

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

3

ROČNÍK 13 (XL)
PRAHA,
BŘEZEN 1967
CENA 10 Kčs

ÚSTAV
VĚDECKOTECHNICKÝCH
INFORMACÍ MZ

Řídí redakční rada

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

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací MZ, Praha 1967

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

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

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

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

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

■ Význam měřicí techniky v oboru zemědělských strojů stále rychle stoupá. Tento jev souvisí s velkým objemem experimentálních prací v uvedeném oboru a s širokými možnostmi, které moderní přístrojová technika dnes poskytuje. Při výzkumu a vývoji nových zemědělských strojů je nejdůležitější měření mechanických veličin, zvláště měření namáhání součástí za provozu a silových účinků působících na pracovní orgány strojů.

V oblasti pevnostního výzkumu jsou dnes zvláště důležité aplikace elektrických odporových tenzometrů. Tato v principu poměrně jednoduchá metoda [1] vyžaduje kromě vlastního snímače obvykle ještě zesilovač a registrační přístroj. Složitost, provozní vlastnosti a cena těchto zařízení značně závisí na požadovaném frekvenčním rozsahu. I když jde o zcela základní a mimořádně důležitou otázku, není často při aplikacích správně řešena. Výjimečně se někdy požaduje zbytečně vysoká měřitelná frekvence, většinou se však důležitost dostatečného frekvenčního rozsahu podceňuje a výsledky, a tím i takto získané praktické závěry, jsou pak zcela chybné. Nejčastěji jsou dnes používány zesilovače s nosným proudem a smyčkové oscilografy, jichž se proto týkají naše úvahy. Frekvenční rozsah těchto dvou měřicích prvků je dán výškou nosné frekvence zesilovače a vlastní frekvencí smyčky, která je základním měřicím prvkem smyčkového oscilografu. Experimentální výsledky a vývoje, uvedené v další části tohoto pojednání, jsou však použitelné i pro jiné typy měřicích zařízení.

Požadovaný frekvenční rozsah měřicího zařízení je určen charakterem namáhání zemědělských strojů zvláště tehdy, má-li se měřicí zařízení využít především k tenzometrickým měřením a experimentálním pracím, jejichž cílem je získat podklady pro pevnostní výpočty. Namáhání zemědělských strojů má výrazně kmitavý charakter. Přitom amplituda a frekvence zatěžovacího účinku není většinou konstantní, ale neustále se mění. Rovněž střední hodnota zatížení se obvykle během práce mění. To je pravidelný pracovní režim. Při provozu zemědělských strojů však navíc občas značně stoupne zatížení, které někdy několikanásobně převyšuje pravidelné provozní namáhání. Nestacionární kmitavé namáhání, vystřídání občasným vysokým přetížením, je způsobeno specifickými pracovními podmínkami zemědělských strojů nebo i nevhodnými dynamickými vlastnostmi.

Vlastnosti měřicích zařízení jsou jejich výrobci vesměs udávány pro ustálený harmonický průběh měřené veličiny. Z těchto údajů je tedy třeba vycházet. Posouzení měřicích požadavků zemědělských strojů není zcela jednoznačné a může být pouze přibližné. I když vypracování alespoň přibližných měřítek možno považovat za nutnou základní práci, nebyly takové údaje dosud zpracovány (pravděpodobně pro nedostatek experimentálních podkladů o různých typech zemědělských strojů).

Proto byly ve VÚZS z tohoto hlediska zpracovány již dříve získané údaje. Výsledky uvedené v tabulce I jsou odvozeny z měření zesilovačů s nosnou frekvencí 5000 Hz a smyčkovými oscilografy Oscilloport firmy Siemens Halske se smyčkami 2,5 T (s vlastní frekvencí obvykle vyšší než 2500 Hz), u nichž podle údajů výrobce dochází při frekvenci asi 900 Hz k amplitudovému poklesu na 70 %. Výsledky (tab. I) jsou pochopitelně omezeny vlastnostmi použitého měřicího zařízení. Prakticky dosah tohoto omezení je však v naprosté většině uvedených případů nepatrný.

Cílem dalších úvah bylo stanovení potřebného frekvenčního rozsahu měřicího zařízení, tj. zesilovačů a smyčkového oscilografu.

VLASTNÍ PRÁCE

Frekvenční rozsah tenzometrických zesilovačů s nosným proudem se obvykle uvažuje od 0 do 1/10 nosné frekvence [1]. Např. dnes nejčastěji používané československé zesilovače TDA-3 jsou při nosné frekvenci 5000 Hz řešeny tak (zesilovač je širokopásmový a výstup je nefiltrovaný), že zpoždění při 500 Hz je zcela zanedbatelné, strmost náběžné hrany obdélníkového průběhu je velmi vysoká, překmit nízký [5] a frekvenční charakteristika samotného zesilovače rovná do 2 kHz, takže při použití se smyčkou prakticky zůstávají pouze chyby registračního přístroje [6].

Důležitý je tedy frekvenční rozsah registračního přístroje smyčkového oscilografu, který je určen druhem smyčky. Smyčka představuje elektromechanický systém, jehož základní vlastnosti jsou vyjádřeny vlastní frekvencí a citlivostí (proudová citlivost značí výchylku na záznamu při určitém optickém rameni na jednotku proudu). Frekvenční rozsah smyčky je určen vlastní frekvencí (při určitém tlumení) a je tedy vždy nepřímě úměrný citlivosti. Typ smyčky je zvolen správně, když při dostatečné výchylce na registračním papíru nedochází při rychlých změnách měřené veličiny k velkým amplitudovým a fázovým chybám.

Náhradní systém smyčky představuje hmota m na pružině, ke které je paralelně připojen tlumič (tlumicí síla $c \cdot \dot{x}$, úměrná rychlosti, působí proti pohybu podobně jako síla pružiny $k \cdot x$, úměrná deformaci). Předpokládáme-li harmonický průběh budicí síly $F_0 \cdot \sin \omega t$ (odpovídající měřenému signálu), platí pohybová rovnice

$$m\ddot{x} = -c\dot{x} - kx + F_0 \sin \omega t$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t$$

Z řešení této diferenciální rovnice vyplývá výraz pro ustálený kmitavý pohyb hmoty

$$x = X \sin(\omega t - \Phi)$$

který odpovídá výchylce na záznamu

$$a = A_d \cdot \sin(\omega t - \Phi)$$

Dále lze vyvodit vztah v bezrozměrné formě pro poměr dynamické výchylky k statické (pro $\omega = 2\pi f t$)

$$\frac{A_d}{A_{st}} = \frac{X}{X_0} = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{f^2}{f_n^2}\right)^2 + \left(\frac{2hf}{f_n}\right)^2}}$$

kde $X_0 = F_0/k$ je deformace pružiny při působení budicí síly s frekvencí blízkou se nule (působením statické síly F_0). Pohyb X_0 odpovídá statické amplitudě na záznamu A_{st}

