

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10

ROČNÍK 34 (LXI)

PRAHA

ŘÍJEN 1988

CENA 10 Kčs

CS ISSN 0044-3083

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Řídí redakční rada: prof. ing. Miloslav Velebil, DrSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc., ing. Vladimír Dufek, CSc., prof. ing. Marko Đuriš, CSc., ing. Jiří Fiala, DrSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Zdeněk Pastorek, CSc., ing. Miroslav Posekaný, ing. Bohumil Studeník, CSc., prof. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing. Zdeněk Štefl, DrSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá prof. ing. Miloslav Velebil, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

OBSAH

Hutla D.: 35 let koncernového Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově	577
Grečenko A., Novotný V., Rásochová H.: Geometrie styčné plochy některých pneumatik na vrstevnici svahu	581
Kupr J., Lanča I.: Funkčně-energetické porovnání bubnového a kolového řezacího ústrojí sklízecích řezaček	595
Trnka L.: Poznatky výzkumu dojících zařízení Alfa Laval Duovac, Miele-MLT Systém a Fullwood	605
Talich S., Preisler V.: Zvýšení provozní spolehlivosti pneumatických ventilkových pulsátorů	623
Aktuality	
Hutla D.: Mikroelektronika u strojů pro rostlinnou výrobu	635

СОДЕРЖАНИЕ

Греченко А., Новотны В., Расохова Г.: Геометрия контактной площади некоторых шин на горизонтали склона	593
Купр Я., Ланча И.: Функционально-энергетические сравнения барабанного и колесного резающего устройства корморезок	603
Трнка Л.: Познания из исследований доильных установок Alfa Laval Duovac, Miele-MLT System и Fullwood	620
Талих С., Преислер В.: Повышение эксплуатационной надежности пневматических вентильных пульсаторов	634

CONTENTS

Grečenko A., Novotný V., Rásochová H.: Geometry of the Contact Area of Some Tyres on the Contour Line of the Slope	594
Kupr J., Lanča I.: A Functional and Power Comparison of the Drum and Wheel-type Chopping Mechanisms of Chopper-Harvesters	603
Trnka L.: Findings from the Investigation of the Alfa Laval Duovac, Miele-MLT System and Fullwood Milking Machines	621
Talich S., Preisler V.: Increasing the Operation Reliability of Pneumatic Valve-type Pulsators	634

V letošním roce slaví AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, 35. výročí svého vzniku. Byl založen 1. března 1953 a měl sídlo v Praze-Holešovicích. Před tímto datem se vývojem zemědělských strojů u nás zabývali pouze v omezeném měřítku pracovníci výrobních podniků, kteří se však většinou zaměřili na rekonstrukci strojů staré koncepce. Příčinou toho, že vlastní výzkum v poválečných letech skoro neexistoval, byl hlavně nedostatek kvalifikovaných pracovníků. Teprve po založení ústavu se výzkumná základna částečně zlepšila. Přesto však v prvních letech řešili jeho pracovníci hlavně vývojové úkoly a teprve postupně byla vytvořena solidní výzkumná základna.

V roce 1960 přesídlil Výzkumný ústav zemědělských strojů do nového, moderně řešeného areálu budov v Chodově u Prahy, což nemalou měrou přispělo k dalšímu zkvalitnění jeho práce. Výzkumní pracovníci zde mají k dispozici moderně vybavené laboratoře, zkušební haly a vývojové dílny.

Základní osnovou práce je výzkumná činnost, jejíž výsledky zajišťují soustavný růst technické úrovně zemědělských strojů a zařízení. V oboru technického výzkumu se řeší zejména jednotlivé funkční prvky — většinou ve spolupráci a na požadavek výrobních podniků koncernu Agrozet.

Kromě technického výzkumu zajišťuje ústav mnoho dalších činností, jako je shromažďování vědeckých poznatků a dostatečného množství technických informací o řešení obdobných problémů ve světě, důkladná patentní činnost v rámci oboru s cílem zajistit dokonalý přehled o patentové čistotě řešených strojů, vypracování dlouhodobých koncepcí rozvoje zemědělských strojů atd.

Pracovníci základního výzkumu se zabývají výzkumem jednotlivých strojních mechanismů, které jsou nezbytné pro optimální konstrukční řešení. Dále se zabývají výrobou příslušných modelů a funkčních vzorků souvisejících s řešenými úkoly a zkoušejí je v laboratořích nebo ve výzkumném provozu. Prostřednictvím vlastní autorizované zkušebny zajišťují i ověřovací zkoušky prototypů a dovážených strojů. Mimo to poskytuje ústav technickou pomoc a služby podnikům a jejich vývojovým pracovištím při řešení obtížných a technicky náročných úkolů.

Za 35 let od založení ústavu jsou v jeho vývoji a zaměření patrné čtyři etapy:

V první etapě bylo nutné významně pomáhat při vývoji zemědělských strojů výrobním podnikům.

Od samého vzniku ústavu se vedle výzkumu a vývoje zemědělských strojů budovalo i zkušebnictví, oborová informatika, oborová normalizace a oborové středisko patentů. Rovněž dost silným a význačným útvarem bylo středisko výrobní technologie. V této etapě byly také položeny základy k budování útvaru měřicí a výpočetní techniky.

Druhá etapa je charakterizována prohlubováním koncepčních prací ústavu, jenž měly podstatný vliv na rozvoj celého zemědělského strojírenství. Pro tuto důležitou činnost vznikaly nové útvary, které práce

konkretizovaly jak v čase, tak i v otázce nákladů. V tomto smyslu je nutno i dnes velmi ocenit vznik Soustavy zemědělských strojů, jež byla a dosud je využívána jako velmi moderní a účinný prvek cílově programového řízení, a to jak v oboru zemědělských strojů, tak i v odvětví zemědělství.

Třetí etapa vývoje ústavu se vyznačuje vznikem projektů vysoko-výkonných unifikovaných samojízdných strojů. Část samojízdných strojů byla realizována v podnicích zemědělského strojírenství.

Nová koncepce zemědělských strojů a traktorů významně zvýšila produktivitu práce v zemědělství a výkonné traktory s výkonnými pluhy umožnily včas a dobře obdělávat půdu a tím podstatně přispět ke zvýšení výnosů základních plodin. Ústav prosazoval i nutnost zvýšit výkony v zemědělské dopravě jako nezbytnou návaznost na vyšší výkonnost sklizňových strojů. Byl vyvinut zemědělský automobil, jehož výměnné nástavby umožnily velký rozsah využití.

Ve čtvrté etapě — současné — začaly převažovat požadavky na výzkum nových funkčních uzlů, nových koncepcí zemědělských strojů, na automatizační prvky a uzly, zavádění mikroelektroniky do zemědělských strojů. Zvýšily se nároky na měřicí a výpočetní techniku, na výkon v oblasti technicko-ekonomických informací. Ústav má působit na vývojové konstrukce v oblasti snižování hmotnosti a pracnosti strojů za současného zvyšování jejich užitných kvalit.

Z hlediska koncepčního rozvoje budou v ústavu i nadále soustředěny a intenzivně rozvíjeny zejména ty specializované činnosti a technická vybavení, jež by nebylo ekonomicky ani kádrově únosné a účelné budovat přímo v rámci vývojových základů jednotlivých podniků v oboru.

Práce ústavu se zaměří zejména na řešení těchto úkolů:

1. Výzkum strojních systémů, strojů a zařízení pro mechanizaci technologických operací v zemědělské výrobě dále řešených a realizovaných v podnicích koncernu Agrozet i ostatních výrobců. Vychází se při tom nejen z požadavků československé soustavy zemědělských strojů, ale i z vývojových tendencí v zahraničí.

2. Uplatňování progresivních konstrukčních metod s využíváním výpočetní a měřicí techniky.

3. Rozvoj oborových činností (prognózy a koncepce, VTEI, patentová právní ochrana, normalizace a další), které jsou důležitým předpokladem racionálního průběhu výzkumných a vývojových prací a dosažení požadované efektivnosti při realizaci výsledků výzkumu a vývoje.

4. Racionalizaci a intenzifikaci výrobních technologií v podnicích zemědělského strojírenství.

5. Uplatňování progresivních metod ve zkušebnictví s použitím moderní měřicí a výpočetní techniky se zaměřením na funkčnost, spolehlivost a kvalitu zemědělských strojů a zařízení.

Výhledově se počítá i s tím, že ústav bude zpracovávat podklady pro rozhodování pro státní podniky, ministerstva a další orgány hospodářské správy.

Za 35 let své práce získal Výzkumný ústav zemědělských strojů dostatek zkušeností a vybudoval si solidní vědeckovýzkumnou, politicky angažovanou základnu pro plnění náročných úkolů v budoucnosti.

Toto číslo vědeckého časopisu Zemědělská technika je věnováno výběru článků z prací základního a aplikovaného výzkumu koncernového Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově.

Doc. ing. A. Grečenko, CSc., V. Novotný a H. Rásochová ve svém článku Geometrie styčné plochy některých pneumatik na vrstevnici svahu objasňují vhodnost několika vybraných pneumatik pro zemědělské stroje určené k práci na příkrých svazích. Experimenty byly provedeny na standu vlastní konstrukce s naklápěcí plošinou. Práce obsahuje zpracované a komentované výsledky měření, které mohou být uplatněny při návrzích svahových strojů.

Práce ing. J. Kupra, CSc., a ing. I. Lanči Výsledky funkčně-energetického porovnání bubnového a kolového řezacího ústrojí sklízecích řezaček se zabývá výsledky a hodnocením funkčně-energetických měření sklízecích řezaček s bubnovým a kolovým řezacím ústrojím při sklizni kukuřice na silážní drť (metoda GPS). Jsou porovnávána různá provedení bubnového řezacího ústrojí s drtícími vložkami (drhlíky) s řezacím ústrojím kolovým.

Článek ing. L. Trnky, CSc., Některé poznatky z výzkumu dojících zařízení Alfa Laval Duovac, Miele-MLT Systém a Fullwood obsahuje výsledky rozboru funkce a vlastností uvedených dojících strojů. Rozbor je proveden na základě sledování podtlaku v podstrukové a mezistěnné komoře, ve sběrači a v mléčném, popř. podtlakovém potrubí. Při hodnocení se především sleduje možný zpětný tok mléka mezi sběračem a podstrukovou komorou, který nastává při přechodu z fáze stisku do fáze sání.

Ing. S. Talich a ing. V. Preisler v práci Možnosti zvýšení provozní spolehlivosti pneumatických ventilkových pulsátorů podávají výsledky laboratorního a provozního ověřování pneumatického ventilkového pulsátoru, který byl vyřešen v Agrozetu, k. VÚZS.

V rubrice Mikroelektronika u strojů pro rostlinnou výrobu uvádí ing. D. Hutla způsoby využití mikroelektroniky na traktorech a strojích pro mechanizaci rostlinné výroby.

*Ing. Dušan Hutla
Agrozet, k. VÚZS Praha-Chodov*

...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...

...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...

...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...

...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...

...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...

...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...

...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...
...the ... of the ...

GEOMETRIE STYČNÉ PLOCHY NĚKTERÝCH PNEUMATIK NA VRSTEVNICI SVAHU

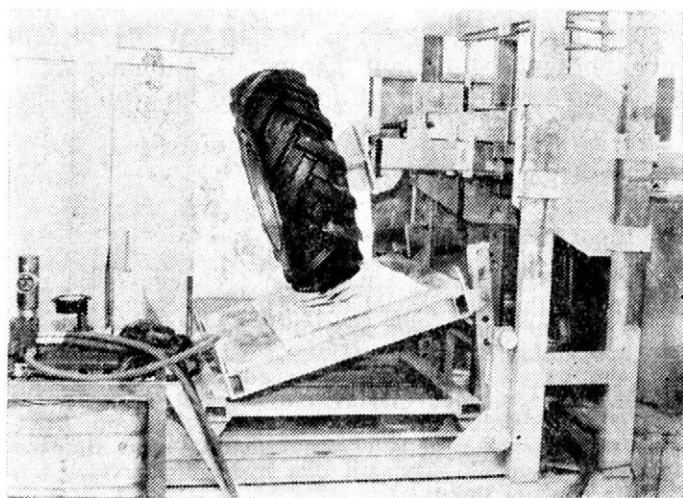
A. Grečenko, V. Novotný, H. Rásochová

GREČENKO, A. — NOVOTNÝ, V. — RÁSOCHOVÁ, H. (AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Geometrie styčné plochy některých pneumatik na vrstevnici svahu*. Zeměd. Techn., 34, 1988 (10) : 581-594.

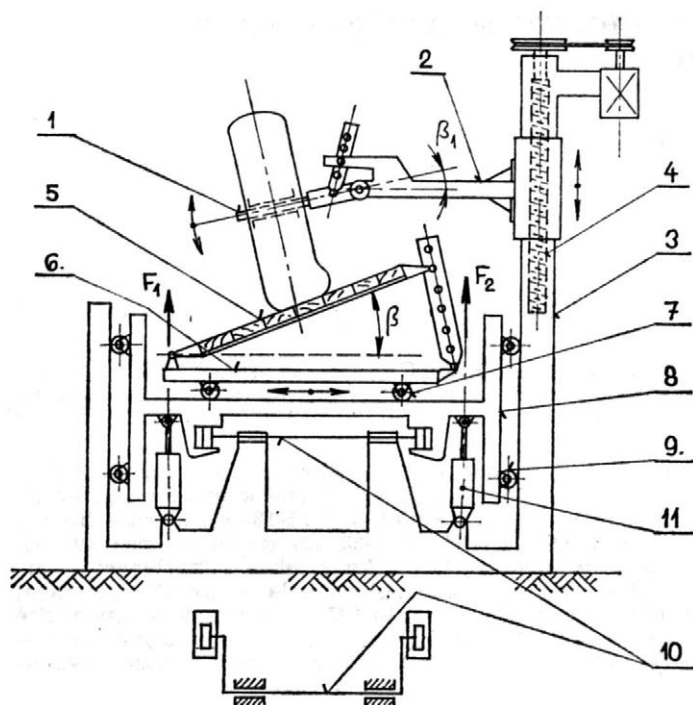
Měření geometrie styčné plochy tří pneumatik mělo za účel blíže objasnit vhodnost těchto pneumatik pro zemědělské stroje, určené k práci na příkrých svazích. Zkoušeny byly tyto pneumatiky: Dunlop 12,5/12-18 (standardní hnací), Goodyear 38×20,00-16,1 (terrapneu), Barum 15,5-25 ZS (speciální pro svahy). Experimenty byly provedeny na standu vlastní konstrukce s naklápěcí plošinou za těchto podmínek: úhel plošiny 0–30°; poloha kola — podél vrstevnice; postavení kola — svisle (V) nebo kolmo k plošině (P); zatížení kola jmenovité (Q_j) při huštění cca 100 kPa a dále $Q_j \pm 30\%$. Práce obsahuje zpracované a komentované výsledky měření, které mohou být uplatněny při návrzích svahových strojů.

zkoušení pneumatik; styčná plocha; svahový stroj

V letech 1974 až 1983 probíhal ve VHJ Zbrojovka (později Agrozet) výzkum a vývoj dvou originálních koncepcí výkonných svahových strojů, schopných nasazení na svazích se sklonem přes 20°. Trvalým přínosem této činnosti byl zisk mnoha výzkumných poznatků a provozních zkušeností s jízdou zemědělských motorových vozidel na svazích zhrů-



1. Stand s naklápěcí plošinou po otisku styčné plochy pneumatiky Dunlop 12,5/12-18 (úhel plošiny 20°) — The stand with the tilting platform after the imprint of the interface of the tyre Dunlop 12,5/12-18 (the platform angle 20°)



2. Schéma stendů s naklápěcí plošinou pro výzkum geometrie pneumatik — The scheme of the stand with the tilting platform built to investigate the tyre geometry

ba do 30°, jež prakticky vyústily do nové formulace svahové dostupnosti zemědělských vozidel. Terénní experimenty, o nichž zčásti referovali např. Grečenko (1984) nebo Dajbych a Grečenko (1985), byly doplňovány laboratorními měřeními, z nichž jedno je předmětem této práce. Šlo o studium geometrie styčné plochy kol s pneumatikami na nakloněné rovině, aby tak mohla být hlouběji posouzena schopnost pneumatik udržet a pohánět stroj na svahu. První z uvedených nosičů (Kabar) používal koncepci stále svislých kol se speciálními pneumatikami (Barum 15,5-25 ZS), kdežto druhý nosič (SNG) měl klasický podvozek s nízkotlakými pneumatikami (Goodyear Terra 38 X X20,00-16,1, event. Dunlop 12,5/12-18). Byl vytvořen stand, který umožňoval přesně simulovat geometrii pneumatiky (postavené svisle nebo kolmo ke svahu) u vozidla stojícího na vrstevnici svahu.

MATERIÁL A METODY

MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ

Uspořádání stendů s naklápěcí plošinou včetně způsobu pořizování otisků na silný papír (kartón) je patrné z obr. 1. Schéma stendů je znázorněno na obr. 2. Osa (1) otočně nasazené a axiálně držené pneumatiky je úhlově nastavitelná vzhledem k nosníku (2), jehož výšku vzhledem k rámu stendů (3) lze nastavit pohybovými šrouby (4). K pneumatice je odspodu přitlačována dřevem pokrytá naklápěcí plošina (5) se sklonem nastavitelným od 0 do 30° po 5°, která je spojena s vozíkem (6), jenž může pomocí kladek (7) volně popojíždět po vodorovném zvedacím rámu (8). Zvedací rám je v rámu stendů veden kladkami (9) a stabilizován klikou (10). Přitlačnou sílu vyvozují dva hydraulické válce (11) napojené na hydraulický obvod s řízením tlaku.

Závislost mezi celkovým zatížením pneumatiky F [kN] a nastaveným hydraulickým tlakem p [kPa] je tato:

$$F = F_1 + F_2 = 9,81 \times 10^{-3} \cdot (0,52 p - 816)$$

přičemž ekvivalentní nesená hmotnost Q [kg], porovnatelná se jmenovitou únosností Q_j [kg] z katalogů pneumatik, je rovna

$$Q = 10^3 \cdot \frac{F}{g} = 0,52 p - 816$$

Účinkem volného pohybu vozíku (6) se pneumatika bočně deformuje vzhledem k plošině (5) tak jako kolo vozidla na svahu. Při experimentech byl nastavován úhel $\beta_1 = 0$ (rovina kola stále svislá) nebo $\beta_1 = \beta$ (rovina kola kolmo k plošině). Nejvýše nastavitelný úhel plošiny β závisí na třecích poměrech mezi pneumatikou a podložkou — bývá 20 až 30°.

USPOŘÁDÁNÍ EXPERIMENTŮ

Údaje o provedení a parametrech zkoušených pneumatik jsou sestaveny v tab. I. Pneumatika Barum byla vyvinuta speciálně pro nosič Kabar se svislými koly, má kombinovaný trakční dezén (obr. 3). Pneumatika Goodyear je širokoprofilová bezdušová terrapneumatika s trakčním dezénem (obr. 4). Pneumatika Dunlop má konvenční provedení s trakčním dezénem (obr. 1) a na nosiči SNG je zaměnitelná za terrapneumatiku Goodyear.

Podle parametrů stroje SNG bylo u všech pneumatik voleno huštění cca 100 kPa, které může být pokládáno za příznivé pro nasazení vozidel na svazích. Příslušné jmenovité únosnosti pneumatik Q_j [kg], uvedené v katalogích výrobců pneumatik, a hodnoty 70 % Q_j (tj. $Q_j - 30$ %) a 130 % Q_j (tj. $Q_j + 30$ %) jsou rovněž uvedeny v tab. I. Tento rozsah zatížení, odpovídající poměrům při provozu svahových strojů, byl uplatněn při měřeních.

Experimenty byly navrženy tak, že se ekvivalentní nesené hmotnosti $Q = 70$, 100 a 130 % Q_j kombinovaly s úhly naklápací plošiny 0, 10, 20 a podle možností 30°.

I. Údaje o zkoušených pneumatikách a zkušebním zatížení — Details about the tested tyres and the testing loads

Výrobce	Pneumatika		
	Barum	Goodyear	Dunlop
Označení v textu	B	G	D
Rozměr	15,5-25ZS	38 × 20,00-16,1	12,5/12-18
Dezén/PR	ZS-5/10	STG/8	TG-32/10
Katalogové rozměry pláště [mm]			
šířka b_k	384	498	325
volný průměr d_k	1270	990	990
statický poloměr r_s	—	442	450
Huštění p [kPa]	100	106	100
Jmenovitá únosnost Q_j [kg]	1850	1300	1300
$Q_j - 30$ % [kg]	1295	910	910
$Q_j + 30$ %	2405	1690	1690
Plnost vzorku m [—]	0,46	0,31	0,35



3. Pneumatika Barum 15,5-25 ZS na standu — The tyre Barum 15,5-25 ZS on the stand

Všechny pneumatiky byly zkoušeny v poloze:

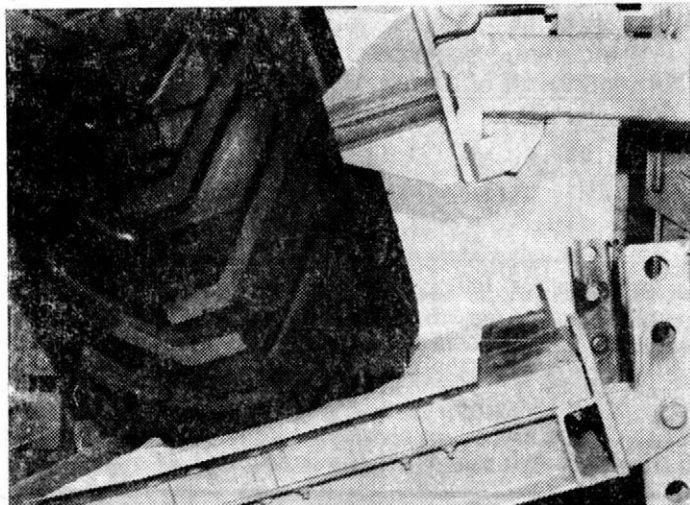
V ... rovina kola svisle;

P ... rovina kola kolmo na podložku.

Celkem bylo uskutečněno 57 registrovaných měření. Při každém měření byly zjišťovány tyto veličiny:

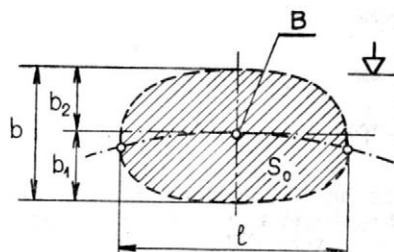
a) styčná plocha S_s a plocha obvodu otisku S_o podle obr. 5. Otisk byl proveden razítkovou barvou na zafixovaný bílý kartón, fotograficky zmenšen, planimetrován a násoben čtvercem měřítka (úsečka pod číslem měření má vždy skutečnou délku 10 cm). Plocha otisku se uplatňuje v hodnotě středního kontaktního tlaku a ovlivňuje záběrové vlastnosti pneumatiky. Dále byla vyhodnocena plnost vzorku m podle vzorce:

$$m = S_s/S_o$$

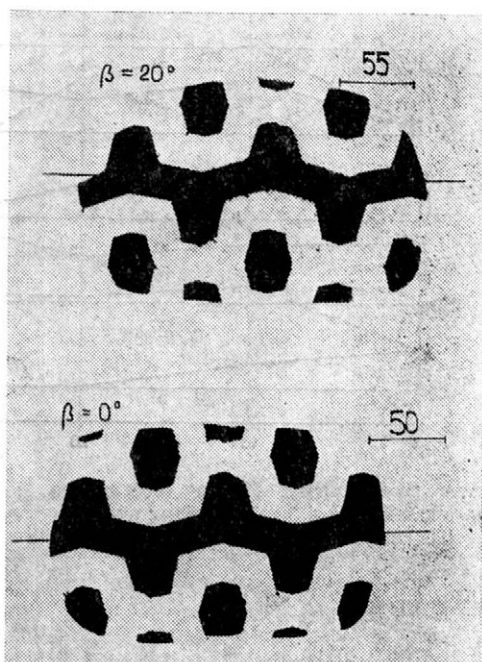


4. Pneumatika Goodyear 38x20,00-16,1 na standu — The tyre Goodyear 38x20,00-16,1 on the stand

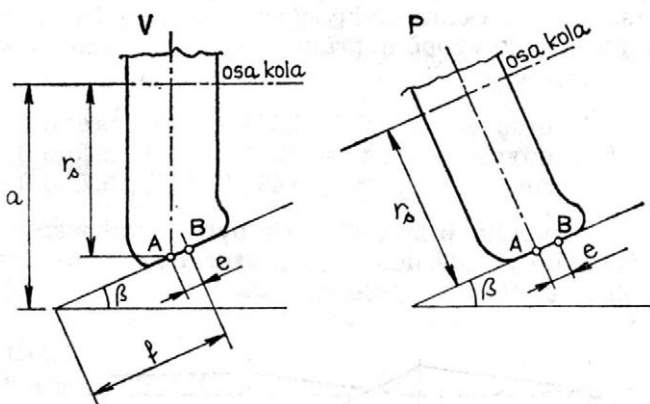
5. Plocha styku S_s pneumatiky Barum 15,5-25 ZS v poloze V: $Q = 1850$ kg, číslo měření 50 ($\beta = 0^\circ$) a 55 ($\beta = 20^\circ$) — The area of imprint (S_s) of the tyre Barum 15,5-25 ZS in the vertical setting (V): $Q = 1850$ kg; test No. 50 ($\beta = 0^\circ$) and No. 55 ($\beta = 20^\circ$)



6. Schéma geometrie otisku pneumatiky — The scheme of the geometry of the tyre contact area



7. Schéma měření statického poloměru r_s a vybočení e pneumatiky v poloze V a P — The scheme how the tyre static radius r_s and offset e were measured in the setting V and P



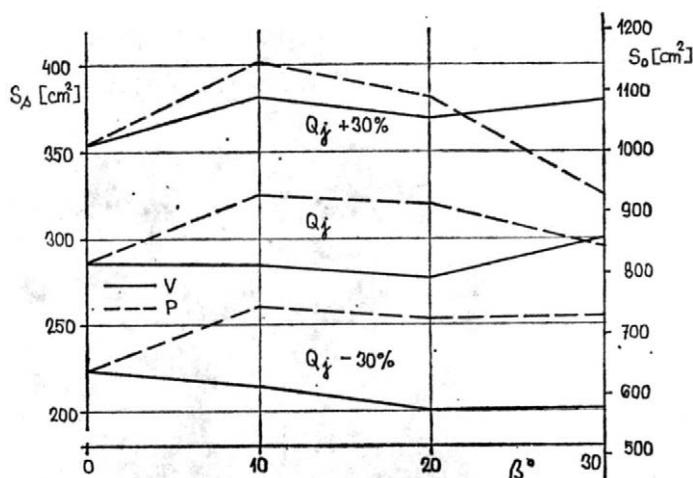
b) geometrie otisku podle obr. 6. Značkou je na obrázku vyznačena vrstevnice a směr po spádnicí dolů. Střednice (osa) dezénu při $\beta > 0^\circ$ je prohnutá vlivem toho, že její středový bod B se dotkne šikmé plošiny nejdříve a v procesu otisku dochází k pohybu vozíku s plošinou. Měřené rozměry byly l ; b ; b_1 (dolní část otisku); b_2 (horní část otisku);

c) statický poloměr r_s a vybočení pneumatiky e podle obr. 7:

poloha V: $r_s = a - f \cdot \sin \beta$
 e ... přímo měřeno z otisku
 poloha P: r_s, e ... přímo měřeno

Bod A, což je průsečík střední roviny kola s rovinou podložky, byl na otiskový kartón vyznačen před otisknutím a v počáteční poloze vozíku pomocí šablony; bod B (viz také obr. 6) byl určen otiskem.

