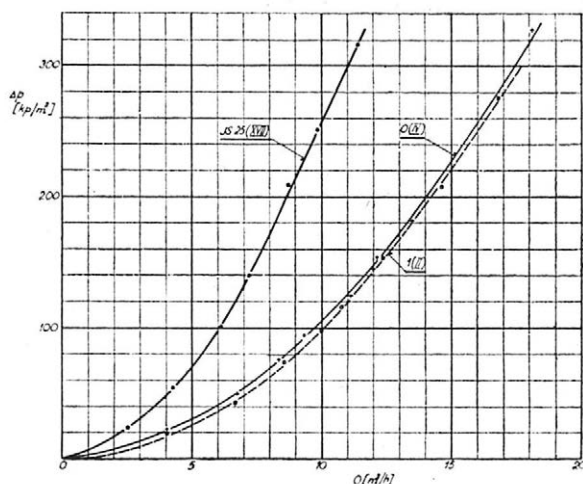
**) ztráta tlaku v potrubí, způsobená vestavěním clony (podíl měřeného tlakového rozdílu)

***) ztráta vypočtená ze vztahu $\Delta p_z = (p_1 - p_2) \cdot (1 - m)$

Vnitřní průměr clon byl navržen tak, aby tlaková ztráta v potrubí byla co nejmenší při dostatečném tlakovém rozdílu (zvláště u míst II a IV je tento požadavek důležitý).

Je třeba, aby výsledky měření průtočného množství vzduchu odpovídaly normálnímu stavu, tj. 735 torr a 20 °C. Podkladem přepočtu na tlak jsou průměrné hodnoty tlaku před clonou. Při vyhodnocování střední hodnoty průtočného množství je možno vycházet ze střední hodnoty výchylky na záznamu, což vlivem nelineární charakteristiky clon působí určitou chybu (skutečné hodnoty jsou o něco nižší). Pro daný účel je možno tuto chybu zanedbat.

Všechny snímače konstruované na principu odporových tenzometrů (k měření všech základních veličin kromě veličiny XI a XIII) byly připojeny k zesilovačům TDA-3 (výrobky n. p. Mikrotechna). Všechny základní měřené veličiny (tab. I) byly současně registrovány smyčkovým oscilografem CEC-5-119P-3-50 výrobek americké firmy Consolidated Electrodynamics Corporation) se smyčkami 7-320, které spolu se zesilovači TDA 3 vykazují daleko vyšší frekvenční vlastnosti než je pro daný účel třeba. Navíc byly registrovány též tlumené průběhy veličin X a XII pomocí přetlumené smyčky 7-349 s nízkou vlastní frekvencí. Zesilovače byly elektricky cejchovány pomocí automatického cejchovacího přístroje vyrobeného ve VÚZS. Tyto přístroje spolu s dalšími pomocnými jsou instalovány v měřicím voze. Všechny snímače, rozmístěné na různých místech dojícího zařízení, byly pomocí kabelů (nejdelší kabely byly dlouhé 39 m) připevněných u stropu kravína připojeny k měřicímu vozu, který stál při měření mimo kravín.



11. Cejchovné křivky clon použitých při měření

Dlouhý přívodní kabel snižuje citlivost snímače. Použito se čtyřpramenných kabelů LYS s průřezem vodičů $4 \times 0,75$ (délka 30 m), které prodlužovaly kabely s průřezem $4 \times 0,5$ (délka 9 m). Snížení citlivosti se zjišťovalo pomocí cejchovního přístroje. Činilo u nejdelších kabelů asi 0,5 % (přibližně shodně s výpočtem). Tyto hodnoty byly při vyhodnocení výsledků uvažovány. Měření s dlouhými kabely bylo zcela stabilní a nečinilo obtíže.

Nastavení a kontrola režimu zkoušek před měřením (tlaku u vývěvy a u přísávacího ventilu) se provádělo pomocí cejchovaných vakuometrů, namontovaných vždy po dvou kusech.

Kromě měření při dojení přirozeným způsobem (dojící soupravy nasazené na kravách) se měřilo při uměle napodobeném dojení, aby bylo možno nastavovat různé stupně intenzity a tuto intenzitu měnit. Místo mléka se používalo směsi vody a mléka (což umožnilo měřit fotoelektrickými snímači), která se nasávala hadičkami přes gumové válečky do strukových násadců. Voda pro všechny dojící soupravy se nasávala z konve (zavěšené na pérové váze, která umožňovala měřit intenzitu všech souprav dohromady) do napájecího potrubí. Toto zvláštní potrubí, namontované podél normálního dojícího potrubí v délce 20 m, bylo opatřeno mléčnými kohouty, které umožnily připojení hadic vedoucích vodu přes zvláštní napájecí rozdělovače a gumové hadičky k jednotlivým strukovým násadčům dojících souprav.

Strukové násadce a napájecí rozdělovač byly zasazeny do zvláštního stojanu, umožňujícího umístění násadce v odpovídající střední výšce kravského vemene. Do strukových násadců byly nasunuty gumové válečky (místo struků), kterými procházely skleněné trubičky. Uvnitř strukového násadce byly na tru-

bičkách nasazeny krátké hadičky, jejichž volné konce se při střídání taktu sání a taktu stisku střídavě otvíraly a zavíraly.

Tento způsob vytvořil přerušovaný průtok vody, jako je tomu při dojení přirozeným způsobem. Dojicí soupravy byly k mléčnému a podtlakovému potrubí připojeny obvyklým způsobem. Celá dojicí souprava přitom obsahovala všechny prvky normální úpravy (včetně hadic, které zůstaly v původní délce). Pouze jedna ze souprav měla vsazeny snímače podle schématu na obrázku 1, které nijak podstatně neovlivnily dojení. Snímače byly pomocí odbočky tvaru T připojeny k hadicím soupravy vždy co nejblíže prvku, jehož tlakové poměry se měřily. Rozdíly vzniklé minimální délkou potřebnou k těsnému zasunutí odbočky do hadic (asi 5 cm) jsou zanedbatelné. Celá napájecí část byla dokonale těsná a při měření zcela zaplněna vodou (včetně napájecího potrubí), aby nedocházelo k přísávání. Intenzita dojení se nastavovala škrcením před každou soupravou pomocí kohoutu napájecího rozdělovače. Kohouty všech souprav se přitom pečlivě nastavovaly do stejné polohy, tedy intenzita všech souprav byla přibližně stejná.

Uměle napodobené dojení do konve probíhalo podobným způsobem jako se soupravami automatu DA—100. Rozdíl byl pouze v tom, že napájecí hadicí se voda nasávala přímo z konve zavěšené na pérové váze.

Tvar a rozměry gumových válečků, zasazených do strukových násadců souprav, i ostatní poměry se volily podle odhadu a úvahy. Je pochopitelné, že tato náhrada plně neodpovídá dojení přirozeným způsobem. Vzniklé rozdíly však mají na tlakové poměry v dojícím potrubí zcela zanedbatelný vliv a dokonce i v samotné dojicí soupravě je charakter průběhu podtlaku zhruba zachován.

Základním parametrem ovlivňujícím tlakové poměry je poloha dojicí soupravy (resp. rozdělovače) vůči mléčnému potrubí (rozhoduje rozdíl výšek). Při všech měřeních byly proto dojicí soupravy umístěny ve výšce přibližně odpovídající střední výšce kravského vemene (obr. 3). Před oscilografickým záznamem se potrubí vždy zaplnilo, aby při měření nastal ustálený stav.

Nulové hladiny snímačů se zaznamenávaly před měřením i po měření při umělém dojení a při běžích naprázdno při vypnuté vývěvě. Při přirozeném dojení se nulové hladiny většinou nastavovaly tak, že vnitřní prostor snímačů se spojil s atmosférou pomocí kohoutů. U fotoelektrických snímačů a u snímačů k měření rychlosti průtoku mléka odpovídaly nulové hladiny nejnižším krajním měřeným hodnotám.

Každé měření se konalo nejméně dvakrát.

K získání názoru o účelu a možnostech popsaných metod byl vypracován krátký přehled témat výzkumných prací, které bylo možno vykonat. Vycházelo se ze základní úpravy dojicího zařízení. Tato základní úprava byla volena tak, aby odpovídala o něco nepříznivějším podmínkám, než jaké jsou považovány v současné době v ČSSR za průměrné (intenzita dojení se volila o něco vyšší než plyne z průměrné dojivosti). Další zkoumané alternativy se vůči základním lišily obvykle pouze v jednom ukazateli. Základní úprava má tyto ukazatele:

1. Intenzita dojení $1,2 \text{ l min}^{-1}$.

2. K potrubí připojeno šest dojících souprav tak, že pět souprav bylo připojeno k nejvzdálenější části potrubí na větev se snímači a jedna souprava byla připojena k větvi bez snímačů.

3. Tlak u vývěvy (na vakuometrech u snímače III) 400 torr při práci naprázdno (bez dojení).

4. Tlak u přísávacího ventilu (na vakuometrech u snímače XVI) 380 torr při práci naprázdno (bez dojení).

Při umělém dojení se zkoumaly tyto různé alternativy:

- a) Základní úprava.
- b) Vliv intenzity dojení: nastavovaly se tyto čtyři stupně intenzity: 0,5; 1,2; 2,3; 4 l min⁻¹.
- c) Vliv počtu dojicích souprav (1, 3, 6, 9 souprav).
- d) Vliv uspořádání (rozmístění) dojicích souprav.
- e) Vliv seřízení přísávacího ventilu.
- f) Vliv oddělení obou větví mléčného potrubí.
- g) Vliv tvaru stoupačky (sklonu a výšky).
- h) Před stoupačku zařazen sifon.
- i) Měření se dvěma vývěvami paralelně pracujícími se společným potrubím a s jedním regulačním ventilem.
- j) Na mléčné potrubí připojen vzdušník s obsahem 50 l.
- k) Dojení do konví s jednou dojicí soupravou při čtyřech stupních intenzity (jako alternativa b).

Velká část prací byla provedena při přirozeném dojení. Cílem měření bylo ověřit výsledky získané umělým dojením a hlavně získat podklady pro hodnocení různých provozních situací a praktických podmínek. Při přirozeném dojení se dělala tato měření:

a) Při seřízení dojicího zařízení, odpovídajícím základní úpravě:

Ustálený stav, pečlivé a nepečlivé sejmutí dojicí soupravy, nasazování dojicí soupravy, spadnutí, vliv vzdálenosti souprav od mléčnice, vliv jejich počtu a dojivost dojnic.

b) Dále se zkoumaly tyto alternativy:

Porovnávaly se ustálené stavy a spadnutí dojicích souprav při použití dvou vývěv se vzdušníkem, při oddělených větvích mléčného potrubí a při normálním sériovém uspořádání dojicího zařízení.

Zatímco měření při umělém dojení trvalo vždy 30 s (při posuvu papíru obvykle 2,5 cm s⁻¹), probíhala měření při přirozeném dojení 5 až 10 min (při posuvu papíru obvykle 0,4 cm s⁻¹). Většina záznamů při přirozeném dojení probíhala tak, že práci prováděla normální obsluha obvyklým způsobem. Při každé události se na oscilografickém záznamu pomocí dálkového ovládání vyvedeného do blízkosti dojnic udělala značka a současně se situace popisovaly. Dálkovým ovládáním se podle potřeby těž pouštěl a zastavoval posuv papíru a měnila rychlost posuvu.

Kromě měření při práci (při přirozeném a umělém dojení) se též měřilo při běhu naprázdno (vzduchotechnická měření), a to:

a) Při zapojených dojicích soupravách, uzavřeném přísávacím ventilu a uzavřených kohoutech napájecích rozdělovačů umělého dojení se po odečtení ztrát určovala spotřeba vzduchu přísáváním na mléčných kohoutech dojicích souprav a spotřeba pulsátorů.

b) Při odpojených dojicích soupravách a uzavřeném přísávacím ventilu se po odečtení ztrát určovala spotřeba vzduchu přerušovače podtlaku.

c) Při odpojených dojicích soupravách, vyřazeném přerušovači podtlaku

a uzavřeném přísávacím ventilu se určovaly ztráty v mléčném a podtlakovém potrubí.

d) Zjišťovaly se charakteristiky použitých vývěv (tj. závislost množství vzduchu na podtlaku), a to jak při samostatném, tak paralelním chodu.

ROZBOR VÝSLEDKŮ EXPERIMENTÁLNÍCH PRACÍ

V této části je uveden kvalitativní rozbor a fyzikální podstata jevů vznikajících při dopravě mléka potrubím. Jsou rozebírány hlavně ty jevy, které jsou pro řešení dojicích automatů důležité, nebo které dosud nebyly respektovány. Je uveden pouze zlomek výsledků, který podtrhuje důležitost aplikace použitých metod.

Z experimentálních prací a teoretického rozboru plyne, že při pohybu směsi vzduchu a kapaliny ve vodorovné trubce dochází v závislosti na rychlosti pohybu a poměru obou složek ke čtyřem kvalitativně různým režimům. Při malé rychlosti proudí vzduch nad kapalinou. Při vyšší rychlosti vlnky na povrchu hladiny uzavřou celý profil trubky a kapalina vytváří sloupce (bublinatý stav). Zvýšenou rychlostí vzduchu se sloupce zkracují. K jemnějšímu rozvrstvení obou složek dojde při přechodu na turbulentní proudění. Při vysoké rychlosti vzduchu přechází směs na pohyb jemného filmu. V této fázi může nastat též tzv. prstenčové proudění (vzduch proudí převážně kolem středu a kapalina se koncentruje podél stěn).

Z výsledků měření, zkušeností z provozu i z pouhého názoru plyne, že podmínkou účinné dopravy mléka v potrubí je zcela zaplněný průřez potrubí (bublinatý stav). Mléko se tedy pohybuje v kompaktních sloupcích. Ostatní režimy mají za normálních podmínek menší význam. V potrubích se často střídají stavy se zcela plným a téměř zcela prázdným potrubím. Princip dopravy mléka spočívá v tom, že na jedné straně sloupce mléka v potrubí se vytvoří větší tlak (menší podtlak) než na druhé. Působením vývěvy, na kterou je mléčné potrubí připojeno, je větší podtlak obvykle blíže k mléčnici (tj. blíže k vývěvě) než na místech vzdálenějších, takže po vzniku tlakového rozdílu se mléko dopravuje směrem k mléčnici. Spád podtlaku se vytváří jednak přísávacím vzduchu jak přísávacím ventilem, tak i na dojící soupravě (v místech A, B na obr. 3) a také přísáváním vlivem netěsnosti instalace potrubí (za nepříznivých provozních situací se přísává též násadci) atd. Tlakový rozdíl míst, mezi nimiž má dojít k dopravě, musí být větší než tlak odpovídající rozdílu výšek obou míst, zvětšený o tlakové ztráty v potrubí. Přebytek tlaku je nutný k zrychlení dopravovaného sloupce mléka. Zjistilo se, že s rostoucí intenzitou dojení a rostoucím počtem souprav klesá zrychlení dopravy sloupců mléka. Zrychlení dopravy stoupá s přísávaným množstvím vzduchu a klesá s dopravní výškou.

Překonání určité dopravní výšky, např. stoupačky, je možné vyvozením příslušného tlakového rozdílu, který odpovídá rozdílu výšek obou konců sloupce (to platí i v případě, je-li sloupec krátký a vyplňuje pouze část stoupačky). Z tohoto důvodu je např. mírně skloněná stoupačka při vytvoření určitého rozdílu schopna dopravovat delší sloupec než svislá. Teoreticky může dojít k překonání určité výšky též tak, že ve vodorovné části potrubí dosáhne sloupec určité rychlosti (i nepatrným tlakovým rozdílem). Kinetickou energii, kterou takto získá, může pak buď celý, nebo část sloupce překonat stoupačku.

V případě, že stoupající, vodorovná i klesající část potrubí (úseky a, b, c v obr. 3) se zcela zaplní mlékem, pak potrubí působí jako násoska, a vysokou

stoupačku je možno překonávat při dostatečně dlouhých sloupcích i s nepatrnými tlakovými rozdíly a navíc bez snížení podtlaku v dojicí části mléčného potrubí. Tento příznivý jev může často vznikat tehdy, je-li zvýšená část mléčného potrubí co nejkratší (část *b* v obr. 3). Tento případ lze často dobře dodržet v praxi.

Další jev, ke kterému v potrubí dochází, je kmitání sloupců mléka zvláště ve stoupačkách. Je to způsobeno tím, že sloupce mléka jsou v potrubí vystřídány mezerami vyplněnými vzduchem. Analogií tohoto případu je soustava hmot, spojených mezi sebou pružinami o nízké tuhosti. Přitom se hmoty i tuhosti tohoto systému o velkém počtu stupňů volnosti mění. Budícím účinkem uvádějícím systém do pohybu jsou postupně se vytvářející tlakové rozdíly u některých sloupců.

Jak již bylo uvedeno, má velmi důležitý význam též přisávání vzduchu. Největší část vzduchu je přisávána přisávacím ventilem. Při souměrném rozmístění dojicích souprav a při stejné intenzitě dojení (což je případ, který se v praxi nevyskytuje) vytváří přisávaný vzduch v obou větvích přibližně stejné podmínky pro dopravu, a rozděluje se tedy na obě větve stejně. V praxi dochází v naprosté většině případů k nesouměrnému zatížení obou větví. Tehdy větev, do které přichází menší množství mléka, je dopravována mnohem rychleji, i když by tomu mělo být opačně. Přes méně zatíženou větev se u přisávacího ventilu (v úseku *d* na obr. 3) udržuje dosti vysoký podtlak, čímž se značně zvyšuje přisávané množství (což plyne z charakteristiky ventilu) a zhoršuje dopravní účinek než při souměrném zatížení obou větví. Hromaděním mléka v zatížené větvi a přisáváním u dojicích souprav vznikne zde vyšší tlak (menší podtlak) než u přisávacího ventilu a mléko je dopravováno opačným směrem přes méně zatíženou větev. Poměry se na určitou dobu vyrovnají, snižuje se přisávané množství, klesá podtlak u přisávacího ventilu, doprava se celkově zrychluje. To však trvá pouze tak dlouho, pokud se nevyprázdní méně zatížená větev. Doprava se podstatně urychlí oddělením obou větví mléčného potrubí, což má též určité nepříznivé důsledky. S rostoucí intenzitou dojení dochází u dojicího automatu ke zpomalení dopravy, poklesu podtlaku u přisávacího ventilu, a tím ke snížení přisávání, i když by tomu mělo být obráceně.

V důsledku všech uvedených jevů dochází ke kolísání podtlaku v mléčném potrubí a hlavně v podstrukové komoře.

Základním vlivem, který se zde uplatňuje, je výška sloupců mléka. Jako příklad uvažujeme poměry podle obrázku 3. Nejnepříznivější případ nastane, když se vytvoří souvislý sloupec mezi body *B* a *D*. Tehdy je základní podtlak vytvořený vývěvou snížen o tlak vyvozený sloupcem $1075 + 1625 = 2700$ mm, což u vody činí 199 torr a u mléka (měrná hmota je $1,03 \text{ kg dm}^{-3}$) 205 torr. Je zřejmé, že tyto hodnoty mohou být ještě překročeny, neboť je nutný určitý přebytek tlaku k udělení zrychlení a při vyšší intenzitě dojení se projeví i ztráty tlaku odporem v potrubí. Tlak v podstrukové komoře se snižuje též činností strukových gum (pulsací působící změny v objemu podstrukové komory). V provozu se dále snižuje základní podtlak (vyvozený vývěvou) činností obsluhy, zvláště při nepečlivém nasazování a snímání strukových násadců, a nízkým výkonem opotřeбенé vývěvy.

Je zřejmé, že při poklesu podtlaku pod určitou hranici bude síla, kterou je dojicí souprava držena na vemení dojnice, menší než váha dojicí soupravy. Pak souprava spadne.