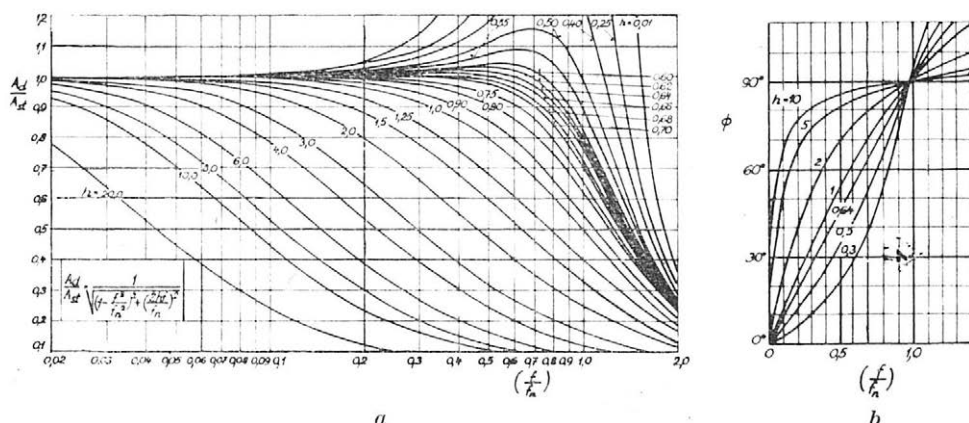
(frekvence měřené veličiny se blíží nule). Součinitel poměrného útlumu h je vázán jednoznačným vztahem se součinitelem c .

Mezi skutečným průběhem měřené veličiny a záznamem (mezi budicí silou a pohybem hmoty) vzniká časové zpoždění, které lze vyjádřit fázovým úhlem Φ

$$\operatorname{tg} \Phi = \frac{2h \frac{f}{f_n}}{1 - \left(\frac{f}{f_n}\right)^2}$$

Z této teorie smyček (pro hmotný systém s jedním stupněm volnosti a s viskózním tlumením) plynou některé závěry, které zde stručně uvedeme.

Velikost amplitudové (A_d/A_s) a fázové chyby (Φ) při ustáleném harmonickém průběhu, jak je vyjadřují uvedené rovnice znázorněné na obrázku 1, je závislá na poměru



1. Chyby smyček v závislosti na poměru měřené frekvence k vlastní f/f_n pro různé hodnoty součinitele poměrného útlumu h , tj. podílu z kritického tlumení

a) Poměr dynamické výchylky ku statické (A_d/A_s)

b) Úhel fázového zpoždění (Φ)

budicí frekvence a vlastní frekvence f/f_n a součiniteli h poměrného útlumu (netlumený systém má $h = 0$; při kritickém tlumení, které se vyznačuje tím, že vychýlený pružný systém se vrací do původní polohy s co nejvyšší rychlostí, aniž by již došlo k překmitnutí, je $h = 1$). Výrobci smyček vesměs udávají vlastní frekvenci smyček ve vzduchu, kterou lze snadno zjišťovat. Všechny údaje o smyčkách, uváděné v literatuře, platí pro vlastní frekvenci systému bez tlumení. Vlastní frekvence ve vzduchu této frekvenci dostatečně přesně odpovídá pouze u smyček s elektrodynamickým tlumením (vliv tohoto malého tlumení má na vlastní frekvenci nepatrný vliv). U kapalinového tlumení však značně roste moment setrvačnosti pohyblivých částí, a to vlivem přilnuté vrstvy kapaliny, která je rovněž uváděna do pohybu.

Tak podle údajů uvedených v knize Lichtstrahl-Oszillographen [2] je možno počítat, že účinná vlastní frekvence bez tlumení u smyčky klasického provedení (např. smyčky oscilografu Oscilloport užívaného ve VÚZS v měřicím voze) činí jen 30 až 40 % frekvence zjištěné ve vzduchu. U smyček s cívkou (např. smyčky CEC pro oscilograf v dalším měřicím voze), které jsou kapalinově tlumeny, dosahuje účinná vlastní frekvence

asi 80 % frekvence ve vzduchu. Podle tohoto údaje jsou využitelné rozsahy (vůči vlastní frekvenci ve vzduchu) u smyček s cívkami přibližně 2,5krát vyšší než u smyček klasického provedení.

Pro další úvahy budeme předpokládat, že u smyček je dodržena optimální hodnota součinitele poměrného útlumu $h = 0,7$, při které je nízká amplitudová chyba i při vysokých poměrech f/f_n (obr. 1a). Navíc je pro tuto hodnotu závislost úhlu zpoždění na poměru f/f_n přibližně lineární (obr. 1b).

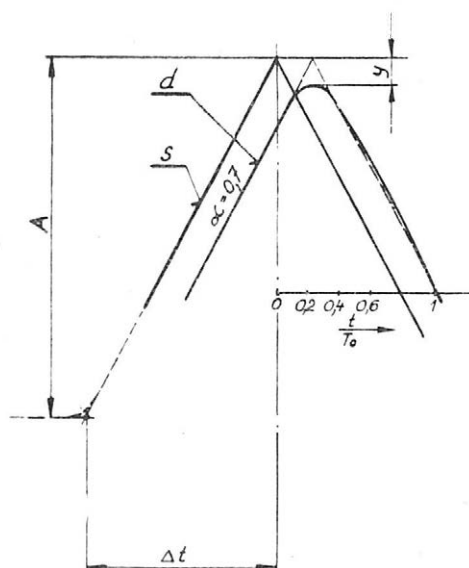
To je velmi důležité, neboť je tím splněna podmínka, na jejímž základě nedochází u nepravidelných průběhů (tvarově odlišných od sinusových) ke zkreslení tvaru kmitů (důsledek toho, že po rozložení takového průběhu do Fourierovy řady je časové zpoždění vyšších harmonických složek stejné jako u základní harmonické). Rovněž překmitnutí při registraci obdélníkového průběhu je výhodné; činí přibližně 4,5 % registrované amplitudy.

Podle údajů zmíněné práce [2] lze při amplitudové chybě 30 % u smyček s cívkou s elektrodynamickým tlumením pracovat až do vlastní frekvence zjištěné ve vzduchu a u smyček klasického provedení do 40 % vlastní frekvence zjištěné ve vzduchu. Požadujeme-li amplitudovou chybu pouze 5 %, pak smyčkou s cívkou s elektrodynamickým tlumením lze řádově měřit do 60 % vlastní frekvence a s klasickým provedením smyček přibližně do 25 % vlastní frekvence.

Tyto údaje platí pro periodický sinusový průběh, který se při měření na zemědělských strojích vyskytuje velmi zřídka. Při značném zjednodušení lze pro přibližnou ekvivalenci uvažovat nepravidelné kmity s frekvencí, odpovídající průměrné frekvenci kmitů zjištěných z dřívějších experimentálních prací (tab. 1). Takové kmity lze na základě výsledků výše uvedené práce [2] opět přibližně hodnotit porovnáním se známými údaji pro obdélníkový a trojúhelníkový průběh. Tak se postupovalo též při sestavování tabulky.