Za statický poloměr je považována naznačená vzdálenost mezi osou pneumatiky a bodem B. Vybočení e představuje vzdálenost střednice otisku od střední ro-



8. Závislost styčné plochy na sklonu plošiny pro pneumatiku Dunlop — The plot of the contact area against the platform angle for the tyre Dunlop

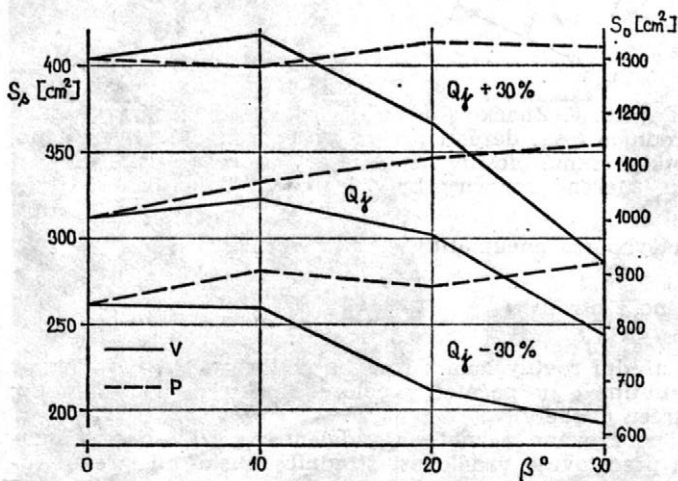
viny pneumatiky. Změny statického poloměru naznačují přídatný náklon stroje na vrstevnici, a tím zhoršení stability; vybočení e společně s délkou styčné plochy l určují míru sjíždění vozidla na vrstevnici svahu vlivem deformace pneumatiky.

VÝSLEDKY

Plocha styku S_s byla zjištěna s větší určitostí než plocha otisku S_o , kde bylo třeba obvod otisku odhadovat; z technických důvodů nebylo možné poříditi vícenásobné otisky, které by dokonale vyznačily plochu otisku. U každého otisku však byla vyhodnocena plnost vzorku a ta byla použita k výpočtu průměrné plnosti vzorku ze všech zkoušek určité pneumatiky:

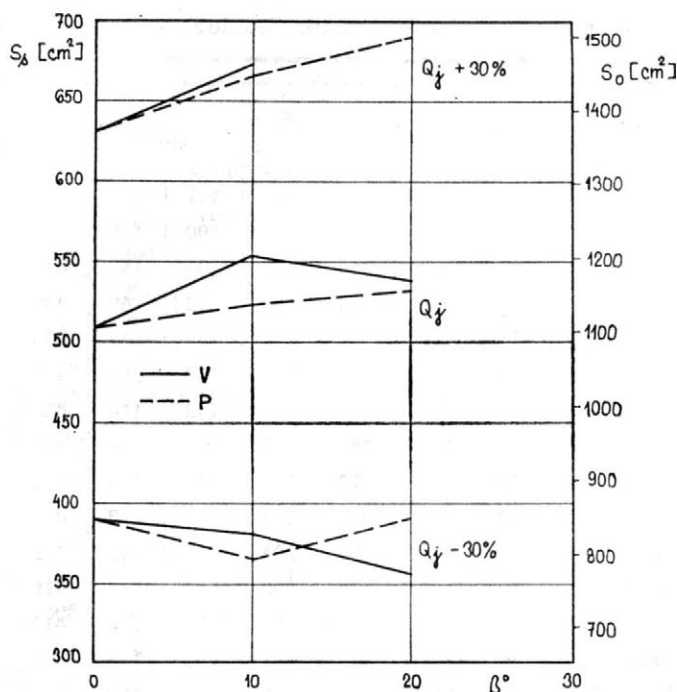
pneu Dunlop ... $m = 0,354 \pm 0,030$; bráno 0,35;
 Goodyear ... $m = 0,307 \pm 0,018$; bráno 0,31;
 Barum ... $m = 0,458 \pm 0,030$; bráno 0,46.

Za plochy otisku S_o pak byly považovány plochy styku S_s dělené příslušnou průměrnou plností vzorku. Tím bylo dosaženo reálnosti a konformity kontaktních ploch.



9. Závislost styčné plochy na sklonu plošiny pro pneumatiku Goodyear — The plot of the contact area against the platform angle for the tyre Goodyear

10. Závislost styčné plochy na sklonu plošiny pro pneumatiku Barum — The plot of the contact area against the platform angle for the tyre Barum

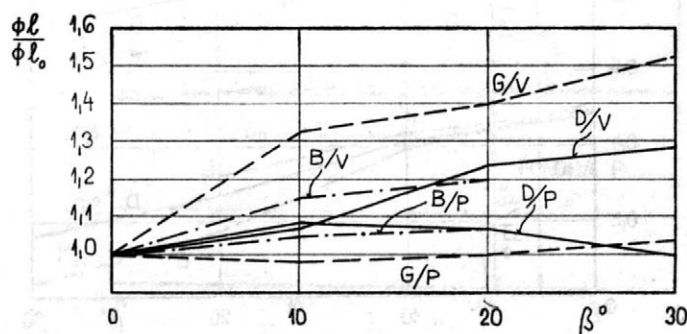


Velikosti styčné plochy S_s a plochy otisku S_o jsou v závislosti na úhlu plošiny a zatížení podle tab. I znázorněny na obr. 8 až 10.

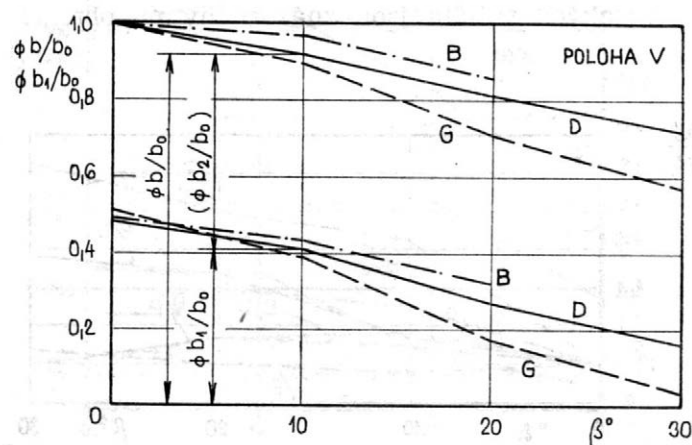
Změřené rozměry jsou podle původního pořadí experimentů sestaveny v tab. II až IV. Z uvedených číselných hodnot rozměrů lze podle potřeby sestavit různé závislosti, což bylo ovšem provedeno v rámci řešení výzkumného úkolu. Základním argumentem je úhel plošiny β . V této práci je při znázornění geometrie kola (s výjimkou vybočení e) použito kompaktní prezentace výsledků, které bylo dosaženo zprůměrováním hodnot parametrů pro všechna tři zatížení kola a vztahením hodnot na průměrnou velikost parametru při $\beta = 0$ (označení např. $\phi_{r_{so}}$; ϕ_{l_o} atd.). Tím se jednak potlačí nahodilé nepřesnosti, jednak vyvinou trendy závislosti platné pro rozsah zatížení (nesenou hmotnost) $Q_j \pm 30\%$.

Průběhy těchto geometrických veličin jsou znázorněny na obr. 11 až 14.

11. Charakter změn kontaktní délky l při rostoucím sklonu plošiny (pneumatiky D — Dunlop, G — Goodyear, B — Barum; polohy kola V — svisle, P — kolmo) — The way of change of the contact length l with the increasing slope of the platform (tyres D — Dunlop, G — Goodyear, B — Barum; wheel setting V — vertically, P — perpendicularly)



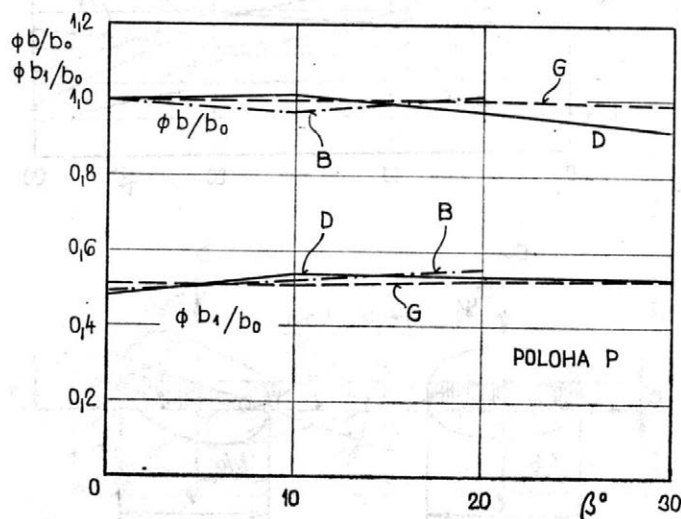
Číslo měření	Poloha kola	β deg.	Q [kg]	l	b	b_1	b_2	r_s	e	Poznámka
				[mm]						
1	V, P	0	910	308	272	131	141	445	0	vozík vzepřen
2	V	10		320	235	90	145	439	5	
3		20		360	195	38	157	441	18	
4		30		384	182	22	160	430	—	
5	P	10		355	270	148	122	430	20	
6		20		333	264	150	114	435	28	
7		30		320	256	142	114	425	55	
8	V, P	0	1300	358	286	138	148	430	0	vozík vzepřen
9	V	10		372	263	118	145	424	4	
10		20		472	233	85	148	424	10	
11		30		484	204	45	159	422	—	
12	P	10		376	290	153	137	418	23	
13		20		382	286	158	128	413	34	
14		30		373	267	152	115	410	62	
15	V, P	0	1690	404	290	140	150	415	0	vozík vzepřen
16	V	10		458	282	136	146	410	6	
17		20		500	260	110	150	412	22	
18		30		510	224	70	154	405	—	
19	P	10		426	294	150	144	403	35	
20		20		432	300	170	130	402	46	
21		30		376	254	141	113	405	133	



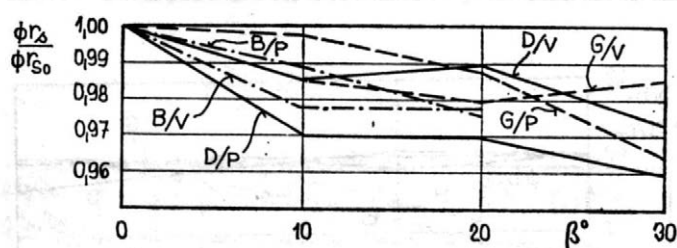
12. Charakter změn kontaktní šířky b ; b_1 (b_2) při rostoucím sklonu plošiny v poloze kola V (označení jako v obr. 11) — The way of change of the contact widths b ; b_1 (b_2), with the increasing slope of the platform at the wheel setting V (notation as in Fig. 11)

Číslo měření	Poloha kola	β deg.	Q [kg]	l	b	b_1	b_2	r_s	e	Poznámka
				[mm]						
22	V, P	0	910	286	365	186	179	445	0	vozík vzeprěn
23	V	10		372	294	108	186	438	3	
24		20		436	220	25	195	443	9	
25		30		453	193	25	168	440	—	
26	P	10		294	364	184	180	443	5	
27		20		287	364	188	176	440	8	vozík vzeprěn
28		30		310	360	195	165	430	35	
29	V, P	0	1300	332	368	188	180	432	0	
30	V	10		460	334	148	186	430	8	
31		20		475	265	67	198	418	12	
32		30		500	212	0	212	423	—	vozík vzeprěn
33	P	10		308	364	185	179	432	8	
34		20		318	365	190	175	430	8	
35		30		340	365	192	173	420	30	
36	V, P	0	1690	380	364	182	182	421	0	
37	V	10		488	364	175	189	414	21	vozík vzeprěn
38		20		488	290	94	196	410	24	
39		30		578	222	12	210	418	—	
40	P	10		380	364	186	178	420	12	
41		20		396	364	190	174	415	22	
42		30		386	365	192	173	405	50	

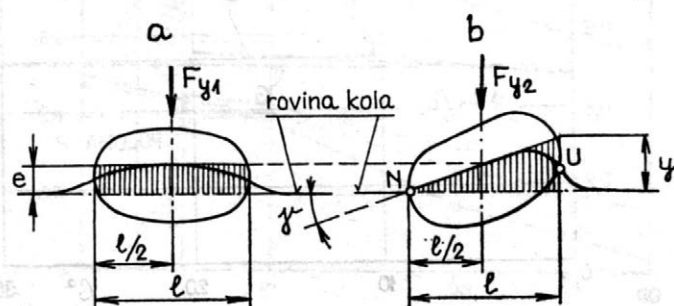
13. Charakter změn kontaktní šířky b ; b_1 (b_2) při rostoucím sklonu plošiny v poloze kola P (označení jako v obr. 11) — The way of change of the contact widths b ; b_1 (b_2), with the increasing slope of the platform at the wheel setting P (notation as in Fig. 11)



Číslo měření	Poloha kola	β deg.	Q [kg]	l	b	b_1	b_2	r_s	e	Poznámka
				[mm]						
43	V, P	0	1295	374	272	136	136	592	0	
44	V	10		398	250	100	150	591	4	
45		20		445	220	45	175	593	7	
46		30		—	—	—	—	—	—	
47	P	10		352	262	134	128	593	5	
48		20		365	273	148	125	588	13	
49		30		—	—	—	—	—	—	
50	V, P	0	1850	434	295	147	148	585	0	
51	V	10		525	287	126	161	569	9	
52		20		545	237	87	150	568	12	
53		30		—	—	—	—	—	—	otisk nelze získat
54	P	10		480	282	146	136	579	12	
55		20		454	297	163	134	568	18	
56		30		—	—	—	—	—	—	
57	V, P	0	2405	490	305	145	160	568	0	
58	V	10		578	307	143	164	546	11	
59		20		566	294	149	145	545	32	
60		30		—	—	—	—	—	—	
61	P	10		539	300	160	140	556	13	
62		20		570	315	175	140	548	25	
63		30		—	—	—	—	—	—	



14. Charakter změn statického poloměru r_s při rostoucím sklonu plošiny (označení jako v obr. 11) — The way of change of the static radius r_s , with the increasing slope of the platform (notation as in Fig. 11)



15. Schéma deformací styčné plochy pneumatiky působením boční síly F_y : a) při statické zkoušce, b) při valení — The scheme of deformation of a tyre contact area through the action of lateral force F_y : a) in a static test, b) when rolling

Závažným poznatkem bylo výrazné prodlužování styčné plochy s rostoucím sklonem plošiny při svislé poloze kola (V), prokázané u všech pneumatik (obr. 11); při kolmé poloze (P) se naopak délka styčné plochy téměř neměnila. Vybočení e je při poloze V rovněž relativně nízké (tab. II—IV).

Rozměry l a e určují míru sjíždění kola při jízdě po vrstevnici svahu (dílčí skluzový úhel γ v důsledku deformace pneumatiky), resp. stejně velký dílčí úhel nastavení kola k udržení pohybu podél vrstevnice (další část úhlu souvisí s deformacemi podložky). Představu o souvislosti mezi vybočením pneumatiky e při statické zkoušce a skluzovým úhlem při pohybu kola podává obr. 15. Při statické zkoušce dochází teoreticky ke stejnému vybočení v celé styčné ploše (a); při valení pneumatiky se osa dezénu po dotyku s podložkou (b , bod N) postupně odchyluje od střední roviny pneumatiky; při opuštění podložky (bod U) se osa dezénu opět srovná se střední rovinou kola. Kolo se pohybuje se skluzovým úhlem γ . Jelikož vyšrafované plochy jsou úměrny síle F_y (konstanta úměrnosti c), platí při $F_{y1} = F_{y2}$ teoreticky:

$$c \cdot e \cdot l = \frac{c}{2} \cdot l \cdot y$$

z čehož

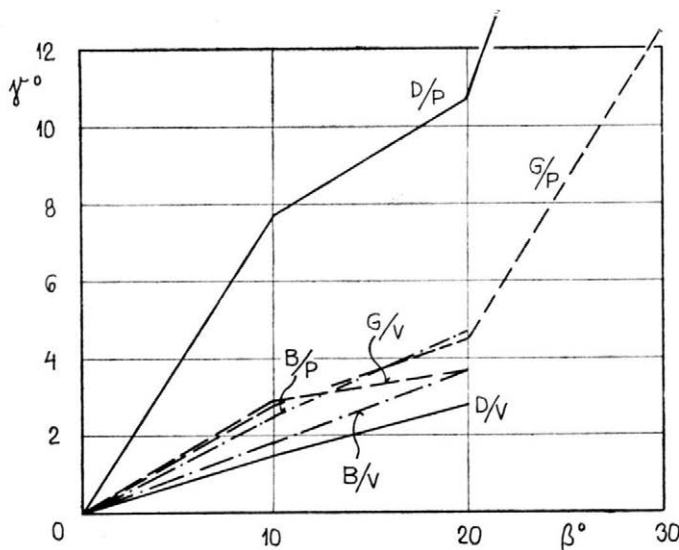
$$y = 2e$$

a teoretický dílčí skluzový úhel

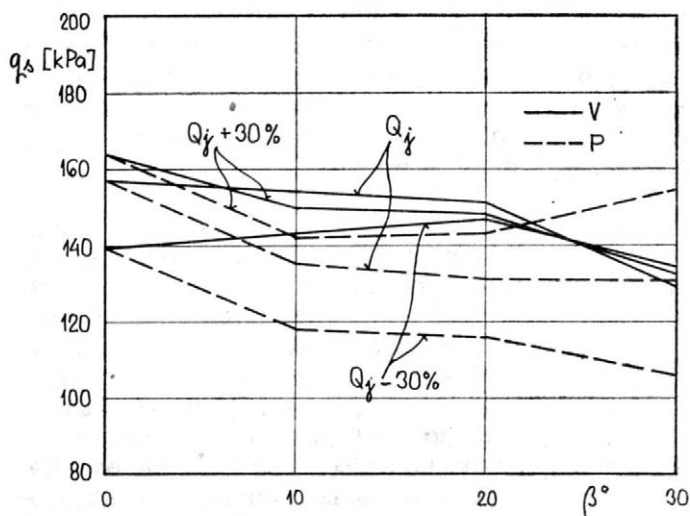
$$\gamma = \arctg \frac{2e}{l}$$

Průběhy tohoto skluzového úhlu jsou vyneseny na obr. 16. K příznivým hodnotám γ u kol v poloze V se však blíží i kola s pneumatikami G a B v poloze P .

Při poloze V se styčná plocha sice prodlužuje, ale zároveň se zužuje (obr. 12) a stává se výrazně nesouměrnou vzhledem ke střednici



16. Teoretické skluzové úhly vlivem deformace pneumatik v závislosti na úhlu svahu — Theoretical slip angles due to tyre deformation plotted against the gradient of a slope



17. Závislost středního kontaktního tlaku q_s na úhlu plošiny: pneumatika Dunlop, huštění 100 kPa — The relationship between the mean contact pressure q_s , and the angle of the platform: tyre Dunlop, inflation pressure 100 kPa

{ose} dezénu. Kdyby měl dezén nevhodný vzorek (např. šípový), mohl by se tím na velkém svahu zhoršit celkový boční záběr pneumatiky, jelikož by se nevytvořila patřičná smyková plocha. Velikost styčné plochy pneumatik D a B v poloze V se tudíž příliš nemění (obr. 8, 10). U pneumatiky G se styčná plocha v poloze V zmenšuje (obr. 9) vzhledem k velké šířce pneumatiky.

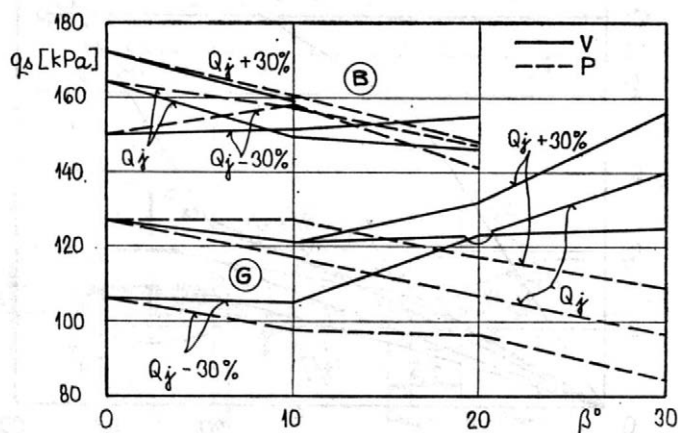
Při poloze P zůstávají naopak všechny rozměry styčné plochy téměř stálé (obr. 11, 13). Styčná plocha na svahu většinou mírně roste (obr. 8 až 10), zejména proto, že se vyplňuje dolní část styčné plochy (obr. 5).

Z měřených hodnot lze rovněž vyhodnotit střední kontaktní tlak q_s , který vždy závisí na zatížení kolmém k podložce $F \cdot \cos \beta$:

$$q_s = \frac{F \cdot \cos \beta}{10^{-4} \cdot S_o} = 98,1 \cdot m \cdot \frac{Q \cdot \cos \beta}{S_s} \quad [\text{kPa}]$$

Rozměry: F [kN]; S_o ; S_s [cm²]; Q [kg]

Střední kontaktní tlak v poloze P je obvykle nižší než v poloze V (obr. 17, 18). Při nižším kontaktním tlaku se zlepšují záběrové vlast-



18. Závislost středního kontaktního tlaku q_s na úhlu plošiny: pneumatiky Goodyear a Barum, huštění 106 (G); 100 (B) kPa — The relationship between the mean contact pressure q_s , and the angle of the platform: tyres Goodyear, inflation pressure 106 kPa and Barum, inflation pressure 100 kPa

nosti pneumatiky na měkké půdě. V tomto ohledu prokázala nejlepší kvality pneumatika G v poloze P (obr. 18).

U vozidla s konvenčním podvozkem (kola v poloze P) jedoucím po vrstevnici svahu je více zatíženo dolní kolo pevné nápravy. Rozbor kontaktních tlaků, využívající výsledků měření, ukázal, že v rozmezí úhlů svahu 0 až 30° se kontaktní tlak na dolním kole téměř nemění a při nízkém těžišti vozidla se na svahu spíše zmenšuje. V tomto ohledu je vozidlo se standardním podvozkem rovnocenné nebo spíše lepší než vozidlo se svislými koly stále stejně zatíženými.

Statický poloměr se ve všech případech poněkud zmenšoval s rostoucím úhlem plošiny, asi o 1 % na 10° sklonu (obr. 14).

ZÁVĚR

Účelem měření bylo získat porovnatelné údaje, které by blíže osvětlily vlastnosti tří pneumatik zkoušených na prototypch dvou svahových strojů (Barum 15,5-25 ZS; Goodyear 38 X 20,00-16,1; Dunlop 12,5/12-18).

Pneumatika Dunlop není konstrukčně určena k použití v poloze V; v poloze P byla zjištěna zvýšená tendence ke sjíždění vlivem deformace pneumatiky, střední kontaktní tlak byl spíše vyšší. S pneumatikou lze očekávat jen průměrnou výkonnost na svahu.

Pneumatika Goodyear prokázala nejlepší vhodnost v poloze P, při níž se vyznačovala malou vlastní tendencí ke sjíždění a nízkým středním kontaktním tlakem, naznačujícím výborné záběrové vlastnosti a agrotechnickou výhodnost (šetření travního porostu). Pro polohu V je tato pneumatika nevhodná.