Tlakové změny v potrubí jsou při ustáleném stavu poměrně pomalé (viz

obr. 4), což souvisí s tím, že základní podtlak, který je poměrně vysoký (v porovnání s jednotlivými složkami ztrát), se mění řadou vlivů, k nimž postupně dochází. Jednotlivé změny totiž působí relativně nízké tlakové ztráty též proto, že se vždy neuplatní v plné hodnotě. Největší náhlou změnu působí vyprázdnění nebo zaplnění stoupačky, které odpovídá změna tlaku 80 torr. Této změně však předchází postupně vznikající tlakový rozdíl, který umožní, aby ke změně mohlo dojít.

Tyto závažné závěry a zjištění, které se dosud při konstrukci dojících strojů většinou nerespektovaly, dostatečně potvrzují význam a oprávněnost použití popsaných metod. Podrobné číselné výsledky provedeného výzkumu budou uveřejněny později.

ZÁVĚR

V práci jsou popsány nové měřicí metody umožňující komplexní sledování souvislosti různých parametrů důležitých zvláště při výzkumných pracích na tzv. dojících automatech. Uvedené metody a přístroje umožňují registraci průběhu podtlaku (vůči barometrickému tlaku) i tlakovému rozdílu mezi dvěma místy dojícího stroje, registraci rychlosti pohybu mléka v potrubí a průtočného množství vzduchu. Použití měřicích metod k sledování parametrů dojícího automatu je ukázáno na praktickém příkladu. Je uveden též program provedených výzkumných prací a krátký závěr nejdůležitějších výsledků.

Došlo dne 5. 7. 1967

Literatura

1. Brathie, O.: Pulsation rate and machine milking. Sborník Alfa - Laval (I. symposium o strojním dojení), 1963. — 2. Československá norma: 25 7710 - Měření průtoku tekutin základními škrticími orgány. Praha, 1959. — 3. Clough, P. A.: The short term effect of changes in the vacuum level pulsation and cluster design on the rate of milk flow. Sborník Alfa - Laval (I. symposium o strojním dojení), 1963. — 4. Dubbel: Inženýrská příručka pro stavbu strojů I. Praha, 1961. — 5. Froněk, V.: Grafický způsob navrhování clon a dýz. Strojírenství, 1961, č. 11. — 6. Jarkovský, E.: Základy praktického výpočtu clon, dýz a trubic Venturiho. Praha, 1958. — 7. Jaroš, M.: Komplexní mech. linky při chovu skotu, dojící technika. Zpráva VÚZS, 1966. — 8. Kadlec, V.: Dojacie stroje a zariadenia na ošetrovanie mlieka. Praha, 1961. — 9. Kadlec, V.: Výzkum dojících přístrojů. Sborník ČSAZV - Zemědělská technika, 1959, č. 1. — 10. Kadlec, V.: Spotřeba vzduchu dojícími přístroji a mechanický tlak strukové gumy na struk. Sborník ČSAZV - Zemědělská technika, 1959, č. 2. — 11. Kadlec, V.: Výzkum a teoretický rozbor v současné době se vyskytujících směrů a způsobů ve strojním dojení. Zemědělská technika, 1964, č. 6 a 7. — 12. Kolář, K.: Zařízení dojení. Praha, 1963. — 13. Kolář, K., Sláma, J.: Nový způsob měření průběhu tlaků u dojících zařízení. Zemědělská technika, 1964, č. 4. — 14. Phillips, D. S. M.: The effect of pulsator ratio on milking rate. Proceedings of the Ruakura Farmers Conference, 1963. — 15. Ryšánek, D.: Výzkum ejekce mléka při různém způsobu mechanizace dojení. Zpráva VÚVL - Brno, 1966. — 16. Souček, Z.: Snímače tlaku pro výzkum dojících strojů. Zpráva VÚZS, 1965. — 17. Souček, Z.: Výzkum dopravy mléka. Zpráva VÚZS, 1965. — 18. Teyssler, V.: Technická měření ve strojírenství (část I). Praha, 1953. — 19. Whittlestone, W. G.: Základy strojního dojení. Překlad VÚZS-P-1952. — 20. Whittlestone, W. G. - Olney, G. R.: Machine Milking and Mastitis. The Australian Journal of Dairy Technology, 1963, January - March, 1962, April - June, 1962, October - December. — 21. Whittlestone, W. G. a kol.: An Improved Mechanical Milking System. The Australian Journal of Dairy Technology, 1964, January - March. — 22. Whittlestone, E. G.: Hydrolytic Rancidity in Milk and Agitation in the Milking Machine. The Australian Journal of Dairy Technology, 1962, July - September.

Новые методы, применяемые при исследовании доильных машин в Научно-исследовательском институте сельскохозяйственных машин

В работе описаны новые измерительные методы, дающие возможность комплексно изучать зависимость разных параметров, которые важны в особенности при исследовательских работах с так наз. доильными автоматическими устройствами. Приведенные методы и приборы дают возможность регистрировать ход вакуума (по отношению к барометрическому давлению) и разности давлений между двумя местами доильной машины, регистрировать скорость движения молока в трубопроводе и проточного количества воздуха. Применение измерительных методов для изучения параметров доильного автоматического устройства показано на практическом примере. Также приводится программа проведенных исследовательских работ и краткое заключение наиболее важных результатов.

New Methods Used in the Research of the Milking Machines in the Research Institute of Agricultural Machinery

The paper brings a description of the new measuring methods, enabling a complete tracing of the inter-relations of the different parameters, important notably with the research of the in-pipe milking system. The methods and instruments described make it possible to record the course of the vacuum (as compared with the atmospheric pressure) and the pressure difference between two spots of the milking machine, the recording of the flow speed of the milk and of the flow quantity of the air. The application of the measuring methods for the tracing of the parameters of the in-pipe milking system is illustrated on a practical example. Further included is the schedule of the investigations carried out and a brief summary of the main results.

Neue Methoden die bei der Untersuchung von Melkanlagen im Forschungsinstitut für Landmaschinen Anwendung finden

In der Arbeit sind die neuen Meßmethoden, die eine komplexe Verfolgung der Zusammenhänge von verschiedenen Parametern, die insbesondere bei den Untersuchungen der Melkanlagen wichtig sind, beschrieben. Die angeführten Methoden und Instrumente ermöglichen den Unterdruckverlauf (gegenüber dem barometrischen Druck) und den Druckunterschied zwischen den beiden Stellen der Melkanlage, die Geschwindigkeit der Milchbewegung in der Rohrleitung und die Durchflußmenge der Luft zu registrieren. Die Anwendung der Meßmethoden zur Verfolgung der Parameter bei den Melkanlagen ist am praktischen Beispiel gezeigt. Es ist auch das Programm der durchgeführten Forschungsarbeiten und eine kurze Schlußfolgerung der wichtigsten Ergebnisse angeführt.

**Méthodes nouvelles utilisées dans la recherche concernant
les machines de traite dans l'Institut de recherches pour
les machines agricoles**

Dans l'article on propose un système de développement des machines agricoles nouvelles, fondé sur l'application des méthodes théoriques et de calcul, exploitant des données obtenues expérimentalement. On indique le contenu des étapes particulières.

On analyse également des rapports entre les éléments de recherche, d'évolution et d'essai. Avec cela, l'effort principal consiste à limiter la concurrence réciproque et la réception réciproque non qualifiée de l'activité d'un autre organe, lorsque le niveau de l'activité principale propre est peu élevé. On résume en raccourci des conditions et des fondements nécessaires à l'implantation du système proposé.

Adresa autora:

Ing. Zbyněk Souček, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy

■ Zvětšování kapacit zemědělských závodů a snaha po uplatnění nových ekonomičtějších výrobních technologií klade na výzkum a vývoj zemědělských strojů v posledních letech stále vyšší požadavky. Tato tendence je patrná ve všech průmyslově vyspělých státech a projevuje se v plné míře i v ČSSR. Zemědělská praxe žádá jednak výkonnější, lehčí a dokonalejší stroje, odvozené z typů dosavadních, ale také stroje se zcela novými funkčními principy a uspořádáním, pro jejichž konstrukci většinou není dostatek výchozích technických podkladů. Proto konstruktéři těchto strojů musí (i s ohledem na značnou členitost a mnohonásobnou statickou neurčitost moderních strojů) navrhovat jejich konstrukce často bez solidních pevnostních výpočtů; možné nedostatky v tomto směru je pak nutno zachytit a odstranit pomocí důkladných funkčních, pevnostních, provozních aj. zkoušek. U složitějších strojů se někdy při zkouškách objeví rada závažnějších nedostatků, pro které musí být stroj zcela překonstruován. Zkoušky se pak znovu opakují a jsou-li vázány na sezónní období, prodlouží se vývoj stroje někdy až o dva i více roků. Do sériové výroby se tak dostane stroj opožděně, čímž obvykle naruší celou mechanizační linku jiných strojů, které nemohou být plně nebo vůbec využity. Kromě toho konstrukce stroje stárne i během svého vývoje, takže po dlouhém vývoji je stroj již často překonán konstrukcemi novějšími, čímž ztrácí na konkurečních možnostech a na hodnotě.

Výrobci jsou tedy nuceni konat zkoušky nejen důkladně, ale i rychle. Možnosti k tomu jsou jednak ve vícesměnném provozu, prodloužováním nasazení stroje počínaje místy s nejranější sezónou až po místa, kde sezóna končí nejpozději, nebo při zkouškách v umělých podmínkách, které nejsou na sezónu vůbec vázány. Touto cestou je možno uskutečňovat např. zrychlené zkoušky životnosti. Tyto zkoušky se v průmyslových zemích pro své četné výhody dosti rozšířily, neboť mnohonásobně zkracují dobu trvání zkoušek strojů a snižují tak podstatně i náklady na jejich vývoj.

Nezbytnou podmínkou pro správný postup při zrychlených pevnostních zkouškách je však správná volba zatěžovacího režimu, který musí být v určitém definovatelném vztahu k provozním zatížením, aby z výsledků zrychlených zkoušek bylo možno usuzovat na životnost zkoušeného stroje v provozu. To vyžaduje vybavení zkušebních pracovišť nejen zkušební, ale i dosti náročnou měřicí technikou.

Cílem předkládaného článku, který je výtahem ze závěrečné výzkumné zprávy [32], je rozbor problematiky zrychlených pevnostních zkoušek zemědělských strojů na únavu a volba vhodného uspořádání zkušebního zařízení pro

podmínky ČSSR. Hlavní pozornost je věnována zrychleným zkouškám strojů a jejich podvozků, které jsou v rozhodující míře namáhány během transportu a to dynamickými účinky od přejezdu půdních nerovností.

1. ROZBOR PROBLEMATIKY PEVNOSTNÍCH ZRYCHLENÝCH ZKOUŠEK ŽIVOTNOSTI

Velká většina zemědělských strojů, které se při práci anebo při přesunu na pracoviště a zpět pohybují na vlastním podvozku, popř. na pomocném podvozku či traktoru (nesené a závěsné stroje), je namáhána dynamickými účinky způsobenými přejezdem půdních nerovností. Jsou to zvláště důležité části podvozků jako nápravy, podélníky, příčky, závěsy, ale i přiháněče, vyložené dopravníky apod. U většiny zemědělských strojů, které za své životnosti absolvují několik set a tisíc km jízdy po cestách, bývají rozhodující pro namáhání podvozkových částí právě tyto transportní podmínky, neboť během nich jsou přepravované stroje vystaveny velkému počtu cyklů zatížení. Výjimkou bývají jen stroje silně zatěžované při pracovním procesu, jako pluh, kultivátory apod. Uvedený způsob zatěžování může vést u nejvíce namáhavých částí rámu k únavovým lomům, které podle zahraničních pramenů [16] činí 75–80 % všech lomů zemědělských strojů (V podmínkách ČSSR se únavové lomy vyskytují v nižším počtu případů, neboť nemalý podíl činí lomy statické, způsobené nesetřeným až hrubým zacházením, popř. nesprávným dimenzováním proti přetížení. Při pečlivějším pevnostním řešení a lepší obsluze však podíl únavových lomů vzroste.) Protože jde o velmi důležité, rozměrné a nákladné díly, jejichž lomy většinou vedou k poškození dalších částí nebo k destrukci celého stroje, je zřejmé, že výzkumu namáhání a správnému dimenzování těchto částí je nutno věnovat mimořádnou pozornost.

Charakter namáhání uvedených součástí je takový, že na statické napětí od vlastní tíhy stroje se superponuje kmitavá složka napětí, vzbuzená přejezdem půdních nerovností. Pro únavová poškození dílů jsou rozhodující jak velikosti, tak i četnosti výskytu těchto kmitů různých amplitud. Hodnota kmitavé složky se časově mění a má na ni vliv řada činitelů, jako:

- velikost, tvar a tuhost překážek,
- rychlost jízdy stroje,
- tuhosti konstrukce od uvažovaného místa směrem k hlavním hmotám a k nápravám,
- rozložení a velikost hmot a tuhostí, s nimiž souvisí vlastní kmitočty stroje (obecně ve třech směrech a kolem tří os),
- poměr vlastních frekvencí kmitání stroje k frekvenci přejezdu překážek,
- tuhost a velikost pojezdových kol (u pneumatik huštění) a jejich rozmístění,
- rozmístění překážek (resp. časový sled nárazů na jednotlivá pojezdová kola stroje),
- tuhost a způsob vazby stroje na traktor (popř. na připojený přívěs či jiné agregované stroje),
- ostatní činitelé (tlumení kmitů, vůle, způsob uložení nákladů apod.).

Tyto vlivy a jejich okamžité kombinace způsobují, že velikosti kmitavých složek namáhání sledovaných částí se v provozu stroje stále mění v menším či větším rozsahu, dochází k nestacionárnímu namáhání. Souhrn všech zatížení

nebo napětí různých velikostí, které se za celou životnost stroje v určitém jeho místě vyskytnou, tvoří tzv. spektrum provozního zatížení.

Toto spektrum se obvykle vyjadřuje graficky křivkou součtové četnosti kmitavé složky, jejíž každý bod udává, kolik kmitů určité zvolené amplitudy a amplitud větších se vyskytuje za životnost stroje [25]. Protože výskyt amplitud vysokých zatížení je méně častý než amplitud malých, budou zřejmě pro četnosti amplitud určitých velikostí platit obdobné zákonitosti jako u náhodných veličin. Bylo zjištěno, že rozdělení četnosti kmitů u strojů namáhaných transportem se buď blíží exponenciálnímu rozdělení (u něhož součtové četnosti po vynesení do sítě zatížení — log. četnosti — jsou charakterizovány přímkou), nebo rozdělení normálním (Gaussovu — součtová četnost tvoří přímku při vynesení do pravděpodobnostní sítě).

První druh rozdělení (zjištěn při výzkumu životnosti automobilů) vychází obvykle v případech, kde se do spektra zahrnují všechny provozní podmínky, druhý druh rozdělení vychází pro jeden způsob zatěžování [8].

Dalším znakem uvedeného nestacionárního namáhání je náhodný časový sled amplitud různých velikostí za sebou.

Celkové provozní spektrum zatížení představuje součet dílčích spekter odpovídajících jednotlivým podmínkám provozu, v nichž je stroj po dobu své životnosti vystaven dynamickému zatěžování (např. jízdy po poli, polní cestě, asiatické či šterkové silnici, ale i při práci). Podle obtížnosti podmínek a jezdových rychlostí bývají uvedená dílčí spektra zatížení dosti rozdílná a mají tedy na celkovou životnost stroje různý vliv. Z nauky o únavové pevnosti je známo, že vyšší amplitudy namáhání způsobují vyšší únavové poškození součástí, takže do lomu jich snesou jen menší počet. Náhorný přehled o tom dávají Wöhlerovy křivky. Z těchto křivek lze pro každou hladinu namáhání určit počet cyklů do lomu — tedy životnost součástí při jednostupňovém zatěžování (za těchto předpokladů byly Wöhlerovy křivky sestaveny). Potíže však činí určit životnost součástí zatěžovaných víceúrovňově nebo celým souvislým provozním spektrem zatížení. Na tuto otázku nedává zatím současná teorie přesnou odpověď. Byla sice vypracována řada hypotéz [9] jak posuzovat kumulaci poškození způsobených namáháním na různých hladinách; při těchto hypotézách je však vždy nutné vycházet z předpokladů, které nemusí být splněny. Odpovídají tomu i výsledky pokusů, které vykazují někdy značné odchylky od výpočtových hodnot.

Zmíněný výpočet životnosti z kumulace únavových poškození je nutno provádět zvláště pro každý posuzovaný průřez hodnocených součástí s určitými vrtbovými vlastnostmi a vyrobenými z určitých materiálů. Výpočet samozřejmě předpokládá znalost spektra namáhání ve všech posuzovaných průřezích. Je zřejmé, že vypočítat životnost tímto způsobem je možno jen pro omezený počet míst, v nichž byla spektra provozních namáhání změřena (určení spekter namáhání ve větším počtu míst je dosud obtížné a pracné).

Uvědomíme-li si, že určování měřených míst se děje většinou „podle citu“ a že na členitých součástech s ostrými vruby nebo ve spoji více dílů dohromady nelze často namáhání běžnými metodami měřit, není dána záruka, že budou podchycena všechna slabá místa, která by se během požadované životnosti stroje porušila.

Úkol spolehlivě určit životnost složité dynamicky namáhané konstrukce se stává tak širokým a neohrazeným, že jej nelze řešit obvyklými početními způsoby, a je možný jen postup experimentální. Ovšem přezkoušení celé normy

životnosti v přirozených podmínkách je opět neúnosně zdoluhavé, zkoušky strojů při transportu vystavují traktoristy nepříznivým a zdravotně škodlivým účinkům nárazů, takže se musí střídát; výsledky zkoušek nejsou zcela porovnatelné, neboť v praxi nelze dodržet, aby všechny podmínky byly přesně konstantní a reprodukovatelné. Z těchto důvodů je účelné volit pro zatěžovací zkoušky strojů raději podmínky umělé, při nichž všechny dříve uvedené nevýhody odpadají. To znamená pomocí vhodného zařízení působit na zkoušený stroj stejným nebo provoznímu namáhání úměrným cyklickým zatížením, které probíhá samočinně bez trvalé obsluhy, přičemž vyčerpání životnosti se dosáhne dříve než při normálním provozu. Tyto zkoušky lze označit jako zrychlené laboratorní, nebo krátce zrychlené. Z dosud známých způsobů tohoto typu zkoušek lze uvést:

1.1 Zkoušky na stabilní stolici, při nichž zkoušený stroj spočívá jednou nebo dvěma nápravami na rotujících bubnech nebo na obíhajícím pásu, které jsou opatřeny výstupky. Velikost výstupků a obvodovou rychlost bubnů či pásu lze nastavit tak, aby vyvozovaná zatížení na nápravy stroje odpovídala zatížením provozním.

Stroj je během zkoušek v podélném směru ukotven. Protože při každém přejedu výstupku vzniká více dynamických kmitů různých amplitud (podle tuhostí, útlumu a rozložení hmot stroje obvykle 2—5), které se uplatňují při únavovém poškození, není tento způsob zatěžování jednostupňový, jak by se na první pohled zdálo. Zatěžovací spektrum je však zúžené, neboť jsou v něm zastoupeny jen některé amplitudy a zřejmě nikoliv v takových četnostech, v jakých se vyskytují v provozu. Složitější zařízení tohoto typu [10] jsou proto vybavena ústrojím, které během zkoušek plynule mění velikost výstupků, takže lze dosáhnout širšího zátěžného spektra a více se tak přiblížit provoznímu namáhání. Uvedené zařízení je obvykle ovládáno výstupem z děrné pásky. Lze též dosáhnout i náhodného vystřídání různě velkých amplitud.

Stolice s oběžným pásem je provozně náročná a vzhledem k hmotnosti a vysokým zrychlením článků pásu na koncových kladkách má jen omezené použití (pro malé rychlosti).

Celé uvedené zkušební zařízení je též investičně nákladné, zvláště má-li být používáno i pro energetický výzkum trakčních prostředků. Odhadnutá cena stolice s pásem bez programového řízení a s elektrickou brzdou pro energetická měření traktorů činí asi milión Kčs.

1.2 Zkoušky na pulsační stolici, kde se namáhání zkoušeného stroje vyvozuje zvláštním zařízením, které lze upravit tak, aby zatížení působila nejen v požadovaných bodech stroje, ale i ve vhodných směrech. Zatížení se vyvozuje buď mechanicky (klikovým mechanismem přes pružinu nebo vibrátorem s rotujícími, v jednom směru nevyváženými hmotami), dále hydraulicky (pomocí hydraulických válců), nebo elektricky (elektrodynamickým vibrátorem).