Rozkladem do Fourierovy řady je možno zjistit, že pro obdélníkový průběh, odpovídající náhlým změnám měřené veličiny nebo velmi strmému stoupání křivek na diagramu, je třeba vyžadovat registraci až do 50. harmonické (51. harmonická má u obdélníkového průběhu amplitudu 2 % základní harmonické, neboť velikost amplitudy klesá přímo úměrně s pořadím harmonické). Náhlé změny, připomínající trojúhelníkový průběh, jehož stoupající i klesající větve má stejnou strmost, vyžadující registraci alespoň do 10. harmonické (7. harmonická má u trojúhelníkového průběhu amplitudu 2 % základní harmonické, neboť amplituda zde klesá s kvadrátem pořadí harmonické).

Dále je třeba též hodnotit možnost registrace přechodových jevů, které se při měření na zemědělských strojích vyskytují. Tento druh průběhů bude posuzován porovnáním s trojúhelníkovým výkmitem, u něhož je strmost stoupající i klesající větve stejná. Vznikající chyba vyplývá

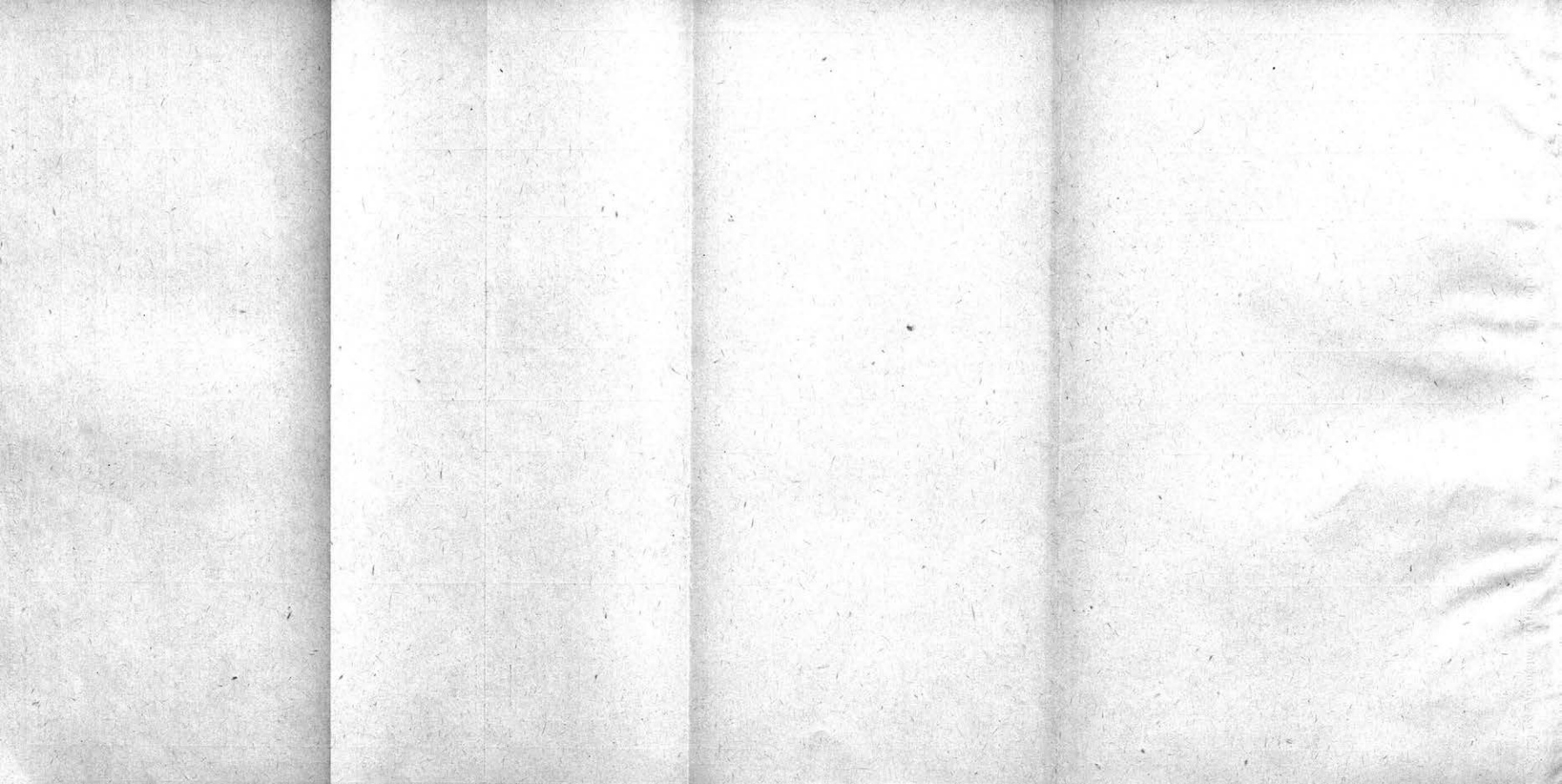


2. Zkreslení trojúhelníkového výkmitu s — skutečný průběh; d — průběh na záznamu; t — čas; T_0 — doba kmitu smyčky při volném kmitání vlastní frekvencí; Δt — časový interval, za který má být amplituda A dosaženo

I. Přehled experimentálních výsledků zjištěných na zemědělských strojích a z nich plynoucí požadavky na smýčkový oscilograf