Pneumatika Barum je nejvhodnější v poloze V, zejména pro malou tendenci ke sjíždění; v této poloze není na závalu ani vyšší kontaktní tlak, který zajistí penetraci dezénu do půdy. Pokud by se však na travním porostu vytlačovala stopa, pneumatika by z hlediska agrotechniky neobstála. Pneumatika je dobře použitelná i v poloze P.

Literatura

- DAJBYCH, J. — GREČENKO, A.: Poznatky o jízdních vlastnostech svahových strojů na travnatém povrchu. Zeměd. Techn., 31, 1985, č. 2, s. 65-80.
GREČENKO, A.: Pohyb zemědělských vozidel na příkrých travnatých svazích. Zeměd. Techn., 30, 1984, č. 6, s. 321-334.

Došlo dne 1. 6. 1988

ГРЕЧЕНКО, А. — НОВОТНЫ, В. — РАСОХОВА, Г. (АГРОЗЕТ, Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин — концерн, Прага-Ходов): Геометрия контактной площади некоторых шин на горизонтали склона. Земед. Techn., 34, 1988 (10) : 581-594.

Измерение геометрии контактной площади трех шин ставило себе цель более подробно объяснить пригодность данных шин для сельскохозяйственных машин, предназначенных для работы на крутых склонах. Испытывали следующие шины: Dunlop 12,5/12-18 (стандартные приводные), Goodyear 38 X 20 00 — 16,1 (терра шины), Barum 15,5—25 3С (специальные для склонов). Эксперименты проводили на стенде

собственной конструкции с наклонной платформой при ниже приведенных условиях: угол платформы 0—30°; площадь колеса — в доль горизонтали; установка колеса горизонтально (V) или перпендикулярно к платформе (P); номинальная загрузка колеса (Q_j) при накачивании приблизительно 100 кПа и далее $Q_j \pm 30\%$. Работа содержит обработанные и комментированные результаты измерений, которые могут быть применены при разработках машин для склонов.

испытывание шин; контактная площадь; машина для склона

GREČENKO, A. — NOVOTNÝ, V. — RÁSOCHOVÁ, H. (AGROZET, Concern Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Geometry of the Contact Area of Some Tyres on the Contour Line of the Slope*. Zeměd. Techn., 34, 1988 (10): 581-594.

Measurements of the geometry of the contact area of three tyres were carried out to provide supplementary data on the suitability of these tyres to agricultural machines designed to operate on steep slopes. The following tyres were tested: Dunlop 12.5/12-18 (standard traction), Goodyear 38×20.00-16.1 (terratyre), Barum 15.5-25 ZS (special for slopes). The experiments were conducted on a stand of our own design with a tilting platform under these conditions: angle of the platform 0—30°; wheel position — along the contour line; wheel setting — vertically (V) or perpendicularly to the platform (P); wheel loading to the load capacity (Q_j) at 100 kPa inflation pressure, including also $Q_j \pm 30\%$. The paper contains the processed and commented results of measurements which may find use in the lay-out of slope-going machines.

Tyre testing; contact area; slope-going machine

GREČENKO, A. — NOVOTNÝ, V. — RÁSOCHOVÁ, H. (AGROZET, Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Geometrie der Berührungsfläche einiger Reifen auf der Hangschichtlinie*. Zeměd. Techn., 34, 1988 (10): 581-594.

Die Messungen der Geometrie der Berührungsfläche dreier Reifen sollten die Eignung dieser Reifen für die zur Arbeit im Hangterrain vorgesehenen Landmaschinen prüfen. Es wurden folgende Reifen getestet: Dunlop 12,5/12-18 (Standardantriebsreifen), Goodyear 38×20,00-16,1 (Terrapneu), Barum 15,5-25 ZS (spezieller Reifen für die Arbeit im Hangterrain). Die Versuche wurden auf einem Prüfstand eigener Konstruktion mit Schwenkbühne unter folgenden Bedingungen durchgeführt: Winkel der Bühne 0—30°; Lage des Rades — längs der Schichtlinie; Stellung des Rades — senkrecht (V) oder vertikal zur Bühne (P); Nennbelastung des Rades (Q_j) bei 100 kPa und ferner $Q_j \pm 30\%$. Die vorliegende Arbeit beinhaltet bearbeitete und kommentierte Messergebnisse, die bei Entwürfen der Landmaschinenkonstruktionen berücksichtigt werden können.

Reifentests; Berührungsfläche; Landmaschine für Hangarbeiten

Adresa autorů:

Doc. ing. Alexandr Grečenko, CSc., Vítězslav Novotný, Hana Rásochová, AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

FUNKČNĚ-ENERGETICKÉ POROVNÁNÍ BUBNOVÉHO A KOLOVÉHO ŘEZACÍHO ÚSTROJÍ SKLÍZECÍCH ŘEZAČEK

J. Kupr, I. Lanča

KUPR, J. — LANČA, I. (AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Funkčně-energetické porovnání bubnového a kolového řezacího ústrojí sklízecích řezaček*. Zeměd. Techn., 34, 1988 (10) : 595-604.

Práce se zabývá výsledky a hodnocením funkčně-energetických měření sklízecích řezaček s bubnovým a kolovým řezacím ústrojím při sklizni kukuřice na silážní drť (metoda GPS). Jsou porovnávána různá provedení bubnového řezacího ústrojí s drticími vložkami (drhlíky) s řezacím ústrojím kolovým.

nožový buben; nožové kolo; příkon; spotřeba paliva; četnost řezanky

Kukuřičné zrno se v posledních letech stalo jednou z nejdůležitějších strategických surovin a jeho význam jako hlavní bílkovinné složky krmiv hospodářských zvířat stále vzrůstá. Výrazný vzestup objemu produkce kukuřičného zrna by při jeho sklizni tradičním způsobem vyvolal značný nárůst potřeby sušárenských kapacit a s tím spojené zvýšení nároků na investiční prostředky a energetické zdroje.

Tyto důvody si vynutily, aby se řešily nové netradiční způsoby sklizně a konzervace kukuřičného zrna a celých rostlin kukuřice ve voskové mléčné zralosti. Jednou z těchto metod je sklizeň celých rostlin na silážní drť (metoda GPS), při níž se celé rostliny sklízí ve voskové mléčné zralosti zhruba při 40% sušině, a to sklízecí řezačkou vybavenou speciálním řezacím bubnem, který ještě může být doplněn přidavným drticím zařízením. Výhodou této metody je, že v jedné operaci se sklídí veškerá hmota kukuřice (nebo krmných obilovin).

MATERIÁL A METODY

HLAVNÍ TECHNICKÁ DATA POROVNÁVANÝCH STROJŮ

Funkčně-energetický výzkum bubnových a kolových řezacích ústrojí při sklizni kukuřice v mléčné voskové zralosti metodou GPS (silážní drť) byl realizován na těchto strojech:

a) Samojízdná sklízecí řezačka SPS-35 s bubnovým řezacím ústrojím:

— řezací ústrojí vyrobené firmou Claas — nožový buben s osmi noži. Pro sklizeň silážní drtě byly k nožům přidány litinové rýhované mlatky pro dodatečné tříštění zrn. Do dna bubnu byla namontována dořezávací vložka (drhlík) v úhlu opásání bubnu cca 90°. Podrobné technické údaje řezacího ústrojí uvedli Dvořák a Pinkas (1986);

— řezací ústrojí s mnohonožovým bubnem; na obvodu nožového bubnu bylo umístěno 20 plochých nožů ve dvou řadách, mnohonožový buben byl namontován do řezací skříně Claas. Skříň umožňovala montáž dořezávací vložky.

b) Samojízdná sklízecí řezačka SP8-049 s bubnovým řezacím ústrojím, odvozená od sklízecí řezačky SPS-35. Do řezačky byl namontován jednak nožový buben SPS-35 (s osmi noži L ve dvou řadách), jednak nožový buben SPS-420 s namontovanými mlatkami pro lepší tříštění zrn. Do dna bubnové skříně lze namontovat dořezávací vložku o úhlu opásání bubnu 60° . Dořezávací vložky (drhlíky) měly drážky přímé (rovnoběžné s osou bubnu) nebo šikmé. Podrobné údaje o řezačce SP8-049 uvedl Hašpl (1985). Základní rozměry nožových bubnů byly shodné, což umožňovalo operativní záměnu a urychlovalo průběh měření;

průměr nožového bubnu	500 mm
šířka nožového bubnu	680 mm
jmenovitá obvodová rychlost nožového bubnu	27,4 m.s ⁻¹

Obě řezačky mají neodhazové nožové bubny, které mají dodávaný materiál především dělit (řezat) a dopravit pouze do metače zajišťujícího vlastní dopravu řezanky. Konstrukční řešení bubnů a umístění mlatky pod noži popsali Kupr aj. (1982). Konstrukce drhlíků pro nožové bubny byla rovněž shodná, lišila se jen v počtu dořezávacích listů. Lišty měly čtvercový průřez 8×8 mm s roztečí 35 mm. Drhlík se šikmými drážkami měl lišty skloněny pod úhlem 30° vzhledem k ose bubnu. Obě řezačky byly pro sklizeň kukuřice vybaveny stejným čtyřřádkovým adaptérem SKA-04 pro sklizeň kukuřice.

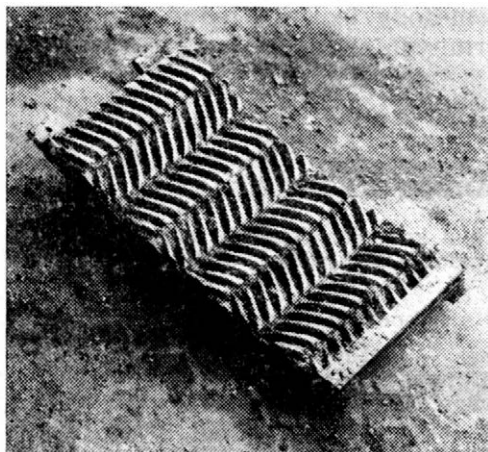
c) Sklízecí řezačka Pöttinger MEX-VS s kolovými řezacími ústroji na samojízdě nosiči Steyr 8300. Pro sklizeň kukuřice na silážní drf (metoda GPS) byla řezačka vybavena čtyřřádkovým adaptérem (bez typového označení). Pro zvýšení tříštivého účinku byly pod nože namontovány mlatky a do skříně kola dva kusy dořezávacích vložek (obr. 1) v úhlu opásání kola 60° ;

průměr nožového kola	1180 mm
šířka skříně nožového kola	175 mm
jmenovitá obvodová rychlost nožového kola	61,8 m.s ⁻¹
počet nožů	5 nebo 10
jmenovitý výkon motoru nosiče Steyr 8300	191 kW

Nožové kolo materiál dělí (řeže), ale plní i dopravní funkci; pracuje zároveň jako metač. Z požadavku zajistit účinnou dopravu řezanky vyplývá požadavek na mimořádně vysokou obvodovou rychlost nožového kola.

PODMÍNKY MĚŘENÍ A ZPŮSOB VYHODNOCOVÁNÍ

Experimentální práce probíhaly na pozemcích farmy Měnín, Státní statek Brno-venkov, při sklizni kukuřice o výnosu 38,5 až 40,0 t.ha⁻¹ a o obsahu sušiny



1. Drtící vložka (drhlík) dna pláště kolového řezacího ústrojí (šířka drhlíku 164 mm, délka 398 mm) — Crushing adapter (sheller) on the bottom of the shell of the wheel-type chopping apparatus (sheller width 164 mm, length 398 mm)

26,8 až 34,2 %. Při funkčně-energetických měřeních byl sledován především příkon vlastního řezacího ústrojí (nožového bubnu nebo kola) a spotřeba paliva. Příkon řezacího ústrojí byl určen z měření hnacího momentu a otáček na hnací hřídeli nožového bubnu (kola). Přístrojové vybavení potřebné k těmto měřením bylo již popsáno v dřívějších pracích autorů. Spotřeba paliva řezačky byla měřena aparaturou Flowtronic 205, která se montovala k vstřikovacímu čerpadlu motoru. Součástí energetického měření bylo hmotnostní hodnocení kvality řezanky v souladu s novým návrhem normy ISO pro hodnocení kvality práce sklízecích řezaček.

Experimentální podklady byly zjišťovány ve dnech 2. až 10. 9. 1986 v tomto rozsahu:

- sklízecí řezačka SP8-049 s nožovým bubnem s noži L
dno bubnu hladké,
dno bubnu s drhlíkem s příkými drážkami,
dno bubnu s drhlíkem se šikmými drážkami;
- sklízecí řezačka SP8-049 s nožovým bubnem SPS-240 s mlatkami u nožů
dno bubnu s drhlíkem s příkými drážkami,
dno bubnu s drhlíkem se šikmými drážkami,
nastaveny byly dva stupně řezanky o teoretické délce 5,6 a 9,5 mm;
- sklízecí řezačka SPS-35 s vícenozovým bubnem
dno bubnu hladké,
dno bubnu s drhlíkem s příkými drážkami;
- sklízecí řezačka SPS-35 s nožovým bubnem Claas s mlatkami
dno bubnu s drhlíkem s příkými drážkami,
nastaveny byly dva stupně řezanky — délky 5 a 10 mm;
- sklízecí řezačka Pöttinger s nožovým kolem s pěti příkými noži s mlatkami
dno skříňe kola hladké,
dno skříňe kola s drhlíkem (dva segmenty),
teoretická délka řezanky — 12 mm.

Délka trati při energetických měřeních byla 100 m. Pro každou sklizňovou alternativu bylo vytyčeno pět měřicích tratí, kterými projížděly všechny stroje přibližně stejnou rychlostí. Kromě vlastních energetických měření při sklizni byla vykonána další doplňková měření:

— měření při běhu naprázdno na stojícím stroji při pohonu všech adaptérů a při běhu samotného motoru s pohonem hydrogenerátorů pohonovky, které jsou pevně spojeny s klikovým hřídelem;

— jízda samostatného stroje po poli bez pohonu adaptérů; při těchto měřeních se sledovala pouze spotřeba při transportu samotné sklízecí řezačky s cílem určit podíl spotřeby pohonných hmot jen na pojezd, a to za stejných podmínek (na stejné trati a stejnou rychlostí) jako při vlastních energetických měřeních.

Celkem bylo provedeno přes 70 porovnávacích měření. Z nich získané rozsáhlé podkladové materiály byly obsáhlé zpracovány do tabulek a grafů, což umožnilo analyzovat funkční a energetické závislosti mezi veličinami a vyvodit z nich potřebné závěry a hodnocení. Celý rozsah výsledků hodnotících funkčně-energetické poměry bubnových a kolových řezacích ústrojí uvádějí Kupr (1986) a Lanča (1987).

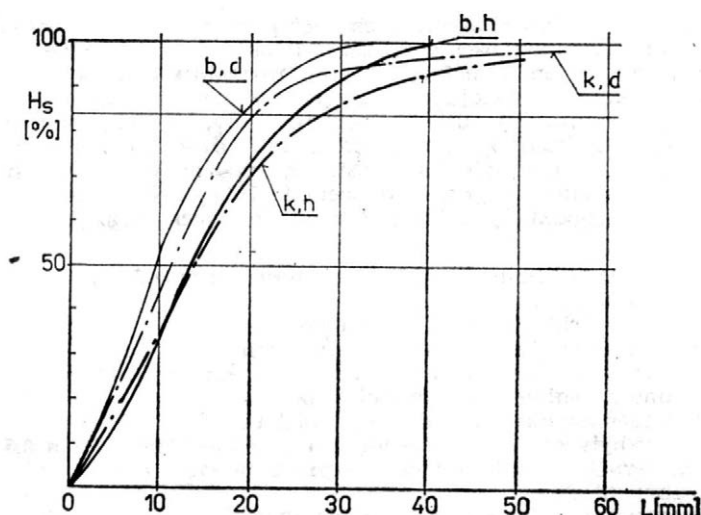
Vedle energetické náročnosti řezacího ústrojí a spotřeby paliva byla hlavním hodnotícím kritériem kvalita řezanky (kukuřičné drtě) reprezentovaná součtovou četností délek podrozměrných částic (obr. 2), z níž byly vyhodnoceny:

— geometrická průměrná délka řezanky L_g , definovaná jako délka částic odečtená na 50% úrovni celkové podrozměrné hmoty. Tento údaj reprezentuje jemnost řezání;

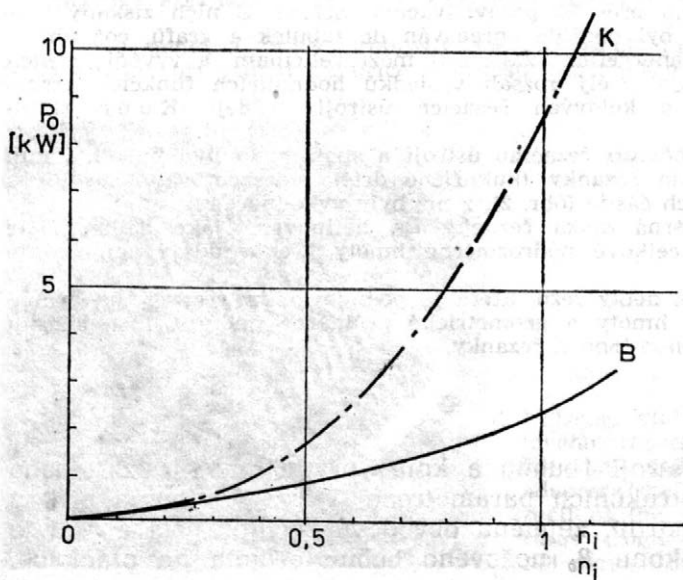
— standardní odchylka délky řezu, která je podílem délky řezanky na úrovni 84 % celkové podrozměrné hmoty a geometrické průměrné délky L_g ; standardní odchylka je ukazatelem rovnoměrnosti řezanky.

VÝSLEDKY

Příkony řezacích ústrojí (bubnu a kola) při běhu naprázdno jsou závislé na mnoha konstrukčních parametrech. Výrazný vliv na příkon má ventilační účinek ústrojí, zejména obvodová rychlost. Na obr. 3 je zobrazena závislost příkonu P_o nožového bubnu a kola na otáčkách.

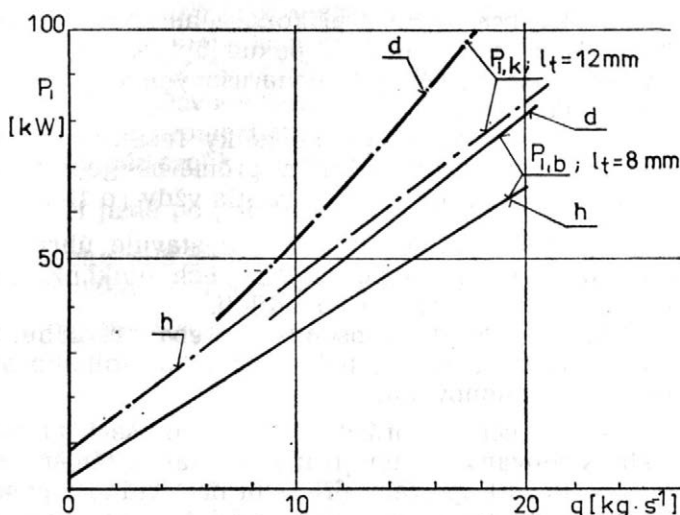


2. Součtová četnost H_s podrozměrných délek řezanky (silážní drtě) kukuřice o sušíně 24,3 až 34,2 % [b, h — mnohonožový buben s hladkým dnem, řezačka SPS-35, $l_t = 8$ mm, $L_g = 13,1$ mm, $L_{s4} = 24,5$ mm, $a = 1,87$; b, d — mnohonožový buben s drhlíkem Claas, $l_t = 8$ mm, $L_g = 9,5$ mm, $L_{s4} = 18$ mm, $a = 1,89$; k, h — nožové kolo s pěti noži a hladkým dnem skříně (řezačka Pöttinger MEX-VS), $l_t = 12$ mm, $L_g = 14$ mm, $L_{s4} = 27,5$ mm, $a = 1,96$; k, d — nožové kolo s pěti noži a drhlíkem (2 segmenty) ve dnu skříně, $l_t = 12$ mm, $L_g = 11,5$ mm, $L_{s4} = 20,5$ mm, $a = 1,78$] — Cumulative frequencies H_s of below-size lengths of chopped maize (crushed material for silage) with 24.3 to 34.2 % of dry matter [b, h — multi-knife drum with smooth bottom, SPS-35 chopper, $l_t = 8$ mm, $L_g = 13.1$ mm, $L_{s4} = 24.5$ mm, $a = 1.87$; b, d — multi-knife drum with the Claas sheller, $l_t = 8$ mm, $L_g = 9.5$ mm, $L_{s4} = 18$ mm, $a = 1.89$; k, h — knife wheel with five knives and with a smooth bottom of the casing (chopper Pöttinger MEX-VS), $l_t = 12$ mm, $L_g = 14$ mm, $L_{s4} = 27.5$ mm, $a = 1.96$; k, d — knife wheel with five knives and a sheller (two segments) in the bottom of the casing, $l_t = 12$ mm, $L_g = 11.5$ mm, $L_{s4} = 20.5$ mm, $a = 1.78$]



3. Příkon P_0 při běhu naprázdno nožového bubnu B a nožového kola K v závislosti na poměru nastavených otáček n_i a jmenovitých otáček n_j — Power input P_0 at the idle run of the knife drum B and knife wheel K, as depending on the ratio of set speed n_i and rated speed n_j

4. Příkon řezacího ústrojí P_i v závislosti na průchodnosti kukuřice o sušině 26,8 až 34,2 % a teoretické délce řezanky l_t [$P_{i,b}$ — příkon nožového bubnu s noži L (SPS-35), $P_{i,k}$ — příkon nožového kola (Pöttinger MEX-VS), h — hladké dno skříně řezacího ústrojí, d — drtičí vložka (drhlík) ve dnu skříně] — Power input P_i of the chopping mechanism in dependence on throughput of maize with the dry matter content of 26.8 to 34.2 % and at the theoretical chopped particle length l_t [$P_{i,b}$ — power input of the drum with L knives (SPS-35), $P_{i,k}$ — power input of the knife wheel (Pöttinger MEX-VS), h — smooth bottom of the casing of chopping mechanism, d — crushing adapter (sheller) in the bottom of the casing]



$P_{i,k}$ — power input of the knife wheel (Pöttinger MEX-VS), h — smooth bottom of the casing of chopping mechanism, d — crushing adapter (sheller) in the bottom of the casing]

Z grafů je zřejmý růst příkonu s druhou mocninou otáček. Při jmenovité obvodové rychlosti (otáčkách $n_i = n_j$) je příkon při běhu naprázdno

nožového bubnu	2,1 až 2,5 kW,
nožového kola	8,2 až 8,8 kW.

Výrazný rozdíl v příkonu obou řezacích ústrojí zřetelně ukazuje na mnohem lepší dopravní účinek metacího kola, ovšem za cenu značně vyšší energetické náročnosti.

Ze závislosti příkonu na průchodnosti řezanky (s přihlédnutím k doplňujícím údajům — obr. 4) vyplývají tyto závěry:

- Při sklizni kukuřice klasickým způsobem (hladká dna bubnu i kola) je příkon nožového kola zhruba o 10 % vyšší než příkon nožového bubnu (při teoretické délce řezanky 8,5 až 12,0 mm); rovněž kvalita řezanky je téměř stejná.

- Při sklizni kukuřice metodou GPS (s drhlíky ve dnu skříně) byl příkon nožového kola o 10 až 20 % vyšší než příkon kteréhokoliv bubnu s drhlíkem s přímými drážkami (při stejné teoretické délce řezanky).

- Umístění drtičí vložky (drhlíku) do dna pláště řezacího ústrojí se sníží průměrná geometrická délka řezanky o 10 až 30 % a podíl nenarušeného zrna až o 50 %, aniž by se snížila průchodnost řezacím ústrojím.

- Umístěním drhlíku do dna pláště řezacího ústrojí se energetická náročnost řezacího ústrojí zvýší o 15 až 30 % v porovnání se sklizní s hladkým dnem, růst energetické náročnosti při metodě GPS je nepřímo úměrný teoretické délce řezanky.

- Při použití drhlíku se šikmými drážkami je tříštivý účinek lepší (až o 10 %) a nárůst příkonu řezacího ústrojí nižší než při použití drhlíku s drážkami přímými.

— Kvalita práce a příkonová náročnost řezacích bubnů (při sklizni GPS) jsou téměř shodné; pokud byly nože doplněny mlatkami (Claas, SPS-420), snížil se podíl nenarušených zrn v porovnání s noži bez mlaetek o 20 až 40 %.

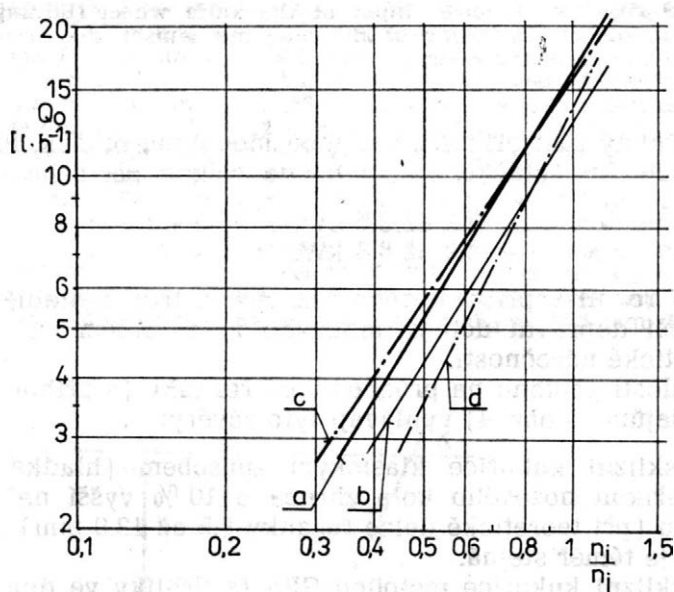
— Zmenšení teoretické délky řezanky na polovinu se neprojevilo pokaždé výrazným snížením průměrné geometrické délky L_g řezanky, ale energetická náročnost vzrostla vždy (o 10 až 25 %).