Uvedené pulsační stolice — kromě hydraulické — mají však omezený výkon a hodí se pro zatěžování jen menších strojů nebo jejich částí. Kromě toho lze obtížně měnit velikost zátěžných amplitud pro dosažení celého zátěžného spektra, a proto jsou většinou používány jen pro zkoušky jednostupňové.

Hydraulické stolice tyto nevýhody nemají, jsou stavěny do největších výkonů a často s programovým řídícím ústrojím (fy Schenck pomocí děrné pásky), jímž lze dosáhnout samočinného zatěžování podle předem určeného programu. Nevýhodou hydraulických stolic jsou vysoké pořizovací náklady.

Všechny typy pulsačních stolic mají další nevýhodu v tom, že nemohou imitovat všechny silové účinky, které na stroj působí v provozu, a proto jsou používány často jen ke zkouškám porovnávacím.

1.3 Zkoušky na oválné zkušební dráze

Zkoušený stroj je traktorem tažen po dráze s umělými překážkami, které vyvolávají dynamická namáhání. Překážky bývají rozestavěny buď střídavě (nebo šikmo), takže obě kola téže nápravy najíždějí na překážky střídavě, nebo leží kolmo na směr jízdy a pak se nárazy na obě kola téže nápravy uskuteční současně. Druh, rozmístění a velikost překážek jsou buď stejné po celém obvodu dráhy, nebo dráha obsahuje několik úseků s různými překážkami a s různým jejich uspořádáním.

Výhodou těchto tratí je velká variabilita zkušebních podmínek, nevýhodou nutnost trvalé obsluhy (traktorista), která je vystavena otřesům. V SSSR byl tento nedostatek řešen při zkoušení závěsných strojů tak, že traktor jede mimo překážky, kterým je vystaven jen připojený zkoušený stroj (traktor má větší rozchod kol než stroj). Při zkouškách traktorů se používá dálkového ovládání traktoru z vozíku, který je k traktoru připojen, ale má zvětšený rozchod kol, aby míjel překážky. Nevýhodou však zůstává nutnost trvalé přítomnosti řidiče. Kromě toho je stavba dráhy investičně nákladná, neboť bývá většinou betonová (aby se nárazy nepoškozovala a neměnily se výšky překážek vyjetím kolejí) a je rozsáhlá — obvod dráhy bývá dlouhý 400—600 m. Ovšem způsob zatěžování různých částí strojů na oválných drahách odpovídá provozním podmínkám nejvíce ze všech známých způsobů zkoušek. Kromě toho oválné dráhy umožňují zkoušení více strojů současně při stejných pojzdových rychlostech. Proto jsou tyto zkušební dráhy v současné době nejdokonalejším zařízením pro zrychlené zkoušky životnosti zemědělských strojů. Na některých drahách (např. ONIIS — NATI v Oděse) se již používá samočinného vedení strojů po trati, takže odpadá monotónní funkce řidičů. Použití oválné dráhy je nezbytné pro zkoušky životnosti pásových traktorů.

1.4 Zkoušky na kruhové zkušební dráze

Toto řešení je přechodem mezi zkušebními stolicemi a zkušební oválnou dráhou. Zkoušený stroj je připojen k rameni, jehož jeden konec je otočně uložen na svislém čepu uprostřed kruhové dráhy a druhý konec je připojen buď k traktoru, nebo k zvláštnímu vozíku s elektromotorem. Traktor nebo vozík pojíždí po okraji kruhové dráhy (kde nejsou překážky) a unáší s sebou oběžné rameno, k němuž jsou připojeny zkoušené stroje. Pásmo kruhové dráhy, kudy projíždí stroj, je opatřeno výměnnými překážkami.

Tohoto zařízení lze použít i pro výzkum opotřebení strojů s orgány pracujícími v půdě; v tom případě se soustředěně vedle dráhy pro pevnostní výzkum vytvoří dráha pro výzkum opotřebení a zkoušený stroj se zavěsí na odpovídající závěs oběžného ramene.

Dále je možno využít kruhové dráhy k energetickému výzkumu trakčních prostředků, vybaví-li se hnací vozík na oběžném rameni vhodným brzdovým zařízením.

Výhodou kruhové zkušební dráhy je trvalý běh bez řidiče (i při použití traktoru jako zdroje pohybu), poměrně nízké pořizovací a pracovní náklady a proti laboratorním stolicím všestrannější způsob zkoušení, který mnohem lépe odpovídá provozním podmínkám.

Určitou nevýhodou je trvalý běh zkoušených strojů při jednostranném otáčení (průměr dráhy bývá cca 40 m), takže může docházet i k jednostrannému vlivu zatěžování. Tuto nevýhodu lze zčásti kompenzovat zkoušením ve více etapách, přičemž se vždy smysl obíhání oběžného ramene i stroje obrátí, takže zkoušky mohou probíhat střídavě v obou směrech otáčení.

2. POŽADAVKY NA ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ PRO ZRYCHLENÉ ZKOUŠKY V ČSSR

Vycházíme-li z podmínek a zaměření výzkumné činnosti zemědělského strojírenství v ČSSR, možno požadavky na zařízení pro pevnostní zrychlené zkoušky životnosti zemědělských strojů shrnout do těchto bodů:

1. Protože v ČSSR jsou výzkum, vývoj a zkoušky traktorů samostatné a oddělené od výzkumu zemědělských strojů, přičemž výskyt samohybných strojů je výjimečný, není třeba zařízení pro zrychlené zkoušky zemědělských strojů na únavu vybavovat doplňkovým zařízením pro energetický výzkum, čímž se podstatně sníží náklady na strojní vybavení. S tím souvisí i možnost snížení váhy, menší poruchovost a menší nároky na údržbu a provoz zkušebního zařízení.

2. Jelikož provoz zkušebního zařízení na únavu je hřmotný a současně dlouhodobý, není vhodné jeho umístění do prostoru laboratoří, kde by silně zhoršovalo pracovní podmínky všech přítomných pracovníků. Bylo by proto účelnější postavit uvedené zařízení vně laboratoří, avšak v návaznosti na komunikace, na vedení elektrického proudu a na nezbytný dohled obsluhy, která by byla umístěna v nejbližším objektu (na vizuální dohled).

3. Způsob zatěžování na zkušebním zařízení by měl co nejvíce odpovídat způsobu zatěžování v provozu, neboť jen tak je možno dosáhnout analogického zatěžování u různých zemědělských strojů, které se navzájem velmi podstatně liší (různé rozchody kol a rozvody náprav, různé tuhosti a rozložení hmot na strojích apod.).

4. Protože únavové zkoušky jsou vždy dlouhodobé (trvají týdny až měsíce) a je nutno zkoušet aspoň tři vzorky strojů (vzhledem k rozptylu zkoušek), bylo by účelné zkoušet na zkušebním zařízení vždy více strojů současně.

5. Zkušební zařízení musí umožnit měření požadovaných veličin i během části zkoušek. Optimální by bylo přímé propojení zkoušeného stroje s měřicím vozem.

6. Vzhledem k časové náročnosti zkoušek je nutný téměř 24hodinový běh zkušebního zařízení (s výjimkou prohlídek a údržby) bez ohledu na povětrnostní podmínky, a to skoro po celý rok. Zařízení proto musí být jednoduché, provozně spolehlivé, nenáročné na údržbu a odolné proti povětrnostním vlivům.

7. Zkušební zařízení musí být natolik variabilní, aby bylo možno dosáhnout požadovaného spektra zatížení téměř u všech zkoušených zemědělských strojů (s různým rozchodem kol a rozvorem). Současně však musí být zajištěna stabilita nastaveného programu po celou požadovanou dobu zkoušek. Případná změna zatěžování musí být realizovatelná jednoduchými prostředky a rychle.

8. Zkušební zařízení by mělo být konstrukčně jednoduché, aby bylo snadno vyrobitelné. V největší míře by mělo být použito sériově vyráběných součástí a dále dílů a skupin, které by mohly být jako celek převzaty z jiných zařízení. Tím by se podstatně snížily i investiční náklady.

Z porovnání výše uvedených požadavků s vlastnostmi různých zkušebních zařízení vyplývá, že pro zkoušky životnosti zemědělských strojů pro československé podmínky je nejvhodnější kruhová dráha. Toto zařízení splňuje téměř všechny vytyčené požadavky, kromě možnosti současného zkoušení více strojů najednou. Dosud známá provedení kruhových zkušebních drah mají jedno oběžné rameno, za které se připojuje jeden stroj. V určitých případech by bylo možné připojit za jedno rameno i více strojů, avšak vždy s těmito nedostatky a nevýhodami: při spojení více strojů za sebou nebudou všechny stroje namáhány stejně (závěsy); připojení více strojů vedle sebe za rameno je možné jen pro úzké stroje (aby se na dráhu umístily), nebo musí být dráha úmyslně širší, což je spojeno se zvýšenými stavebními náklady; kromě toho nebudou stejné jejich pojezdové rychlosti a poloměry zatáček.

Nejvhodnějším způsobem, jak zvětšit kapacitu kruhové dráhy, by bylo použití více oběžných ramen, což odstraňuje uvedené nevýhody; dále je možno zvětšit kapacitu dráhy i dodatečně, pokud se s tím bude při návrhu předem počítat.

Vhodnost volby kruhové dráhy pro zkoušky životnosti zemědělských strojů dosvědčují i rozhodnutí řady ústavů a podniků v zahraničí, které již řadu let tyto zkušební dráhy úspěšně používají a nově staví.

Přehled o některých v současné době používaných nebo připravovaných zkušebních drahách v zahraničí je uveden v seznamu literatury [32].

3. PŘEKÁŽKY ZKUŠEBNÍCH DRAH

Účelem umělých překážek na zkušebních drahách je vyvolat stejné nebo analogické silové účinky v podvozkových částech zkoušených strojů, k nimž dochází ve skutečném provozu. Podle tvaru a velikosti překážek a jejich rozmístění a dále v závislosti na velikosti pojezdových kol vzniknou, kromě dynamických složek namáhání ve svislém směru, i složky ve směru jízdy stroje a ve směru příčném.

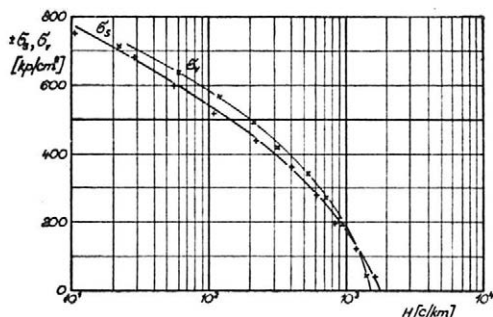
Pro přejezd překážky pojezdovým kolem je charakteristické, že kromě výkmitu od nájezdu kola na překážku vzniká další, zpravidla největší výkmit při dopadu kola na terén za překážkou, po kterém ještě následuje celá série kmitů ve svislém směru podle podmínek volného kmitání (uplatňuje se útlum kmitající soustavy a okamžik dalšího budicího účinku). Podstatný vliv má i tvar překážky a pojezdová rychlost, neboť od určité rychlosti začne docházet k odskakování pojezdových kol od překážek a tvar sjezdové části překážky se neuplatní (při dynamickém součiniteli > 2). Kmitů ve vodorovném podélném směru bývá zpravidla méně.

Poměr těchto složek bude pro určitý tvar překážek a jejich systém rozmístění charakteristický. Je zřejmé, že každá uvedená složka vyvolává v konstrukci namáhání jiného druhu, takže pro životnostní zkoušky na zkušební dráze bude vyhovovat jen určitý typ překážek, který vyvolá v konstrukci zkoušeného stroje namáhání odpovídající provozním namáháním, čili musí být dořzen správný vzájemný poměr obou složek.

Jako příklad uvádíme výzkum pevnosti rámu sklizeče píce SŘUB 183 (z r. 1965), při němž byla kromě jiných uskutečněna též tenzometrická měření ohybových napětí na nápravě stroje ve svislé a vodorovné rovině. Měřeno bylo jednak při transportu po dobré a dále velmi kamenité polní cestě (výšky kamenů $7 \div 10$ cm) v délkách po 45 m, jednak při transportu po rovné trati

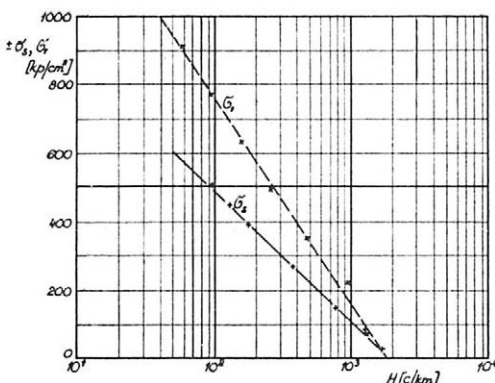
s umělými překážkami tvaru hranolu o průřezu 10×10 a 15×15 cm (položených po dvou kusech do stop kol stroje — celkem $4 + 4$ kusy). Délka trati s umělými překážkami byla 42 m, jezdová rychlost $7,8 \text{ km h}^{-1}$.

Při vyhodnocení oscilogramů metodou měření rozkmitů mezi sousedními maximy a minimy byly získány četnosti kmitů, kterým odpovídají křivky součtových četností na obrázcích 1 a 2. Počty kmitů byly přepočteny pro oba zkoumané úseky na společnou délku dráhy 1 km.



1. Křivky součtových četností H kmitů namáhání nápravy sklizeče SRUB 183 při jízdě po dobré a dále po kamenité polní cestě (délky úseků po 45 m).

f_s — ohybová napětí nápravy ve svislé rovině
 f_v — ohybová napětí nápravy ve vodorovné rovině



2. Křivky součtových četností H kmitů namáhání nápravy sklizeče SRUB 183 ve svislé a vodorovné rovině (f_s a f_v) při jízdě stroje přes příčně položené hranoly 10×10 cm a 15×15 cm

Z křivek na obrázku 1 je patrné, že namáhání nápravy kruhového průřezu je ve svislém i vodorovném směru přibližně stejné. Naproti tomu namáhání zjištěná na nápravě při přejezdu hranolových překážek jsou ve vodorovné rovině podstatně vyšší než ve svislé, což svědčí o tom, že hranolový tvar překážky by se zde pro náhradu zatížení nehodil. Z porovnání obrázků 1 a 2 zároveň vidíme, že četnosti kmitů stejných velikostí jsou na skutečné a umělé dráze řádově stejné, i když nerovnosti na polní cestě bylo nepoměrně více než na trati s hranoly.

Uvedený závěr o nevhodnosti hranolového tvaru umělých překážek pro zkoušky životnosti potvrdily i výsledky měření složek sil v předním závěsném oku SRUB 183.

Z toho vyplývá, že pro daný případ by bylo nutno použít na umělé dráze překážky s méně strmými bočními částmi průřezu. Tento závěr bude mít zřejmě širší platnost, neboť všechny podniky či ústavy s bohatými zkušenostmi v daném úseku používají překážky bez strmých náběhů.

Jako příklad uvádíme typy překážek, používané ve Vědeckovýzkumné zkušební stanici NATI v Oděse (obr. 3). Aktivní povrch překážek pro kolové trakory má tvar půlválce s poloměrem zaoblení 160 a výškou rovněž 160 mm. Půlválcových překážek používá též firma Massey—Ferguson; poloměr zaoblení vnějšího povrchu je 125 mm, výška překážek 120 mm.

Podobné jsou překážky firmy John Deere, které jsou opět půlválcové, ale výšky 75 mm, s poloměrem zakřivení rovněž 75 mm. Různým rozmístěním překážek jednak jen v jedné stopě kol, jednak v obou stopách kol, ale s různou roztečí, se má dosáhnout různých zatěžovacích poměrů se stejným typem překážek.

3. Přehled různých typů umělých překážek používaných při zkouškách životnosti rámu zemědělských strojů a traktorů na zkušebních drahách. Délkové míry udány v mm

NATI používá rozteče překážek zvolené tak, že přesahuje rozvor náprav nejméně o 20 až 30 %, aby nedocházelo k současnému přejezdu překážek oběma nápravami, což by neodpovídalo provozním podmínkám.

Na obrázku 3 jsou i další typy překážek trojúhelníkového průřezu s výškou 140 mm (John Deere) a úsečového (ÚVMV Praha), kterými se má dosáhnout největších hodnot namáhání, vznikajících v praktickém provozu.

Jiný je systém překážek používaný v ILT Lipsko, který zahrnuje překážky s profily o různých výškách a šířkách, avšak velmi plochého lichoběžníkového průřezu.

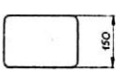
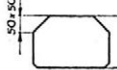
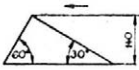
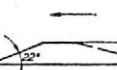
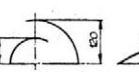
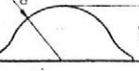
Pouze ojediněle v MGI v Budapešti a v IMER — Kludzenko u Varšavy se jako překážek používá železničních pravic hranolového průřezu. Důvodem bude zřejmě snadno dostupný a normalizovaný výrobek, který v provedení z dubového dřeva je i dosti odolný proti opotřebení. Je však nutno poznamenat, že u překážek používaných v MGI jsou vrchní hrany těchto pravic zkosené (50 mm/45°), zřejmě aby se snížila strmost bočních stran profilu.

Použití válcových překážek o výškách 200 až 220 mm předpokládá i VISCHOM na své oválné zkušební dráze (kromě krátkých úseků s příčné postavenými kolejnicemi o výšce 140 mm).

K úplnosti nutno dodat, že pro zkušební dráhy se vesměs volí překážky vystouplé nad terén, které lze snadno vyměnit a různě rozmístit (nepoužívá se překážek tvaru rigolů).

Je zřejmé, že správný tvar překážek pro různé případy zkoušek by se měl individuálně ověřit. Z předchozího přehledu však vyplývá, že nevhodný je pro zkoušky životnosti hranolový typ překážek. Mnohem správnější bude typ půlválcový, který svým tvarem lépe odpovídá většině půdních nerovností, popř. typ lichoběžníkový. Přesnější závěry o tvaru překážek bude možno podat až po podrobném tenzometrickém výzkumu namáhání u strojů různých koncepcí.

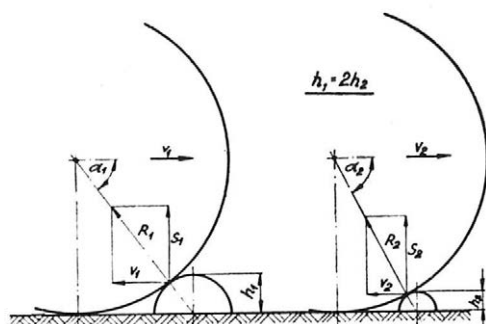
Z uvedeného výčtu různých typů používaných překážek je patrna značná rozdílnost v jejich výškách — od 40 do 220 mm. V literatuře, z níž byly příslušné údaje o překážkách čerpány, však často chybějí údaje o jezdových rychlostech. Bylo však zjištěno, že např. při použití překážek o výšce 150 mm (pražce se zkosenými hranami) pro zrychlené zkoušky traktorových přívěsů se používá jezdové rychlosti 3,6 km h⁻¹. Naproti tomu půlválcové překážky o výšce 75 mm, používané i firmou John Deere, jsou přejížděny rychlostí 6,4 km h⁻¹. Je zřejmé, že požadovaného namáhání zkoušených strojů lze dosáhnout nejen volbou výšky překážek, ale i jezdovou rychlostí. Vztahy mezi těmito veličinami jsou však složité a pro každý případ jiné. Je totiž známo [25,

PROFIL PŘEKÁŽKY	SCHÉMA PŘEKÁŽEK A POUŽIVATEL	
OBDELNÍK		
TROJÚHELNÍK LICHOBĚŽNÍK		
KRUHOVÝ ÚSEČ		
OBECNÝ		

31], že stupňování pojezdové rychlosti vede nejprve ke zvyšování namáhání jen do určité meze, při které se vlastní kmitání hlavních částí stroje ztotožní s budícím kmitočtem od překážek a dochází k rezonanci. Při dalším zvětšování rychlosti se namáhání opět poněkud snižují. Těchto význačných pojezdových rychlostí, při kterých dochází k zvýšeným namáháním, bývá v celém používaném rozsahu rychlostí více, neboť stroje mívají více částí, které mohou samostatně kmitat. Příslušné kmitočty a odpovídající pojezdové rychlosti jsou závislé na počtu hmot a tuhostech jejich vazby, a jsou tedy pro různé stroje odlišné.