Název stroje a měřené součásti	Pracovní podmínky	Časový interval Δt (s) do maxima	Frekvence měřené veličiny Hz	Podklady pro volbu měřícího zařízení			
				poznámka o experimentálních podkladech	řád harmonické složky h , resp. dovolená chyba %	je třeba registrovat Hz	vlastní frekvence smýčky s cívkou na vzduchu Hz
Rámy pluhů	3radl. závěsný pluh 3-PZK-35M, šlupice	těžká orba	—	3–7	trojúheln. kmity, zanedbány kmity asi 1/10 rozsahu největších	10. h.	117
	2radl. nesený pluh 2-PN-30M, šlupice	orba kamenitého pozemku (balvány)	0,05 ± 0,1	—	trojúheln. výkmit	3 %	60
	3radl. závěsný pluh 3-PZ-35, rám	běžná orba	—	2–3	nepravidelné kmity	8. h.	40
	3radl. závěsný pluh 3-PZ-35, rám	orba kamenitého pozemku (balvány)	0,07	—	trojúheln. výkmit	3 %	43
	3radl. nesený pluh vylehčený 3-PN-35A, rám	orba šterkovitého pozemku	—	7	trojúheln. kmity	10. h.	117
	3radl. nesený pluh vylehčený 3-PN-35A, rám	běžná orba	—	2–3	nepravidelné kmity	8. h.	40
Rámy zem. strojů při jezdě	Skližeč píce SPKZ-160, síla v regul. šroubu	pojezd po poli	—	4	nepravidelné kmity	8. h.	53
	Skližeč píce SPKZ-160, síla v regul. šroubu	přejezd hranolu 15 × 15 cm	0,08	—	trojúheln. výkmit	3 %	37
	Vázací ŽVZ-244, namáhání nápravy	přejezd umělého rigolu hloubky 20 cm	0,14	—	trojúheln. výkmit	3 %	21
	Vázací ŽVZ-244, namáhání nápravy	kmitání po přejetí překážky	—	2–3	nepravidelný průběh se zaobl. špičkami	6. h.	30
	Řídicí MAR-90, ohyb nápravy	kmitání po přejetí překážky levými koly	—	2	deformovaný sinus. průběh	5. h.	17
	Závěsný pluh 4PZ-35M, namáhání náprav	jízda po polní cestě	—	6–8	trojúheln. kmity	10. h.	133
Hřídele zem. strojů	Skližeč píce SPCZ-138 a SRUZ-42, M_k vývod. hřídele	sklizeň jetelotravni směsky	—	18	trojúheln. kmity	10. h.	300
	Skližeč píce SPKZ, M_k vývod. hřídele	sklizeň jetelotravni směsky	—	12	trojúheln. kmity	10. h.	200
	Skližeč píce SPKZ-160, M_k vývod. hřídele	sklizeň směsky	—	8	trojúheln. kmity	10. h.	133
	Skližeč píce SPKZ-160, M_k hřídel šneku	sklizeň směsky	—	25	trojúheln. kmity	10. h.	416
	Rozmetadlo mrvy RmA-2/a, M_k vývod. hřídele	rozmetání mrvy	—	14	trojúheln. kmity	10. h.	234
	Trhač lnu TLZ-4, M_k vývod. hřídele	trhání lnu	—	18	trojúheln. kmity	10. h.	300
	Vázací ŽVZ-244, M_k vývod. hřídele	sekání ovsu s podsevem	—	17	trojúheln. kmity	10. h.	284
	Vázací ŽVZ-244, M_k hřídele uzlovače	sekání ovsu s podsevem	—	22	trojúheln. kmity	10. h.	366
	Rozmetadlo mrvy RmA-2/b, M_k vývod. hřídele	rychlý rozběh při běhu naprázdno	0,04	—	trojúheln. výkmit	3 %	75
	Skližeč píce SPCZ-138, M_k vývod. hřídele	dokmitání po rychlém rozběhu	—	13–19	trojúheln. kmity	10. h.	316
	Trhač lnu TLZ-4, M_k vývod. hřídele	rychlý rozběh při běhu naprázdno	0,05	—	trojúheln. výkmit	3 %	60
	Kolová řezačka ŘVM-42, celkový M_k	řezání kukuřice	—	24	trojúheln. kmity, včetně kmitů malé ampl.	5. h.	200
	Kolová řezačka ŘVM-42, M_k hříd. podávacího ústrojí	řezání kukuřice	—	8	trojúheln. kmity, malé zanedbány	10. h.	133
	Metač píce ŘRM-35, celkový M_k	metání pořezané směsky	—	35	trojúheln. kmity, počítány i kmity menší	8. h.	467
Součásti zem. strojů namáhané rychlými kmitavými silami	Metač píce SMPU-80, celkový M_k	metání pořezané vojtekky	—	28	trojúheln. kmity, počítány i malé kmity	7. h.	327
	Skližeč řezačky SRUZ-42, M_k v kývajícím hřídeli	běh naprázdno	—	39	trojúheln. kmity, včetně nízké ampl.	4. h.	260
	Žací stroj ŽTZ-183, síla v těhlici	běh naprázdno	—	19	trojúheln. kmity	10. h.	316
	Žací stroj ŽTBN-183.2, síla v těhlici	sekání i běh naprázdno	—	16	trojúheln. kmity	10. h.	267
	Žací stroj ŽTBN-183.2, M_k k pohonu kosa	sekání i běh naprázdno	—	32	trojúheln. kmity, počítány pouze vysoké	10. h.	534
	Žací stroj ŽTBN-183.2, M_k k pohonu kosa	sekání i běh naprázdno	—	65	trojúheln. kmity, včetně menších ampl.	5. h.	550
	Žací stroj ŽTN-183, síla v těhlici	náhlé zastavení kosa dřevěnou latí	0,012	—	trojúheln. výkmit	3 %	250
	Žací stroj ŽTN-183, síla v těhlici	kmitání po nárazu	—	38	trojúheln. kmity se zaobl. špičkami	7	443
	Kolová řezačka ŘVM-42, vertikální síly na ústnici	řezání ječné slámy přímými noži	0,01	—	trojúheln. výkmit	3 %	300
	Kolová řezačka ŘVM-42, vertikální síly na ústnici	řezání ječné slámy přímými noži	—	40	krátkodobé ojedinelé špičky se zaobl. vrcholy	10. h.	835*
	Metač píce SMPU-80, celkový M_k	řezání lučního sena	—	100	deformovaný sinus. průběh	5. h.	1040*
	Metač píce SMPU-80, ohyb řezacího ramene	řezání lučního sena	—	60	trojúheln. kmity velké ampl.	10. h.	1250*
	Metač píce SMPU-80, ohyb řezacího ramene	řezání lučního sena	—	250	nepravidelné sinus. kmity včetně malých ampl.	3. h.	1560*
	Metač píce SMPU-80, ohyb řezacího ramene	řezání lučního sena	0,002	—	trojúheln. výkmit	5 %	1120*

* smýčky kapalinově tlumené (ostatní jsou elektrodynamicky tlumené)



z grafu na obr. 2. Hodnota $y = 0,0898 \cdot T_0 \cdot \frac{A}{\Delta t}$, kde T_0 je doba kmitu smyčky při volném kmitání vlastní frekvencí, je dána strmostí průběhu (Δt je časový interval, za který má být dosaženo amplitudy A).

Např. smyčka s cívkou, kapalinově tlumená, s vlastní frekvencí ve vzduchu 1000 Hz, má účinnou vlastní frekvenci 800 Hz. Žádáme-li registraci amplitudy s chybou 5 %, pak nejkratší časový úsek, za který může amplituda s touto chybou naběhnout, je

$$\Delta t = \frac{0,0898 \cdot T_0}{\frac{y}{A}} = \frac{0,0898 \cdot 100}{800 \cdot 5} = 0,002 \text{ s}$$

Na základě těchto teoretických úvah jsou v tabulce hodnoceny konkrétní případy, dříve zjištěné na zemědělských strojích za různých situací. Přitom se vychází z požadavků registrace především takových hodnot, které mají sloužit pro pevnostní výpočty. Pro extrémní a zřídka se vyskytující případy je pochopitelně požadována nižší přesnost. K stanovení vlastní frekvence smyčky těch případů, kdy se vychází ze zjednodušeného periodického děje, se uvažuje případ, kdy frekvence nejvyšší harmonické činí 60 % vlastní frekvence, což odpovídá požadavku, aby chyba činila nejvýše 5 %. Pokud by u vyšších harmonických stačila s ohledem na jejich nižší amplitudu menší přesnost, např. do 30 %, je možno použít též smyčky (s cívkou), jejíž vlastní frekvence je stejná jako frekvence, kterou je třeba registrovat.

Lze tedy u extrémních případů na základě této úvahy připustit smyčku s účinnou vlastní frekvencí 800 Hz až do této účinné frekvence (tj. např. kapalinově tlumenou smyčku s cívkou s frekvencí ve vzduchu 1000 Hz).