Spotřeba paliva (nafty) představuje úhrnný parametr energetické náročnosti celého stroje včetně těch funkčních uzlů, které se na vlastním pracovním procesu nepodílejí.

Na obr. 5 je vynesena spotřeba při běhu naprázdno v závislosti na otáčkách, a to při pohonu celého stojícího stroje a při běhu pouze motoru s pohonovkou.

— Při běhu naprázdno a pohonu všech pracovních ústrojí byla spotřeba sledovaných samojízdných řezaček téměř stejná.

— Rozdíl spotřeby při běhu naprázdno s pohonem pracovních ústrojí a samotného motoru s pohonovkou představuje energetickou nároč-



5. Hodinová spotřeba paliva Q_0 stojící sklízecí řezačky při běhu naprázdno v závislosti na poměru nastavených otáček n_i a jmenovitých otáček n_j (graf je kreslen v logaritmických souřadnicích) — [a — sklízecí řezačka SPS-35, běh naprázdno všech pracovních ústrojí, b — sklízecí řezačka SPS-35, běh naprázdno pouze motoru s pohonovkou (pracovní ústrojí stojí), c — sklízecí řezačka Pöttinger MEX-VS (kolové řezací ústrojí) na podvozku Steyr 8300, běh naprázdno všech pracovních ústrojí, d — běh samotného motoru podvozku Steyr 8300, pracovní ústrojí řezačky stojí] — Per-hour fuel consumption Q_0 of a standing chopper-harvester at idle run, as depending on the ratio of set speed n_i and rated speed n_j (the diagram is plotted in logarithmic co-ordinates) — [a — chopper-harvester SPS-35, idle run of all working mechanisms, b — chopper-harvester SPS-35, idle run of engine and driving unit only (working mechanisms are out of operation), c — chopper-harvester Pöttinger MEX-VS (wheel-type chopping apparatus) on Steyr 8300 chassis, idle run of all working mechanisms, d — idle run of the Steyr 8300 chassis engine only — working mechanisms are out of operation]

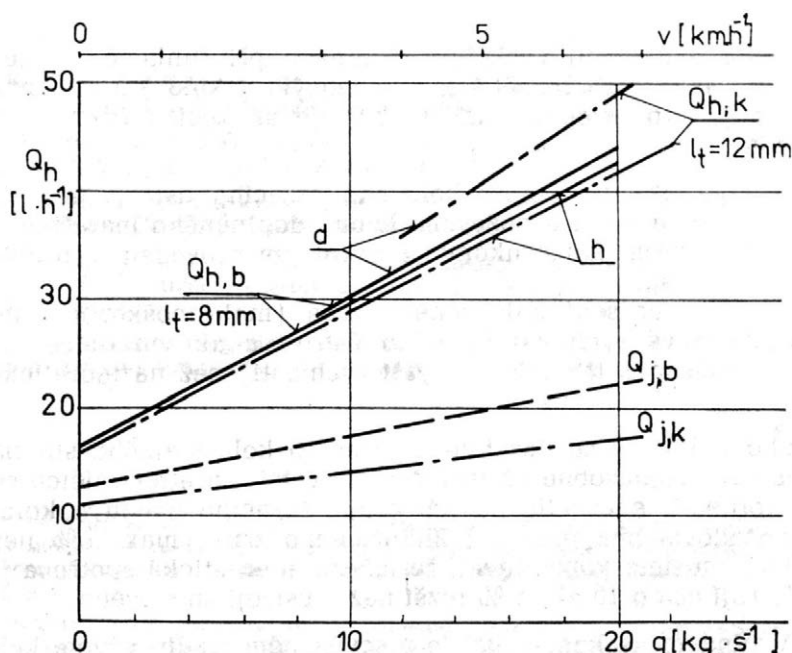
nost jak samotných pracovních prvků, tak i převodů k jejich pohonu.
—U řezaček SP8-049 a SPS-35, které jsou vybaveny hydrostatickými pohony, činí rozdíl ve spotřebě cca 25 %, kdežto u řezačky na podvozku Steyr 8300 s čistě mechanickými převody činí rozdíl spotřeby až 45 %; vliv účinnosti mechanických a hydromechanických převodů se projevil i na spotřebě Q_i při jízdě samotné řezačky po poli (obr. 6);

měrná spotřeba paliva při jízdě po poli byla:

1,34 l. h⁻¹/km. h⁻¹ řezačky SPS-35,

0,90 l. h⁻¹/km. h⁻¹ podvozku Steyr s řezačkou MEX-VS;

to znamená, že zvýšení rychlosti jízdy o 1 km. h⁻¹ se projeví uvedeným zvýšením spotřeby.



6. Hodinová spotřeba Q_h samojízdné sklízecí řezačky v závislosti na průchodnosti q kukuřice o sušině 26,8 až 34,2 % a teoretické délce řezanky l_t (graf je doplněn stupnicí rychlosti jízdy v pro výnos cca 40 t. ha⁻¹) — [$Q_{h,b}$ — sklízecí řezačka SPS-35 (mnohonožový buben), $Q_{h,k}$ — sklízecí řezačka Pöttinger MEX-VS (nožové kolo), h — hladké dno skříně řezacího ústrojí, d — drtící vložka (drhlik) ve dnu skříně, $Q_{j,b}$ — hodinová spotřeba sklízecí řezačky SPS-35 při jízdě po poli, $Q_{j,k}$ — hodinová spotřeba sklízecí řezačky Pöttinger MEX-VS na podvozku Steyr 8300 při jízdě po poli] — Per-hour fuel consumption Q_h of the self-propelled chopper-harvester as depending on throughput q of maize with the dry matter content of 26.8 to 34.2 % and on the theoretical length of chopped particles l_t (the diagram is supplemented by a scale of riding speed v for the yield of about 40 t per ha) — [$Q_{h,b}$ — chopper-harvester SPS-35 (multi-knife drum), $Q_{h,k}$ — chopper-harvester Pöttinger MEX-VS (knife wheel), h — smooth bottom of the casing of chopping mechanism, d — crushing adapter (sheller) in the bottom of the casing, $Q_{j,b}$ — per-hour fuel consumption of the SPS-35 chopper-harvester when going in the field, $Q_{j,k}$ — per-hour fuel consumption of the Pöttinger MEX-VS chopper-harvester on the Steyr 8300 chassis when going in the field]

— Při sklizni kukuřice metodou GPS měla kolová sklízecí řezačka Pöttinger MEX-VS na podvozku Steyr 8300 vždy vyšší spotřebu (hodinovou — obr. 6, a tím i měrnou) než řezačky bubnové.

— Při sklizni kukuřice klasickým způsobem (hladké dno bubnu i kola) byla celková měrná spotřeba (definovaná jako směrnice závislosti hodinové spotřeby Q_h na průchodnosti) kolové sklízecí řezačky cca o 25 % vyšší než měrná spotřeba řezačky bubnové s noži L (při stejné teoretické délce řezanky).

— Při sklizni kukuřice metodou GPS byla celková měrná spotřeba kolové řezačky o 25 % vyšší než měrná spotřeba řezačky s mnohonožovým bubnem a o 30 % vyšší než měrná spotřeba řezačky s bubnem s noži L.

ZÁVĚR

Uvedená hodnocení výsledků získaných při funkčně-energetických měřeních na sklízecích řezačkách s bubnovým a kolovým řezacím ústrojím umožňuje pro orientaci dalšího vývoje sklízecích řezaček stanovit tyto zásady:

— Energetická náročnost kolového řezacího ústrojí je v souhrnu vždy vyšší, než je tomu u nožového bubnu doplněného metačem. Kvalita práce je při dobrém konstrukčním a výrobním provedení pro obě řezací ústrojí rovnocenná.

— Stupeň narušení kukuřičného zrna (makropoškození) je závislejší na obvodové rychlosti řezacího ústrojí a aktivní délce rýhované vložky (vícenásobné tříštění při vyšší rychlosti) než na teoretické délce řezanky.

Z tohoto důvodu se dosáhne u řezacího kola stejného stupně narušení zrna při dvojnásobně až trojnásobně větší teoretické délce řezanky.

Hodnotíme-li energetickou náročnost řezacího bubnu a kola vzhledem k požadovanému narušení kukuřičného zrna (max. 5 % nenarušeného zrna), musíme konstatovat, že měrná energetická spotřeba je u kolového ústrojí cca o 10 až 15 % nižší než u ústrojí bubnového.

— Vzhledem ke konstrukci je v současném stadiu vývoje kolové řezací ústrojí svými výkonnostními parametry na hranici možností (průchodnost max. $30 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$); u bubnového řezacího ústrojí je výkonnost limitována zpravidla jen výkonem instalovaného motoru.

— Vývoj sklízecích řezaček by měl být z energetického hlediska a s ohledem na požadované trendy růstu produktivity práce orientován na stroje s bubnovým řezacím ústrojím.

— Tříštění hmoty, a zejména zrna ve voskově mléčné zralosti, na silážní drť pomocí rýhované vložky (drhlíku) ve dnu skříně řezacího ústrojí je průkazné a energeticky méně náročné než její řezání na superkrátkou řezanku, která zajistí stejné narušení zrna.

— Při sklizni kukuřice na silážní drť měl lepší funkční a energetické parametry drhlík se šikmými lištami.

— Vysoká kvalita práce sklízecích řezaček je podmíněna dobrým seřazením řezacího ústrojí, především vzdáleností protiotřetí od břitů nožů a stavem ostří nožů.

Použité symboly

- a ... standardní odchylka délky řezu
 H_s ... součtová četnost podrozměrných částic řezanky
 L ... skutečná délka řezanky [mm]
 L_g ... geometrická průměrná délka řezanky [mm]
 l_t ... teoretická (nastavená) délka řezanky [mm]
 L_{84} ... délka řezanky na úrovni 84 % celkové podrozměrné hmoty [mm]
 n_i ... skutečné otáčky nožového bubnu (kola) [min^{-1}]
 n_j ... jmenovité otáčky nožového bubnu (kola) [min^{-1}]
 P_o ... příkon řezacího ústrojí při běhu naprázdno [kW]
 P_i ... příkon řezacího ústrojí při sklizni [kW]
 Q_h ... hodinová spotřeba paliva [$\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$]
 Q_j ... hodinová spotřeba paliva při jízdě naprázdno po poli (bez sklizně) [$\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$]
 Q_o ... hodinová spotřeba paliva při běhu naprázdno stojícího stroje [$\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$]
 q ... průchodnost zpracovávaného materiálu [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

Literatura

- DVOŘÁK, J. — PINKAS, J.: Zpráva č. 61/86 o zkouškách sklízecí řezačky SPS-35 s řezacím ústrojím Claas. [Zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1986.
- HÁŠPL, J.: Protokol č. 6/85 o prototypových zkouškách samojízdné sklízecí řezačky SP8-049. [Zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1985.
- KUPR, J.: Energetická náročnost bubnových a kolových řezacích ústrojí. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1986.
- KUPR, J. — LANČA, I. — ČAPEK, E.: Výsledky funkčně-energetického výzkumu zařízení pro homogenizaci řezanky a drcení kukuřičných palic. Zeměd. Techn., 28, 1982, č. 11, s. 661-672.
- LANČA, I.: Funkčně-energetická analýza bubnových a kolových řezacích ústrojí. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1987.

Došlo dne 1. 6. 1988

КУПР, Я. — ЛАНЧА, И. (АГРОЗЕТ, Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин — концерн, Прага-Ходов): Функционально-энергетические сравнения барабанного и колесного резающего устройства корморезок. Земед. Techn., 34, 1988 (10) : 595-604.

Работа интересуется результатами и оценкой функционально-энергетических измерений уборочных корморезок с барабанным и колесным устройствами при уборке кукурузы на силосную мель (метод GPS). Сравниваются разные модификации барабанного режущего устройства с дробильными вставками (молотилками) и колесным резающим устройством.

резцовый барабан; резцовое колесо; потребляемая мощность; расход горючего; частота

KUPR, J. — LANČA, I. (AGROZET, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *A Functional and Power Comparison of the Drum- and Wheel-type Chopping Mechanisms of Chopper-Harvesters*. Zeměd. Techn., 34, 1988 (10) : 595-604. The results of functional and power measurements are presented and evaluated, concerning chopper harvesters with drum- and wheel-type chopping mechanisms used in the whole-plant system of maize harvesting as crushed silage material. Various designs of the drum-type chopping mechanism with crushing adapters (shellers) are compared with the wheel-type chopping mechanism.

knife drum; knife wheel; power input; fuel consumption; frequencies of chopped particle lengths

KUPR, J. — LANČA, I. (AGROZET, Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Funktioneller und energetischer Vergleich des Trommel- und Radschneidwerkes der Schneidgebläsefeldhäcksler*. Zeměd. Techn., 34, 1988 (10) : 595-604.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit Ergebnissen und Bewertung der funktionellen und energetischen Messungen der Schneidgebläsehäcksler mit Trommel- und Radschneidwerk bei der Silomaisernte (Methode GPS). Verglichen werden verschiedene Ausführungen des Trommelschneidwerkes mit Reblern mit Radschneidwerken.

Messertrommel; Messerrad; zugeführte Leistung; Brennstoffverbrauch; Häckselguthäufigkeit

Adresa autorů:

Ing. Jaroslav Kupr, CSc., ing. Ivo Lanča, AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

POZNATKY VÝZKUMU DOJICÍCH ZAŘÍZENÍ ALFA LAVAL DUOVAC, MIELE-MLT SYSTÉM A FULLWOOD

L. Trnka

TRNKA, L. (AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Poznatky z výzkumu dojicích zařízení Alfa Laval Duovac, Miele-MLT Systém a Fullwood*. Zeměd. Techn., 34, 1988 (10) : 605-621.

Práce obsahuje výsledky rozboru funkce a vlastností tří dojicích strojů: Alfa Laval Duovac, Miele-MLT Systém a Fullwood. Rozbor je proveden na základě sledování podtlaku v podstrukové a mezistěnné komoře, ve sběrači a v mléčném, popř. podtlakovém potrubí. Při hodnocení se především sleduje možný zpětný tok mléka mezi sběračem a podstrukovou komorou, který nastává při přechodu z fáze stisku do fáze sání. Byla použita metoda umělého dojení (vodou) při různých intenzitách. Při měření se použilo moderních měřicích metod v návaznosti na výpočetní techniku. (Intenzita umělého dojení a množství přísávaného vzduchu na sběrači se zjišťovaly přesnými laminárními průtokoměry.)

podtlak; zpětný tok mléka mezi sběračem a podstrukovou komorou

V průběhu dojení může u dojicího stroje docházet při přechodu z fáze stisku do fáze sání ke zpětnému toku mléka, popř. vzduchu od sběrače směrem ke struku, což je z hygienického hlediska a z hlediska kvality mléka nevyhovující — sloupec mléka v mléčné hadici oddělí zdroj podtlaku od sběrače a podstrukové komory. Ve sběrači je při tomto přechodu fází menší podtlak než v podstrukové komoře. Na uvedený jev mají vliv objem sběrače, objem mezistěnných komor, množství přísávaného vzduchu, místo, kde se na sběrači přísává vzduch pro dopravu mléka, průřezy hadic a další okolnosti. Tento zpětný tok mléka, popř. vzduchu je charakterizován zápornými hodnotami tlakového rozdílu mezi sběračem a podstrukovou komorou (ovšem velmi krátké časové působení tohoto záporného tlakového spádu nemusí zpětný pohyb mléka vyvolat). Při hodnocení dojicího stroje obecně je třeba hodnotit i stabilitu podtlaku v podstrukové komoře — vysoké a nepravidelné kolísání podtlaku je zdravotně závadné a může vyvolat onemocnění vemene. Výzkum dojicích zařízení předních evropských výrobců má sloužit k vývoji tuzemského dojicího stroje, který by zajišťoval stabilní podtlak v podstrukové komoře a který by pokud možno omezoval zpětný tok mléka.

Experimentální práce byly provedeny ve spolupráci s ing. V. Preislerem z OAV k. VÚZS Praha, který se především podílel na výkladové části o dojicích strojích Alfa Laval Duovac a Miele-MLT Systém.

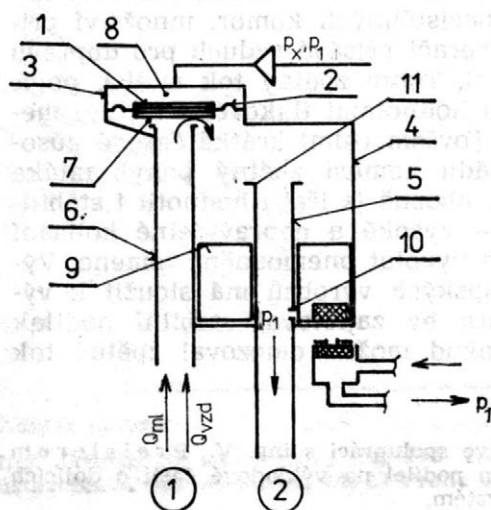
DOJICÍ ZAŘÍZENÍ (TEKUTINOVÝ ŘÍDÍCÍ SYSTÉM) ALFA-LAVAL DUOVAC

Tekutinový řídicí systém Duovac má za úkol řídit velikost dojícího podtlaku ve dvou úrovních, které jsou pro průtok mléka $i_1 \leq 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ a pro $i_2 > 0,2 \text{ l. min}^{-1}$. Pro průtok mléka $i_1 \leq 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ je zvolena velikost dojícího podtlaku 33 kPa, pro $i_2 > 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ je to 50 kPa. Dojící podtlak na začátku a na konci dojení je snížen proto, aby struky dojníc nebyly příliš namáhány a aby nebyly poškozeny strukové svěrače. Při větších průtocích mléka dochází vlivem konstrukce dojícího stroje, jeho dimenzí a velikostí dopravovaného množství mléka k poklesu dojícího podtlaku. Proto systém Duovac zvyšuje samočinně hodnotu dojícího podtlaku z 33 kPa na 50 kPa při průtoku vyšším než $i_2 > 0,2 \text{ l. min}^{-1}$. Tento řídicí tekutinový systém je tvořen plovákovým průtokoměrem s membránovým regulačním ventilem, jehož činnost je řízena pneumatickým řídicím obvodem v závislosti na poloze plováku v kóře.

Plovákový průtokoměr s membránovým regulačním ventilem

Plovákový průtokoměr s membránovým regulačním ventilem je proveden podle obr. 1.

Akčním členem membránového regulačního ventilu je deska (1) vetknutá v gumové membráně (2), která je umístěna ve víku (3) plovákové komory (4). Dojící podtlak p_1 je přiveden do plovákové komory (4) hubicí (5). Dojené mléko je přiváděno do plovákové komory (4) hubicí (6). Dojící podtlak je regulován takto: dopravovanému množství mléka $\dot{V}_1 = 0,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ odpovídá určité přísávané množství vzduchu Q_{vzd} na sběrači dojící soupravy při dané hodnotě zdroje podtlaku p_1 , který je přiveden do plovákové komory (4) hubicí (5). Tím je definována průtoková zátěž šterbiny (7), která vznikne přiblížením desky (1) k výstupnímu otvoru hubice (6). Deska (1) se pohybuje směrem k výstupnímu otvoru hubice (6) vlivem přiváděného podtlaku p_x do prostoru 8 víka (3).



1. Plovákový průtokoměr s membránovým regulačním ventilem dojícního stroje Alfa Laval Duovac — Float-type flow meter with a membrane regulation valve in the Alfa Laval Duovac milking machine

- (1) připojení dojící soupravy
- (2) připojení k mléčnému potrubí

Velikost podtlaku p_x je taková, aby se vytvořil silový rovnovážný stav na desce (1) s membránou (2) tak, že při průtoku šterbinou (7) platí rovnice

$$Q_{vzd} + i_1 = S_7 \cdot v$$

kde: rychlost v — funkce tlakového spádu na šterbině (7)
 S_7 — průtočný průřez šterbiny (7)

Při zvýšení průtoku mléka na $i_2 > 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ vzrůstá tlakový spád na šterbině (7), a tím klesá velikost dojícího podtlaku (velikost dojícího podtlaku je rovna podtlaku v hubici 6). Abychom zvýšili úroveň dojícího podtlaku, je potřeba zvětšit průtočný průřez šterbiny (7). Tím klesne tlakový spád na šterbině (7) při daném průtoku a důsledek je zvýšení dojícího podtlaku v hubici (6). Průtočný průřez na šterbině (7) se zvětší odsunutím desky (1), která tuto šterbinu vytváří spolu s výstupním otvorem hubice (6). Pohyb desky (1) je způsoben změnou tlakových poměrů na membráně (2). Do prostoru (8) je místo podtlaku p_x přiveden podtlak p_1 , což je velikost podtlaku od vývěvy. Zavedením podtlaku p_1 do prostoru (8) se zvětší průtočný průřez šterbiny (7) na maximum a při určitém průtoku na ní klesne tlakový spád. Takovouto regulací šterbiny (7) je zvýšen dojící podtlak při průtoku mléka $i_2 > 0,2 \text{ l. min}^{-1}$.

Velikost průtoku mléka vizuálně signalizuje plovák (9). Při průtoku $i_1 < 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ je plovák (9) na dně plovákové komory (4). Mléko odtéká do trubice (5) otvorem (10). Při vyšším průtoku $i_2 > 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ se hladina mléka v plovákové komoře natolik zvyšuje, že plovák (9) začne plavat a vzdalovat se ode dna plovákové komory (4). Při vyšších průtocích odtéká mléko z plovákové komory (4) vedle otvoru (10) také přepadem (11) na hubici (5). Signálem o průtoku $i_1 = 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ je tedy poloha plováku (9) na dně komory (4) $h = 0$; při průtoku $i_2 > 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ je to poloha plováku (9) $h \geq h_1$ ($h_1 \gg 0$).

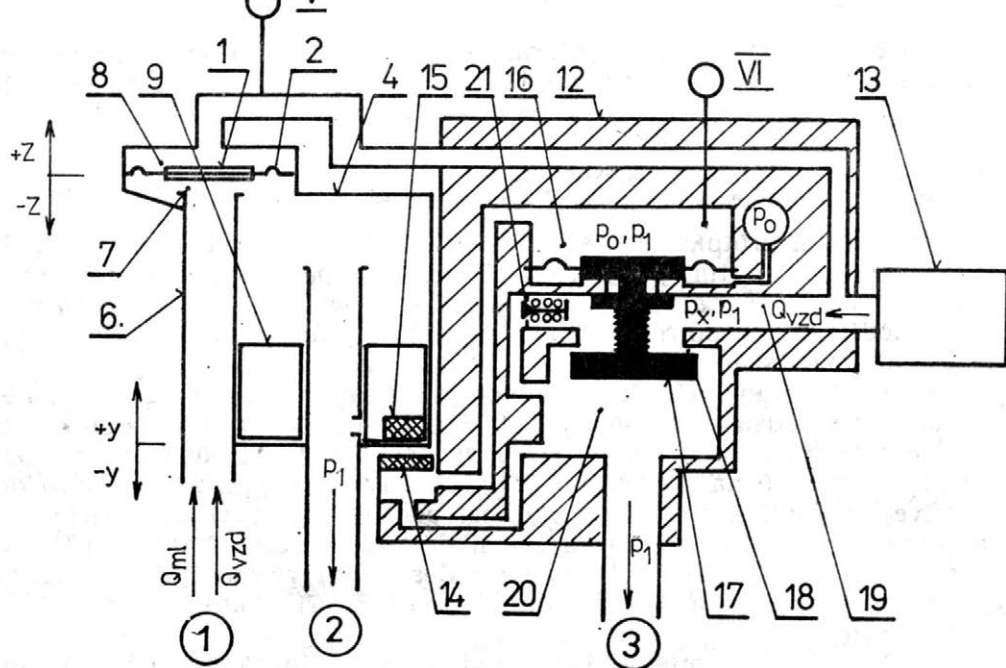
Pneumatický řídicí obvod

Velikost tlaků v prostoru (8) pro dvě polohy plováku (9) $h = 0$ a $h = h_1$ řídí pneumatický řídicí obvod (obr. 2), který je spolu s plovákovou komorou (4) připojen na podtlak od vývěvy p_1 a na atmosférický tlak p_0 .

Pneumatický řídicí obvod tvoří:

1. výkonový oscilátor (12),
2. pneumatický oscilátor — pulsátor (13).