Dále z uvedeného plyne, že každá význačná pojezdová rychlost vede na určité překážkové dráze k rozkmitání jen určité hmoty stroje a ta pak namáhá převážně jen ty součásti, na nichž je zavěšena. To znamená, že u složitějších strojů s větším počtem kmitavých systémů bude obtížnější pomocí volby pojezdové rychlosti na zkušební dráze dosáhnout u všech důležitých podvozkových částí strojů obdobného namáhání, jaké bylo zjištěno v provozu.

U jednoduchých strojů s jednou hmotou na pružném nosném systému budou příznivější možnosti k dosažení požadovaného namáhání volbou pojezdové rychlosti po zkušební dráze. Zde bude možné dosáhnout např. na nízkých překážkách při vyšší rychlosti stejného namáhání (v určitém směru) jako na vyšších překážkách při nižší pojezdové rychlosti. Tento vývod lze ovšem aplikovat jen v menším rozsahu změn uvedených veličin. Je totiž nutno poukázat na to, že dynamické složky namáhání při rychlém přejezdu nízkých překážek a pomalém přejezdu překážek vysokých nemohou být zcela ekvivalentní, neboť oba tyto případy mají odlišný sklon reakcí vznikajících mezi překážkami a pojezdovými koly stroje. Např. při stejných dynamických složkách sil ve svislém směru budou na nízkých překážkách nižší podélné dynamické složky než na vysokých (obr. 4).



4. Schéma silových poměrů při přejezdu překážek různých výšek pojezdovým kolem.

Při stejných dynamických složkách S_1 a S_2 ve svislém směru, dosažených vhodnou volbou pojezdových rychlostí v_1 a v_2 , nemohou být stejné dynamické složky V_1 a V_2 ve vodorovném směru

Pro případ naznačený na obrázku vychází $V_1 = 1,45 V_2$, tedy namáhání ve vodorovné rovině by byla na větší překážce o 45 % vyšší než na překážce nižší při stejné úrovni namáhání ve svislém směru. Uvedený růst reakcí o 45 % je velmi významný, neboť podstatně zkrátí životnost příslušných zatěžovaných částí (podle údajů v dalších kapitolách asi 20 X).

Uvedený jednoduchý příklad přesvědčivě ukazuje na nutnost současného sledování namáhání stroje jak ve svislých rovinách průřezů, tak i v rovinách vodorovných. Dále z toho vyplývá, že umělé překážky mají odpovídat překážkám přirozeným nejen tvarem, ale i velikostí, a pojezdovou rychlostí lze provádět jen malé korekce v zatěžování. Protože většina překážek na polních cestách, které budou rozhodující pro životnost strojů, má výšku asi do 120 mm, měly

by mít tyto výšku i umělé překážky. Jejich počet o různých výškách by se volil podle požadovaných četností kmitů různých amplitud, tedy podle způsobu použití v ILT Lipsko.

Systém neměnných překážek, které používá NATI, je vhodný pro zkoušky stejného typu strojů, což je v daném případě splněno (traktory). Je však zřejmé, že namáhání vodorovnými složkami sil bude vzhledem k 160 mm vysokým překážkám vyšší než v provozu a neúměrné vůči namáháním silovými složkami svislými.

4. VLIV NAMÁHÁNÍ NA ŽIVOTNOST SOUČÁSTÍ

V praxi se často vyskytuje otázka, jak je nutno změnit hodnotu dynamického namáhání, aby bylo dosaženo např. určitého zvětšení doby životnosti součástí. Protože jde o oblast časované pevnosti, lze požadovanou závislost zjistit ze šikmé větve Wöhlerovy křivky. Tato část křivky tvoří v síti logaritmických souřadnic nejčastěji přímkou, kterou lze vyjádřit rovnicí

$$N = c \cdot \sigma^{-m} \quad (1)$$

kde: N — počet cyklů zatížení do poruchy

c, m — konstanty

σ — amplituda střídavého namáhání

Logaritmováním uvedeného vztahu dostaneme

$$\log N = \log c - m \cdot \log \sigma \quad (2)$$

což je skutečně rovnice přímky o souřadnicích $\log N$ a $\log \sigma$. Pro mocnitél m vychází vztah

$$m = \frac{\log c - \log N}{\log \sigma} \quad (3)$$

takže mocnitél m je dán kotangentou úhlu, který svírá šikmá část Wöhlerova diagramu s vodorovnou osou $\log N$.

Diferencováním vztahu (1) a jeho dosazením do diferenciálu dostaneme

$$dN = -c \cdot m \cdot \sigma^{-m-1} d\sigma = -\frac{c \cdot m}{\sigma^{m+1}} d\sigma = -\frac{m}{\sigma} N \cdot d\sigma$$

takže

$$\frac{dN}{N} = m - \frac{d\sigma}{\sigma}$$

To je hledaný vztah pro závislost poměrné změny počtu cyklů (životnosti) na poměrné změně namáhání. Vztah ukazuje, že změna počtu cyklů je m -násobkem změny namáhání.

Záporné znaménko značí, že např. vzrůstu napětí odpovídá pokles počtu cyklů do lomu.

Z tohoto rozboru je zřejmé, že mocnitél m má velký význam a jeho přesná znalost je základem pro výpočty životnosti. Jeho hodnotu možno určit buď ze známé Wöhlerovy křivky pro daný materiál a tvar součásti, nebo z literatury [34]. Při namáhání ohybem u šedé litiny mívá dosti stálou hodnotu kolem $m = 5$, u ocelí se jeho hodnota obvykle mění v rozsahu asi 4 až 12. Vyšší hodnoty mají součásti hladké, malé a bez vrubů; součásti větší, s hrubším po-

vrchem a vruby, mají hodnotu m nižší. Podle W e l s c h o f a [33] je u oceli závislý na poměru meze únavy k mezi pevnosti podle vztahu

$$m = m' + k \frac{\sigma_p}{\sigma_c}$$

kde: $m' = 2 \div 4$
 $k = 18$

Pro hrubé výpočty běžných ocelových součástí bez vrubů je možno uvažovat $m = 10$ [21, 22], což znamená, že např. snížení napětí o 10 % má za následek zvětšení životnosti o 100 %, tedy na dvojnásobek. Naopak zvětšení napětí o 10 % vede ke snížení životnosti na polovinu. Obdobně u částí z šedé litiny vede snížení napětí o 10 % ke zvětšení životnosti zhruba o 50 %. Uvedenou zákonitost by bylo možno výhodně využít pro zkrácení doby zkoušek trvanlivosti strojů. Podmínkou však je, aby ke zkušebnímu zvětšení namáhání nad obvyklou provozní úroveň došlo úměrně ve všech zkoušených částech stroje, aby nikde nebyla překročena hladina napětí na horní mezi časované pevnosti a aby mocnitel m všech zkoušených částí byl přibližně stejný. Jinak pořadí výskytu únavových poruch nebude odpovídat pořadí zjištěnému při normálním provozu stroje nebo se budou vyskytovat zcela jiné poruchy, než by vznikly v praxi.

Je tedy zřejmé, že zkrácení zkoušek životnosti volbou vyšší hladiny namáhání je možné jen ojediněle u jednoduchých kompaktních strojů s jednoduchým rámem ze stejného materiálu, s jednoznačným vzájemným vztahem namáhání všech jeho průřezů nebo s jedním či několika slabými průřezy, jejichž napiatost je známá. Kontrolou, že nebyla překročena horní mez časované pevnosti, je počet cyklů do lomu, který musí bezpečně převyšovat hodnotu 10^4 . Podle S k r o m m e h o [24] je ve zvyšování hladiny namáhání pro urychlení zkoušek životnosti omezení v tzv. k r i t i c k é m z a t í ž e n í, nad kterým pak dochází ke zkreslování výsledků zkoušek. V nejběžnějších případech strojů se složitými rámy jsou však nezbytné zkoušky na stejné hladině namáhání, jaká byla zjištěna v provozu — nejlépe se stejným spektrem zatížení. Avšak i v tomto druhém případě se dosáhne významného zkrácení doby zkoušek na zkušebních drahách, a to zvětšením frekvence zatěžování proti méně častým nárazům, k nimž dochází v provozu.

Podle údajů z literatury [4, 14] se i při stejné úrovni zatížení dosahuje na zkušebních drahách proti běžnému provozu časového zkrácení zkoušek asi 20 až 100krát. Tyto hodnoty vyplývají z porovnání doby skutečného provozu stroje v praxi a doby zkoušení na zkušební dráze. Při volbě frekvence vyvolávání kmitů v rámu stroje je nutná určitá opatrnost v tom smyslu, že zvětšená frekvence zatěžování může u některých pružně uložených hmot stroje vést k jejich rezonanci (nebo stavu v blízkosti rezonance). Vlivem zvýšených kmitů této hmoty pak dochází ke zvýšenému namáhání součástí k nimž je upevněna, které může být podstatně vyšší než při obvyklém provozu (přiháněče, vyložené dopravníky, letmo uložené hmoty atd.). U těžkých strojů na pneumatikách nebo u strojů s měkkým odpružením (např. automobily) kmitá celý podvozek stroje obvykle ve vlastní frekvenci bez ohledu na frekvenci přejezdu překážek či pojezdovou rychlost, a proto zde není možno zvyšovat frekvenci zatěžování do oblasti vlastního kmitočtu systému. V těchto případech lze zkracovat dobu zkoušek volbou vyšších namáhání (pokud je to možné podle dříve uvedených hledisek) a lepším využitím času.

5. POSTUPY PŘI ZRYCHLENÝCH ZKOUŠKÁCH ŽIVOTNOSTI

Zkoušky životnosti nově vyvinutých strojů, u nichž je únavová pevnost rámu určována transportním namáháním, lze uskutečňovat několika různými způsoby:

5.1 Životnost nového stroje, určená na zkušební dráze, se porovnává se životností staršího typu stroje podobného druhu, který byl zkoušen již dříve na téže zkušební trati, ale je dostatečně prověřen i praktickým provozem. Porovnávat však lze jen se stroji, které jsou v praxi používány ke stejným účelům a transportovány stejným způsobem při stejných rychlostech.

Modifikací tohoto způsobu jsou porovnávací zkoušky životnosti nově vyvinutého stroje s jiným novým strojem stejného určení, o němž je však známo, že splňuje požadované podmínky životnosti. Porovnávacím strojem může být např. dosud nepoužitý osvědčený stroj některých větších firem (např. zahraničních), u nichž je záruka solidního provedení a vyzkoušení jejich strojů. S oběma těmito stroji se provedou zkoušky životnosti na zkušební dráze za stejných podmínek, a to bez potřeby náročného pevnostního proměřování strojů a snímání provozních spekter. Úroveň namáhání na zkušební dráze musí však u obou strojů přibližně odpovídat provoznímu namáhání, aby nebyly výsledky zkoušek zkresleny některými vlivy, které by se uplatnily při zkouškách více, než je tomu v provozu.

5.2 Ke zkoušce na zkušební trati se použije stroje, který již v provozu vyčerpал část své životnosti (např. u přívěsu 5000 km z požadované životnosti 10 000 km). Zbytek životnosti se absolvuje a změří na zkušební trati (např. 200 hodin). Za stejných podmínek se pak zkouší jen na zkušební dráze další, zcela nový stroj stejného typu a série a určí se jeho životnost (např. 500 hodin).

Z porovnání obou těchto výsledků se jednak určí skutečná životnost v provozu (tj. $5000/300 \cdot 500 = 8333$ km), jednak převodový vztah mezi zkouškami na zkušební dráze a provozem (300 hodin na dráze odpovídá 5000 km v provozu).

V této metodě je však skryto velké nebezpečí spočívající v tom, že podle povahy jevu není životnost strojů veličinou exaktní, ale statistickou. Dochází vždy k určitému rozptylu životností zjištěných u více vzorků téhož typu stroje, a proto výše uvedenou metodu lze použít jen při aplikaci na více kusů strojů a získané výsledky používat jen jako informativní.

5.3 Pokud není možno použít některé z uvedených zjednodušených možností určování životnosti, je třeba uskutečnit zkoušky základním způsobem, který je většinou náročný jak na čas, tak i na měřicí zařízení a počet potřebných pracovníků.

Celý postup lze rozdělit na tyto etapy:

5.3.1 Určení typických podmínek a doby využití stroje při jednotlivých variantách provozu

U strojů, kde napětí v rámu převyšují mez únavy jak při transportu, tak i při jeho práci, musí být stanoveny druhy a délky cest při transportu za požadovanou životnost stroje, jakož i doby chodu stroje při práci ve všech variantách, které přicházejí při nasazení stroje v úvahu. Z nich se vybírají ty varianty podmínek, které musí stroje absolvovat za svou životnost v nejtěžších případech jejich využití.

5.3.2 Tenzometrický výzkum a určení spekter zatížení

Při podmínkách podle bodu 5.3.1 a na zkušební dráze se na všech místech, kde lze očekávat únavové lomy, tenzometricky změří napjatost. Cílem je stanovit provozní spektra zatížení, a to pro všechna důležitá místa.

Z dalších měření se však vypustí ta místa, kde je podle prvních měření napjatost nízká a ani v dalších zkušebních podmínkách nebude vyšší. Pokud některá měřená místa vykazují přísně úměrnou napjatost, lze pro další měření některá z nich vypustit. Tak lze účelně redukovat počet měřených míst na nezbytné minimum.

Doba snímání provozních spekter má být dostatečně dlouhá (NATI používá u traktorů úseky $1 \div 2$ km), aby se zaznamenaly všechny možné kombinace zatížení. Pokud se k registraci měřených veličin používá smyčkových oscilografů, je dílčí doba snímání veličin omezena délkou fotografického papíru na zásobní cívice a potíženími s vyvoláváním tak dlouhých záznamů. Obvykle se snímají záznamy po dobu $3 \div 10$ minut. Pro tyto účely jsou proto výhodnější buď oscilografy s UV zápisem, nebo se samočinným vyvoláváním. V poslední době zaváděný magnetický zápis bude patrně ještě výhodnější, neboť současně dává podmínky pro automatizovaný způsob vyhodnocování.

Jinou cestou k získání provozních spekter je použití hladinových počítačů, které přímo v číselné formě udávají četnosti výskytu zatížení určitých velikostí, a to buď ve formě četností třídnicích, nebo součtových. Nejznámějším přístrojem tohoto druhu je klasifikátor KS 16/T firmy Hottinger — Baldwin (Klassiergerät).

Podobný přístroj byl vyvinut v Maďarsku pod označením Hisztométer a v NDR (IFL v Drážďanech). Předností těchto přístrojů proti oscilografům je možnost dlouhodobého snímání spekter (pokud mají dostatečnou stabilitu) a přímé odečítání četností z údajů počítadel. Nevýhodou je však poměrně vysoká cena těchto přístrojů (KS 16/T stojí 12 000 DM, Hisztométer asi 70 000 Ft) a možnost vyhodnocování každým přístrojem jen jednoho měřicího místa, protože přístroje jsou jednobáňové. Tyto přístroje nejsou zcela univerzální (posuzováno z hlediska způsobu vyhodnocení, který je pevně dán konstrukcí přístroje).

5.3.3 Ze zjištěných spekter provozních zatížení jednotlivých měřených míst a z Wöhlerových křivek platných pro zkoušené části se určí výpočtová životnost (např. metodou Serensena). Mají-li některá místa dostatečnou životnost, určí se podle sklonu Wöhlerovy křivky odpovídající redukce napětí a stroj se v příslušné partii v tomto smyslu upraví. Je-li těchto úprav více a změní-li se tím napjatost i v ostatních partiích stroje, mělo by se kontrolně změřit, jak byla rekonstrukcí ovlivněna ostatní měřená místa.

Z porovnání spekter na zkušební dráze a v provozu se určí režim zkoušek (překážky, pojezdové rychlosti, doby zkoušek atd.).

5.3.4 Pak následují zkoušky stroje na zkušební dráze při úrovni napětí zjištěných v provozu. Ideální by bylo zkoušení se stejným tvarem spektra namáhání i na zkušební trati; většinou se však dosahuje shody v úrovni nejvyšších hladin namáhání (podle NATI). Je totiž obtížné dosáhnout na zkušební dráze stejných nebo blízkých provozních spekter ve všech proměřovaných místech, jaká byla zjištěna v provozu. Problém spočívá ve vhodném sladění velikosti, tvaru a rozmístění překážek a výši pojezdové rychlosti. Výbornou pomůckou, která dává nejrychlejší výsledky, je hladinový počítač, kterým

se postupně prošetřují spektra zatížení ve všech měřených místech. Je nutno pamatovat, že únavová životnost je citlivě závislá i na malých změnách hladin dynamických napětí (viz předchozí stať).

Praktické zkušenosti skutečně potvrzují, že i únavové životnosti různých kusů téhož typu strojů zkoušených za stejných podmínek se dosti liší. NATI uvádí pro stroje se staticky neurčitými rámy rozptyly 1 : 2,5 až 1 : 5. Rozptyl v životnosti bývá menší při vyšších hladinách namáhání. Počet strojů pro zkoušky na zkušební trati má odpovídat velikosti budoucí série a bývá pro každou etapu vývoje 3 až 5 kusů. Protože zkoušky probíhají ve fázi funkčního modelu, prototypu a sériového výrobku, bývá celkový počet zkoušených strojů 15 až 20 (zkušenosti NATI).

V průběhu zkoušek na zkušební dráze se po určité době začnou objevovat únavové trhliny. Proto jsou nezbytné systematické časté prohlídky celého stroje, aby mohlo být sledováno postupné rozvíjení těchto trhlin. Pokud trhliny neohrožují funkci a další zkoušky stroje, ve zkouškách se pokračuje. Prohlídky se uskutečňují podle rychlosti šíření trhlin po 15 minutách až několika hodinách. V MMFI v Budapešti má být pro sledování vývoje trhlin za chodu stroje použito průmyslové televize, takže zkoušky nejsou tak často přerušovány a probíhají rychleji.

Zkoušky pokračují tak dlouho, až trhliny v hlavních částech stroje dosáhnou stadia, kdy již není možný další provoz nebo vzniknou těžko opravitelné trhliny. Toto stadium odpovídá zcela vyčerpané životnosti poškozeného dílu. Pokud lze tento díl vyměnit, nahradí se novým a ve zkouškách se pokračuje, aby se stejným způsobem vyzkoušely i ostatní díly stroje (namáhané nad mez únavy) do konce své životnosti.

Výsledkem zkoušek na zkušební dráze je tedy určení životnosti jednotlivých nejvíce namáhaných důležitých dílů stroje, a to v hodinách a v počtech přejezdů překážek (při jednom typu překážek). Pokud je na trati několik různých typů překážek, počítá se počet absolvovaných okruhů.

5.3.5 Souběžně se zkouškami na zkušební dráze probíhají zkoušky obvykle více strojů při nasazení v provozu. Jedním z mnoha úkolů těchto zkoušek je i určení druhu a pořadí únavových poruch vzniklých skutečným provozem strojů (v NATI pro traktory více než 6000 h).

Kontrolou správnosti zkušebních podmínek na umělé dráze je výskyt stejných poruch vznikajících současně ve stejném pořadí, v jakém k nim dochází v provozu. Tím se ověří, že při zrychlených zkouškách se neuplatní některé nežádoucí vedlejší vlivy, které se v provozu nevyskytují (vliv rezonancí při zvětšených frekvencích zatěžování, vliv rozmístění překážek, vliv tvaru překážek atd.).

Porovnáním doby provozu do výskytu únavových poruch v provozu a na zkušební dráze se určí skutečný převodový vztah mezi oběma způsoby zkoušek.