U případů, které odpovídají přechodovým jevům, je výsledkem výpočtu potřebná vlastní frekvence smyčky. Pro porovnání s ostatními případy je uvedeno 60 % této hodnoty jako frekvence, kterou je třeba registrovat.

Důležité je též časové zpoždění registrovaného děje vůči skutečnému. U libovolného průběhu (i přechodových jevů) činí toto zpoždění (pro $h = 0,7$) $\Delta t = 0,225 T_0$ [2], kde T_0 je doba jednoho kmitu v účinné vlastní frekvenci. Tak např. pro smyčku s účinnou vlastní frekvencí 800 c./s činí zpoždění $t = 0,225/800 = 2,8 \cdot 10^{-4}$ s, což při posuvu papíru rychlostí 2,5 m/s odpovídá na diagramu posunutí 0,7 mm. Uvedený vliv tedy není podstatný ani při této vysoké rychlosti. Při běžných posuvech (používaných při většině měření na zemědělských strojích), které bývají nejmeně desetkrát nižší, nelze toto zkrácení ani odečíst.

Z A V Ě R

Je možno usoudit, že pro pevnostní zkoušky zemědělských strojů je zcela zdůvodněný a velmi dobře podložený požadavek měření harmonického průběhu do 500 Hz.

Při pevnostních zkouškách většiny rámu a náprav strojů by stačilo měřit jen asi do 80 Hz.

Měření na hřídelích zemědělských strojů vyžaduje zařízení schopné registrovat průběhy asi do 300 Hz.

K pevnostnímu měření na součástech namáhaných kmitavými silami, které plynou z vratných pohybů některých částí stroje (např. u žacích lišt) nebo z opakovaného pracovního procesu (např. u řezaček), je třeba zaručit měření do 500 Hz.

Požadavek 500 Hz na univerzální měřicí zařízení pro zemědělské stroje není přehnaný ani nedostatečný, i když pro extrémní případy zemědělských strojů je již 500 Hz na hranici použitelnosti.

Došlo dne 27. 10. 1966

Literatura

1. Hetényi, M.: Handbook of Experimental Stress Analysis. 1950, New York. — 2. Härtel, W. a kol.: Lichtstrahl-Oscillographen. 1961, Mnichov. — 3. Souček, Zb.: Experimentálně zjištěné výsledky výzkumu charakterů namáhání zemědělských strojů. Zemědělská technika, 1964, č. 8. — 4. Souček, Zb.: Měření napětí na zem. strojích - I. část. Zemědělské stroje, 1956, č. 4. — 5. Vokurka, V.: Systémy s nosnou frekvencí pro měření s odporovými tenzometry. Zpravodaj VZLÚ, 1962, č. 2:32. — 6. Vokurka, V.: Staticko-dynamický tenzometrický můstek. Publikace VUMV, 1961, č. 6.

Требуемая частотная характеристика измерительных приборов, применяемых при исследовании прочности сельскохозяйственных машин

В работе приводятся экспериментальные данные (см. таблицу), из которых вытекают требования к частотной характеристике измерительных приборов, применяемых при исследовании прочности разных типов сельскохозяйственных машин. Несмотря на то, что результаты разработаны с точки зрения использования при измерениях с тензометрами сопротивления (при применении усилителя с током несущей частоты и шлейфового осциллографа), его можно применить также и для других типов измерительных приборов. Экспериментальные данные разработаны с точки зрения теоретических рассуждений (учитываются амплитудные и фазовые отклонения). Мы приходим к заключению, что для испытаний на прочность сельскохозяйственных машин вполне обосновано и весьма правильно ставится требование измерения гармонического хода до 500 гц, хотя в исключительных случаях 500 гц уже находится на границе применимости. В некоторых случаях требуемая граница находится ниже. Для испытаний на прочность рам и осей в большинстве случаев достаточна частотная характеристика 80 гц. Для измерения на валах требуется регистрация до 300 гц. У жаток и аналогично периодически загружаемых деталей необходимо измерять до 500 гц.

Frequency Range Required with Gauging Instruments Used with the Strength Investigations of the Agricultural Machines

Experimental data, given in a table, indicate the frequency ranges required with gauging instruments used for the strength investigation of the different agricultural machines. Though the results are given in a form meant for the strain gauging (using an amplifier with a carrier current and a recording oscillograph), they can be utilized for other types of the measuring instruments as well. Experimental data are given from the viewpoint of theoretical considerations (amplitude and phase errors are considered). It has been concluded, that a reasonable requirement for the measuring of a harmonic course is up to 500 Hz for the strength investigations of the agricultural machines, though, in extreme cases, 500 Hz is just at the limits of utilizability. In some cases the required limits are lower. In case of strength investigation of the frames and axles a frequency range of 80 Hz should be sufficient in most cases. Up to 300 Hz recording is required for the shaft investigations. With cutter bars and other similarly periodically loaded parts up to 500 Hz should be measured.

Adresa autora:

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

■ Pozornost ve výzkumu technologického procesu sklízecí mlátičky je v současné době upřena na vytrásadlo. Rostoucí výkonnost sklízecích mlátiček má za následek diferencovaný růst výnosových ztrát při činnosti jejich jednotlivých orgánů (mláticího ústrojí, čistidla a vytrásadla). Zráty na vytrásadle dnes prakticky limitují průchodnost sklízecí mlátičky.

Práce klasického klikového vytrásadla zahrnuje v podstatě dva procesy: propadnutí zrna vrstvou slámy, která je vytrásadly dopravována od mláticího ústrojí k místu, kde vystupuje ze sklízecí mlátičky, a posléze propad sítím na pracovní ploše vytrásadla. Podle Vasilenka [4] je proces vytrásání určen především pravděpodobností propadu zrna prostorovým sítím, vytvořeným vrstvou slámy, a pravděpodobností propadu sítím vytrásadla. Vasilenko zavádí nový koeficient separace

$$u = \frac{\alpha k}{v t} \quad [L^{-1}]$$

kde: α = pravděpodobnost propadnutí zrna sítím vytrásadla
 k = pravděpodobnost propadnutí zrna vrstvou slámy
 v = střední postupná rychlost slámy na vytrásadle
 t = doba trvání jednoho nadhozu

Rovnice prosévání má pak tvar

$$-\frac{dy}{dx} = \mu y$$

nebo po integraci

$$y = ae^{-\mu x}$$

kde: a = množství zrna na počátku vytrásadel ($a = y_0$, pro $x_0 = 0$)
 x = délka vytrásadla
 y = množství zrna, které zůstává ve slámě

Hodnoty y a a mohou být uvažovány i jako průchodnost (tj. množství za jednotku času).

Vasilenkova rovnice v podstatě říká, že separační účinek je dán počtem nadhozů, přičemž předpokládá, že relativní účinek všech nadhozů je stejný.