Vstupními informacemi o stavu sledovaného děje je pro daný tekutinný řídicí systém velikost průtoku $i_1 \leq 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ a $i_2 > 0,2 \text{ l. min}^{-1}$. Průtok $i_1 \leq 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ je signalizován polohou plováku $h = 0$. Při této poloze je magnetický ventil (14) držen v poloze $+y$ magnetem (15), který je umístěn na plováku (9). Magnetický ventil (14) v poloze $+y$ otevře přívod podtlaku p_1 do prostoru (16) výkonového oscilátoru (12). Vlivem vzniklé výslednice tlakových sil se ventil (17) překlápí a uzavře se otvor (18). Do tlakového spádu $p_x - p_1$ mezi prostory (19) a (20) se dostává vlivem činnosti asynchronního pneumatického pulsátoru (oscilátoru) (13) redukční ventil (21). Ten je nastaven tak, aby se při podtlaku p_x v prostoru (19) vytvořil rovnovážný stav mezi



2. Schéma pneumatického řídicího obvodu dojíacího stroje Alfa Laval Duovac — Diagram of the pneumatic control loop of the Alfa Laval Duovac milking machine

- (1) připojení dojíací soupravy
 (2) připojení k mléčnému potrubí
 (3) připojení k podtlakovému potrubí

průtoky vzduchu redukčním ventilem (21) a objemem jedné poloviny mezistěnných komor a pulsačních hadic (včetně přírůstku objemu vzduchu, který vznikne únikem vzduchu během mezipolohy hlavního šoupátka asynchronního pulsátoru při $\Delta p = p_0 - p_x$).

Uvedeným způsobem si pneumatický řídicí obvod generuje podtlak p_x , který je přiveden do prostoru (8) nad membránou (2) s deskou (1). Přivedením podtlaku p_x do prostoru (8) se změní poloha $-Z$ desky (1) tak, že se vytvoří (jak už bylo vysvětleno) požadovaný vstupní signál $p = 33 \text{ kPa}$ v prostoru hubice (6) jako odezva na vstupní informaci o průtoku $i_1 \leq 0,2 \text{ l. min}^{-1}$.

Máme-li na vstupu do řídicí soustavy průtok $i_2 > 0,2 \text{ l. min}^{-1}$, pak řídicím signálem o průtoku je poloha plováku $h \geq h_1$. Ta způsobí změnu polohy $-y$ magnetického ventilku (14). Změnou polohy $-y$ magnetického ventilku (14) je přiveden do prostoru (16) výkonového oscilátoru (12) atmosférický tlak p_0 . (Prostor (16) je spojen s pryžovými signaliizačními válci, které jsou při rozdojování nebo ukončení dojení zmáčknuté — $i_1 \leq 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ a během dojení $i_2 > 0,2 \text{ l. min}^{-1}$ jsou uvolněné.) Vzniklá výslednice tlakových sil překlopí ventil (17) do opačné polohy. Otevře se otvor (18), který spojí prostory (19) a (20). Podtlak p_1 se dostává do prostoru (19) a redukční ventil (21) je vyřazen z funkce, neboť tlakový spád je na něm zanedbatelný. Pneumatický asynchronní pulsátor změní frekvenci z f_1 na f_2 , protože začne pracovat v tlakovém spádu $p_0 - p_1$. Svým průtokem vzduchu pulsátor neovlivňuje hodnotu podtlaku p_1 v prostoru (19), protože otvor (18) je tak velký, že z prosto-

ru [19] vytváří tvrdý zdroj podtlaku p_1 . Podtlak p_1 je přiveden do prostoru [8] nad desku [1] s membránou [2] a poloha desky [1] se změní na +Z. Tím se zvětší propustnost šterbiny [7] a klesne na ní tlakový spád na požadovanou hodnotu tak, aby se dosáhlo maximálního dojitího podtlaku v prostoru hubice [6]. Na obr. 2 značí místo V podtlak v horní komoře průtokoměru, místo VI podtlak v řídicí komoře hlavního ventilu.

Základní technická data:

délka mléčné hadice	2,7 m
Ø mléčné hadice	13,0 mm
délka hadice pulsátoru	2,7 m
Ø hadice pulsátoru	8,0 mm
Ø podstrukové hadice strukové gumy	8,0 mm
Ø hadice pulsátoru mezi strukovým násadcem a sběračem	7,5 mm

pulsátor: pneumatický asynchronní šoupátkový Hydropuls

- počet pulsů pulsátoru při rozdojování a ukončení dojení 48 min^{-1}
- počet pulsů pulsátoru při dojení 60 min^{-1}

objem sběrače 160 cm³

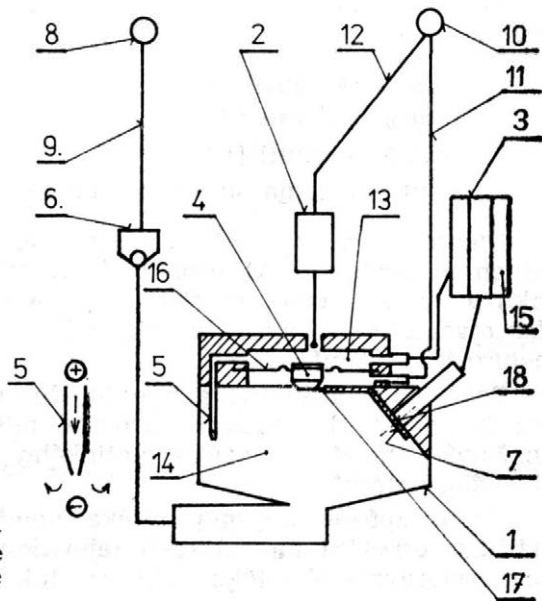
objem sběrače	100 cm ³
přísávací otvor na sběrači	Ø 0.9 mm

množství přísávaného vzduchu na sběrači při intenzitě $i = 0 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ a podtlaku $50,6 \text{ kPa}$: $Q_{vzd} = 7,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$

Strukové násadce se sběračem pro dojící stroj Alfa Laval Duovac jsou na obr. 13.

DOJICÍ ZAŘÍZENÍ MIELE-MLT SYSTÉM

Dojící zařízení Miele-MLT Systém (Milch Luft Trennung) představuje konstrukci dojícího stroje s dopravou mléka oddělenou od zdroje dojícího podtlaku. Schéma dojícího stroje Miele-MTL Systém je na obr. 3.



3. Schéma dojícího stroje Miele-MLT Systém — Diagram of the Miele-MLT System milking machine

Dojicí stroj se skládá ze sběrače (1), synchronního pulsátoru (2), čtyř strukových násadců (3), ventilku (4) a (5), zpětného ventilku (6) a čtyř pryžových chlopní (7). Dojicí stroj se připojuje na podtlak třemi hadicemi: na mléčné potrubí (8) hadicí (9); na dojicí podtlak, který se odebírá z podtlakového potrubí (10) hadicí (11) a pneumatický pulsátor je napojen na podtlakové potrubí (10) hadicí (12).

Po připojení dojicího stroje na podtlak začne pracovat pneumatický pulsátor, který svojí činností řídí průběh tlaku v komůrce (13) v prostoru sběrače (14) a v mezistěnných komorách (15) strukových násadců (3). Ve fázi sání je dojicí podtlak p_1 v prostoru sběrače (14), v komůrce (13) a v mezistěnných komorách (15) strukových násadců (3). Ventil (6) je zavřen, pryžový ventil (5) a ventil (4) je volný (nezatížený). Membrána (16) drží ventil (4) v poloze tak, že dojicí podtlak p_1 se může přes otvor (17) dostat do prostoru sběrače (14). Pryžové chlopně jsou pootevřeny. Vzniklou štěrbinou mezi chlopněmi (7) a stěnou sběrače (1) a otvorem (18) ve chlopních (7) se podtlak p_1 dostává ke strukům dojnice. Vzniklý tlakový spád mezi mlékojemy a vemenem s podtlakem p_1 pod struky dojnice způsobuje odsávání mléka z dojnice během fáze sání. Ve fázi stisku použítí pneumatický synchronní pulsátor atmosférický tlak p_0 do komory (13). Vzniklá tlaková síla působící na plochu membrány (16), způsobená tlakovým rozdílem $p_0 - p_1$ na membráně (16), je příčinou pohybu ventilku (4), který uzavře otvor (17). Tím se uzavře přívod dojicího podtlaku p_1 přivedeného hadicí (11) do dojicí soupravy. Současně proniká atmosférický tlak P_0 do mezistěnných komor (15) strukových násadců (3) a zároveň pryžovým ventilem (5) do prostoru (14) sběrače (1). Atmosférický vzduch o tlaku p_x , který se takto dostane do prostoru (14), uzavře chlopně (7). Otvorem (18) proudí atmosférický vzduch také směrem ke strukům dojnice. Vzniklý tlak p_x v prostoru (14) otevírá ventil (6) a vytlačuje mléko nahromaděné během předchozího sání ze sběrače směrem do mléčného potrubí.

Při přechodu fáze stisku do fáze sání dochází k několika paralelním dějům:

1. otevírá se ventil (4),
2. zavírá se ventil (5),
3. zavírá se ventil (6),
4. struková guma se vrací z polohy stisku do polohy sání.

Otevřením ventilu (4) vzniklým otvorem (17) může atmosférický vzduch z prostoru (14) proudit do podtlakového potrubí (10). Změnou tlaku p_x na p_1 v prostoru (14) je umožněno uzavření ventilů (5) a (6). Přes otvor (18) se vyrovnají tlaky pod strukem a v prostoru (14) opět dochází k fázi sání.

Použitím ventilu (6) a řízením dopravy vydojeného mléka pulsátorem je možné dopravovat vydojené mléko posouváním jeho určitého množství pomocí střídavého statického tlakového spádu směrem do mléčného potrubí.

Tento způsob dopravy mléka umožňuje snížit závislost dojicího podtlaku při sání na velikosti jeho dopravovaného množství na minimum. Dopravované mléko pak není tak zavzdušňováno jako při klasice

kém způsobu dopravy. Průtok dopravovaného mléka je v tomto případě vyjádřen vztahem

$$Q_{ml} = f \cdot V$$

kde: f — frekvence pulsátoru ($f = \text{konst.}$)

V — objem mléka, které se získá na jeden puls; tento objem je v průběhu dojení proměnný

Z á k l a d n í t e c h n i c k á d a t a :

délka mléčné hadice	2,7 m
Ø mléčné hadice	16,0 mm
délka hadice pulsátoru	2,7 m
Ø hadice pulsátoru	8,0 mm
Ø podstrukové hadice strukové gumy	8,0 mm
Ø hadice pulsátoru mezi strukovým násadcem a sběračem	6,0 mm
Ø hadice pro odvod mléka se zpětným ventilem	16,0 mm
Ø hadice pro trvalý přívod podtlaku do dojíací soupravy	9,0 mm

Jako pulsátor byl pro testu dojíací stroj použit (z hlediska potřebného vyššího výkonu) pneumatický asynchronní šoupátkový pulsátor Fullwood, jehož provoz při měření byl synchronní;

počet pulsů 47 min⁻¹
objem sběrače 200 cm³
přísávací otvor na sběrači není

Strukové násadce se sběračem pro dojíací stroj Miele-MLT Systém jsou na obr. 14.

DOJÍACÍ ZAŘÍZENÍ FULLWOOD

Fullwood je klasický dojíací stroj.

Z á k l a d n í t e c h n i c k á d a t a :

délka mléčné hadice	2,7 m
Ø mléčné hadice	13,0 mm
délka hadice pulsátoru	2,7 m
Ø hadice pulsátoru	8,0 mm
Ø podstrukové hadice strukové gumy (je kuželovitá)	9,0 mm
Ø hadice pulsátoru mezi strukovým násadcem a sběračem	7,0 mm

pulsátor: pneumatický asynchronní šoupátkový Fullwood

— počet pulsů 47 min⁻¹

(provoz pulsátoru při měření byl synchronní s ohledem na použitý sběrač)

objem sběrače 300 cm³
přísávací otvor na sběrači Ø 1 mm

množství přísávaného vzduchu na sběrači při intenzitě $i = \varnothing 1 \cdot \text{min}^{-1}$ a podtlaku 50,6 kPa: $Q_{vzd} \approx 9,4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$

Strukové násadce se sběračem pro dojíací stroj Fullwood jsou na obr. 15.

Hodnocení experimentálních prací je uvedeno na obr. 6, 9 a 12, kde:

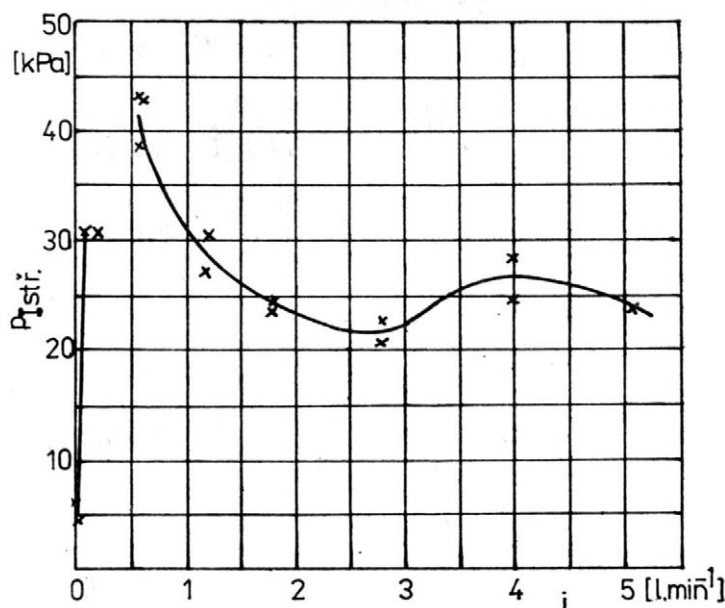
- 1 — podtlak v podstrukové komoře (snímač tlaku je umístěn co nejbližší ke dnu podstrukové komory)
- 2 — podtlak v mezistěnné komoře
- 3 — podtlak ve sběrači
- 31 — rozdíl podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou ($p_{III}-p_I$)

Svislá osa na obr. 6, 9 a 12 je v kPa, vodorovná osa je v sekundách (pro porovnání byla zvolena intenzita dojení $i = 2,8 \text{ l. min}^{-1}$). Přehled rozsahu maximálních, minimálních a středních hodnot a směrodatných

I. Přehled maximálního a minimálního rozsahu, středních hodnot a směrodatných odchylek σ rozdílů podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou ($p_{III}-p_I$) při různých intenzitách dojení u dojících strojů Alfa Laval Duovac, Miele-MLT Systém a Fullwood — A survey of the maximum and minimum ranges, mean values and standard deviations σ of the differences in vacuum between the claw and the teat chamber ($p_{III}-p_I$) at different milking intensities in the Alfa Laval Duovac, Miele-MLT System and Fullwood milking machines

Dojící souprava	Intenzita [l. min^{-1}]	Rozsah maxim [kPa]		Rozsah minim [kPa]		Střední hodnota [kPa]	σ [kPa]
Alfa Laval Duovac	0,0	0,5	0,4	-0,2	-0,2	0,1	0,1
	0,2	11,5	9,3	-2,1	-1,9	0,3	1,4
	0,6	28,3	27,0	-3,8	-3,3	4,9	7,9
	1,2	29,9	28,9	-2,8	-1,1	12,2	8,2
	1,8	24,2	23,3	-3,2	-2,0	9,9	6,9
	2,8	25,7	24,7	2,4	3,0	14,3	5,6
	4,0	21,2	19,8	-5,4	-4,7	2,9	5,5
	5,1	19,9	18,3	-9,4	-8,9	3,4	5,4
Miele MLT Systém	0,0	0,8	0,7	0,5	0,5	0,6	0,1
	0,6	4,3	3,8	-2,5	-2,0	0,0	0,6
	1,2	3,8	3,2	-5,6	-2,3	0,0	0,6
	1,8	3,8	2,8	-2,4	-2,0	0,0	0,6
	2,8	3,8	2,8	-3,0	-2,5	0,0	0,8
	4,0	3,0	2,7	-3,6	-3,1	-0,1	0,9
	5,1	2,0	1,8	-3,8	-3,5	-0,2	1,1
Fullwood	0,0	1,0	0,9	-0,1	-0,1	0,2	0,1
	0,6	24,3	23,2	-1,2	-0,9	6,3	8,7
	1,2	24,6	23,6	-0,5	1,1	9,6	7,3
	1,8	24,2	22,6	5,4	8,6	14,3	4,0
	2,8	23,9	23,1	16,6	17,4	20,5	1,3
	4,0	27,8	19,0	-1,2	0,4	10,7	7,3
	5,1	17,4	17,2	0,5	1,0	7,0	4,4

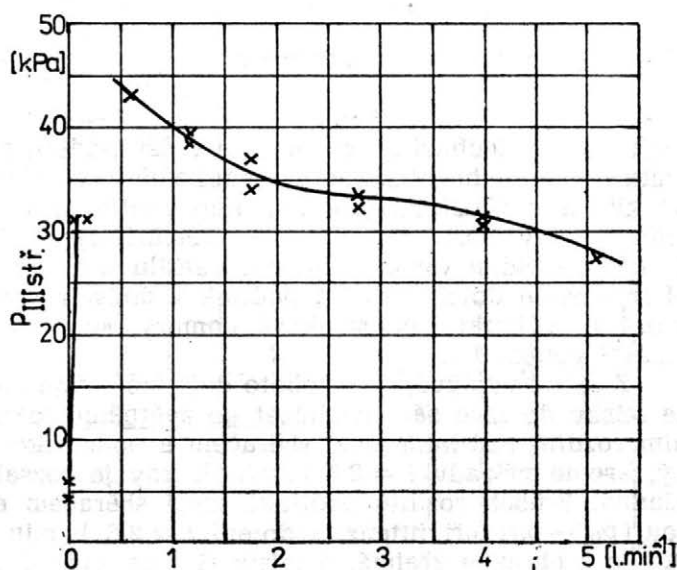
4. Závislost středního podtlaku v podstrukové komoře dojícího stroje Alfa Laval Duovac na intenzitě dojení — Dependence of the mean vacuum in the teat chamber of the Alfa Laval Duovac milking machine on the intensity of milking



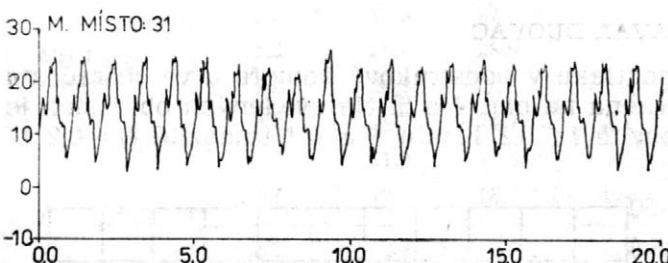
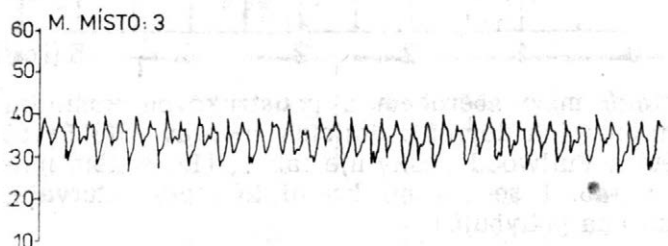
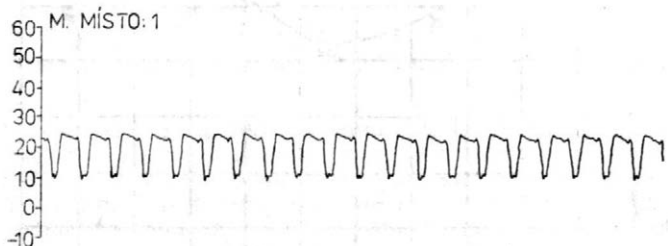
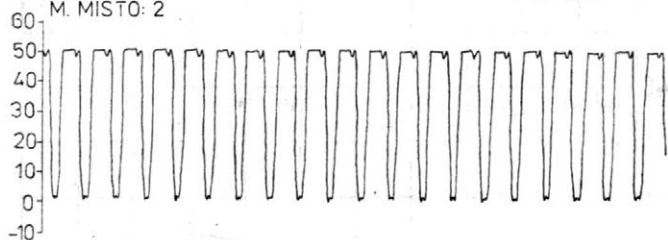
odchylek σ rozdílů podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou ($p_{III} - p_I$) při různých intenzitách dojení u dojících souprav Alfa Laval Duovac, Miele-MLT Systém a Fullwood poskytuje tab. I. (Rozsahem maxim a minim ($p_{III} - p_I$) v tab. I se rozumí krajní hodnoty intervalu, ve kterém se maxima a minima pohybují.)

DOJICÍ ZAŘÍZENÍ ALFA LAVAL DUOVAC

Závislost středního podtlaku v podstrukové komoře a ve sběrači na intenzitě dojení je znázorněna na obr. 4 a 5. Na uvedených obrázcích je průběh podtlaků při intenzitě $i \leq 0,2$ l.min⁻¹ a při intenzitě $i_2 > 0,2$ l.



5. Závislost středního podtlaku ve sběrači dojícího stroje Alfa Laval Duovac na intenzitě dojení — Dependence of the mean vacuum in the claw of the Alfa Laval Duovac milking machine on the intensity of milking

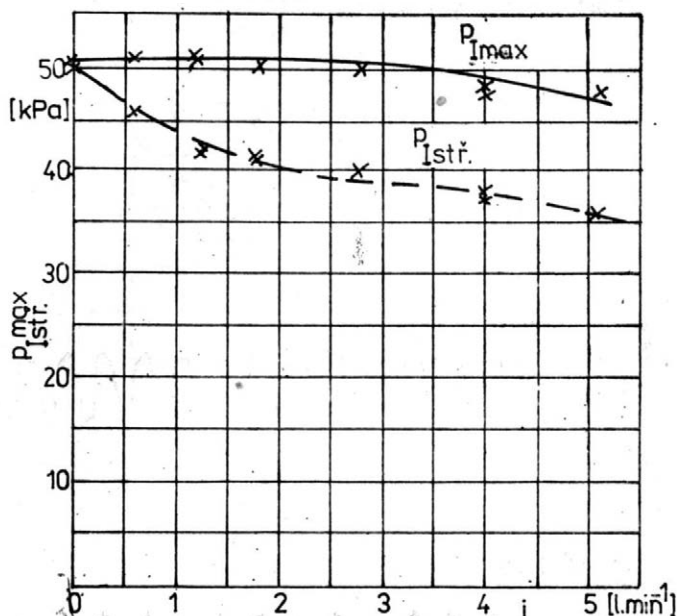


6. Průběh rozdílů podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou dojícího stroje Alfa Laval Duovac při intenzitě dojení $i = 2,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ — The differences in vacuum between the claw and the teat chamber of the Alfa Laval Duovac milking machine at the milking intensity (i) of 2.8 l per min

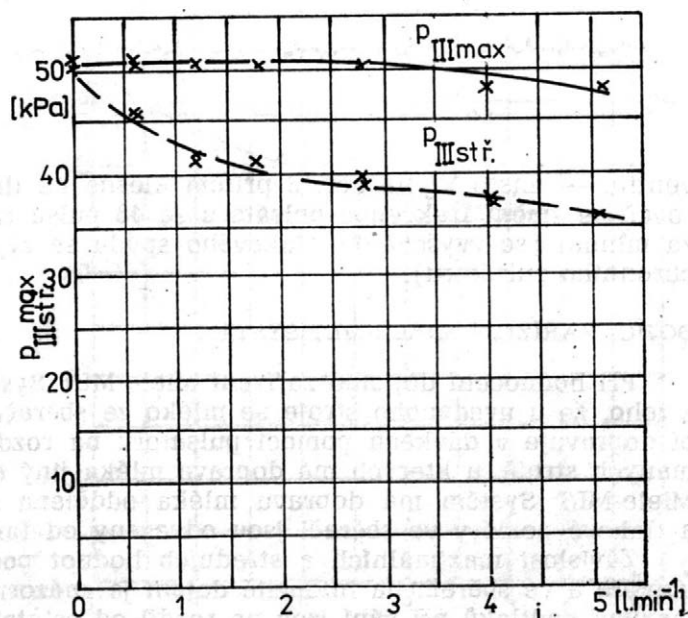
$\cdot \text{min}^{-1}$, kdy dochází k přepnutí na vyšší hladinu podtlaku (při $i_1 \leq 0,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ činí v horní komoře průtokoměru zjištěný střední podtlak cca 33 kPa a v řídicí komoře hlavního ventilu cca 45 kPa , při $i_2 > 0,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ je v horní komoře průtokoměru zjištěný střední podtlak cca 51 kPa a v řídicí komoře hlavního ventilu je atmosférický tlak). S rostoucí intenzitou dojení střední podtlak v podstrukové komoře a ve sběrači klesá (s výjimkou podstrukové komory, kdy při intenzitě $4,0$ a $5,1 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ poněkud vzrostl).