5.3.6 Podle převodového vztahu mezi životnostmi součástí na zkušební dráze a v provozu se určí skutečná životnost všech důležitých částí rámu stroje v provozu (tedy i těch, které se v provozních zkouškách nestačily porušit). Dále se určí nezbytná doba zrychlených zkoušek na zkušební dráze pro vyčerpání požadované životnosti celého stroje. V případě nedostatečné životnosti některých detailů je nutno tyto dodatečně upravit a uskutečnit pak kontrolní zrychlené zkoušky takto upravených strojů na zkušební dráze, až se dosáhne u všech důležitých dílců požadované životnosti.

6. ZÁVĚR

Práce shrnuje zkušenosti a poznatky v oboru pevnostních zkoušek životnosti zemědělských strojů a příslušných zkušebních zařízení. Použité prameny byly zpracovány podle vhodnosti pro zamýšlené použití, a to především pro pevnostní zkoušky životnosti rámu zemědělských strojů, kde je rozhodující namáhání transportem po nerovném terénu.

Ze zhodnocení získaných informací a podkladů vyplynulo, že pro potřebu čs. zemědělského strojírenství je nejúčelnější zkušební zařízení typu uzavřené kruhové dráhy s oběžným ramenem. To v dostatečné míře věrně imituje podmínky, k nimž dochází při transportu zkoušených strojů, a umožňuje trvalý běh bez obsluhy, neboť celý provoz této dráhy lze snadno automatizovat a jistit poruchovými obvody.

Současný stav pevnostního výzkumu životnosti zemědělských strojů je v ČSSR proti západním zemím a některým lidově demokratickým státům (NDR, PLR, SSSR a MLR) velmi neuspokojivý. Ve všech jmenovaných státech jsou již několik let v provozu příslušná zkušební zařízení s konkrétními výsledky výzkumu životnosti zemědělských strojů. Nemá-li ČSSR v tomto oboru citelně zaostávat, bude nutná výstavba vhodného zařízení i v ČSSR v době co nejbližší. V další etapě bude nutný též ekonomický rozbor zrychlených zkoušek, z něhož by vyplynul minimální hospodárný rozsah série vyráběných strojů v závislosti na nákladech na výrobu a zkoušky prototypů.

Došlo dne 5. 7. 1967

Literatura

1. Casini-Ropa, G.: La nuova pista di cadriano (Bologna) per le prove di omologazione delle trattrici. *Macchine & motori agricoli*, 1963, 9. — 2. Coleman, R. N.: Accelerated Testing: A. Development Tool. *Agricultural Engineering*, 1957, 7. — 3. Dětistov, F. M.: Poligony dlja ispytanija traktorov i s.-ch. mašin. *Traktory i selchozmašiny*, 1960, č. 1, Mašgiz Moskva. — 4. Dmitričenko a kol.: Uskorennyje ispytanija pročnosti traktorov na poligone. *Traktory i selchozmašiny*, 1963, 7, Mašgiz Moskva. — 5. Eimer, M.: Möglichkeiten einer festigkeitsergebenen Bewertung von Belastungsaufzeichnungen. *Landtechnische Forschung*, 1966, 2, Hellmut-Neureuter-Verlag, Mnichov. — 6. Fahr, W.: Wirtschaftliche Bedeutung und Möglichkeiten einer verkürzten Erprobungszeit bei Landmaschinen. *VDI Berichte*, 1964, č. 84, VDI Verlag Düsseldorf. — 7. Graham, J. A. - Kuehl, R. A.: Methods of Correlating Accelerated Tests to Field Service. *Agricultural Engineering*, 1963, 11. Překlad: Metody ustanovení srovnání mezi uskorenými ispytáními i eksploatací mašin. *Seľskochozjajstvennaja tehnika*, KOLOS, Moskva 1964. — 8. Hanke, M.: Únavová životnost automobilů. Skripta ze semináře o únavové životnosti dopravních prostředků, ČSVTS, 1966. — 9. Hanke, M.: Výpočet únavové životnosti při zatížení s proměnlivou amplitudou. *Strojirenství*, 1966, 16, č. 2, SNTL Praha. — 10. Hanke, M.: Laboratorní analógie provozních zatížení jednostopých vozidel. *Zpráva ÚVMV č. 4261*, Praha. — 11. Kahrs, M.: Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven. *Landtechnische Forschung*, 1963, 13, Heft 6. - Hellmut-Neureuter-Verlag, Mnichov. — 12. Kames, K. - Winter, R.: Bericht über den Stand der Entwicklung von Prüfstandseinrichtungen für Festigkeitsuntersuchungen innerhalb der Landmaschinen- und Traktorenbaues der DDR. *ILT Lipsko* 1965. — 13. Keding, H.: Dimensionierung von Bauteilen auf Betriebsfestigkeit. *IFL Mitteilungen*, 1966, 5, Heft 1, Drážďany. — 14. Kolektiv: Uskorennyje ispytanija pročnosti i naděžnosti traktorov. *Trudy NATI*, vypusk 168, Moskva 1964. — 15. Kolektiv: Informacii i doklady stran - členov SEV po teme 32/66. Soubor přednášek z konference RVHP o zrychlených zkouškách zemědělských strojů v Oděse, 1966. — 16. Kyle, J. T. - Harrison, H. P.: An Accelerometer to Simulate Field Conditions. *Agricultural Engineering*, 1964, No 10. - Překlad: Primeňníje akcelero metrov pri ispytaniach mašin. *Seľskochozjajstvennaja tehnika*, KOLOS Moskva. — 17. Laible, H.: Lebensdauerprüfung von Fahrzeugbauteilen

im Labor. VDI Berichte, 1964, č. 84, VDI Verlag Düsseldorf. — 18. Nejčenko, V. G.: Poligon dlja uskorennyh ispytaniy pročnosti traktorov. Traktory i sel'choz-mašiny, 1964, 8, Mašgiz Moskva. — 19. Paasch, F.: Lastannahmen für Betriebsfestigkeit. IFL Mitteilungen, 1966, 5, Heft 1, Drážďany. — 20. Pfeifer, F.: Über Klassiermethoden und Klassiergeräte. IFL Mitteilungen, 1966, 5, Heft 1, Drážďany. — 21. Serensen, S. V. - Kozlov, L. A.: Únosnost a pevnostní výpočet součástí při statických a střídavých napětích. Sovětská věda - Strojírenství, 1954, č. 3. — 22. Schütz, W.: Sichere und wirtschaftliche Konstruktionen durch Betriebsfestigkeits-Versuche. VDI Berichte, 1964, č. 84, VDI Verlag Düsseldorf. — 23. Skorostnoje ispytanie pricepov i polupricepov. Zpráva MGI Budapešť, 1965. — 24. Skromme, A. B.: Accelerated Testing of Farm Machinery. Agricultural Engineering, 1960, 3. — 25. Souček, Z.: Aplikace odporových tenzometrů při výzkumu charakteru namáhání na zemědělských strojích. Technické zprávy VÚZS, 1963, č. 1, sv. 14, Chodov u Prahy. — 26. Souček, Z. - Vraný, Z.: Cestovní zpráva z NDR. Zpráva VÚZS č. VZ-2109, Chodov 1965. — 27. Szabó, I.: Tervcél a Zsámbékon építendő kőralakú farasztópalya kialakításához. Zpráva MMFI Budapešť, 1966. — 28. Szeibert, J.: Mezőgazdasági gépek laboratóriumi farasztóvizsgálatai. Járűűvek, Mezőgazdasági Gépek, 1965, 12. évfolyam, 4 szám. — 29. Vraný, Z. a kol.: Cestovní zpráva z ILT Lipsko. Zpráva VÚZS; č. VZ-2315, Chodov, 1966. — 30. Vraný, Z. - Kalina, J.: Cestovní zpráva z MMFI a MGI Budapešť. Zpráva VÚZS č. VZ-2324, Chodov, 1966. — 31. Vraný, Z.: Energetický a pevnostní výzkum sklízeců SRUB-183. Zpráva VÚZS č. VZ-2234, Chodov, 1966. — 32. Vraný, Z.: Pevnostní zrychlené zkoušky životnosti zemědělských strojů. Zpráva VÚZS Chodov, č. VZ-2364, 1966. — 33. Welschof, G.: Festigkeitsberechnungen im Landmaschinenbau und deren Grenzen. VDI Berichte, č. 84 (1964), VDI Verlag Düsseldorf. — 34. Wöhlerlinien-Katalog. Institut für Leichtbau und ökonomische Verwendung von Werkstoffen, Drážďany.

Ускоренные испытания срока службы сельскохозяйственных машин на прочность

В работе обобщается опыт и данные из области испытаний срока службы сельскохозяйственных машин на прочность и описываются соответствующие испытательные устройства. Применяемые источники были разработаны согласно пригодности для предполагаемого применения, прежде всего для испытания срока службы рам сельскохозяйственных машин на прочность, когда решающим являются нагрузки от транспорта по неровной местности.

Из оценки полученной информации и материалов вытекает, что для нужд чехословацкого сельскохозяйственного машиностроения наиболее рациональным являются испытательные устройства типа замкнутой кольцевой дорожки с вращающейся стрелой. Это в достаточной степени достоверно имитирует условия, которые создаются при транспорте испытываемых машин, и обеспечивает постоянный ход без обслуживания, так как всю работу этой дорожки можно легко автоматизировать и предохранять контурами аварийной защиты.

The Accelerated Strength Tests of the Life of the Agricultural Machines

The paper surveys the experience and the results obtained in the strength tests of the life of the agricultural machines and with the testing equipment used. The sources of the literature used were utilized with regard to the suitability for the use intended, notably for the strength tests of the life with the frames of the agricultural machines, where the decisive factor is stress caused by the travel on rough grounds.

The evaluation of the information and of the results obtained indicate, that the best suitable equipment for the Czechoslovak agriculture is that of a closed circular track with a rotating arm. This type imitates sufficiently the conditions occurring in the transport of the machines tested, thus enabling a permanent operation without the attendance, as the whole operation of the track can be easily automated and secured by the anti-failure circuits.

Beschleunigte Festigkeitsprüfungen der Lebensdauer von landwirtschaftlichen Maschinen

Die Arbeit faßt die Erfahrungen und Erkenntnisse vom Fachgebiet der Festigkeitsprüfungen von landwirtschaftlichen Maschinen und der betreffenden Prüfan-

lagen zusammen. Die ausgenützten Quellen sind gemäß ihrer Eignung für die beabsichtigte Anwendung, und zwar vor allem für die Festigkeitsprüfungen der Lebensdauer der Rahmen bei landwirtschaftlichen Maschinen, wofür die Beanspruchung durch den Transport auf ungeradem Gelände entscheidend ist, bearbeitet worden.

Aus der Auswertung der gewonnenen Informationen und Unterlagen ergab sich, daß für den Bedarf des tschechoslowakischen Landmaschinenbauwesens eine geschlossene Kreisbahn mit einem Umlaufarm den zweckmäßigsten Typ der Prüf-anlage darstellt. Dies imitiert im ausreichenden Maßstabe genau die Verhältnisse, die beim Transport der zu prüfenden Maschinen vorkommen, und ermöglicht einen dauerhaften Lauf ohne Bedienung, denn der gesamte Betrieb dieser Bahn kann leicht automatisiert und durch Störungskreise gesichert werden.

Adresa autora:

Ing. Zdeněk V r a n ý, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy

■ V průběhu vývoje cepových a kombinovaných cepových sklízeců v minulých letech se počaly šířit názory, že tyto stroje plně nahradí a vytlačí ze zemědělské praxe sklízecí řezačky s tzv. exaktním řezacím ústrojím. Proto ve vývoji i výrobě sklízecích řezaček došlo k silné stagnaci.

Zkušenosti zemědělské praxe jak u nás, tak i v jiných zemích však ukázaly, že cepové sklízecce jakéhokoli typu, přes všechny svoje konstrukční a provozní přednosti v těžkých podmínkách, nemohou plně nahradit exaktní sklízecí řezačky v požadované kvalitě práce. Jde tu především o rovnoměrnost v délce řezanky, kvalitu řezu a dosažení krátké řezanky.

Bylo zcela bezpečně prokázáno, že rovnoměrnost délky řezanky a kvalita řezu mají vliv na účinnost zkrmování při denním krmení. Rovnoměrná, praxi nejlépe vyhovující délka řezanky má také vliv na efektivnost dopravy, na výkonnost mechanizačních prostředků v živočišné výrobě, na využití skladovacích prostorů a na kvalitu a ztráty píce při konzervaci.

Perspektivní rozvoj racionálnějších způsobů konzervace, např. senážování a umělé sušení, je přímo technicky i ekonomicky závislý na výkonných exaktních řezačkách, neboť tyto technologie vyžadují krátkou a rovnoměrnou řezanku.

Výzkumný ústav zemědělských strojů v Chodově byl za této situace postaven v r. 1963 před obtížný úkol: navrhnout nejvýhodnější koncepci sklízecí řezačky, aby vyhovovala jak v nejbližších letech, tak i perspektivně.

V minulých letech byly u nás i v zahraničí vyráběny převážně sklízecí řezačky s kolovým řezacím ústrojím. V zahraničí je tento typ řezacího ústrojí v mnoha případech používán i pro přípravu tzv. ultrakrátké řezanky, tj. do 2 cm; většinou však jen u strojů pro malé a střední výkonnosti, posuzujeme-li výkonnost z hlediska našich potřeb.

Na základě vlastních teoretických rozborů byla ve VÚZS zvolena jako nejvýhodnější koncepce stroje sklízecí řezačka vybavená odhazovacím bubnovým řezacím ústrojím s přímými noži. Byly uvažovány tyto její přednosti:

- větší tuhost konstrukce bubnu i rámu stroje než při použití nožového kola, a to o stejné nebo i nižší celkové váze;
- jednodušší změna rozměrů řezacího ústí při konstrukci výkonnějších strojů;
- snadnější uspořádání většího počtu nožů a změny otáček při přípravě velmi krátké řezanky;
- jednoduché řešení zařízení pro broušení ostří nožů přímo na stroji — bez demontáže;

- větší rovnoměrnost v délce řezanky a vyšší kvalita řezu z důvodů menšího zúžení ze šířky záběru na šířku ústí a z důvodů používání stále ostrých nožů.

K potvrzení správnosti těchto předpokladů byl podrobně zkoumán odhazovací bubnový řezací orgán, a to dvěma směry. Jednak v mobilním funkčním modelu přímo v polních podmínkách, a jednak v laboratorních podmínkách na speciálním laboratorním zařízení (obr. 1). Jelikož předpokládáme, že širší okruh čtenářů tohoto časopisu budou zajímat především poznatky získané v laboratorních podmínkách, omezíme se v dalším na tuto oblast.

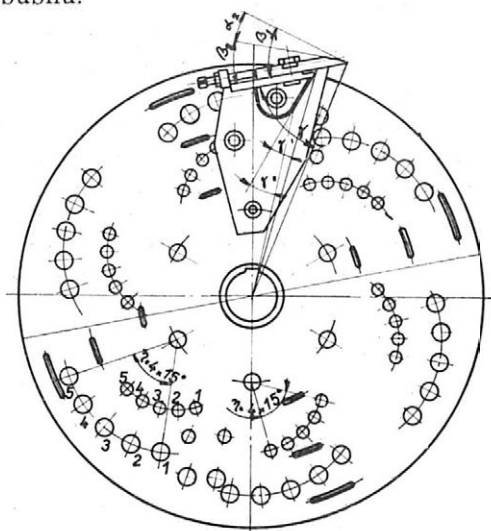
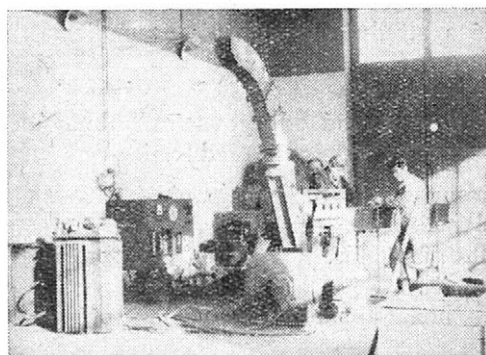
1. POPIS LABORATORNÍHO ZAŘÍZENÍ

Rám zkušební stolice je ocelové svařované konstrukce. Na spodku rámu jsou vytvořeny dvě patky pro usazení regulačních elektromotorů s možností napínání klínových řemenů. V horní části rámu je na dvou valivých ložiskách uložen řezací buben. Na bočnicích rámu jsou přivařeny konzoly s předvrtanými otvory pro šrouby, které slouží k uchycení vkládacího ústrojí v různých polohách.

Řezací buben je tvořen jedním čelem jako kotouč o průměru 600 mm, ale o velmi malé šířce $s_1 = 110$ mm, přičemž aktivní pracovní šířka $s_2 = 100$ mm. V čele bubnu jsou předvrtány otvory (obr. 2) pro různé alternativní řešení řezacích a odhazovacích prvků, které jsou na čele bubnu přichyceny patkami a šrouby. Před experimentálním měřením byly všechny alternativy jednotlivě dynamicky vyváženy snímatelnými vývažky a pečlivě označeny. Malá šířka bubnu byla zvolena ze dvou důvodů: jednak pro možnost laboratorního měření s menším množstvím materiálu, a dále pro možnost lepšího sledování procesu řezání a odhazování rychlokamerou.

Skříň řezacího bubnu je vytvořena jako samostatný celek a je po obvodě vyztužena úhelníky stočenými do kruhu. Obě čela skříně jsou snímatelná, přičemž přední čelo je uzavřeno krytem z plexiskla pro vizuální pozorování, nebo výměnným krytem ze silného skla pro snímání rychlokamerou. Zadní čelo skříně je tvořeno výše uvedeným jediným čelem bubnu.

Plášť skříně řezacího bubnu je vytvořen z jednotlivých segmentů, přichycených na kostru skříně šrouby. Délky jednotlivých segmentů pláště jsou při-



1. Celkový pohled na laboratorní zařízení 2. Čelo experimentálního řezacího bubnu

způsobeny změnám polohy odhazové hubice a řezacího ústí na obvodu pláště.

Vkládací ústrojí je samostatný uzel, který je možno i s protiosířím přemístit od vodorovné roviny (0°) směrem dolů po 20° až do 60° .

2. HLAVNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE

Řezací buben

na břitech nožů	600 mm	počet nožů	2, 3, 4, 6
celková šířka bubnu	122 mm	otáčky bubnu	528—1085 min ⁻¹
celková šířka nožů	110 mm	pohon	regulační elektromotor
aktivní šířka nožů	100 mm		
		stavitelný úhel čela nože (γ)	40°, 45°, 50°, 55°, 60°

Řezné ústí

šířka	100 mm
výška	100 mm
změna polohy (α)	0°, 20°, 40°, 60°

Vkládací ústrojí

průměr přídržovacího válečku	160 mm
průměr vkladacího válečku	221 mm
posuvná rychlost vkládače	0,55—2,75 m s ⁻¹
přestavitelnost vkládače od vodorovné roviny směrem dolů	0°, 20°, 40°, 60°
pohon	regulační elektromotor

3. PRACOVNÍ POSTUP PŘI LABORATORNÍM MĚŘENÍ

Do řezacího bubnu se zamontuje zkoumaná alternativa a seřídí se nastavení nožů a protiosíř. Podávací dopravník se pomocí regulačního elmotoru nastaví na požadovanou posuvnou rychlost s ohledem na potřebnou délky řezanky, a poté se uvede opět do klidu. Na dopravník se položí předem navážená dávka materiálu pro jedno měření. Materiál je pečlivě urovnán tak, aby na délce rovnající se posuvné rychlosti (m s^{-1}) byla rozložena váha rovnající se průchodnosti (kg s^{-1}). K dosažení přesnějšího měření se použije několikanásobné váhy vteřinové průchodnosti píce nebo slámy, rozložené opět na několikanásobné délce vteřinového posuvu.

Na vodorovné betonové podlaze v místě dopadu odhozené řezanky se rozloží tenké dřevěné lišty ve vzdálenosti po jednom metru od sebe a kolmo na směr dráhy řezanky, čímž se vytvoří pole pro měření odhozu.