Proces vytrásání je však zřejmě ovlivněn konstrukcí vytrásadel (počet a tvar výtrasek, sklon a délka vytrásadla, amplituda kmitání), technickými parametry jejich práce (frekvence kmitání, vzájemná posloupnost činnosti výtrasek) a konečně stavem a množstvím zpracovaného materiálu (průchodnost, počáteční obsah zrna, vlhkost hmoty a její fyzi-

kální vlastnosti apod.). Ve Vasilenkově rovnici jsou tyto faktory obsaženy pouze nepřímo v pravděpodobnostech a a k . Obecná rovnice procesu vytrásání by však měla vystihnout vliv všech těchto faktorů přímo.

OBEČNÁ ROVNICE PROCESU VYTRÁSADLA

Abychom pro práci vytrásadla našli obecný vztah, tj. především vztah mezi průchodností vytrásadla, ztrátami a jeho konstrukčními a technickými parametry, pokusíme se o dimenzionální analýzu otázky. Jsou-li známy všechny fyzikální veličiny vystupující v procesu vytrásání, je možno napsat obecnou rovnici pro tento proces ve tvaru

$$F(A_1, A_2, \dots, A_{n-1}, A_n) = 0 \quad (1)$$

kde A_1 jsou jednotlivé fyzikální veličiny (tj. veličiny, které mají nějaké fyzické dimenze). Analytický vztah mezi nimi je pochopitelně tím složitější, čím je vyšší jejich počet, a není možno jej a priori matematicky vyjádřit.

Vztah (1) však představuje fyzikální rovnici, která je správná jen tehdy, je-li dimenzionálně homogenní, tj. není-li její tvar závislý na základních jednotkách použitých k měření.

V naší rovnici musí tudíž platit

$$\dim F = \text{idem} \quad (2)$$

Dimenzionální analýza problému spočívá na hypotéze, že řešení otázky je vyjádřitelné dimenzionálně homogenní rovnicí, obsahující specifikované výrazy vytvořené z proměnných zahrnutých do tohoto problému [3]. Hypotéza je odůvodněna zkušeností, že základní fyzikální rovnice jsou skutečně dimenzionálně homogenní a že vztahy, které jsou z nich odvozovány, jsou rovněž dimenzionálně homogenní.

Podle Buckinghama [1] lze dimenzionálně homogenní fyzikální rovnici vždy redukovat na vztah mezi úplnou soustavou bezdimenzionálních výrazů (součinitelů, argumentů)

$$f(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{k-1}, \pi_k) = 0$$

kde π_1 jsou jednotlivé bezdimenzionální výrazy

Soustava bezdimenzionálních argumentů je pro dané proměnné úplná, jsou-li výrazy navzájem nezávislé a je-li každý jiný bezdimenzionální výraz součinem mocnin bezdimenzionálních výrazů soustavy. Skutečnost, že nová rovnice obsahuje menší počet pouze zdánlivě složitějších proměnných, často velmi zjednodušuje nalezení analytického vztahu mezi proměnnými při vhodném využití experimentálních výsledků [2].

Protože prvním krokem v dimenzionální analýze je definice proměnných, které jsou v problému zúčastněny, vyžaduje dimenzionální analýza určitou experimentální znalost otázky a určitou představu o tom, jak a kdy jednotlivé proměnné v daném problému vystupují.

POSTUP PŘI VÝPOČTU BEZDIMENZIONÁLNÍCH SOUČINITELŮ

Při výpočtu bezdimenzionálních součinitelů postupujeme takto:*)

1. Definujeme všechny proměnné, které v problému vystupují.
2. Sestavíme dimenzionální matici.
3. Vypočteme řád matice r ; řád matice je stupeň libovolného determinantu utvořeného ze sloupců matice, který se liší od nuly.

*) Matematické odůvodnění postupu nalezne čtenář např. v lit. [1] nebo v jiných obecných publikacích, zabývajících se dimenzionální analýzou a teorií dimenzí.

4. Odečteme řád matice od počtu proměnných a obdržíme počet bezdimenzionálních argumentů, které popisují původní problém ($n - r = k$).

5. Sestavíme homogenní lineární algebraické rovnice, jejichž koeficienty jsou čísla z řádků dimenzionální matice.

6. Volíme přebytečné neznámé a sestavíme matici výsledků; každý řádek matice výsledků je sada exponentů v bezdimenzionálním součinu z proměnných, který tvoří bezdimenzionální argument (součinitel).

7. Bezdimenzionální součinitele vhodně upravíme.

V souladu s Buckinghamovým teorémem je přípustné libovolné množství úplných soustav bezdimenzionálních argumentů pro daný problém. Některá soustava je však prakticky vhodnější pro popis problému, a proto je možná a často je velmi užitečná určitá transformace původně vyčíslených bezdimenzionálních argumentů.

Tak např. funkci $f(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0$ můžeme nahradit funkcí $F(P, Q, R) = 0$, kde P, Q a R jsou určité součiny mocnín původních bezdimenzionálních součinitelů π_1, π_2, π_3 , např.

$$P = \frac{\pi_1}{\pi_2^2 \pi_3^2}, Q = \pi_1, \pi_2, R = \frac{\pi_2^2}{\pi_3}$$

(stále však za předpokladu, že nové argumenty P, Q a R jsou na sobě nezávislé), přičemž nová funkce popisuje danou otázku stejně správně.

Fyzikální problémy často obsahují proměnné stejného druhu (např. několik druhů rychlostí, množství hmot apod.). Pak poměr takových dvou proměnných je bezdimenzionální výraz (např. vlhkost).

ODVOZENÍ ROVNICE PRO VYTŘÁSADLO

Předpokládáme, že obecnou rovnici procesu klikového vytřásadla můžeme napsat ve tvaru

$$F(I, e, N, Q_{zr}, w, Q_{sl}, r, \varrho, Q_{ztr}) = 0 \quad (4)$$

Otázka vytřásání tedy popisuje devět proměnných, které jsou definovány v tabulce I. Z proměnných v tabulce I sestavíme dimenzionální matici (tab. II), která obsahuje nenulový determinant třetího řádu ($r = 3$)

$$d = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & -3 \\ -1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 1$$

Počet bezdimenzionálních argumentů je rozdíl mezi počtem původních proměnných ($n = 9$) a řádem matice r

$$n - r = 9 - 3 = 6$$

Původní obecnou rovnici (4), obsahující devět proměnných, můžeme nahradit novým vztahem šesti bezdimenzionálních součinitelů:

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6) = 0 \quad (5)$$

Nyní můžeme napsat homogenní lineární algebraické rovnice, v nichž koeficienty proměnných jsou čísla z řádků matice dimenzí (tab. II):

$$\begin{aligned} k_4 + k_6 + k_8 + k_8 &= 0 \\ k_1 + k_7 - 3k_8 &= 0 \\ -k_3 - k_4 - k_6 - k_9 &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

I. Tabulka proměnných

	Označení proměnné	Definice (název) proměnné	Rozměr*
1	l	délka vytrásadla	L
2	e	sklon pracovní plochy vytrásadla	1
3	N	frekvence nadhozů**)	T^{-1}
4	Q_{zr}	množství zrna vstupujícího na vytrásadla	MT^{-1}
5	w	vlhkost hmoty***)	1
6	Q_{sl}	průchodnost slámy	MT^{-1}
7	r	rozkmít vytrásadla	L
8	q	měrná hmotnost zpracovávané hmoty***)	ML^{-3}
9	Q_{ztr}	ztráty zrna	MT^{-1}

* K obecnému označení dimenzí je použito vžitého označení pro délku L , hmotu M a čas T .