Z tab. I vyplývá, že u tohoto dojícího stroje může při přechodu z fáze stisku do fáze sání docházet ke zpětnému toku mléka — rozsah minim rozdlů podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou je záporný, kromě případu $i = 2,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, kdy je rozsah minim neočekávaně kladný. Průběh rozdílů podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou ($p_{III} - p_I$) při intenzitě dojení $i = 2,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ je patrný z obr. 6. Jak je z obrázku zřejmé, u místa II (mezistěnná komora) na konci sá-

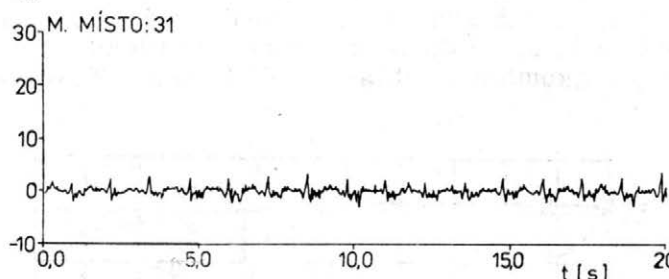
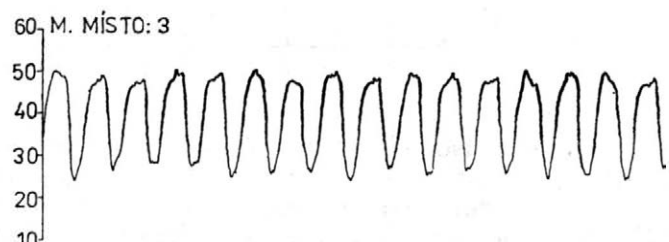
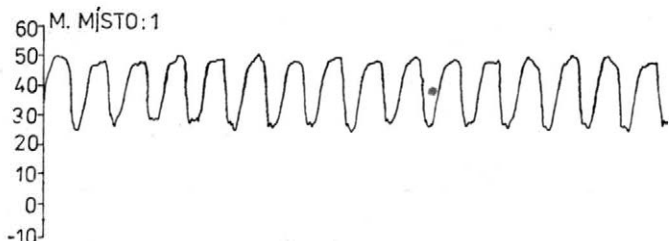
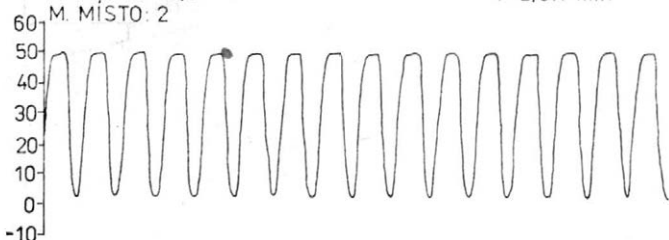
7. Závislost maximálního a středního podtlaku v podstrukové komoře dojícího stroje Miele-MLT Systém na intenzitě dojení — Dependence of the maximum and mean vacuum in the teat chamber of the Miele-MLT System milking machine on the intensity of milking



ní podtlak nepatrně klesá, což je způsobeno vlastní funkcí asynchronního pulsátoru. Poklesy podtlaku v podtlakovém potrubí a v horní komoře průtokoměru (místo V na obr. 2) mají dvojnásobnou frekvenci místa II (pulsátor je asynchronní). Směrodatná odchylka kolísání podtlaku v podtlakovém potrubí činí $\sigma = 0,2$ až $0,5$ kPa. Při průběžném zvyšování intenzity až na hodnotu $i = 0,25$ $l \cdot min^{-1}$ dojde k přepnutí podtlaku na cca 51 kPa v horní komoře průtokoměru (podtlak v řídicí komoře hlavního



8. Závislost maximálního a středního podtlaku ve sběrači dojícího stroje Miele-MLT Systém na intenzitě dojení — Dependence of the maximum and mean vacuum in the claw of the Miele-MLT System milking machine on the intensity of milking



9. Průběh rozdílů podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou dojícího stroje Miele-MLT Systém při intenzitě dojení $i = 2,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ — The differences in vacuum between the claw and the teat chamber in the Miele-MLT System milking machine at the intensity of milking $i = 2.8 \text{ l per min}$

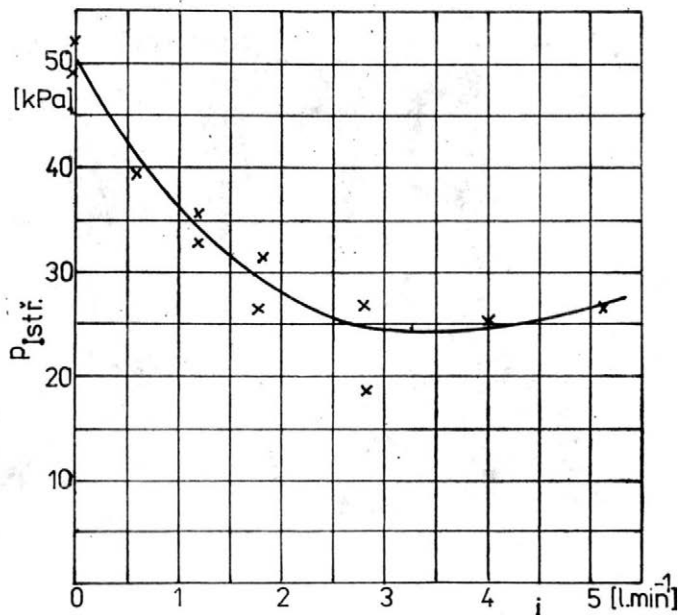
ventilu — místo VI na obr. 2 přitom klesne na tlak atmosférický). Zároveň se změní frekvence pulsátoru ze 48 pulsů za minutu na 60 pulsů za minutu (se zvyšováním tlakového spádu se zvyšuje frekvence asynchronního pulsátoru).

DOJICÍ ZAŘÍZENÍ MIELE-MLT SYSTEM

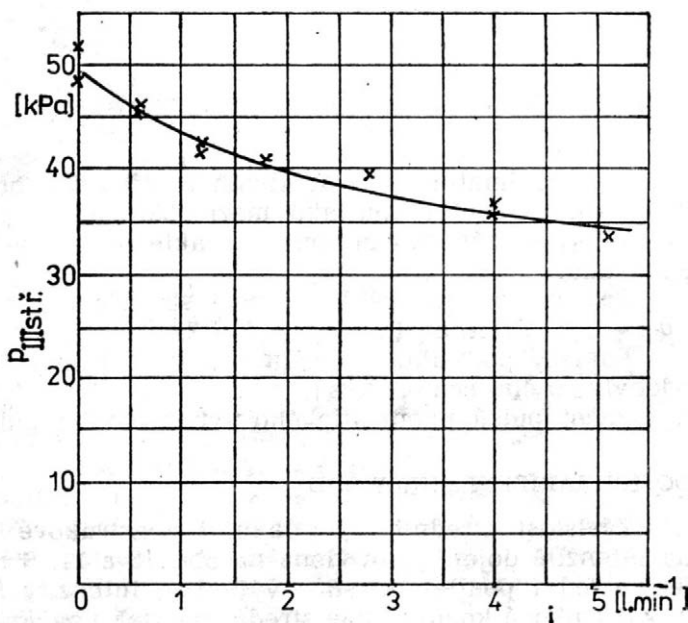
Při hodnocení dojícího zařízení Miele-MLT Systém je třeba vycházet z toho, že u uvedeného stroje se mléko ze sběrače do mléčného potrubí dopravuje v dávkách pomocí pulsátoru na rozdíl od ostatních zkoumaných strojů, u kterých má doprava mléka jiný charakter. Dojicí stroj Miele-MLT Systém má dopravu mléka oddělenou od dojícího podtlaku a tlakové poměry ve sběrači jsou odvozeny od funkce pulsátoru.

Závislost maximálních a středních hodnot podtlaků v podstrukové komoře a ve sběrači na intenzitě dojení je znázorněna na obr. 7 a 8 — maxima podtlaků při sání jsou na rozdíl od ostatních zkoumaných doji-

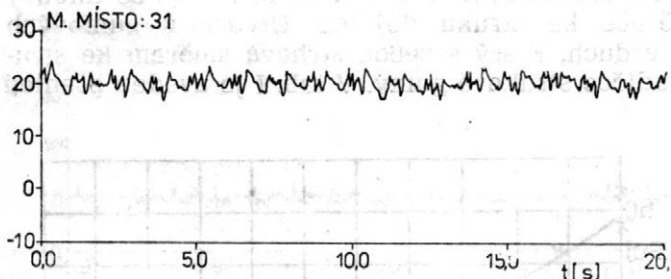
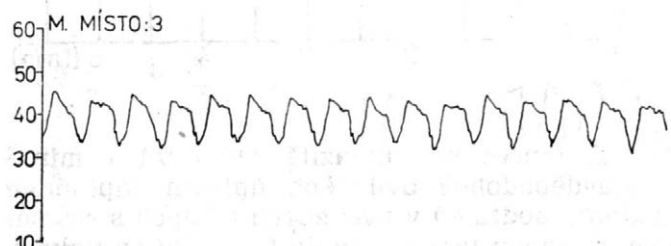
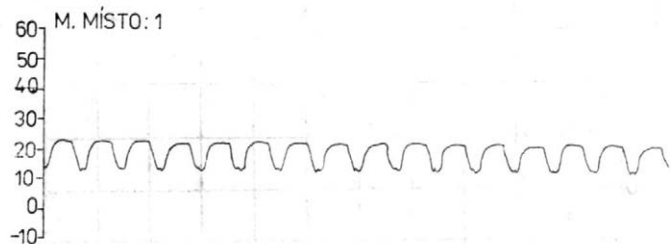
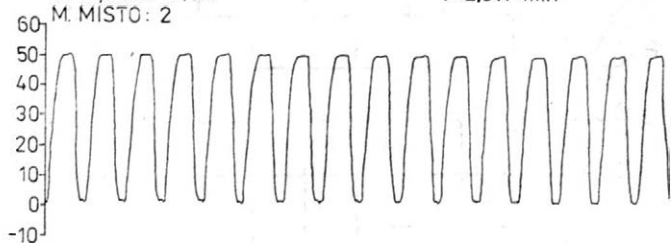
10. Závislost středního podtlaku v podstrukové komoře dojícího stroje Fullwood na intenzitě dojení — The dependence of the mean vacuum in the teat chamber of the Fullwood milking machine on the intensity of milking



cích strojů téměř konstantní, teprve při intenzitě 4,0 a 5,1 $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$ částečně klesají, což je pravděpodobně ovlivněno úplným zaplněním objemu sběrače; střední hodnoty podtlaků v uvedených místech s rostoucí intenzitou klesají. Během přechodu fáze stisku do fáze sání se tlakový potenciál obrací od sběrače ke struku dojnice. Otvary v gumových chlopních začne proudit vzduch, který s sebou strhává směrem ke struku mléko, jež zůstává v hadičce strukové gumy. V tab. I je uveden přehled



11. Závislost středního podtlaku ve sběrači dojícího stroje Fullwood na intenzitě dojení — The dependence of the mean vacuum in the claw of the Fullwood milking machine on the intensity of milking



12. Průběh rozdílů podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou dojícího stroje Fullwood při intenzitě dojení $i = 2,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ — The differences in vacuum between the claw and the teat chamber of the Fullwood milking machine at the milking intensity $i = 2.8 \text{ l per min}$

rozsahu maximálních, minimálních a středních hodnot a směrodatných odchylek σ rozdílů podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou ($p_{III} - p_I$) — záporná minima charakterizují proudění vzduchu a mléka ke struku.

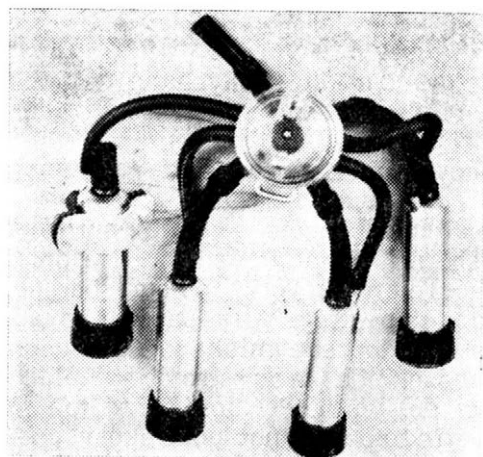
Průběh rozdílů podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou ($p_{IV} - p_I$) při intenzitě dojení $i = 2,8 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ je patrný z obr. 9.

Poklesy podtlaku v mléčném potrubí jsou velmi nízké (směrodatná odchylka σ činí cca $0,1 \text{ kPa}$).

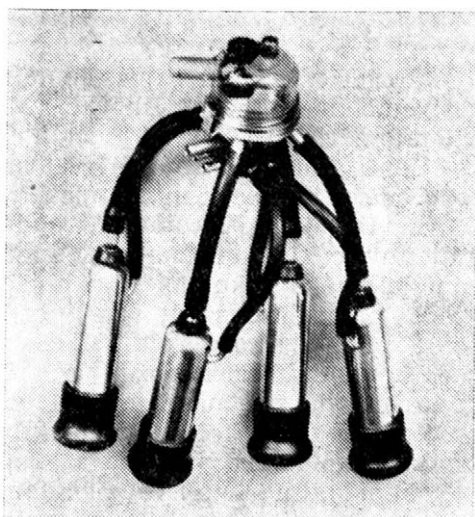
Počet pulsů pneumatického synchronního pulsátoru činí 47 min^{-1} .

DOJICÍ ZAŘÍZENÍ FULLWOOD

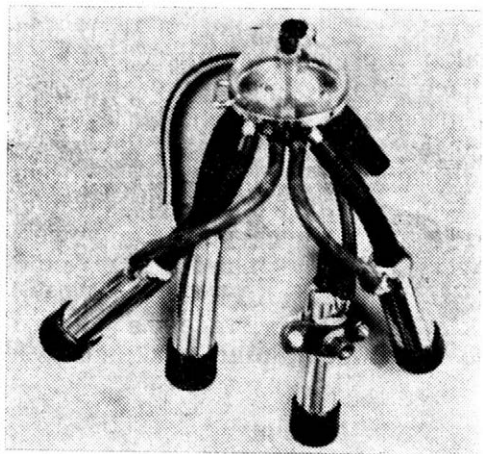
Závislost středního podtlaku v podstrukové komoře a ve sběrači na intenzitě dojení je uvedena na obr. 10 a 11. S rostoucí intenzitou dojení střední podtlak klesá s výjimkou intenzity $i = 4,0$ a $5,1 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ u podstrukové komory, kde střední podtlak poněkud vzrostl.



13. Strukové násadce se sběračem doji-
cího stroje Alfa Laval Duovac — Teat
cups with the claw in the Alfa Laval
Duovac milking machine



14. Strukové násadce se sběračem doji-
cího stroje Miele-MLT Systém — Teat
cups with the claw in the Miele-MLT
System milking machine



15. Strukové násadce se sběračem doji-
cího stroje Fullwood — Teat cups with
the claw in the Fullwood milking ma-
chine

Z tab. I vyplývá, že u tohoto dojičího stroje při přechodu z fáze stisku do fáze sání pravděpodobně nedochází ke zpětnému toku mléka směrem ke struku, což se dalo na průhledném sběrači vizuálně sledovat (absolutní hodnoty záporných minim rozdílů $p_{III} - p_I$ jsou nízké, ostatní minima jsou kladná). Na omezení zpětného toku mléka se pravděpodobně podílí relativně velký objem sběrače, který je téměř dvakrát větší než např. u dojičí soupravy Alfa Laval Duovac.

Průběh rozdílu podtlaků mezi sběračem a podstrukovou komorou ($p_{III} - p_I$) při intenzitě dojení $i = 2,8 \text{ l. min}^{-1}$ je na obr. 12. Poklesy podtlaku v podtlakovém potrubí mají shodnou frekvenci jako místo II (synchronní provoz pulsátoru) — směrodatná odchylka σ činí cca 0,5 kPa. Počet pulsů pulsátoru činil 47 min^{-1} .

Rozbor výsledků experimentálních prací uskutečněných na dojicích zařízeních Alfa Laval Duovac, Miele-MLT Systém a Fullwood vede k těmto závěrům:

1. U dojicího stroje Alfa Laval Duovac může docházet ke zpětnému toku mléka při všech intenzitách.

2. U dojicího stroje Fullwood téměř nedocházelo ke zpětnému toku kapaliny, což se dalo na průhledném sběrači vizuálně sledovat. Na omezení zpětného toku má vliv především relativně velký objem sběrače, který je téměř dvakrát větší než u dojicího stroje Alfa Laval Duovac.

3. Dojicí stroj Miele-MLT Systém má dopravu mléka oddělenou od zdroje podtlaku. Na rozdíl od předcházejících dvou strojů se mléko dopravuje do mléčného potrubí pomocí pulsátoru. Při hodnocení tohoto systému je třeba brát v úvahu kromě středních hodnot podtlaků v podstrukové komoře a ve sběrači i jejich maxima při sání. Maxima jsou téměř konstantní — teprve při intenzitách 4,0 a 5,1 l. min⁻¹ částečně klesají, což je ovlivněno úplným zaplněním objemu sběrače. U tohoto systému rovněž může docházet ke zpětnému toku vzduchu a mléka při přechodu z fáze stisku do fáze sání (záporná minima tlakového rozdílu $p_{III} - p_I$).

4. Hodnoty rozsahu maxim a minim tlakového rozdílu $p_{III} - p_I$, uvedené v tab. I, mají vzhledem k intenzitě dojení vcelku náhodný charakter a v některých případech i malou reprodukovatelnost, což ukazuje na skutečnost, že i u těchto dojicích strojů předních výrobců není problém zpětného toku mléka zcela uspokojivě vyřešen. Na základě uvedených experimentálních poznatků je třeba při vývoji tuzemského dojicího stroje volit optimální objem sběrače, optimální množství přísávaného vzduchu na soupravě (včetně vhodného umístění přísávacího otvoru), vhodné průměry hadic a hadiček strukových gum. Na poměry proudění ve sběrači bude mít vliv i tangenciální nebo radiální vyústění mléčných hadiček strukových násadců do sběrače. Vliv těchto parametrů na tlakové poměry a zpětný tok mléka mezi sběračem a podstrukovou komorou je předmětem dalšího experimentálního výzkumu v k. VÚZS Praha-Chodov.

Literatura

TRNKA, L.: Srovnávací měření podtlakových poměrů dojicích souprav. [Zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. VÚZS 1988.

Došlo dne 1. 6. 1988

ТРНКА, Л. (АГРОЗЕТ, Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин-концерн, Прага-Ходов): Познания из исследований доильных установок Alfa Laval Duovac, Miele-MLT System и Fullwood. Земед. Techn., 34, 1988 (10): 605-621.

Работа содержит результаты анализа функции и свойств трех доильных установок: Alfa Laval Duovac, Miele-MLT System и Fullwood. Анализ проводится на основе наблюдений разрежения в подсосковой и межстенной камерах, в коллекторе и в молочном по случаю трубопроводе под разрежением. При оценке прежде всего изучают возможный обратный поток молока между коллектором и подсосковой камерой, который возникает при переходе из фазы нажима до фазы сосания. Использовали ме-

тод искусственного доения (водой) при разных интенсивностях. При измерении использовали новые методы измерения совместно с применением вычислительной техники. (Интенсивность искусственного доения и количества присасываемого воздуха в коллекторе устанавливали точными ламинарными расходомерами).

разрежение; обратный поток молока между коллектором и подсосковой камерой

TRNKA, L. (AGROZET, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Findings from the Investigation of the Alfa Laval Duovac, Miele-MLT System and Fullwood Milking Machines*. Zeměd. Techn., 34, 1988 (10) : 605-621.

Three milking machines were analyzed as for their function and properties: Alfa Laval Duovac, Miele-MLT System, and Fullwood. The analysis was based on the investigation of vacuum in the teat chamber and pulsation chamber, in the claw and in the milk tube or vacuum tube. Particular attention is paid to a possibility of reverse flow of milk between the claw and the teat chamber, which occurs during the stage of transition from the compression stage to the suction stage. The method of artificial (water) milking was used at various intensities. Modern computerized measuring methods were used (accurate flow meters served for the measurement of the milking intensity and of the amount of air sucked into the system).

vacuum; reverse flow of milk between claw and teat chamber

TRNKA, L. (AGROZET, Konzernforschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Erkenntnisse aus der Prüfung der Melkanlage Alfa Laval Duovac, Miele-MLT-System und Fullwood*. Zeměd. Techn., 34, 1988 (10) : 605-621.

Die vorliegende Arbeit enthält Ergebnisse der Analyse der Funktion und der Eigenschaften der drei Melkanlagen: Alfa Laval Duovac, Miele-MLT-System und Fullwood. Die Analyse beruht auf der Verfolgung des Unterdruckes in der Unterzitzen- und Zwischenwandkammer, im Kollektor und in der Milch-, bzw. Unterdruckleitung. Bei der Bewertung wird vor allem der mögliche Milchrückfluss zwischen Kollektor und Unterzitzenkammer, der beim Übergang von der Druck- zur Saugphase eintritt. Es wurde die Methode des künstlichen Melkens (mit Wasser) bei verschiedener Intensität angewendet. Bei der Messung wurden moderne Messmethoden in Verbindung mit der Rechentechnik genutzt. (Die Intensität des künstlichen Melkens und die Menge von zugesaugter Luft am Kollektor wurden mit Hilfe von präzisen Laminardurchflussmessern ermittelt.)

Unterdruck; Milchrückfluss zwischen Kollektor und Unterzitzenkammer

Adresa autorů:

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

Upozorňujeme čtenáře, že v čísle 11 časopisu

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

mají být uveřejněny články:

- J. Houba, K. Chmelík, P. Jevič, J. Souhrada:
Limitní faktory efektivnosti využití bioplynu k vytápění
sušáren píce
- B. Studeník: Vplyv výrobných podmienok na využitie
traktorov
- Z. Volná: Tvorba ročních podnikových hodnot pro ukaza-
tele využití strojové techniky
- M. Zářecký, J. Hájek: Souprava výhřevných elektric-
kých desek a doupat pro selata BIOS-Multi
- J. Žufánek, B. Groda: Zefektivnění sklizňového proce-
su kořenových zelenin využitím znalosti morfologických
znaků kořene

INFORMACE

- J. Blahovec: Lanový pohon k obdělávání půdy s využitím
prvků automatizace

ZVÝŠENÍ PROVOZNÍ SPOLEHLIVOSTI PNEUMATICKÝCH VENTILKOVÝCH PULSÁTORŮ

S. Talich, V. Preisler

TALICH, S. — PREISLER, V. (AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov): *Zvýšení provozní spolehlivosti pneumatických ventilkových pulsátorů*. Zeměd. Techn., 34, 1988 (10) : 623-634.

V práci jsou podány výsledky laboratorního a provozního ověřování pneumatického ventilkového pulsátoru, který byl výzkumně vyřešen v Agrozetu, k. VÚZS. Je pojednáno o konstrukčním provedení a funkci navrženého pulsátoru, jsou stanoveny předpoklady pro spolehlivou funkci, zhodnoceny základní typy pulsátorů a shrnuty požadavky na pulsátory.

pneumatický pulsátor; pulsační systém; frekvenční charakteristika

Pulsací dojicího stroje rozumíme otvírání a uzavírání strukových návleček v strukových násadcích, ke kterému dochází, když pulsátor střídavě spojuje pulsační komory s podtlakovým systémem stroje a s atmosférou. Strukové gumy se otvírají, když se podtlak uvnitř nich více méně rovná podtlaku v pulsační komoře. Zavírají se, jakmile stoupne tlak v pulsační komoře po vpuštění vzduchu.

Většina pulsátorů náleží do jedné ze dvou základních skupin, jimiž jsou:

- a) pulsátory s vnějším řízením, které pracují s frekvencí a pulsačním poměrem generovaným z vnějšího zdroje;
- b) pulsátory s vnitřním řízením a vlastním zdrojem frekvence.

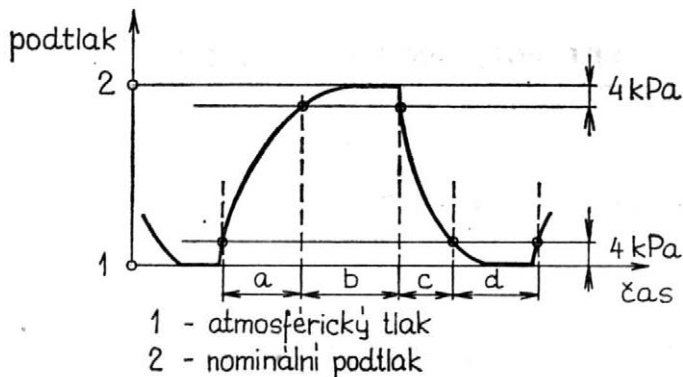
Typickým představitelem první skupiny je elektromagnetický pulsátor, druhou skupinu charakterizuje pulsátor pneumatický.

Pulsátory nejčastěji uvádějí do souhlasné pulsace všechny čtyři strukové návlečky — tzv. synchronní dojení, nebo uvádějí dvojici návleček do fáze stisku a další dvojici do fáze sání — tzv. asynchronní dojení (Talich a Preisler, 1985).

POŽADAVKY NA PULSAČNÍ SYSTÉMY

Požadavky na pulsační systémy jsou obsaženy v mezinárodních normách vydaných Mezinárodní normalizační organizací ISO. Jsou to tyto normy:

- 1. ISO 3918. Zařízení dojicích strojů — slovník.
- 2. ISO 5707. Zařízení dojicích strojů — konstrukce a provoz.
- 3. ISO 6690. Zařízení dojicích strojů — mechanické zkoušky.



1. Fáze charakteristického průběhu tlaků v pulsačním systému dojícího stroje — Stages of the characteristic pattern of pressures in the pulsation system of the milking machine

První z těchto norem má platnost od roku 1977, další dvě od roku 1983. V ČSSR nebyly zatím tyto normy zavedeny.

Státní zkušebna SZZPLS Praha-Řepy vypracovala metodiku zkoušení pulsačních systémů podle těchto norem a zahájila na jejím základě ověřování nových výrobků.

ZÁKLADNÍ POŽADAVKY A DEFINICE NOREM ISO

PULSAČNÍ POMĚR

Pulsační poměr je vyjádřen dobou trvání fáze vzrůstajícího podtlaku a fáze maximálního podtlaku jako procenta celkového pulsačního cyklu v záznamu podtlaku pulsační komory. Poměr je vyjádřen rovnicí

$$M = \frac{a + b}{a + b + c + d} \cdot 100 \%$$

a může se odchylovat od hodnoty udávané výrobcem o $\pm 5 \%$.