Po těchto přípravách se zapojí registrační wattmetr pro měření příkonu řezacího bubnu a registrační otáčkoměr, spojený s tachodynamem pro měření otáček bubnu v průběhu řezání. Zároveň je zapnut elektrický stroboskop, nastavený předem přesně na kmity rovnající se požadovaným otáčkám. Zapne se regulační elektromotor řezacího bubnu a pomocí regulačního traťu se ručním kolečkem nastaví žádané otáčky tak, aby bylo dosaženo dokonalé synchronizace s kmitajícím zářením elektrického stroboskopu. Poté se spustí regulační elektromotor pohánějící podáváč a vkladací ústrojí.

Po projití materiálu laboratorní stolicí se grafy registračních přístrojů označí číslem měření, z polí vyznačených lafkami se smetou a jednotlivé vzorky se zváží. Všechny naměřené hodnoty se ihned zapíší do připravených tabulek. Měření se opakuje třikrát až pětikrát při každé změně jednoho z parametrů.

4. POSTUP PŘI ZPRACOVÁNÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT

4.1 PŘÍKON ŘEZACÍHO BUBNU

Měření bylo organizováno tak, aby každá série zkoušek byla uskutečněna alespoň přibližně za stejných podmínek, hlavně pak se stejným materiálem. Pro lepší možnost porovnání byla měření s použitím zeleného materiálu doplněna ještě měření s použitím suché pšeničné slámy, která byla trvale uložena ve zkušební hale. Vlhkost slámy se vlivem změny ovzduší v místnosti měnila v rozmezí pouze 10–13 %.

Grafické záznamy příkonů řezacího bubnu byly planimetricky zpracovány a zjištěné relativní střední hodnoty zaznamenány do pomocných tabulek. Absolutní hodnoty příkonů byly vypočteny po vyšetření jednotlivých elektrických účinností, které se u regulačního motoru mění podle otáček a zařízení. Mechanická účinnost elektromotoru byla zanedbána. Postup byl poměrně pracný a přitom méně přesný proti použití přesného dynamometru přímo na hřídeli řezacího bubnu, avšak v dané době nebylo jiné zařízení v laboratoři k dispozici.

4.2 ODHOZ ŘEZANKY

Podélné váhové rozložení řezanky bylo měřeno při konstantní výšce odhazové hubice (2580 mm) od vodorovné betonové podlahy. Vzorky z jednotlivých metrových polí byly pečlivě smeteny a zváženy. Z každé zkoušky byla grafickou metodou stanovena horizontální vzdálenost těžiště (x_t) hmoty řezanky od středu řezacího bubnu.

5. VÝSLEDKY MĚŘENÍ

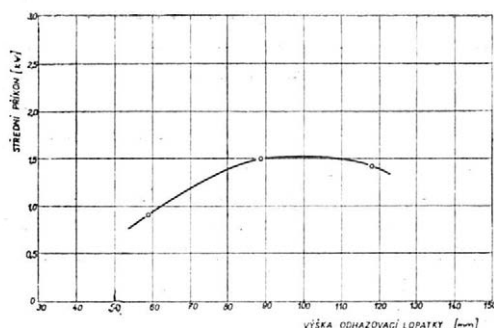
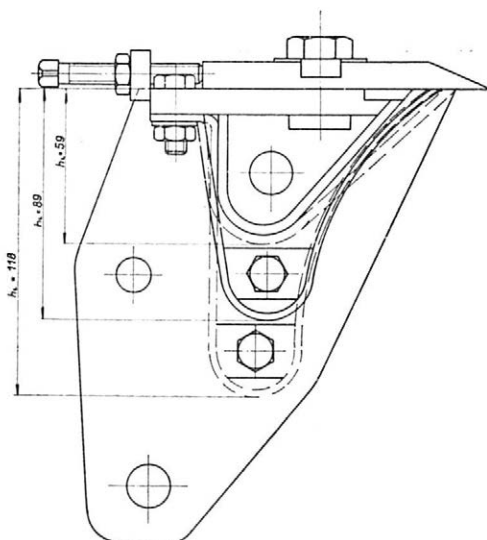
5.1 TVAR A ROZMĚRY ODHAZOVAČÍ LAPATKY

Byly zkoumány tři typy tangenciálních odhazovacích lopatek o těchto výškách:

alternativa A — $h_L = 59$ mm

alternativa B — $h_L = 89$ mm

alternativa C — $h_L = 118$ mm



4. Příkon řezacího bubnu v závislosti na výšce odhazovací lopatky

Otáčky řezacího bubnu $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, materiál kukuřice o vlhkosti 79–85 %, průchodnost $q = 0,75 \text{ kg s}^{-1}$, délka řezanky $l_t = 2 \text{ cm}$



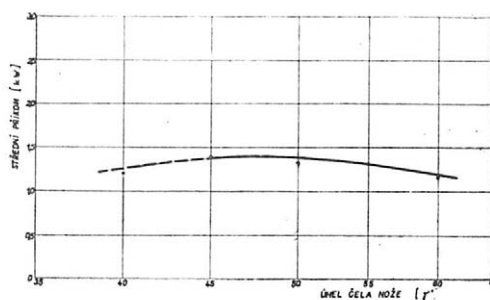
3. Držák nože s naznačenými obrysy tangenciálních odhazovacích lopatek

Odhazovací lopatky slouží zároveň jako nosníky nožů. Jejich tvar v průřezu je vyznačen na obrázku 3. Měřením a vzájemným porovnáním tří typů tangenciálních lopatek bylo zjištěno, že příkon řezacího bubnu vzrůstá i při konstantních otáčkách bubnu s výškou lopatky (obr. 4). Při řezání zelené píce a při otáčkách řezacího bubnu $n = 900 \text{ min}^{-1}$ narůstá příkon v závislosti na výšce lopatky pomaleji, při otáčkách 1000 min^{-1} a 1100 min^{-1} značně rychleji. Při řezání suché slámy roste příkon pouze se zvyšováním otáček; se zvětšováním výšky lopatky zůstává při konstantních otáčkách téměř konstantní.

5.2 ÚHEL ČELA NOŽE

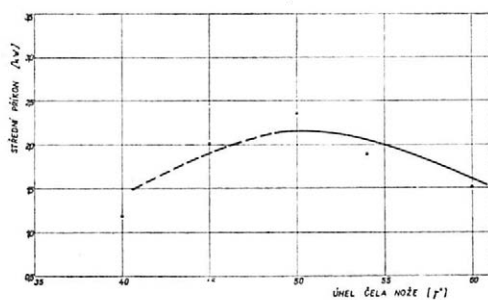
Vliv změny úhlu čela nože (γ) byl s alternativou A zkoumán v pěti polohách.

Podle teoretických předpokladů by měl nůž lépe vnikat do vrstvy píce při větším úhlu jeho čela. Měření však ukázalo, že příkon řezacího bubnu při zvětšování úhlu čela nože od 40° do 50° mírně narůstá a od 50° do 60° opět klesá (obr. 5 a 6).



5. Závislost příkonu řezacího bubnu na úhlu čela nože γ

Výška lopatky $h_L = 59 \text{ mm}$, otáčky řezacího bubnu $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, pšeničná sláma o vlhkosti 11–13 %, průchodnost $q = 0,25 \text{ kg s}^{-1}$, délka řezanky $l_i = 2 \text{ cm}$



6. Závislost příkonu řezacího bubnu na úhlu čela nože γ

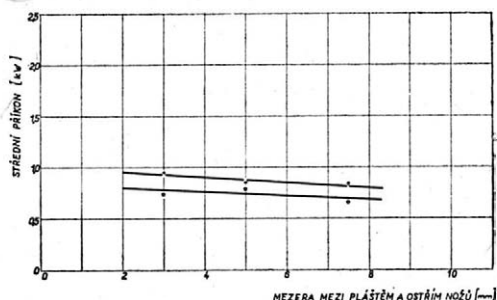
Výška lopatky $h_L = 59 \text{ mm}$, otáčky řezacího bubnu $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, kukuřiče o vlhkosti 80–83 %, průchodnost $q = 0,75 \text{ kg s}^{-1}$, teoretická délka řezanky $l_i = 1,5 \text{ cm}$

Pomocí rychlokamery bylo zjištěno, že při velkém úhlu čela vniká nůž skutečně do materiálu lépe, avšak dochází k velkému rozptýlení řezanky ve skříni bubnu, čímž vznikají různé ztráty kinetické energie částic řezanky a zvětšují se pasivní odpory. Při malém úhlu svého čela vniká nůž do vrstvy píce obtížněji, vyžaduje tedy více energie. Zato však řezanka po odříznutí sleduje lépe obvod skříne bubnu a dochází tak k úsporám energie, která se ztratila v předchozím případě rozptýlením řezanky. To znamená, že s ohledem na úsporu energie by bylo možno pravděpodobně postupovat oběma směry: zvětšováním úhlu čela nože nad 50° a rovněž tak zmenšováním tohoto úhlu.

Při zmenšování úhlu čela a úhlu skluzu se však vzdalujeme od procesu řezání a blížíme se více ke stříhání materiálu. Zatímco řezání píce je již hluboce prozkoumáno na kolových řezačkách a bubínkových orgánech se šroubovými noži, nejsou zkušenosti se stříhem sledovaných zemědělských hmot téměř žádné. Bylo by proto nutno ještě podrobněji prozkoumat vliv stříhu na kvalitu řezanky, závislost spotřeby energie na výšce vrstvy, vliv stříhu na kvalitu řezanky, na trvanlivost ostří a odolnost nožů proti kamenům.

5.3 VZDÁLENOST MEZI PLÁŠTĚM A BUBNEM

Sledovaná hodnota je označena písmenem M a rozumí se jí vzdálenost mezi vnitřní stěnou skříně bubnu a ostřím nožů (mm). Měřením bylo prokázáno, že tato hodnota je velmi důležitá jak z hlediska výrobce, tak i z hlediska zemědělce - uživatele.



7. Závislost příkonu řezacího bubnu na velikosti mezery mezi pláštěm a ostřím nožů

Výška lopatky $h_L = 59$ mm, otáčky řezacího bubnu $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

spodní přímka — řepný chrást vlhkosti 79–83 %, průchodnost $0,75 \text{ kg s}^{-1}$; horní přímka — pšeničná sláma vlhkosti 11–13 %, průchodnost $0,25 \text{ kg s}^{-1}$

Se zmenšováním mezery M narůstá příkon řezacího bubnu přibližně jen o 2 % na každý milimetr přiblížení (obr. 7), zato odhoz se značně zlepšuje. Opačně — při postupném obrušování nožů dochází ke zmenšování průměru bubnu a současně k nepatrnému snižování potřeby energie; zato vzdálenost odhozu se může při zvětšení mezery snížit o 30–50 % podle druhu píce a velikosti mezery. Z uskutečněných měření vyplývá, že oblast M by se měla pohybovat v rozmezí 3–5 mm maximálně a v zemědělské praxi by nikdy neměla hodnota M překročit 5 mm. Při překročení této hodnoty by měly být nože ihned znovu seřízeny na základní hodnotu $M = 3$ mm.

Ve skříní řezacího bubnu by proto měl být uzavíratelný otvor pro měření vzdálenosti M a příslušná měřka.

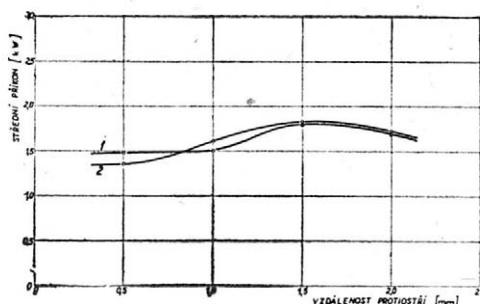
5.4 VZDÁLENOST PROTIOSTŘÍ

Vzdálenost protiostří od břitů nožů bubnu byla měřena přesnými distančními měrkami a měření bylo prováděno při zachování konstantních dalších parametrů, tedy i při konstantním poloměru ostří nožů.

V praxi tomu tak není, neboť dochází k zvětšování vzdálenosti protiostří a k otupování nožů současně. Bylo však počítáno s tím, že v provozu budou měření uskutečněna pomocí tenzometrického vozu na skutečném stroji, a proto v laboratoři byla dodržena zásada sledování změny jednoho parametru.

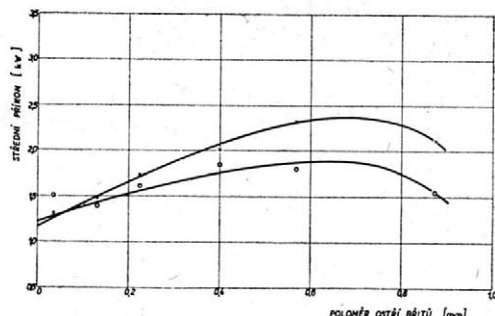
Z grafického znázornění vyplývá, že při daném postupu měření příkon řezacího bubnu se zvětšováním vzdálenosti protiostří p narůstal od $p = 0,5$ mm až do $p = 1,5$ mm a potom opět klesal (obr. 8). Podobný průběh příkonu se objevil se zvětšováním poloměru ostří nožů, jak uvidíme z dalšího odstavce. Neznamená to ovšem, že větší hodnoty p a poloměru ostří r_b by byly výhodné, neboť po dosažení určitého maxima příkon sice opět klesá, ale ještě rychleji klesá kvalita řezanky.

Podle zahraničních pramenů by měla být dodržována vzdálenost $p = 0,2$ mm. Podle našich zkušeností je tato hodnota dosti přísná i pro samotné výrobce zemědělských strojů. V zemědělském provozu je dodržení takových zásad ještě



8. Závislost příkonu řezacího bubnu na vzdálenosti protiostří

Otáčky řezacího bubnu $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
 1 — kukuřice o vlhkosti 79 %, $l_t = 1,5 \text{ cm}$, $q = 0,75 \text{ kg s}^{-1}$; 2 — pšeničná sláma, vlhkost 11–13 %, $l_t = 2 \text{ cm}$, $q = 0,25 \text{ kg s}^{-1}$



9. Závislost příkonu na otupení nožů

Otáčky řezacího bubnu $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
 vzdálenost ostří nožů od protiostří $p = 1 \text{ mm} = \text{konst}$

horní křivka — kukuřice vlhkosti 80–83 %, $l_t = 1,5 \text{ cm}$, $q = 0,75 \text{ kg s}^{-1}$; spodní křivka — pšenič. sláma vlhkosti 11–13 %, $l_t = 2 \text{ cm}$, $q = 0,25 \text{ kg s}^{-1}$

obtížnější, a proto se domníváme, že při ostrých nožích bychom mohli připustit i vzdálenost $p = 0,5 \text{ mm}$ pro tenkostébelné pícniny a $p = 0,8 \text{ mm}$ pro kukuřici, slunečnici apod. Podle našich měření, jak je vidět z obrázku 8, jsou tyto hodnoty u bubnové řezačky, kde lze nože přibrušovat, ještě přijatelné.

5.5 OTUPENÍ NOŽŮ

Nože byly v laboratoři otupovány uměle. Po každém otupení byly otisky břitů sejmuty do olověného plechu, a to ve třech místech délky břitů. Otisky byly zpracovány na optickém profilografu při 50násobném zvětšení.

Závislost příkonu řezacího bubnu na otupení břitů nožů je znázorněna na obrázku 9. Měření ukazuje, že příkon narůstá se zvětšováním poloměru ostří břitů r_b (s otupením) do určité hodnoty a pak opět klesá. Řezací orgán však přestává se zvětšováním otupení plnit svoji funkci a stává se spíše drtičem. Kvalita řezanky rapidně klesá. Většina stébel je mnohonásobně delší než nastavená teoretická délka řezanky, stébla jsou podélně roztržena až na jednotlivá vlákna. Na obrázcích 10 a 11 je možno porovnat výsledný produkt při ostrých a velmi tupých nožích.



10. Řezanka kukuřice

Teoretická délka řezanky $l_t = 1,5 \text{ cm}$,
 poloměr ostří břitů nožů $r_b = 0,035 \text{ mm}$



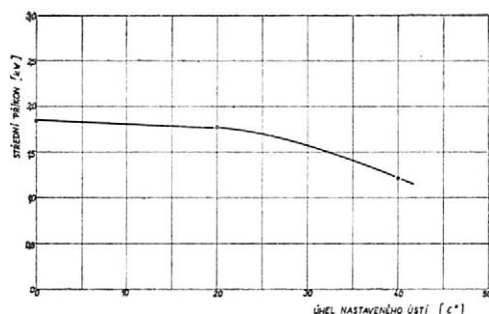
11. Řezanka kukuřice

Teoretická délka řezanky $l_t = 1,5 \text{ cm}$,
 poloměr ostří břitů nožů $r_b = 0,875 \text{ mm}$

5.6 POLOHA ŘEZNÉHO ÚSTÍ

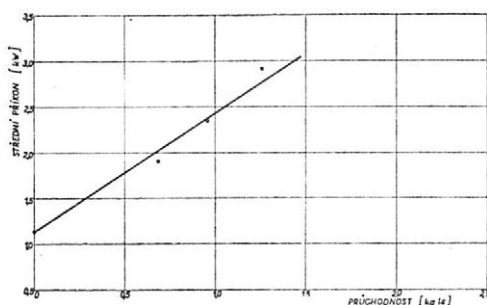
Měření bylo uskutečněno v polohách $\varepsilon = 0^\circ$, 20° a 40° . Úhlem byl označen úhel mezi dvěma rovinami, a to rovinou vodorovnou a rovinou určenou dvěma přímkami — osou řezacího bubnu a hranou protiotstří.

Jak ukazuje graf na obrázku 12, nebylo možno jednoznačně prokázat závislost příkonu na poloze řezného ústí v oblasti $\varepsilon = 0^\circ - 20^\circ$. U zeleného materiálu příkon v tomto rozmezí mírně klesal a u suché slámy mírně narůstal. V oblasti $\varepsilon = 20^\circ - 40^\circ$ klesal příkon řezacího bubnu při řezání zeleného i suchého materiálu.



12. Závislost příkonu řezacího bubnu na poloze řezného ústí

Otáčky bubnu $n = 900 \text{ min}^{-1}$, výška lopatky $h_L = 89 \text{ mm}$, pšeničná sláma o vlhkosti 11–13 %, $l_t = 2 \text{ cm}$, $q = 0,25 \text{ kg s}^{-1}$



13. Závislost příkonu řezacího bubnu na průchodnosti

Otáčky bubnu $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, výška lopatky $h_L = 59 \text{ mm}$, kukuřice o vlhkosti 81–83 %, $l_t = 1,5 \text{ cm}$, $q = 0,75 \text{ kg s}^{-1}$

Odhoz řezanky se při řezání suché slámy téměř nemění v celém rozsahu $\varepsilon = 0^\circ - 40^\circ$. U zeleného materiálu se jeví výhodnější hodnoty $\varepsilon = 20^\circ - 40^\circ$. Podle naměřených hodnot je možno předpokládat, že poloha řezného ústí by měla být sladěna s určitými otáčkami. Dosavadní výsledky ukazují, že tato problematika by se měla ještě dále podrobněji zkoumat.

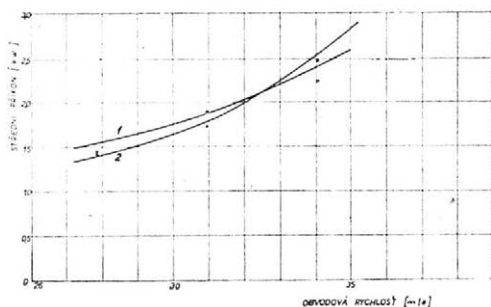
5.7 PRŮCHODNOST

Množství hmoty přivedené do stroje za vteřinu má nejvýraznější vliv na příkon řezacího ústrojí, avšak není možno na tomto faktu nic měnit. Nežší snahou je dosáhnout co nejvyšší průchodnosti a výkonnosti stroje. Je však pravděpodobné, že by bylo možno dosáhnout snížení příkonu podrobným prozkoumáním jeho závislosti na měrné průchodnosti u různých řezacích orgánů, přičemž měrnou průchodností rozumíme zatížení na jednotku pracovní šířky řezacího orgánu. Z našeho měření vyplývá, že závislost příkonu řezacího orgánu na celkové průchodnosti je přibližně lineární (obr. 13). Podobné výsledky byly zveřejněny již jinými autory. Při porovnání se ukazuje, že závislost je přibližně stejná u všech typů exaktních řezaček s přímým odhozem materiálu.