** Frekvence nadhozů se vyčíslí z otáček klikového hřídele, počtu vytrásadel a posloupnosti jejich činnosti.

*** Obtížné je definovat hmotu, kterou vytrásadla zpracovávají, protože jejich účinnost závisí zřejmě na nějaké složitější funkci vlhkosti a měrné hmotnosti a pravděpodobně i na dalších fyzikálních vlastnostech hmoty; jednoduchá mechanická definice biologických materiálů je stále otevřenou otázkou.

II. Dimenzionální matice

Proměnná Rozměr	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8	k_9
	l	e	N	Q_{zr}	w	Q_{sl}	r	q	Q_{ztr}
M	0	0	0	1	0	1	0	1	1
L	1	0	0	0	0	0	1	-3	0
T	0	0	-1	-1	0	-1	0	0	-1
d									

III. Matice výsledků

	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8	k_9	$\pi_i =$	$Dim \pi_i = (1)$
	l	e	N	Q_{zr}	w	Q_{sl}	r	q	Q_{ztr}		
π_1	1	0	0	0	0	0	-1	0	0	$l r^{-1}$	$(L L^{-1})$
π_2	0	1	0	0	0	0	0	0	0	e	(1)
π_3	0	0	1	0	0	0	+3	+1	-1	$N r^3 q Q_{ztr}^{-1}$	$(T^{-1} L^3 M L^{-3} M^{-1} T)$
π_4	0	0	0	1	0	0	0	0	-1	$Q_{zr} Q_{ztr}^{-1}$	$(M T^{-1} M^{-1} T)$
π_5	0	0	0	0	1	0	0	0	0	w	(1)
π_6	0	0	0	0	0	1	0	0	-1	$Q_{sl} Q_{ztr}^{-1}$	$(M T^{-1} M^{-1} T)$

Protože máme tři rovnice pro devět neznámých, můžeme obdržet vhodný výsledek jedině volbou přebytečných neznámých. Neznámé $k_1, k_2 \dots k_5$ a k_6 volíme tak, že jedné neznámé postupně přiřadíme hodnotu $k_i = 1$, zatímco ostatním přiřadíme hodnotu nulovou. Rovnice pro zbývající neznámé k_7, k_8 a k_9 budou mít potom tento tvar:

$$\begin{aligned} k_7 &= 3k_3 - k_1 \\ k_8 &= k_3 \\ k_9 &= -k_3 - k_4 - k_6 \end{aligned} \quad (7)$$

Pro zvolené a z rovnic (7) vyčíslené hodnoty je výhodné sestavit tzv. matici výsledků (tab. III). Nyní můžeme napsat novou rovnici z bezdimenzionálních součinitelů, která popisuje otázku jednodušším způsobem:

$$f\left(\frac{l}{r}, e, \frac{Nr^3 Q}{Q_{ztr}}, \frac{Q_{zr}}{Q_{ztr}}, w, \frac{Q_{sl}}{Q_{ztr}}\right) = 0 \quad (8)$$

Aby rovnice (8) lépe vyhovovala našemu účelu, upravíme některé koeficienty. Snažíme se obdržet v bezdimenzionálním argumentu takovou kombinaci původních proměnných, která umožní snížit počet experimentů (např. tím, že bezdimenzionální argument zůstává konstantní při změně proměnných). Je dále vhodné separovat ty proměnné nebo jejich kombinace, které zřejmě budou konstantami definitivní konstrukce vytrásadla. Konečně potřebujeme rovnici ve tvaru, kdy ztráty vytrásadla jsou funkcí průchodnosti (kterou můžeme v experimentu měnit) a dalších parametrů, nebo ve tvaru, kdy průchodnost — nebo argument na ní závislý — je funkcí ostatních parametrů procesu vytrásání.

Po úpravě obdržíme (jako dvě alternativy z celé řady možných) tyto dvě rovnice pro funkci vytrásadla:

$$f\left(\pi_1, \pi_2, \frac{\pi_6}{\pi_3}, \frac{1}{\pi_4}, \pi_5, \frac{\pi_6}{\pi_4}\right) = 0 \quad (9)$$

$$f\left(\pi_1, \pi_2, \pi_2, \frac{\pi_6}{\pi_1^3 \pi_3}, \frac{1}{\pi_4}, \pi_5, \frac{\pi_6}{\pi_4}\right) = 0 \quad (10)$$

Dosadíme-li původní proměnné, můžeme psát rovnici pro ztráty vytrásadla jako funkci průchodnosti a ostatních parametrů ve tvaru

$$\frac{Q_{ztr}}{Q_{zr}} = F\left(\frac{Q_{sl}}{Nr^3 Q}, \frac{l}{r}, e, \frac{Q_{sl}}{Q_{zr}}, w\right) \doteq 0 \quad (11)$$

nebo rovnici závislosti množství slámy, připadajícího na jeden nadhoz, na ostatních parametrech procesu vytrásání ve tvaru:

$$\frac{Q_{sl}}{N Q_l^3} = F\left(\frac{le}{r}, e, \frac{Q_{ztr}}{Q_{zr}}, \frac{Q_{sl}}{Q_{zr}}, w\right) \quad (12)$$

kde: $\frac{Q_{ztr}}{Q_{zr}}$ = podíl ztrát na vytrásadle z množství zrna, které na vytrásadla přichází; při správné funkci vytrásadel je tato hodnota limitována v nějakou konstantu (např. přípustné procento ztrát, nebo mezní účinnost vytrásadla)

$\frac{Q_{sl}}{Nr^3 Q}$ = bezdimenzionální součinitel, závislý především na průchodnosti slámy Q_{sl} , takže z experimentálního hlediska bude nejdůležitější nezávislou proměnnou

$\frac{Q_{sl}}{N Q_l^3}$ = bezdimenzionální součinitel, závislý především na poměru $\frac{Q_{sl}}{N}$, tj. na množství slámy, které připadá na jeden pracovní nadhoz vytrásadla

$\frac{l}{r}, \frac{le}{r}$	= geometrická podobnost hlavních konstrukčních parametrů vytrásadla (délky a poloměru klíky)
e	= sklon vytrásadla (konstantní pro optimální řešení)
$\frac{Q_{st}}{Q_{er}}$	= poměr slámy k zrnu; z hlediska experimentu nezávisle proměnná, která charakterizuje materiál vstupující na vytrásadla
w	= vlhkost materiálu (rovněž nezávisle proměnná)

Pomocí experimentů s vytrásadly různé konstrukce můžeme nalézt popř. analytické výrazy pro závislosti, které nás v problému vytrásání zajímají.