Jednotlivé fáze charakteristického průběhu tlaků v mezistěnné komoře strukového násadce jsou zobrazeny na obr. 1.

FREKVENCE PULSACE

Výrobce je povinen uvést:

- frekvenci pulsace při stanovené hladině podtlaku a teplotě,
- rozmezí teplot, při nichž bude frekvence pulsace v rozmezí $\pm 5 \%$ stanovené hodnoty,
- rozmezí teplot, při nichž mohou být pulsátory v činnosti,
- proměnlivost frekvence pulsace v tomto rozmezí.

FÁZE FREKVENČNÍ CHARAKTERISTIKY

Fáze d záznamu podtlaku pulsační komory musí být minimálně 15% . Fáze b záznamu podtlaku pulsační komory nesmí být menší než 30% .

ASYNCHRONNÍ PULSACE

Jestliže jde o konstrukční řešení dojícího zařízení, u kterého dva páry strukových násadec pulsují střídavě, pak rozdíl v pulsačním poměru mezi dvěma strukovými násadci stejné soupravy nesmí být větší než 5% z hodnoty udávané výrobcem.

ZOOTECHNICKÉ POŽADAVKY ČS. SOUSTAVY STROJŮ

Pulsační poměr — musí být stálý s odchylkou nejvýše 3% .

Frekvence pulsace — nastavený počet pulsů se nesmí měnit během osmi hodin o více než dva pulsy za minutu a závislost počtu pulsů u elektromag-

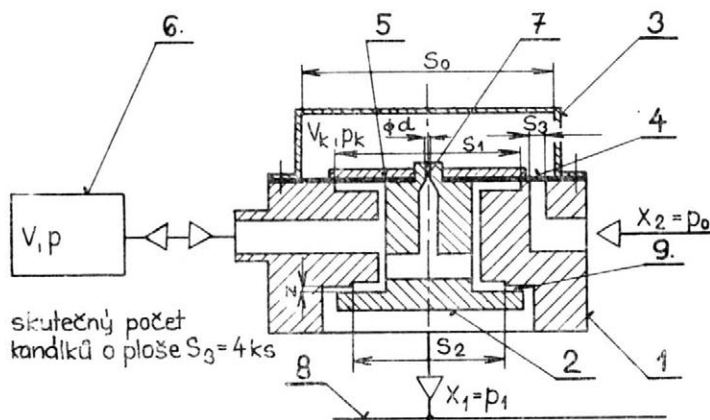
netických pulsátorů na síťovém napětí musí být co nejmenší (v rozmezí napětí podle ČSN 34 0035 může být odchylka nejvýše ± 2 pulsy za minutu od počtu pulsů při napětí 220 V).

PNEUMATICKÉ PULSÁTORY

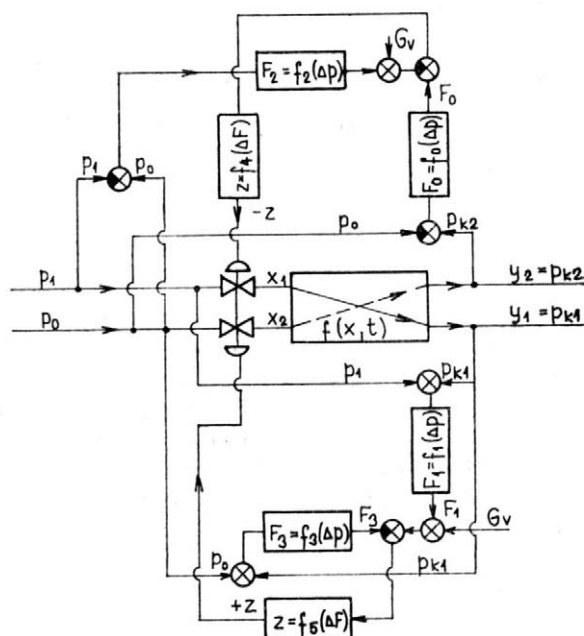
VENTILKOVÝ PNEUMATICKÝ PULSÁTOR

Ventilkový pneumatický pulsátor patří mezi nejjednodušší známé konstrukce a je již dlouhou dobu využíván v československé zemědělské praxi. Ventilky pulsátoru je uváděn do pohybu využitím energie tlakového spádu mezi atmosférickým tlakem a podtlakem v podtlakovém potrubí, přičemž opakovaného pohybu je dosahováno zpětnou vnitřní vazbou.

2. Funkční schéma ventilkového pneumatického pulsátoru (1 — těleso, 2 — ventilek, 3 — řídicí komora, 4 — membrána, 5 — podložka, 6 — pulsační prostor dojícího stroje, 7 — řídicí tryska, 8 — přívod podtlaku, 9 — štěrbinová — Functional diagram of the valve-type pneumatic pulsator (1 — body, 2 — valve, 3 — controlling chamber, 4 — membrane, 5 — foot-plate, 6 — pulsation chamber of the milking machine, 7 — controlling jet, 8 — vacuum inlet, 9 — slit)



3. Blokové schéma ventilkového pneumatického pulsátoru — Block diagram of the valve-type pneumatic pulsator



Pulsátor, jehož funkční schéma je zobrazeno na obr. 2, se v současné době vyrábí s typovým označením PMJ. Vyznačuje se konstrukční a výrobní jednoduchostí, která však nezaručuje uspokojivou provozní spolehlivost.

Funkce pulsátoru zobrazeného na obr. 2, zejména pak přenos a přeměna jeho řídicích veličin, je patrná z blokového schématu na obr. 3. V zobrazené poloze ventilku (obr. 2) dojde k odsávání vzduchu z řídicí komory a pulsačního prostoru dojícího stroje. Vstupní veličina x_1 je rovna pracovnímu podtlaku p_1 ($x_1 = p_1$), přičemž přívod atmosférického tlaku je uzavřen ($x_2 = 0$). Výstupní řídicí veličinou y_1 je velikost tlaku p_{K1} ($y_1 = p_{K1}$) v řídicí komoře. Velikost tohoto tlaku je určena statickou rovnováhou tlakových sil na ventilku a je rovna

$$p_{K1} = \frac{4S_3 p_o + S_1 p_1 - G_v}{4S_3 + S_1}$$

Vstupní hodnoty $x_1 = p_1$ a $x_2 = p_o$ jsou hodnoty tvrdých zdrojů podtlaku (p_1) a atmosférického tlaku (p_o). Výstupní hodnoty $y_1 = p_{K1}$ a $y_2 = p_{K2}$ jsou hodnoty tlaků v řídicí komoře, při kterých dochází k přestavení ventilku pulsátoru.

Když se rovnováha sil dalším odsáváním vzduchu z řídicí komory poruší, ventilek se přesunuje do druhé krajní polohy. V této poloze se uzavře přívod podtlaku ($x_1 = 0$) a otevře se přívod atmosférického tlaku ($x_2 = p_o$). Při této poloze ventilku se řídicí komora a pulsační prostor dojícího stroje plní vzduchem, dokud tlak v řídicí komoře nedosáhne velikosti p_{K2} . Jeho velikost je jako v předchozím případě odvozena z rovnice statické rovnováhy tlakových sil a je rovna

$$p_{K2} = \frac{S_o p_o - [S_2 (p_o - p_1) + G_v]}{S_o}$$

Plnění a vyprazdňování řídicí komory a pulsačního prostoru dojícího stroje jsou přechodové děje, které jsou časově omezeny dvěma rovnovážnými stavy tlakových sil na ventilku, a to pro jeho dvě krajní polohy. Tyto přechodové děje probíhají současně a navzájem se ovlivňují. Představují přenosovou funkci $f(x, t)$, která popisuje přeměnu tlakové energie na energii kinetickou, její větvení a opět přeměnu této kinetické energie na energii tlakovou za určitých okrajových podmínek, určených technickým provedením pulsátoru.

ŠOUPÁTKOVÝ PNEUMATICKÝ PULSÁTOR

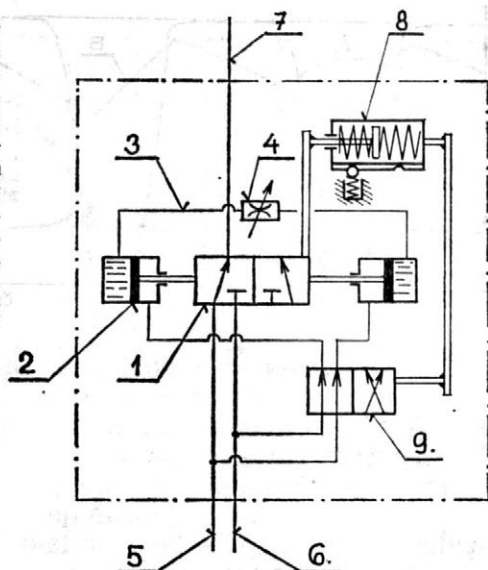
Šoupátkový pulsátor je značně rozšířen v zahraničí a do povědomí zemědělské praxe vešel pod označením Hydropuls. Zařízení je složitější a výrobně náročnější, ale zajišťuje vyšší provozní spolehlivost.

Současný šoupátkový pulsátor je z funkčního hlediska tvořen dvěma spojenými ústrojími (obr. 4). První ústrojí rozvádí prostřednictvím plochého šoupátka přerušovaně podtlak k pulsačnímu prostoru dojícího stroje, druhé tvoří pro tuto činnost pohon.

Rozvod je téměř jednotně zajišťován plochým šoupátkem s obdélníkovými otvory.

Řešení pohonu je charakteristické pro tento typ. Prosadil se pohon založený na využití rozdílu tlaků působících na pryžové membrány (mé-

4. Funkční schéma šoupátkového pneumatického pulsátoru (1 — rozvodné šoupátko, 2 — membrána, 3 — vedení, 4 — tryska, 5 — přívod podtlaku, 6 — přívod atmosférického tlaku, 7 — pulsující tlak, 8 — přesmykový mechanismus, 9 — řídicí ventil) — Functional diagram of the slide-valve pneumatic pulsator (1 — distributing slide valve, 2 — membrane, 3 — line, 4 — jet, 5 — vacuum inlet, 6 — atmospheric pressure inlet, 7 — pulsating pressure, 8 — reversing mechanism, 9 — controlling valve)



ně častěji na písty). Řízení pohonu je odvozeno od pohybu plochého rozvodného šoupátka prostřednictvím přesmykového mechanismu (mechanická i pneumatická verze různých provedení) a řídicího ventilku.

EXPERIMENTÁLNÍ PRÁCE NA PNEUMATICKÉM VENTILKOVÉM PULSÁTORU V AGROZETU, K. VÚZS

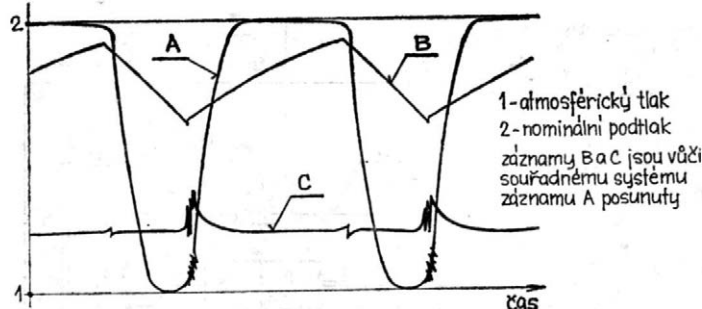
Pro zjištění vlivu jednotlivých konstrukčních rozměrů pulsátoru na tvar jeho charakteristiky, na poměr taktu sání a stisku a na jeho frekvenci byl na podkladě blokového schématu (obr. 3) sestaven matematický model.

Matematický model vysvětlil fyzikální princip činnosti pneumatického ventilkového pulsátoru a jeho řízení a potvrdil možnost úspěšné inovace dosavadního konstrukčního řešení. Nové konstrukční řešení musí respektovat teoretické předpoklady funkčnosti, obsažené v matematickém modelu. To znamená dostatečnou tvrdost napájecích zdrojů tlaků p_1 a p_0 , stálou propustnost průtočných průřezů, symetrické silové zatěžování ventilku a používání membrány bez vlastní charakteristiky nebo s konstantní vlastní charakteristikou.

VLIV TVRDOSTI NAPÁJECÍCH ZDROJŮ TLAKŮ p_0 A p_1 NA FUNKCI PNEUMATICKÉHO PULSÁTORU

Tlak p_0 je atmosférický tlak, který je typickým příkladem tvrdého zdroje tlaku, tzn. nemění svoje vlastnosti s velikostí zátěže.

Tlak p_1 představuje podtlak, jehož velikost je odvozena od regulačního ventilu zdroje podtlaku. Vliv tohoto zdroje podtlaku na funkci pulsátoru byl zjišťován experimentálně. Pulsátor byl připojen k potrubí přípojkou, která se používá u dojčského zařízení DZ-100. Získaný záznam tlaků je na obr. 5.



5. Záznam z tlakových měření pulsátoru (A — mezistěnná komora, B — řídicí komora, C — prostor pod ventilkem pulsátoru) — Record of the pressure measurements in the pulsator (A — pulsation chamber, B — controlling chamber, C — space under the pulsator valve)

Část A záznamu představuje průběh tlaku v mezistěnné komoře (charakteristika pulsátoru), část B pak průběh tlaku p_K v řídicí komoře při jejím plnění a vyprazdňování a část C zaznamenává tlak p_1 pod ventilkem pulsátoru. Na charakteristice pulsátoru (část A) je vidět ve fázi přechodu ze stisku do sání labilní stav ventilků, který nastane v okamžiku, kdy pulsátor vyprazdňuje dojící soupravu, čímž se podstatně snižuje velikost napájecího podtlaku p_1 . Tím dochází k rozvážení předchozí statické rovnováhy ventilků a k jeho zakmitnutí. Hlavní příčina tohoto nedostatku v činnosti pulsátoru tkví v nedostatečném přívodním průřezu podtlaku p_1 pod ventilek pulsátoru.

Dále je důležité upozornit na to, že s rostoucím zdvihem ventilků se zvyšuje špička poklesu podtlaku p_1 , čímž se funkce pulsátoru při nedostatečném přívodu podtlaku ještě více zhoršuje. Při malém zdvihu ventilků není pokles podtlaku p_1 tak vysoký, ale děj odsávání vzduchu z dojící soupravy se prodlužuje.

SILOVÉ ÚČINKY PROUDU VZDUCHU NA VENTILEK PULSÁTORU

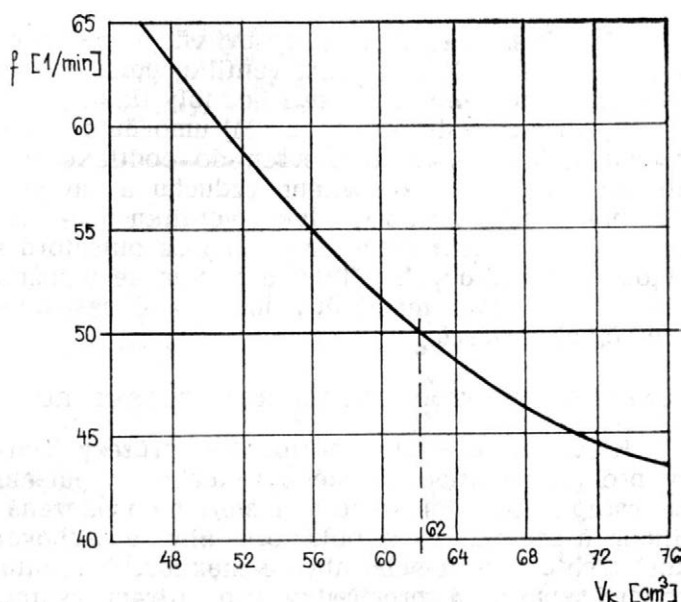
Silové účinky proudu vzduchu při pohybu ventilků z jedné krajní polohy do polohy druhé nejsou u současného pulsátoru typu PMJ symetrické podle jeho osy. Nesymetrické silové zatížení je způsobeno větvením proudu vzduchu pod membránou při plnění i vyprazdňování řídicí komory a pulsačního prostoru dojícího stroje. Toto nesymetrické silové zatížení membrány a ventilků může způsobovat jeho nesouosý pohyb v tělese pulsátoru při přechodu z jedné krajní polohy do druhé.

Nesymetrické silové účinky na ventilek, malá vůle mezi ventilem a tělesem pulsátoru a nestabilní velikost tlaku p_1 pod ventilem nutí výrobce k realizaci malých zdvihů ventilků (0,2 — 0,35 mm), aby zůstala zachována funkčnost pulsátoru. Bylo experimentálně zjištěno, že při těsném vedení ventilků (vůle 0,1 — 0,2 mm) a zvětšování zdvihu na 0,4 mm a více přestává pulsátor pracovat.

Abychom zlepšili pohyb ventilků v tělese pulsátoru, je nutné udělat tato opatření:

- stabilizovat velikost tlaku p_1 pod ventilem pulsátoru během jeho činnosti;
- zvětšit vůli ventilků v tělese pulsátoru (0,4 — 0,6 mm);
- realizovat symetrický rozvod proudu vzduchu okolo ventilků během jeho pohybu z jedné krajní polohy do druhé.

6. Regulace frekvence pulsace změnou objemu řídicí komory — Regulation of pulsation frequency by changing the volume of the controlling chamber



REGULACE FREKVENCE

Regulace frekvence u pulsátoru typu PMJ je realizována proměnným odporem, zabudovaným ve ventilku pulsátoru. K tomuto proměnnému odporu je přiřazen objem řídicí komory $V_K = 28 \text{ cm}^3$. Protože objem řídicí komory je poměrně malý, musí být škrcení na proměnném odporu velké. Takováto regulace má příliš strmou charakteristiku závislosti frekvence na propustnosti proměnného odporu. Jinými slovy, malá změna propustnosti regulačního odporu představuje velkou změnu frekvence. Proto je tento způsob regulace méně vhodný.

Jako druhá možnost regulace se nabízí inverzní způsob předchozího provedení, který umožňuje řídit změnu frekvence změnou objemu řídicí komory při konstantním odporu. Takový způsob regulace byl teoreticky i experimentálně ověřen na funkčním modelu. Jako konstantní odpor byla zvolena tryska o průměru 0,5 mm. Nominální hodnota řídicího objemu pro frekvenci $50 \cdot \text{min}^{-1}$ při $\Delta p = 50,66 \text{ kPa}$ (380 torr) a trysce $\varnothing 0,5 \text{ mm}$ byla $V_K = 62 \text{ cm}^3$. Velikost tohoto objemu pro frekvenci $f = 50 \cdot \text{min}^{-1}$ závisí na výrobních tolerancích součástí pulsátoru, které ovlivňují velikost průtokového součinitele celkové propustnosti pulsátoru pro plnění a vyprazdňování řídicí komory a pulsačního prostoru dojícího stroje.

V rozsahu regulace frekvence asi osmi pulsů okolo nominálního bodu charakteristiky ($f = 50 \cdot \text{min}^{-1}$; $V_K = 62 \text{ cm}^3$; obr. 6) se dá funkční závislost mezi frekvencí a změnou objemu dobře linearizovat. Při větším rozsahu regulace se již hyperbolická závislost charakteristiky příliš projevuje. Tento způsob regulace frekvence se ukázal jako zcela vyhovující.

CHARAKTERISTIKA MEMBRÁNY

Každá membrána má svoji charakteristiku, tzn. vztah mezi silovým účinkem a deformací membrány. Tato charakteristika se s dynamickým namáháním membrány a dobou provozu mění.

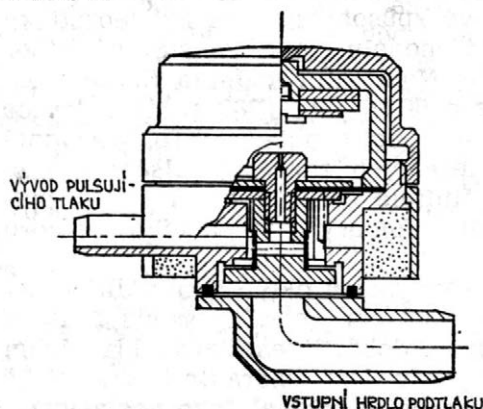
Charakteristika membrány ovlivňuje hodnoty tlaků p_{K1} a p_{K2} , při kterých dochází k přestavení ventilku pulsátoru. Pokud se charakteristika membrány mění, mění se i hodnoty tlaků p_{K1} a p_{K2} , a tedy i frekvence. Konstrukce pulsátoru typu PMJ umožňuje průhyb membrány až 2 mm ve stavu, kdy je ventil otevřen do podtlaku p_1 . Ve stavu, kdy ventil otevřel přívod atmosférického vzduchu a zavřel podtlak p_1 , se průhyb membrány blíží velikosti zdvihu ventilku ($z = 0,2 - 0,35$ mm). Je proto nutné řešit uložení membrány v tělese pulsátoru tak, aby se co nejvíce vyloučil vliv silových účinků a přitom se umožnil potřebný zdvih ventilku. Uspořádání membrány musí také respektovat stálost funkčních průtočných průřezů.

FUNKČNOST PRŮTOČNÝCH PRŮŘEZŮ PULSÁTORU

Hlavními funkčními průtočnými průřezy jsou štěrbiny S_3 nad otvory pro přívod atmosférického vzduchu do pulsátoru, řídicí tryska $\varnothing d$ na vstupu do řídicí komory a štěrbina vymezená zdvihem z mezi ventilkem a sedlem tělesa pulsátoru. Aby se zachovala konstantní propustnost těchto otvorů nebo aby se maximálně prodloužila, je potřeba najít vhodný způsob a prostředky pro filtraci vstupujícího vzduchu.

KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PNEUMATICKÉHO VENTILKOVÉHO PULSÁTORU VŮZS

Záměrem konstrukčního řešení funkčního modelu pneumatického pulsátoru byla aplikace všech uvedených poznatků, aby se dosáhlo dobré provozní spolehlivosti. Po mnoha laboratorních a poloprovodních zkouškách bylo navrženo konečné konstrukční řešení, které je zřejmé z obr. 7.



7. Konstrukční řešení pneumatického ventilkového pulsátoru — Design of the pneumatic valve-type pulsator

8. Charakteristika pulsátoru vyhodnocená podle normy ISO 3918 — Characteristics of the pulsator evaluated according to ISO 3918 Standard

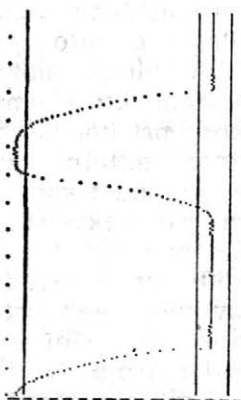
PULSATOR NUMBER:

1

kPa: 55

CHANNEL 1

1 cm = 11,09 kPa = 0,19 sec



T:	1,20	1,20	S
R:	50,21	50,21	1/M
M:	67,23	67,16	%
L:	0,07		%
a:	12,40	12,38	%
	148,20	148,00	ms
b:	54,83	54,78	%
	655,20	654,60	ms
c:	15,01	15,01	%
	179,40	179,40	ms
d:	17,79	17,89	%
	212,60	213,80	ms
V:	50,20	50,20	kPa

I. Výsledky provozního ověřování stálosti frekvence (první údaj v lomeném výrazu představuje naměřenou frekvenci, druhý pak frekvenci po vyčištění pulsátoru) — Results of the farm testing of the stability of frequency (the first figure in the fraction represents the measured frequency, the other represents the frequency after the cleaning of the pulsator)

Měřeno dne	Počet provozních hodin	Pulsátor č.			
		I	II	III	IV
		změřené frekvence (1/min)			
24. 9.	0	49,83	49,92	50,43	49,54
26. 9.	8	49	49	48,5	49
1. 10.	28	48	46/47	48	52
7. 10.	52	47,5	47,5	48	50
14. 10.	80	50	49	49	48,5
20. 10.	104	48	45/49,5	45/46	48
27. 10.	132	47/47	46/47	41,5/48	45/47
3. 11.	160	47,5	47	48,5	48,5
10. 11.	188	49	48,5	48	49
17. 11.	216	50	49	49	49
24. 11.	244	48,5	48	48	49
1. 12.	272	47	48,5	47,5	49
8. 12.	300	47,5	49,5	48,5	49
15. 12.	328	47,5	48	48	48
22. 12.	356	47,5	49	44/47,5	48
28. 12.	380	47,5	48,5	44,5/48,5	48,5
8. 1.	424	48	47	48,5	48,5
19. 1.	468	46,5	48	47,5	47,5
26. 1.	496	48,5	49	48,5	48,5
2. 2.	524	47	47,5	48	47,5
9. 2.	552	47,5	47,5	46/47	48
16. 2.	580	47	47,5/47,5	46/46	48
23. 2.	607	47,5	48,5	47,5	50
2. 3.	635	47,5	48	47,5	49
16. 3.	663	47	49,5/46	47,5	49
23. 3.	691	49	49	49,5	49
30. 3.	719	48	48	48	49,5
6. 4.	747	49,94	49,92	49,71	52,74

Stabilizace podtlaku p_1 pod ventilkem je zajištěna tak, že je pulsátor prostřednictvím bajonetového spoje připojen na dvojzávěr Duplex, který je umístěn přímo na přívodním potrubí. Dvojzávěr Duplex má dostatečně velký spojovací průtočný průřez s potrubím a jako napájecí zdroj podtlaku p_1 pro pneumatický pulsátor vyhovuje. Pokud by bylo nutné připojit pulsátor k potrubí prostřednictvím hadice (obr. 7), musí

Pulsátor	Měřeno dne: 24. 9. 1986							
	Počet provozních hodin: 0							
	a	b	c	d	M	Δp	a	b
	(%)					kPa		
I	15,65	51,14	13,80	19,44	66,80	50,59	15,03	51,54
II	14,94	49,64	14,61	20,82	64,58	50,59	14,43	50,65
III	15,67	49,84	14,33	20,19	65,50	50,20	15,03	50,53
IV	14,90	51,40	14,41	19,32	66,28	50,20	14,80	51,80

mít spojovací část takovou propustnost, aby byla zajištěna tvrdost zdroje podtlaku.