Na vzdálenost odhozu má průchodnost malý vliv, ale přesto je pro nás výhodou, že s rostoucí průchodností se vzdálenost odhozu zvětšuje. Nutno ještě zdůraznit, že závislost příkonu na průchodnosti roste u suchého materiálu mnohem rychleji než při řezání materiálu zeleného.

5.8 OBVODOVÁ RYCHLOST

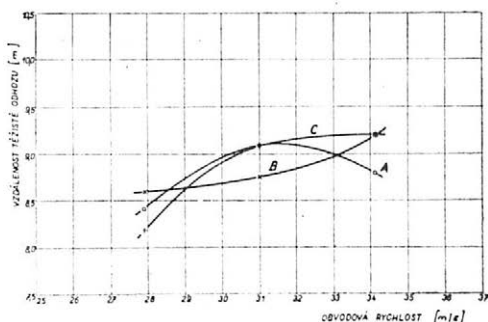
Měřením bylo prokázáno, že obvodová rychlost velmi výrazně ovlivňuje příkon řezacího bubnu právě v používané oblasti $v_b = 27-34 \text{ m s}^{-1}$. Vzdálenost odhozu se naopak mění v závislosti na obvodové rychlosti celkem nepatrně. To ukazuje na jednu z nejschůdnějších cest k dalšímu zkvalitnění technického řešení sklízecí řezačky. Jak vidíme z grafu na obrázku 14, zvýší se příkon cca o 15 % při pouhém zvýšení obvodové rychlosti z 27 na 31 m s^{-1} . Vzdálenost odhozu se přitom zvýší pouze o 5 % (obr. 15).



14. Závislost příkonu řezacího bubnu na obvodové rychlosti

Výška lopatky $h_L = 59 \text{ mm}$

1 — kukuřice vlhkost 81–83 %, $q = 0,75 \text{ kg s}^{-1}$; 2 — pšeničná sláma vlhkost 10–13 %, $q = 0,25 \text{ kg s}^{-1}$



15. Závislost vzdálenosti těžiště odhozu na obvodové rychlosti u alternativ A, B, C

Kukuřice o vlhkosti 80–83 %, průchodnost $q = 0,75 \text{ kg s}^{-1}$, délka řezanky $l_t = 1,5 \text{ cm}$

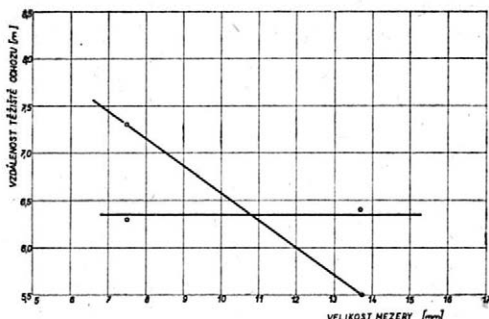
Při zvýšení obvodové rychlosti řezacího bubnu z 31 na 34 m s^{-1} vzroste příkon o 20–40 % a vzdálenost odhozu asi o 2 %. V případě, že by byla konstrukčně zajištěna a v provozu trvale udržována mezi pláštěm skříňe a ostřím nožů bubnu malá mezera $M = 3 \text{ mm}$ (obr. 16), bylo by možno používat obvodové rychlosti $v_b = 27 \text{ m s}^{-1}$, čímž by se v provozu dosáhlo značných úspor energie. Řezací buben by však musel být pečlivě vyřešen pro potřebnou rovnoměrnost chodu.

5.9 DÉLKA ŘEZANKY

Závislost vzdálenosti těžiště odhozu na délce řezanky nebyla zjišťována. Byl sledován pouze vliv délky řezanky na spotřebu energie. Ve výsledných grafech je uvedena teoretická délka řezanky l_t , proto pro úplnost uvádíme též průměrné praktické délky řezanky l_p , naměřené a vypočtené z četností statistickým průměrem:

- | | |
|--------------------|--|
| a) vojtěška: | $l_t = 1 \text{ cm} \dots l_p = 1,17 \text{ cm}$ |
| | $l_t = 1,5 \text{ cm} \dots l_p = 2,1 \text{ cm}$ |
| b) kukuřice: | $l_t = 1 \text{ cm} \dots l_p = 1,25 \text{ cm}$ |
| | $l_t = 1,5 \text{ cm} \dots l_p = 1,83 \text{ cm}$ |
| c) pšeničná sláma: | $l_t = 2 \text{ cm} \dots l_p = 3 \text{ cm}$ |

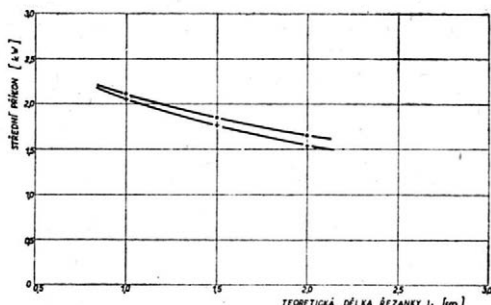
V grafu na obrázku 17 je znázorněn příkon elektrické energie řezacího bubnu v závislosti na teoretické délce řezanky l_t . Z grafu je zřejmé, že délka řezanky významně ovlivňuje příkon k řezání a zvláště při snižování délky pod $l_t = 1,5 \text{ cm}$ roste příkon ještě rychleji.



16. Závislost vzdálenosti těžiště odhozu na velikosti mezery mezi pláštěm a ostrím nožů

Výška lopatky $h_L = 59$ mm, úhel čela nože $\gamma = 40^\circ$

kiesající přímka — řep. chrást vlhkosti 79,5–83 %, $l_t = 1,5$ cm, $q = 0,75$ kg s⁻¹;
vodorov. přímka — pšenič. sláma vlhkosti 11–13 %, $l_t = 2$ cm, $q = 0,25$ kg s⁻¹



17. Závislost příkonů na teoretické délce řezanky

Otáčky bubnů $n = 1000$ min⁻¹

horní křivka — kukuřice vlhkosti 80–83 %, $q = 0,75$ kg s⁻¹; spodní křivka — pšenič. sláma vlhkosti 11–13 %, $q = 0,25$ kg s⁻¹

ZÁVĚR

Laboratorním měřením bylo prokázáno, že uří správném dodržování některých zásad výrobcem i uživatelem je možno u sklízecích rezaček dosáhnout výborných výsledků v kvalitě práce i v úspoře energie. Bylo zjištěno, že vzdálenost odhozu řezanky je závislá na mezeře mezi pláštěm a bubnem a na obvodové rychlosti bubnu. Důležité pro konstrukci je však to, že při snížení obvodové rychlosti klesá odhoz jen nepatrně, zatímco příkon poklesne velmi znatelně. Vzdálenost odhozu je možno naproti tomu velmi účinně zvětšovat zmenšováním mezery mezi pláštěm a bubnem při nepatrném růstu příkonu.

Velmi nepříznivý vliv na spotřebu energie má otupování nožů a zvětšování vzdálenosti mezi ostrím nožem a protiostrím. V provozu působí obvykle oba tyto parametry současně a při zanedbání údržby a seřízení mohou být příčinou dvojnásobné spotřeby energie při současném snížení kvality řezanky. Vzhledem k tomu, že bubnová rezačka je vybavena brousicím ústrojím namontovaným přímo nad bubnem, je možno nože snadno udržovat ostré po celou směnu a po směně pak seříditi vzdálenost nožů od protiostrí a od pláště bubnu. Je ovšem také třeba, aby byla stále k dispozici náhradní sada nožů, neboť časem je nutno nože vyměnit a na původní sadě přebrousit hřbet ostří nožů do původního tvaru.

Bubnový řezací orgán s odhazovacími lopatkami s přímými noži umožňuje dosáhnout i velmi krátké (1–2 cm) rovnoměrné řezanky. Se zkracováním délky řezanky však roste příkon řezacího bubnu. Je proto nutné, aby tzv. ultrakrátké řezanky nebylo používáno zbytečně, ale jen u těch technologií, kde je toho nezbytně třeba a kde je to ekonomicky zdůvodněno, jako např. při umělém sušení pšicnin nebo při senážování. V jiných případech, kde se můžeme spokojit s řezankou delší, je nutno využívat energetické rezervy pro zvyšování průchodnosti.

Došlo dne 5. 7. 1967

Literatura

1. Brenner, W. G. - Grimm, W. K.: Schneid- und Wurfvorgänge in Trommel - Feldhäckslern. Landtechnische Forschung, 1963, č. 5. — 2. Clendenin, W. H.: The Development of a high Capacity Forage Harvester. ASAE - Meeting 1962, Washington.

Опыт по исследованию режущих барабанов

В результате лабораторного измерения было доказано, что при правильном соблюдении некоторых принципов производителями и потребителями у жаток-измельчителей можно достигнуть отличных результатов по качеству работы и по экономии энергии. Было установлено, что расстояние отбрасывания сечки зависит от зазора кожуха и от окружной скорости барабана. Однако для конструкции важно то, что при понижении окружной скорости расстояние отбрасывания уменьшится лишь незначительно, в то время как потребляемая мощность уменьшится сильно. Расстояние отбрасывания, наоборот, можно очень эффективно увеличивать путем уменьшения зазора между кожухом и барабаном при незначительном росте потребляемой мощности.

Весьма отрицательное влияние на расход энергии оказывает затупление ножей и увеличение расстояния между острием ножа и противорежущим острием. Принимая во внимание то, что барабанный измельчитель снабжен устройством для заточки, прикрепленным непосредственно над барабаном, ножи можно легко удерживать острыми в течение всей смены и после смены затем отрегулировать зазор между ножами и противорежущим острием и кожухом барабана. Однако также необходимо, чтобы постоянно имелся в распоряжении запасной набор ножей.

Барабанное режущее устройство со швыряльными лопатами и прямыми ножами дает возможность получить также очень короткую (1—2 см) равномерную сечку. Однако с сокращением длины сечки растет потребляемая мощность режущего барабана. Поэтому необходимо, чтобы так наз. ультракороткую сечку использовать рационально только у тех технологий, когда это необходимо и когда это экономически обосновано, как например, при искусственной сушке кормовых или при закладке сенажа. В других случаях, когда в короткой сечке нет необходимости, следует энергетические резервы использовать для повышения пропускной способности.

Results of the Investigation of the Chopping Cylinders

It was proved in the laboratory investigations, that if certain principles are followed by both the manufacturer and the user, excellent results with the forage harvesters can be achieved in both the quality of labour and in the savings of the power consumption. It was found, that the distance of the throw of the chopped material was depending on gap between the hood and on the circumferential speed of the cylinder. The important point of the design is, however, that with the decrease of the circumferential speed the distance of the throw dropped insignificantly, while the power required dropped very significantly. On the other hand, the distance of the throw can be efficiently increased by decreasing the gap between the hood and the cylinder, with an insignificant increase of the power requirement.

A very unfavourable effect on the power consumption have blunt knives and the increasing distance between the cutting edge and the counter edge. As the cylinder-type chopping mechanism is equipped with a sharpening device, mounted directly over the cylinder, it is possible to keep the knives sharp throughout the whole shift and to set the gap between the knives and the counter edge, as well as the hood of the cylinder. It is, however, important, to have a replace set of knives available.

The chopping cylinder with the throw-off blades and straight knives can achieve very short and uniform cut (of 1—2 cm) as well. With shorter cut the power consumption increases. It is thus necessary to use the extra short cut in the techniques only, when it is necessary and when it is required from the economic viewpoint, such as with the artificial drying of the forage crops or with haylage. In other cases, if longer cuts are acceptable, the power reserve should be utilized to increase the throughput.

Erkenntnisse über die Untersuchung von Schneidtrommeln

Durch Labormessungen wurde nachgewiesen, daß bei der richtigen Einhaltung einiger Prinzipien, sowohl vom Hersteller als auch vom Anwender, die Möglichkeit besteht, bei den Felddhäckslern ausgezeichnete Ergebnisse in der Arbeitsqualität und im Energieersparnis zu erzielen. Es konnte festgestellt werden, daß die Abwurfweite beim Häcksel von der Entfernung zwischen dem Mantel und der Trommel und von der Umfangsgeschwindigkeit der Trommel abhängig ist. Für die Konstruktion ist jedoch von großer Wichtigkeit, daß sich bei der Verminderung der Umfangsgeschwindigkeit die Abwurfweite nur gering verkürzt, während jedoch die Antriebsleistung sehr bedeutend sinkt. Die Abwurfweite kann demgegenüber durch die Verringerung der Entfernung zwischen dem Mantel und der Trommel bei der geringen Steigerung der Antriebsleistung sehr wirksam vergrößert werden.

Eine sehr ungünstige Beeinflussung des Energieverbrauches übt die Abstumpfung der Messer und die Entfernungsvergrößerung der Messerschneide von der Gegenschneide aus. Mit Rücksicht darauf, daß der Trommelhäckslers mit einer direkt über der Trommel angebrachten Schleifvorrichtung ausgestattet ist, besteht die Möglichkeit die Messer während der ganzen Schicht leicht scharf zu halten und nach der Schicht dann die Messerentfernung von der Gegenschneide und von dem Trommelmantel einzustellen. Es ist natürlich auch notwendig, daß stets ein kompletter Messersatz als Reserve zur Verfügung steht.

Das Trommelschneidorgan mit den Abwurfschaufeln und den geraden Messern ermöglicht auch sehr kurze gleichmäßige Häcksellängen (1—2 cm) zu schneiden. Mit der Verkürzung der Häcksellängen wächst jedoch die Antriebsleistung der Schneidtrommel an. Deswegen sollten die sogenannten ultrakurzen Häcksellängen nicht unnötigerweise erfordert werden, sondern nur bei derartigen Verfahren, wo dies unbedingt notwendig und ökonomisch begründet ist, wie z. B. bei der künstlichen Futtertrocknung oder bei der Halbheukonservierung. In anderen Fällen, wo wir uns mit längerem Häckselgut zufriedenstellen können, ist es notwendig die Energiereserven für die Durchsatzserhöhung auszunützen.

Adresa autorů:

Ing. Oldřich Hora, ing. Alexandr Čermák, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy

■ Otázky automatizace zemědělské výroby se zvláště v posledních letech stávají středem pozornosti výzkumu v hospodářsky vyspělých státech. Je to pochopitelné, neboť jde o jednu z cest, jak odstranit stále narůstající disproporce mezi zvyšujícími se požadavky na zemědělskou výrobu a neustálým odlivem pracovních sil ze zemědělství. Také zvýšené požadavky na rychlost (zejména v rostlinné výrobě), na kvalitu pracovních operací a celého výrobního procesu vedou k automatizaci pracovních funkcí. Hranicemi lidských možností regulace je omezena doba reakce a omezen tok informací, které je signální soustava člověka schopna zpracovat. V tomto směru mají technická regulační ústrojí převahu nad člověkem.

Z technického hlediska je automatizace pracovních procesů v zemědělství složitým problémem. Využití zkušeností z průmyslu a jejich aplikace v zemědělství je možná jen v omezeném rozsahu. Zvláštnost zemědělské výroby spočívá v okolnosti, že se při ní účastní zásadně odlišné výrobní prostředky, jako rostliny a zvířata, a technické prostředky, jako stroje a budovy. Při řešení automatického ovládání se musí počítat s různými biologickými procesy, jejichž ukazatele nelze předem přesně stanovit, přičemž automatická zařízení musí podle nich provádět potřebnou regulaci a kontrolu. Ovládací a regulační prvky pracují v zemědělství velmi často ve ztížených podmínkách, ve vlhkém, korozivním, nebo prašném prostředí. Spolehlivost zařízení a správná funkce je mimo jiné podmíněna kvalifikovanou obsluhou a dokonalým servisem, což je v současné době samozřejmé v průmyslu, nikoliv však v zemědělství.

Při zavádění automatizace v zemědělství jsou rozhodující také ekonomická hlediska. I v případech, kdy je možno metody automatizace některých pochodů v průmyslu přímo aplikovat v zemědělské výrobě, může být tato metoda v zemědělství (v současné době) neefektivní. Je to dáno nižší mzdovou úrovní v zemědělství, takže metody ekonomicky vhodné pro průmyslovou oblast nemusí znamenat úspory i v zemědělské výrobě.

Lze očekávat, že se tato situace v budoucnu změní. Světový vývoj, kde mzdy stoupají rychleji než ceny strojů, naznačuje, že stejnou cestou se budou vyvíjet příznivější podmínky pro automatizaci i u nás. Dalším činitelem, který podporuje mechanizaci a automatizaci, je zvětšující se velikost a specializace zemědělských podniků.

Tyto skutečnosti dokumentují na jedné straně složitost a náročnost výzkumu v oblasti automatizace zemědělských procesů a na straně druhé současné potíže s realizací i dílčích výsledků výzkumu.

Postupné uplatňování zásad nové soustavy řízení v zemědělství vytváří předpoklady, že přestanou působit zábrany, které ztěžovaly realizaci výzkumu; lze očekávat, že již v nejbližších letech najde automatizace výrobních procesů široké uplatnění i v zemědělské výrobě. Je proto žádoucí, aby výzkum byl na tyto budoucí požadavky připraven a v předstihu vytvářel předpoklady pro možnost rychlé realizace výsledků řešení.

Důležitým úkolem zemědělského výzkumu je řešení specializovaných závodů na výrobu masa, mléka a vajec průmyslovou metodou, čímž se rozumí uplatnění moderní a ekonomicky výhodné technologie.

Při mechanizování a automatizování živočišné výroby je nutno uvažovat výkrmnu nebo drůbežárnu jako celek, a z toho vycházet při řešení komplexu mechanizačních zařízení. Současně je však třeba vycházet z podmínek a možností v ČSSR, že ne všechny závody budou vždy plně mechanizovány a že je nutné, s ohledem na možnost využití, aby jednotlivé technologické linky byly samostatnými celky, které je možno použít i jednotlivě v menších závodech. V soulase s těmito požadavky bylo řešeno automatické ovládání každé linky samostatně.

Jako řídicího členu u jednotlivých automatik se v komplexně mechanizovaném závodě používá centrální programové skříň. Tato koncepce je výhodná pro velkou možnost kombinací různých linek, a to v různých provozech živočišné výroby. Programové zařízení, které by vyhovovalo kladeným požadavkům (tj. výše pořizovacích nákladů, frekvence spínání, jednoduchost, snadnost seřízení a výměna programu, provozní spolehlivost), není v současné době k dispozici, a proto bylo přistoupeno k jeho řešení.

Navržená programová skříň umožňuje ovládání různých strojů v půlhodinových intervalech podle stanoveného programu. Ovládací skříň jednotlivých mechanismů jsou řešeny jako reléové automaty, které dostávají povel k činnosti impulsem z programové skříně. Nezávisle na automaticce je možno stroje ovládat i ručně tlačítky.

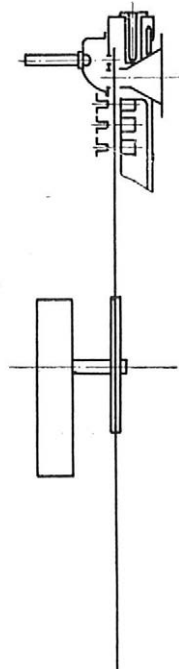
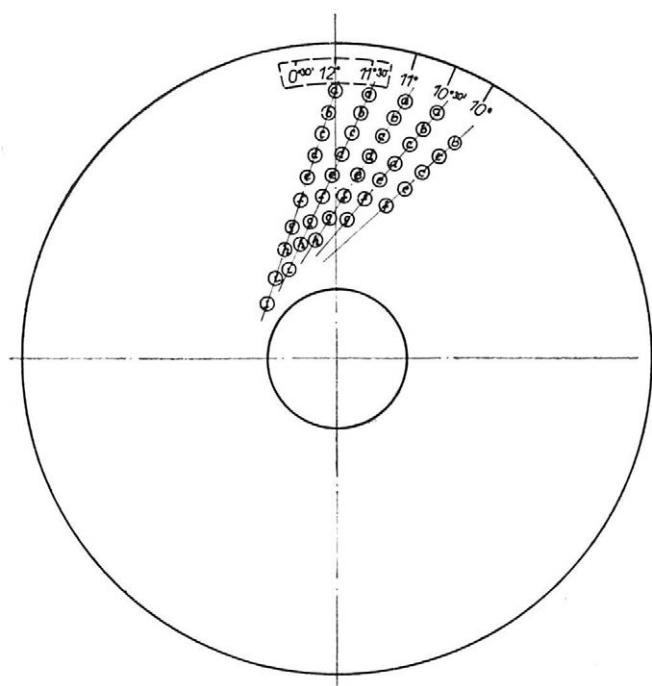
CENTRÁLNÍ PROGRAMOVÁ SKŘÍŇ

Programová skříň může ovládat 10 různých elektricky řízených strojů podle libovolného programu stanoveného naděrováním výměnného programového štítku. Programový kotouč se vyměňuje jen dojde-li k změně technologie, která vyžaduje jiný časový sled spouštění jednotlivých zařízení.

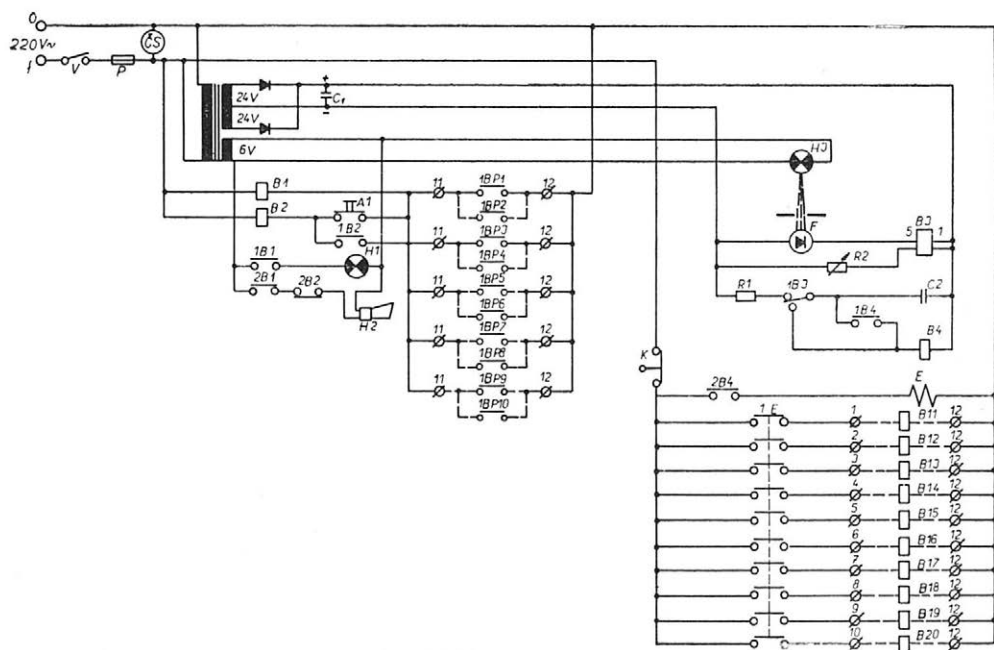
Na obrázku 1 je znázorněn programovací kotouč z negativního fotografického materiálu, na němž je exponována síť míst, ve kterých se děrují otvory pro příslušné impulsy. Tato místa leží na soustředných kružnicích a jsou uspořádána do jednotlivých řad, vzdálených od sebe o míry odpovídající časovým intervallům spínání. Pro každou řadu míst je na kotouči provedeno ovládací místo k vytvoření jednotkového impulsu. Pro vizuální pozorování jsou na okraji kotouče znázorněny časové údaje. Programovací kotouč je otáčen hodinovým strojkem (otočí se jednou za 24 hodin) a je veden mezi osvětlovací žárovkou a fotodiodou.

Elektrické schéma zapojení je znázorněno na obrázku 2. Zapojení skříně je rozděleno do dvou částí: impulsní část a poruchová signalizace.

Impulsní část je napájena ze zdroje stejnosměrného proudu o napětí 24 V, Fotodioda je připojena na první cívku polarizovaného relé Tesla. Druhá cívka polarizovaného relé je využita k eliminaci výrobních tolerancí u fotodiod. Přes



1. Programovací kotouč



2. Schéma zapojení programové skříně

V — vypínač, P — přístrojová pojistka, O — transformátor 220/6, 24 V, f — dioda, C₁ — kondenzátor, ČS — časový spínač, B₁, B₂, B₄ — pomocná relé, A₁, H₁ — odstavovací tlačítko houkačky (prosvětlené), H₂ — houkačka, 1BP₃—1BP₁₀ — kontakty poruchových relé v ovládacích skříních, H₃ — osvětlovací žárovka, F — fotodioda, B₃ — polarizované relé Tesla, R₁ — odpor, R₂ — potenciometr, C₂ — kondenzátor, K — koncový vypínač, E — elektromagnet, B₁₁—B₁₉ — ovládací relé v ovládacích skříních

kontakt polarizovaného relé se nabíjí kondenzátor C2, kterým je ovládáno pomocné relé B4. Kontaktem 2B4 se připojuje na napětí cívka elektromagnetu E. Elektromagnet ovládá sadu deseti pohyblivých kontaktů, které jsou uspořádány na jedné straně programového kotouče proti deseti pevným kontaktům. Dotyk příslušné dvojice kontaktů je umožněn přes vyděrované otvory v programovém kotouči.

Zařízení pracuje takto:

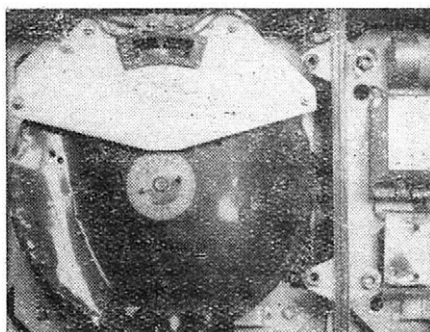
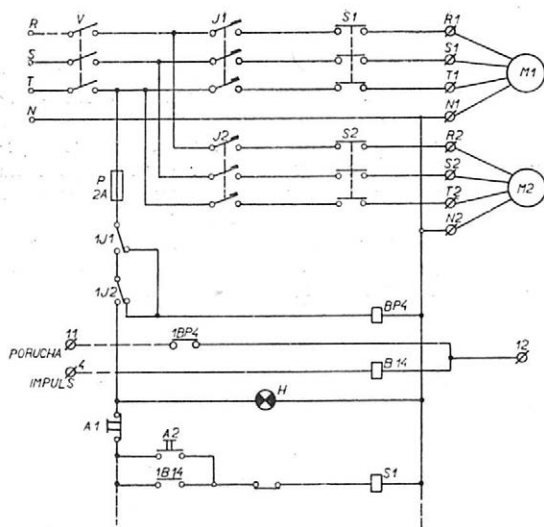
Hodiny pootáčeji programovým kotoučem. Pohyblivé kontakty jsou od programového kotouče vzdáleny, všechny dvojice kontaktů jsou tedy rozpojeny. Na fotodiodu nedopadá od osvětlovací žárovky žádné světlo, takže nepropouští proud. Kontakt 1B3 relé B3 připojuje kondenzátor C2 přes odpor R na napětí, takže C2 se nabíjí. Jakmile se však mezi osvětlovací žárovku a fotodiodu dostane průsvitné ovládací místo na programovém kotouči, propustí fotodioda proud, nabudí se relé B3, které přepne kontakt 1B3 a náboj kondenzátoru C2 se nyní vybíjí přes vinutí relé 2B4. Relé B4 se přidruží svým kontaktem 1B4 a kontaktem 2B4 připojí cívku elektromagnetu na napětí. Elektromagnet přitáhne kotvu a přitiskne pohyblivé kontakty na programový kotouč. V místech, kde jsou v kotouči vyděrovány otvory, dojde k vedlivému spojení dvojice kontaktů, které tak uzavřou impulsní okruh a příslušné mechanizační zařízení se se nyní vybíjí přes vinutí relé 2B4. Relé B4 se přidrží svým kontaktem 1B4 a 2B4 se rozepnou. Dojde k přerušení dodávky proudu do elektromagnetu, pohyblivé kontakty se vrátí do klidové polohy. Tímto způsobem byl vytvořen impuls, který trvá 3 s. Kontakt 1B3 ještě zůstává přepnut po dobu, po kterou prochází průsvitným ovládacím místem programovacího kotouče světlo a dopadá na fotodiodu. Teprve v okamžiku, kdy kotouč začlení žárovku, přestane fotodioda propouštět proud, relé B3 odpadne a kontakt 1B3 se vrátí do klidové polohy. Tím se opět přes tento kontakt nabíjí kondenzátor C2. Zařízení je uvedeno do výchozího stavu a je připraveno k opakování spínacího cyklu.

Vlastní programování, tzn. určení časového sledu spouštění technologických linek, se provede vyděrováním příslušných otvorů v programovacím kotouči.

Relé B11 až B20 jsou umístěna v jednotlivých ovládacích skříních. Po jejich nabuzení impulsem z programové skříně se spouští automatika příslušného technologického zařízení.

Automatické ovládání, určené k práci bez lidské obsluhy, musí být schopno bezpečně vypojit nebo zastavit všechna zařízení v případě elektrické nebo mechanické poruchy. Proto musí být jistící ochranný obvod s poruchovou signalizací nedílnou částí každé navrhované regulace.

Nejvýznamnější závadou automatického regulačního systému by bylo přetížení nebo zkrat motoru. Vyloučení těchto případů je zajištěno pomocí automatického jističe, jehož přepínací kontakt blokuje při poruše ovládací napětí v příslušné skříně a současně dává popud k poruchové signalizaci, která je společná pro všechny technologické linky a je umístěna rovněž v programové skříně. Porucha je signalizována opticky a akusticky. Při vypadnutí jističe přetíženého nebo poškozeného motoru zhasne signální svítidlo na ovládací skříně a pomocné relé, které je zapojeno na pomocný přepínací kontakt jističe, sepne svůj kontakt (na schéma označené 1BP1 až 1BP10). Přes tento kontakt se v programové skříně nabudí relé, které svými kontakty zapne signálku a houkačku. Houkačka se zastaví stisknutím příslušného tlačítka. Signálka svítí stále, dokud porucha není odstraněna.



4. Detail programové skříňe

3. Část schématu zapojení ovládací skříňe technologické linky
 V — vypínač, J₁, J₂ — jistič, S₁, S₂ — stykač, P — přístrojová pojistka, BP₄, B₁₄ — pomocná relé, H — signální svítidlo, A₁, A₂ — tlačítka

Ovládací skříňe jednotlivých linek mohou být umístěny přímo na strojích (např. na dávkovači krmítka). Tento způsob se však příliš neosvědčil, protože otřesy a chvění stroje se přenášejí i na ovládací přístroje, způsobují pak poruchy a uvolňování spojů. Výhodnější je umístit ovládací skříňe na zeď nebo do společného rozváděče.

Pro názornost propojení programové skříňe a ovládacích skříní je na obrázku 3 uvedena část schématu zapojení ovládací skříňe jedné linky. Celá skříň se vypíná vypínačem V. K jistění motorů je použito třípólových automatických jističů s pomocným přepínacím kontaktem, kterým je blokováno ovládací napětí a hlášena porucha. Impuls z programové skříňe je přiveden na svorku 4, tím se nabudí relé B₁₄, které spouští chod stroje. Nezávisle na automatu je možno stroj obsluhovat tlačítky.

ZÁVĚR

Při mechanizování pracovních procesů v budovách hraje významnou roli automatizace, která odstraňuje namáhovou a málo produktivní lidskou práci.

Systém programového řízení výkrmů a drůbežáren předpokládá stavebnicové řešení, při kterém jednotlivé technologické linky mají samostatné ovládací automatiky. Tyto automatiky dostávají povely k činnosti od centrální řídicí programové skříňe. Hlavní výhodou tohoto systému je velká variabilita řešení. V menších závodech je možno použít jednotlivých linek s ovládáním samostatně a spínat je spínacími hodinami. Programové zařízení je výhodné v případě, kdy je řešena mechanizace v celém rozsahu a jsou zajištěny předpoklady pro bezporuchový provoz.

Došlo dne 5. 7. 1967

Программное управление залами в животноводстве

При механизировании рабочих процессов в животноводческих помещениях значительную роль играет автоматизация, которая устраняет трудоемкий и мало продуктивный человеческий труд.

Система программного управления откормочниками и птичниками предполагает агрегатное выполнение, при котором отдельные технологические линии имеют свои автоматические управления. Эти автоматические получают команду к деятельности от центрально управляемого программного пульта. Главным преимуществом этой системы является большая гибкость выполнения. В небольших предприятиях можно применять отдельные линии с самостоятельным регулированием и включать их от программного реле времени. Программное устройство пригодно в том случае, когда решается механизация в общем объеме и обеспечены условия для безаварийной работы.

Programme Management of the Halls in the Livestock Production

In the mechanization of the different working operations in buildings, the automation is of significant importance, replacing the toilsome and less productive manual labour.

The system of the programme management of the fattening houses and of the poultry houses necessitates an assembling design, with the different technologic lines equipped with self-dependent controlling automatic mechanisms. These mechanisms receive the signals for the operation from the central controlling programme box. The main advantage of the system is the great variability of the design. In smaller enterprises it is possible to use individual lines with self-dependent control and to switch them by means of switch clock. The programme management is advantageous in case, when the mechanization is planned in the whole range and if there are conditions for the failure-free operation.

Programmsteuerung der Hallen in der Innenwirtschaft

Bei der Mechanisierung der Arbeitsvorgänge in Gebäuden spielt eine bedeutende Rolle die Automatisierung, durch welche die mühsame und wenig produktive menschliche Arbeit beseitigt werden kann.

Das System der Programmsteuerung der Mastanstalten und der Geflügelhäuser setzt eine Baukastenlösung, bei welcher die einzelnen technologischen Ketten selbständige Betätigungsautomaten besitzen, voraus. Diesen Automaten werden vom zentralen Programmsteuerkasten Befehle zur Tätigkeit übertragen. Der hauptsächlichste Vorteil dieses Systemes ist die große Lösungsvariabilität. In kleineren Betrieben können einzelne Ketten mit selbständiger Betätigung angewendet werden und diese mit Schaltuhr einschalten. Die Programmsteuerung ist vorteilhaft für den Fall, wenn die Mechanisierung im ganzen Umfang gelöst ist und Voraussetzungen für einen störungsfreien Betrieb geschaffen sind.

Adresa autorky:

Ing. Hana Š u j a n o v á, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Chodov u Prahy

OBSAH

Souček Z.: Nové metody používané při výzkumu dojících strojů ve VÚZS	605
Vraný Z.: Pevnostní zrychlené zkoušky životnosti zemědělských strojů	621
Hora O., Čermák A.: Poznatky z výzkumu řezacích bubnů	639
Šujanová H.: Programové řízení hal v živočišné výrobě	651

СОДЕРЖАНИЕ

Соучек З.: Новые методы, применяемые при исследовании доильных машин в Научно-исследовательском институте сельскохозяйственных машин (619). — Враны З.: Ускоренные испытания срока службы сельскохозяйственных машин на прочность (637). — Года О., Чермак А.: Опыт по исследованию режущих барабанов (649). — Шуйанова Г.: Программное управление залами в животноводстве (655).

CONTENT

Souček Z.: New Methods Used in the Research of the Milking Machines in the Research Institute of Agricultural Machinery (619). — Vraný Z.: The Accelerated Strength Tests of the Life of the Agricultural Machines (637). — Hora O., Čermák A.: Results of the Investigation of the Chopping Cylinders (649). — Šujanová H.: Programme Management of the Halls in the Livestock Production (656).

INHALT

Souček Z.: Neue Methoden die bei der Untersuchung von Melkanlagen im Forschungsinstitut für Landmaschinen Anwendung finden (619). — Vraný Z.: Beschleunigte Festigkeitsprüfungen der Lebensdauer von landwirtschaftlichen Maschinen (637). — Hora O., Čermák A.: Erkenntnisse über die Untersuchung von Schneidtrommeln (649). — Šujanová H.: Programmsteuerung der Hallen in der Innenwirtschaft (656).
--

TABLE DES MATIÈRES

Souček Z.: Méthodes nouvelles utilisées dans la recherche concernant les machines de traite dans l'Institut de recherches pour les machines agricoles (res. An, Al/619). — Vraný Z.: Essais accélérés à la résistance, concernant la durée de vie des machines agricoles (res. An, Al/637). — Hora O., Čermák A.: Acquis de la recherche sur les tambours de hachage (res. An, Al/649). — Šujanová H.: Gestion des halls dans la production animale selon un programme déterminé (res. An, Al/656).

V zahraničí i u nás se začíná úspěšně uplatňovat řezačková sklizeň pícnin a obilnin. Abychom seznámili naše čtenáře se zahraničními poznatky z této nové progresivní sklizňové technologie, je číslo 11/1967 *Zemědělské techniky* věnováno vybraným zahraničním referátům z Mezinárodního kolokvia o univerzalizaci řezačkové sklizně a pícnin, uspořádaného Výzkumným ústavem zemědělské techniky v Řepích v červnu t. r. na zámku Líšno.

Do tematického čísla jsou zahrnuty tyto referáty:

M. Preininger: *Poznámky k rozvoji řezačkové sklizně v ČSSR*

V tomto úvodním referátu vyvozuje autor závěry, že ekonomické a technické přednosti řezačkové sklizně vytvoří z této technologie základní systém, který rozhodujícím způsobem ovlivní celý systém hospodaření, především v podmínkách prohlubující se specializace zemědělské výroby.

K. Gotz (Polsko): *Doprava a skladování řezané slámy po sklizni sklízecí mlátičkou*

Vhodnou technologií pro úklid slámy po sklizni sklízecí mlátičkou v Polsku je sběr sběrací řezačkou. Přednosti krátké řezanky při úklidu slámy se projevují zejména ve zvyšování výkonnosti sklizňové linky.

U mechanizačních prostředků pro skladování slámy se vyžaduje provozní jednoduchost, snadná manévrovatelnost a energetická nenáročnost. Tyto požadavky nejlépe splňuje pneumatický dopravník nesený traktorem a poháněný vývodovým hřídelem.

K. Heimbürge (NDR): *Řezanka a lisovaný materiál při sklizni sena a slámy se zvláštním zřetelem k dopravě*

Práce uvádí poznatky ze zkoušek v horských a podhorských oblastech NDR v letech 1964—1966. Nejlepších ekonomických výsledků bylo dosaženo u vysokotlakého lisu K 442. Dopravní náklady stoupaly u sena a slámy, lisované nízkotlakým lisem, na dvojnásobek až čtyřnásobek proti vysokotlakému lisování. U dopravní linky jsou poměry podobné. Při sklizni sena a slámy jsou zřetelně vyšší náklady na vázací motouz.

H. Köbsell (NSR): *Příspěvek k výzkumu řezných sil v dopravním kanálu sběracích vozů*

V závislosti na průchodnosti, zvýšení objemové hmotnosti, na úhlu sklonu a ostroty nožů byly měřeny krouťací a ohybové momenty. Výsledky zpracované v diagramech ukazují vliv jednotlivých variant. Mimo jiné z nich vyplývá, že zvláštní význam má charakteristika řezné výkonnosti.

J. I. Payne (Velká Británie): *Silážní věže a mechanizované krmení*

Práce uvádí výzkumné výsledky a poznatky se zaváděním věžových sil a mechanizace krmení ve Velké Británii.

K. Rehr (Rakousko): *Ekonomické problémy sklizně pícnin řezačkou*

Byly zkoumány tři způsoby sklizně zelených pícnin ve formě krátké řezanky, která se používá pro silážování, a to práce s exaktní řezačkou, s cepovým sklízecím a se sběracím vozem ve spojení se stacionární řezačkou. Porovnání ekonomických hodnot dovozuje porovnat a posoudit různé způsoby sklizně.

W. L. Stolzenburg (NDR): *Sklizeň obilovin sklízecí řezačkou v NDR*

Práce uvádí výsledky a poznatky se zaváděním uvedené technologie v NDR.