Silový účinek proudu vzduchu na ventilek při jeho pohybu z jedné krajní polohy do druhé byl konstrukcí upraven tak, aby byl co nejvíce symetrický podle osy ventilku. Vůle ventilku v tělese je 0,4 až 0,6 mm.

Regulace frekvence se používá především pro kompenzaci změny frekvence vlivem výrobních nepřesností jednotlivých součástí pulsátoru. Je řešena změnou řídicího objemu při konstantní propustnosti trysky průměru $d = 0,5$ mm.

Změna objemu se provádí jako jednosměrná regulace frekvence zmenšováním nominálního objemu řídicí komory vkládáním destiček. Na základě systematických experimentálních měření, která sloužila pro zjištění vztahů mezi výrobními tolerancemi funkčních součástí pneumatických pulsátorů a jejich charakteristikami, se určila velikost nominálního objemu $V_K = 65$ cm³. Vzhledem k maximální předpokládané regulaci deset pulsů, která kompenzuje s rezervou největší předepsané nepřesnosti při výrobě jednotlivých součástí navrženého pulsátoru, jsou objemy destiček pro regulaci jednoho pulsu $V_1 = 1,5$ cm³ a objemu destiček pro regulaci tří pulsů $V_3 = 4,5$ cm³. Kombinací těchto dvou druhů destiček je možné s přesností jednoho pulsu seřídit pneumatický pulsátor na požadovanou frekvenci při optimální zástavbě řídicího objemu V_K .

Vliv vlastní charakteristiky membrány na frekvenci pulsátoru je minimalizován tím, že membrána je podepřena z obou stran podložkami. Tímto uspořádáním je pohyb membrány vymezen osazením, které vytváří funkční prostor pod membránou.

Stálá propustnost řídicí trysky a ostatních funkčních průřezů je zajištěna vnějším molitanovým filtrem a vnitřním tkanivovým filtrem nasazeným na těleso ventilku.

PROVOZNÍ ZKOUŠKY PNEUMATICKÝCH VENTILKOVÝCH PULSÁTORŮ VŮZS

Funkční modely byly předány do provozních zkoušek na farmu v Jazlovicích, kde je instalováno dojíčí zařízení ZD 2-020. Zkoušky byly zahájeny ve čtvrtém čtvrtletí roku 1986.

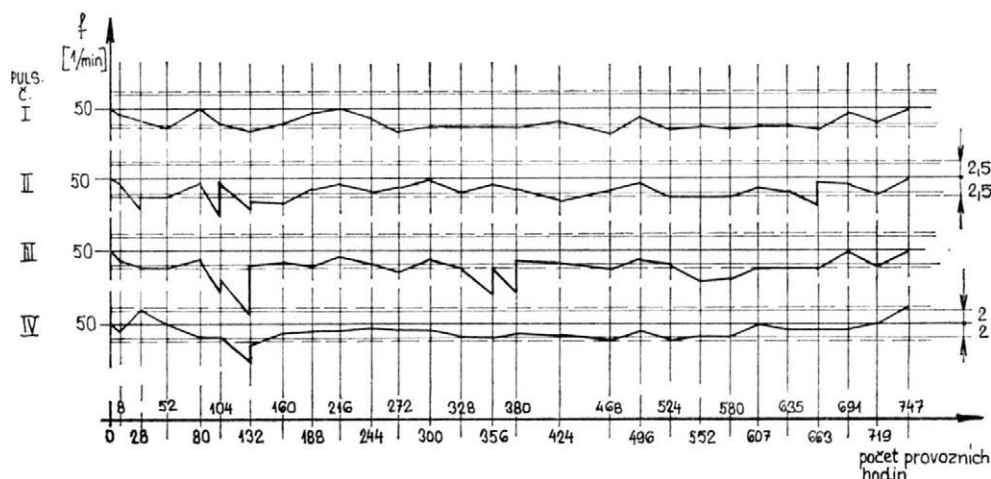
17. 11. 1986				6. 4. 1987					
216				747					
c	d	M	Δp	a	b	c	d	M	Δp
(%)			kPa	(%)					kPa
14,04	19,42	66,57	50,2	15,19	51,65	14,32	18,87	66,84	49,8
14,17	20,78	65,07	50,2	14,06	51,14	14,20	20,63	65,20	49,8
14,03	20,20	65,81	50,2	14,94	50,74	13,98	20,36	65,68	49,8
14,66	18,74	66,62	50,2	15,91	49,77	16,67	17,67	65,69	49,8

Pravidelné kontrolní měření stability frekvence pulsace a sledování funkce prováděli pracovníci oborové zkušebny k. VÚZS.

Na začátku zkoušek, během nich a na jejich konci se kontrolovaly charakteristiky zkoušených pulsátorů v laboratoři dojícní techniky k. VÚZS přístrojem Alfatronic MK II firmy Alfa Laval podle normy ISO 3918. Ukázka způsobu vyhodnocení pulsační charakteristiky ověřovaného pneumatického pulsátoru tímto přístrojem je na obr. 8.

Výsledky zkoušek jsou shrnuty do tab. I a II a graficky zpracovány na obr. 9, který znázorňuje závislost frekvence jednotlivých zkoušených pulsátorů na počtu provozních hodin. Na grafu jsou dále znázorněna toleranční pole možných změn frekvence od nominální hodnoty stanovené zootechnickými požadavky (± 2 pulsy za minutu) a normou ISO 3918 (± 5 % nominální hodnoty).

Příčinou poklesu frekvence pulsátorů pod $f = 47 \cdot \text{min}^{-1}$ (tab. I a obr. 9) byla voda, mléko nebo sláma, které se při provozu anebo při mytí strojů dostaly do pulsátorů. Závady se odstranily tím, že se pulsátor vytřel, popřípadě se odstranila sláma, která se dostala mezi ven-



9. Závislost nastavení frekvence zkoušených pulsátorů na době provozování — Dependence of the setting of the frequency of test pulsators on the time of operation

tilek a sedlo. Po celou dobu provozních zkoušek, tj. cca 750 provozních hodin, byly pulsátory provozovány bez výměny obou filtrů a seřizování frekvence.

ZÁVĚR

Provozní zkoušky pneumatického ventilkového pulsátoru navrženého v k. VÚZS potvrdily, že u tohoto typu pulsátoru lze dosáhnout dobré stálosti provozních parametrů a dobré provozní spolehlivosti při zachování cenové výhodnosti a výrobní jednoduchosti. Při denní době dojení čtyři hodiny bylo dosaženo 750 hodin spolehlivého provozu, což s rezervou odpovídá půlročnímu provozování. Některé poruchy způsobené vnějšími vlivy (vniknutí vody, slámy) lze snadno odstranit a pulsátor je možné bez seřizování provozovat. Ze zkušeností s ověřováním pulsátorů k. VÚZS lze doporučit po půlročním provozu prohlídku s následným vyčištěním a výměnou filtračních vložek (Talich a Preisler, 1987).

Navržené pulsátory splňují v plném rozsahu zootechnické požadavky platné pro dojicí zařízení v ČSSR a požadavky obsažené v mezinárodní normě ISO 3918 a ISO 5707.

Literatura

ISO 3918. Zařízení dojicích strojů — slovník. 1977.

ISO 5707. Zařízení dojicích strojů — konstrukce a provoz. 1983.

ISO 6690. Zařízení dojicích strojů — mechanické zkoušky. 1983.

TALICH, S. — PREISLER, V.: Technické řešení prvků strojů a zařízení pro získávání a ošetřování mléka. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. Výzkumný ústav zemědělských strojů 1985.

TALICH, S. — PREISLER, V.: Potrubní dojicí stroj Standard. [Výzkumná zpráva.] Praha-Chodov, Agrozet, k. Výzkumný ústav zemědělských strojů 1987.

Došlo dne 1. 6. 1988

ТАЛИХ, С. — ПРЕИСЛЕР, В. (АГРОЗЕТ, Научно-исследовательский институт сельскохозяйственных машин-концерн, Прага-Ходов): Повышение эксплуатационной надежности пневматических вентильных пульсаторов. Земед. Techn., 34, 1988 (10) : 623-634.

В работе приводятся результаты лабораторного и эксплуатационного аттестирования пневматического вентильного пульсатора, который исследовательски разрабатывали в Агрозете, НИИ с/х машин — концерне. Описывается конструктивное решение и функции разработанного пульсатора, определены предпосылки для надежной функции, оцениваются основные типы пульсаторов и обобщены требования предъявляемые к пульсаторам.

пневматический пульсатор; система пульсации; характеристика частоты

TALICH, S. — PREISLER, V. (AGROZET, Concern Research Institute of Farm Machinery, Praha-Chodov): *Increasing the Operation Reliability of Pneumatic Valve-type Pulsators*. Zeméd. Techn., 34, 1988 (10) : 623-634.

The pneumatic valve-type pulsator, designed by the Agrozet Concern Research Institute of Farm Machinery, was subjected to laboratory and farm testing and the results are given in this paper. The design and function of the pulsator are described and the prerequisites for its reliable operation are formulated. The basic types of pulsators are evaluated and the requirements for these mechanisms are surveyed.

pneumatic pulsator; pulsation system; frequency characteristics

Adresa autorů:

Ing. Stanislav Talich, ing. Vlastimil Preisler, AGROZET, koncernový Výzkumný ústav zemědělských strojů, 140 03 Praha 4 - Chodov

MIKROELEKTRONIKA U STROJŮ PRO ROSTLINNOU VÝROBU

Cenový tlak a vysoká nabídka nutí zemědělce v západoevropských zemích, aby využívali všech racionalizačních rezerv. Aby snížili strojní náklady, musí dosáhnout především maximálního vytížení traktorů a strojů, což je při struktuře zemědělských podniků v západoevropských zemích zpravidla možné jen při kolektivním využití zemědělských strojů, bez ohledu na to, o jakou formu nadpodnikového či mezipodnikového využití jde. Při nákupu nových strojů se proto nyní kladou ostřejší měřítka a při rozhodování se vyskytují některá nová kritéria.

Výrobci zemědělských strojů vycházejí z těchto podmínek a vynakládají maximální úsilí na to, aby přicházeli na trh s novými zlepšeními a s nově vyvinutými stroji. Stále větší význam se přikládá požadavkům na šetrné zacházení s půdou a požadavkům na ochranu prostředí.

Dále se rozšiřuje využití elektroniky: v mnoha odvětvích teprve elektronika vytvořila předpoklad pro dosažení dnešního stavu vývoje.

Rozsah možného použití mikroelektroniky u četných strojů pro rostlinnou výrobu sahá od poměrně snadno realizovatelného dozoru nad funkcí strojů až po polní práce vykonávané bez řidiče. U dozoru nad funkcí strojů pomocí elektroniky jde o včasnou vizuální nebo akustickou indikaci kritických stavů, která by umožnila zabránit poruchám a škodám.

Při užití elektroniky k zvýšení plošného výkonu nebo k optimalizaci využití energetického příkonu je třeba vycházet z komplexních souvislostí mezi traktorem a nářadím. V úkolu zlepšit jakost práce připadá elektronice zvláštní význam, neboť lepší jakost práce při zpracování půdy až po sklizeň a skladování je dána možností, v rámci rozdílných místních a klimatických podmínek, optimálně využít užitek rostlin při současně hospodárném užití provozních prostředků a dosáhnout optimálních výnosů.

Elektronika usnadňuje práci tím, že umožňuje automatizovat trvale se opakující regulační úkoly. Nové senzory i vysoká výkonnost mikropočítačů mohou dát v budoucnu nové impulsy automatickému provádění polních prací bez řidiče. To je obor, kterému výzkum věnuje pozornost již několik desítek let. Přednostním cílem je při tom automatizace jízdy v řádku.

ROZDĚLENÍ ELEKTRONICKÝCH SYSTÉMŮ

Elektronické systémy u strojů pro rostlinnou výrobu lze rozdělit (tab. I):

- na systémy pro dozor,
- na informační systémy,
- na regulační systémy.

Dozírání systémy slouží k dozírání na určité stavy provozu (např. teploty, tlaku, stavu naplnění atd.). K tomu účelu je třeba měřit sledované veličiny pomocí senzorů (snímače měřených hodnot) a stále kontrolovat, zda jsou dodržovány spodní či horní přípustné hranice. Přesahuje-li jedna veličina nebo několik veličin toleranční rozsah, je řidič varován buď opticky (signálním světlem), nebo akusticky (houkačkou). Příčinu poruchy zjišťuje řidič a odstraňuje ji ručně.

Informační systémy mohou navíc vzájemně porovnávat a vyhodnocovat naměřené hodnoty, např. pro stanovení zpracované plochy nebo spotřeby času. Pokročilejší systémy mohou podle předem stanovených strategií dávat řidiči pokyny pro hospodárnější způsob jízdy nebo jakostnější práci.

Regulační systémy se vyznačují tím, že elektronika zasahuje pomocí regulačních orgánů aktivně do procesu. Na rozdíl od řízení zahrnuje regulace také kontrolu dosaženého nastavení a vede regulační člen tak dlouho, až se měřená hodnota regulované veličiny (skutečná hodnota) ocitne v rozsahu tolerance žádané hodnoty (nastavená hodnota). Regulační systémy tudíž potřebují senzory k zjištění měřených veličin, mikropočítače k výpočtu a aktory (elektronické výkonové přepínače) k na-

Úkol	Hodnotící veličiny
Dozor nad funkcí	teploty, stav plnění, otáčky aj.
Plošný výkon	cesta, čas, pracovní šifka
Využití energie	spotřeba, otáčky, tažná síla, krouticí moment, rychlost
Jakost práce	
zpracování půdy	struktura, poréznost, odpor proti pronikání
setí	rozdělení příčné a podélné, hloubka setí, vzdálenost zrn
hnojení a ošetření	příčné a podélné rozdělení, překrývání
zadešťování	povětrnostní údaje, půdní vlhkost
sklizeň	ztráty, výskyt cizích předmětů, zralost
usnadnění práce	směr, vzdálenost, rychlost

stavení regulačních orgánů. Jak vyplývá z popisu úkolů různých systémů, obtížnost řešených úkolů či elektronické vybavení ve směru od dozíracích systémů k regulačním systémům narůstá. U současné elektroniky se jedná vesměs o smíšené systémy.

POUŽITÍ ELEKTRONIKY U TRAKTORU

Smyslem použití elektroniky u traktoru je lépe využít výkonu při pokud možno vysokém pohodlí obsluhy. Současně se mají minimalizovat náklady na energii a doba provozu.

Dozírací systémy na traktoru vedou při ergonomicky správném použití a účelném výběru indikovaných veličin ke zlepšení pohodlí obsluhy i k určitému ulehčení traktoristovy práce.

Informační systémy u traktoru slouží k posouzení pracovního výkonu (spotřeba času, plošný výkon, absolvovaná vzdálenost atd.), ke zvýšení výkonnosti nebo k úspoře energie.

Většina vedoucích světových výrobců traktorů má přinejmenším některé modely opatřeny elektronickými zobrazovacími jednotkami. Tyto zobrazovací jednotky poskytují řidiči stále aktualizované informace o pracovních rychlostech a o takových funkcích motorů, jako jsou teplota, tlak oleje a spotřeba paliva.

Složitější systémy jsou instalovány v kabinách některých sklízecích mlátiček a poskytují například údaje o otáčkách hřídelů; tyto údaje mohou pomoci identifikovat provozní obtíže dříve než vznikne vážnější závada. V případě těchto systémů poskytuje elektronika údaje, které řidič může vyhodnotit a použít při rozhodování o způsobu obsluhy stroje.

Další vývojová fáze spočívá ve vytváření systémů, které zjištěné údaje samy vyhodnocují a poskytují řidiči pokyny ohledně způsobu obsluhy. To stále ještě umožňuje řidiči volbu, zda reagovat či nereagovat na pokyn, který systém dává. Existují však již taková provedení, která přebírají řidičovu funkci a vykonávají seřízení nutná k udržení maximální výkonnosti.

Jednou ze společností, které mezi prvními uváděly elektroniku druhé generace do zemědělských podniků, je francouzský Renault. Tato společnost je vybavena rozsáhlou výzkumnou základnou pro vývoj elektronických systémů pro silniční vozidla.

Systém Ecocontrol byl zmíněnou firmou uveden na pařížské výstavě SIMA 1983 a byl určen k tomu, aby pomohl řidiči volit takovou kombinaci rychlosti otáčení motoru a převodového poměru, která zabezpečuje nejúčinnější využití paliva. Od té doby byl Ecocontrol modernizován tak, aby tvořil součást dokonalejší elektronické soustavy, která je nyní standardním vybavením některých modelů Renault.

Ecocontrol je vybaven čidly, která měří rychlost otáčení motoru a teplotu výfukových plynů. Tyto údaje jsou použity k ovládání polohy dvou ručiček na zobrazovací jednotce. Překříží-li se ručičky v zelené oblasti zobrazovací jednotky, je traktor řízen za maximálního využití možnosti, které poskytuje palivo. Je-li bod překřížení mimo zelenou oblast, může řidič zvýšit účinnost řízení volbou jiné rychlosti otáčení motoru nebo změnou převodového stupně.

Nejnovější verze Ecocontrolu má ještě třetí číslo, které měří dopřednou rychlost; tato verze ukazuje řidiči, kterou polohu páky plynu a který převodový poměr volit, aby bylo palivo účinněji využito. K dispozici je rovněž zobrazovací jednotka identifikující poruchy a elektronické ovládání zadního závěsu.

Infomat je elektronický informační systém vyvinutý firmou Steyr v Rakousku. Je k dostání jako vybavení na přání od roku 1985 a je určen k zabezpečení účinnějšího využití paliva. Někteří uživatelé uvádějí dvacetiprocentní snížení částky vydané za palivo.

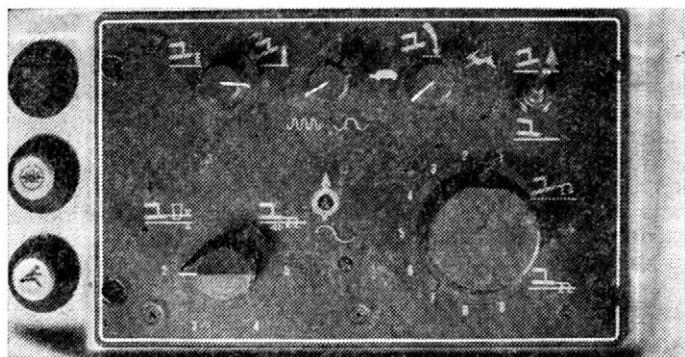
Informační systém Steyr používá mikropočítače k monitorování rychlosti otáčení motoru a zátěže. Tyto údaje se automaticky vyhodnocují a na displeji v kabině svítí zelené světlo v případě, že je použito nejlepší kombinace rychlosti otáčení motoru a převodového poměru. Je-li možná lepší kombinace, displej Infomatu rozsvítí buď symboly pro snížení či zvýšení počtu otáček, nebo symboly pro řazení nahoru nebo dolů.

Massey Ferguson dává k dispozici tři různé technicky vyzrálé elektronické zařízení na nových traktorech Série 3000 (51 až 80 kW) včetně základní verze, při jejímž použití je elektronicky ovládán jen zadní závěs. Verze Autotronic a Datatronic na modelech MF 3000 představují patrně nejvzrálější elektronické systémy zatím použité na traktorech; tyto verze mají velké množství funkcí ovládaných automaticky mikropočítači a není třeba žádných vstupních údajů, které by musel poskytovat řidič. Mezi kontrolované součásti náleží uzávěrka diferenciálu, pohon na přední nápravu, nezávislý vývodový hřídel a třibodový závěs. Jako příklad lze uvést automatické odpojování pohonu předních kol v případě, že pojezdová rychlost přesáhne $14 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. To napomáhá vyloučit zbytečné opotřebení pneumatik a redukuje spotřebu paliva při jízdě po silnici. Kvůli bezpečnosti se pohon na čtyři kola zase zapne, když se brzdí a když uvede v činnost zadní uzávěrku diferenciálu řidič.

Při použití verze Datatronic je dodatečnou funkcí automatické ovládání prokluzu, pracuje-li se s nářadím neseným vzadu. Řidič zvolí maximální hodnotu prokluzu, kterou považuje za vhodnou, a ostatní ponechá mikropočítači. Kdykoliv prokluz přesáhne zvolenou hodnotu, elektronické ovládání přizvedne závěs, aby se snížila pracovní hloubka na dobu potřebnou k tomu, aby se prokluz vrátil na hodnotu nacházející se pod maximem (obr. 1—3).



1. Traktor Massey Ferguson, typ 3080, 71 kW, z řady spolumyslicích traktorů MF 3000, opatřený systémy Autotronic a Datatronic



2. Palubní deska systému Autotronic

- automatické zapojení pohonu přední osy pro větší bezpečnost v době, kdy je traktor odstaven,
- automatické ovládání tříbodového závěsu pro kvalitní zpracování půdy



3. Palubní počítač Datatronic umožňuje nejhospodárnější provoz traktoru s agregovaným nářadím a poskytuje mnoho dalších údajů

Elektronické systémy vyvinuté pro nové traktory Massey Ferguson a podobné nebo ještě dokonalejší takové systémy, které jsou ve vývoji u jiných firem, se dostaly vysoko nad úroveň těch, které prostě poskytují údaje pro řidiče.

Podle názoru firmy Renault se dnešní traktorová elektronika za několik let bude považovat za zcela základní.

ELEKTRONIKA PŘI ZPRACOVÁNÍ PŮDY

Při zpracování půdy je v popředí snaha vytvořit optimální podmínky pro následnou plodinu. Jakost zpracování půdy při tom představuje nejdůležitější kritérium hodnocení. K tomu však dosud chybí jak jednoznačné agrotechnické postupy, tak i technické možnosti pro měření během práce.

Jako první na tomto úseku byl vyvinut senzor tažné síly v otočné ose pluhu. Tento přístroj indikuje potřebu tažné síly, přičemž změnou nastavení pluhu lze určit, kdy by potřeba tažné síly byla menší a síla vynaložená na protírání ještě únosná. Uložení naměřených hodnot s příslušnými souřadnicemi pole umožňují zmapovat pozemek podle potřeby tažné síly (změny půdy, stlačení apod.) pro použití při budoucích pracích.

Vedle senzoru tažné síly v otočné ose pluhu byly vyvinuty senzory pro měření krouticího momentu na vývodovém hřídeli. Indikují aktuální krouticí moment na vývodovém hřídeli. Cílem tohoto dozírání je dosáhnout toho, aby nářadí poháněné od vývodového hřídele pracovalo při pojezdové rychlosti blízké hranici výkonu a současně vyvinout elektronické pojistné zařízení proti přetížení, které by zabránilo nebezpečí, že se stroj poškodí.

Podobně jako pro traktory jsou obdobné elektronické systémy aplikovány u dalších strojů v rostlinné výrobě, ovšem se specifikou jednotlivých strojů. U samojízdných silážních řezaček a u žacích mlátiček jsou to palubní systémy doplněné o indikaci a regulaci funkcí těchto strojů. Obdobně je tomu u strojů pro přesný výsev semen nebo u strojů pro hnojení minerálními či kapalnými hnojivy.

(Použito prospektových materiálů firmy Massey-Ferguson.)

Ing. Dušan Hu t l a
Agrozet, k. VÚZS Praha-Chodov

Česká vědeckotechnická společnost potravinářského průmyslu, OS pro potravinářskou techniku, pobočka ČSVTS odboru potravinářského inženýrství VÚPP Praha a ČVOS pracovníků potravinářského průmyslu pořádají u příležitosti výstavy SALIMA '89 konferenci se zahraniční účastí

FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI POTRAVIN

Akce se koná dne 1. a 2. března 1989 v Parkhotelu Praha. Odborným garantem je ing. Milan H o u š k a, CSc., Výzkumný ústav potravinářského průmyslu, odbor potravinářského inženýrství, Třebohostická 12, 100 00 Praha 10 - Strašnice.

INHALT

Grečenko A., Novotný V., Rásochová H.: Geometrie der Berührungsfläche einiger Reifen auf der Hangschichtlinie	594
Kupr J., Lanča I.: Funktioneller und energetischer Vergleich des Trommel- und Radschneidewerkes der Schneidgebläsefeldhäcksler	604
Trnka L.: Erkenntnisse aus der Prüfung der Melkanlage Alfa Laval Duovac, Miele-MLT System und Fullwood	621
Talich S., Preisler V.: Steigerung der Betriebssicherheit und Zuverlässigkeit der pneumatischen Ventilpulsatoren (A)	634

Rukopisy odevzdány k tisku 27. 6. 1988 — Podepsáno k tisku 15. 9.

Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA • Vydává Československá akademie zemědělská — Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství • Vychází měsíčně • Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková • Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 257541 • Vytiskl MÍR, Novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2 • © Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství, Praha 1988

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, závod 01 — AOT, Kafkova 19, 160 00 Praha 6; PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru 2, 656 07 Brno; PNS-ÚED Praha, závod 03, Gottwaldova tř. 206, 709 90 Ostrava 9. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kafkova 19, 160 00 Praha 6.