Došlo dne 2. 6. 1966

Literatura

1. Buckingham, E.: On Physically Similar Systems. Illustration of the Use of Dimensional Analysis, 1914, Phys. Rev., Vol. IV, No. 4 : 345. — 2. Koskuba, K.: Příspěvek k praktické aerodynamice obilního zrna. Zemědělská technika, 1962, 8 (XXV), č. 4 : 241. — 3. Langhaar, M. L.: Dimensional Analysis and Theory of Models. New York, Wiley, 1951. — 4. Vasilenko, I. F.: Teorija solomotrjasa. Zemledelčeskaja mechanika. Sbornik trudov po zemledelčeskoj mechanike, 1957, VI., str. 69, Moskva, Selchozizdat.

Poznámka: Práce byla vypracována v době autorova studijního pobytu v N.C.A.E. a N.I.A.E. v Silsoe, Anglie.

Анализ размерностей процесса сепарации зерна соломотрясом

В работе изложен прием, который при помощи анализа размерностей привел нас к выведению двух возможных уравнений, описывающих работу соломотряса. Одно уравнение представляет собой зависимость потерь соломотряса от проходимости и от других параметров сепарации зерна, второе — количество соломы, приходящейся на 1 подброс функции переменных, появляющихся в процессе сепарации зерна. Выведенные уравнения дают возможность планировать простые эксперименты и легко оценивать результаты работы соломотрясов с разными параметрами, работающими в разных условиях.

Dimensional Analysis of the Action of Straw Walkers

Dimensional analysis has been used for deriving two possible equations describing the action of straw walkers. One of these shows the dependence of the walker losses on throughput and other variables and the other the relation of throughput per stroke to the same variables occurring in the process of straw walking. These new equations have made it possible to simplify the design of, and the treatment of data from, experiments in which all the known variables are included. The equations derived make also possible to plan simpler experiments and to judge more easily the results of work of straw walkers with various parameters functioning in various conditions.

Dimensionsanalyse des Schüttelprozesses

Die Abhandlung deutet den Vorgang an, der mittels einer Dimensionsanalyse zur Ableitung von zwei, die Schüttlerarbeit beschreibenden möglichen Gleichungen führte. Eine Gleichung bildet die Abhängigkeit der Schüttlerverluste von dem Durchsatz und von den übrigen Schüttlergrößen, in der anderen befindet sich die Strohmenge, die auf einen Aufwurf der im Schüttelprozesse auftretenden Wechselwirkungen entfallen. Die abgeleiteten Gleichungen gestatten es, einfachere Experimente zu planen und Arbeitsergebnisse der verschiedenartig bemessenen, in verschiedenen Bedingungen arbeitenden Schüttler leichter zu beurteilen.

Adresa autora:

Karel Koskuba, CSC., Praha 8, Karlínské nám. 12

633.1 : 631.572 632.165 631.3.001.4 681.2

■ Z hľadiska poliehavosti obilia hrajú dôležitú úlohu pružnosť a pevnosť stebiel. Pružné vlastnosti stebľa charakterizujeme modulom pružnosti v ťahu E , ktorý vyjadruje deformácie dĺžkové, modulom pružnosti v šmyku alebo v torzii G , ktorý charakterizuje deformácie tvarové.

Pevnosť stebiel je daná veľkosťou odporu proti ohýbaniu, lomu a deformácii.

Pružnými a pevnostnými vlastnosťami stebiel sa zaoberá Burmistrova [1]. Zatiaľ sa v literatúre málo hovorí o posudzovaní presnosti merania modulu pružnosti stebľa v ťahu a vôbec sa nehovorí o module pružnosti stebľa v torzii.

Cieľom v tomto článku je:

1. uviesť základné metódy merania pružných konštánt stebiel obilovín,
2. ukázať na príkladoch odrôd pšeníc Diana a Košútska exaktný postup pri voľbe experimentálnej metódy,
3. zhodnotiť dve metódy merania: E (ťahom a ohybom) a G (statickej a dynamickej) z hľadiska možnej relatívnej chyby,
4. uviesť výsledky meraní, tj. hodnoty E a G pre stebľa obilovín.

Ak predpokladáme, že fyzikálna veličina E , resp. G , ktorej číselnú hodnotu zisťujeme, je funkciou veličín obsiahnutých v danom vzorci pri jednotlivých metódach merania, potom môžeme obvykle symbolicky písať

$$E = f(l, r_1, \dots, r_2)$$

$$G = f(l, r_1, \dots, r_2)$$

Nezávisle premenné $l, r_1, \dots, r_2$ tu znamenajú veličiny, ktoré musíme zmerať, aby sme potom z výsledkov týchto meraní zistili číselnú hodnotu funkcie E resp. G .

Pri hodnotení dvoch metód merania E a G využijeme vzorce z teórie chýb, udávajúce relatívne chyby známych funkcií, ak sú známe chyby ich argumentov (nezávisle premenných).

V skutočnosti využijeme toho, že relatívna chyba funkcie E , resp. G , niekoľkých premenných je rovná súčtu relatívnych chýb všetkých nezávisle premenných, pričom ak sa vyskytuje nezávisle premenná vo východzej rovnici s exponentom rôznym od 1 alebo -1 je nutné relatívnu chybu najprv znásobiť absolútnou hodnotou tohoto exponentu [5].

TEORETICKÁ ČASŤ

Pri metóde merania modulu pružnosti v ťahu E internódií stebľa ťahom vychádzame z toho, že pre predĺženie stebľa podľa Hookovho zákona platí

$$\Delta l = \frac{1}{E} \cdot \frac{P}{S} l_0 \quad (1)$$

kde: Δl = predĺženie stebľa
 E = modul pružnosti stebľa v ťahu
 P = sila pôsobiaca pri predĺžení stebľa
 S = prierez stebľa
 l_0 = pôvodná dĺžka vzorku stebľa

$$S = \pi (r_2^2 - r_1^2)$$

kde: r_2 = vonkajší polomer stebľa
 r_1 = vnútorný polomer stebľa

Pri jednom výpočte modulu pružnosti v ťahu E vzorku internódiu stebľa sme pre veličiny (nezávisle premenné) l_0 , l , P , r_2 , r_1 namerali hodnoty uvedené v tabuľke I.

Relatívna chyba modulu pružnosti E v ťahu je daná podľa tvrdenia v úvode tohto článku vzorcom:

I. Hodnoty veličín vzorku internódiu stebľa

Por. čís.	Meraná veličina	Označenie	Rozmer	Namerané hodnoty		
				Diana – internódiu		
				1.	2.	3.
1	2	3	4	5	6	7
1	Pôvodná dĺžka stebľa	l_0	cm	10,9	12,0	9,5
	Absolútna chyba	ε_{l_0}	cm	0,1	0,1	0,1
	Relatívna chyba	δ_{l_0}	%	0,92	0,83	1,05
2	Predĺženie	Δl	mm	2,7	2,3	2,3
	Absolútna chyba	$\varepsilon_{\Delta l}$	mm	0,1	0,1	0,1
	Relatívna chyba	$\delta_{\Delta l}$	%	3,70	4,34	4,34
3	Pôsobiaci sila	P	kp	9	11,2	15,8
	Absolútna chyba	ε_P	kp	0,10	0,1	0,1
	Relatívna chyba	δ_P	%	1,11	0,89	0,63
4	Vonkajší polomer stebľa	r_2	mm	0,97	1,49	1,50
	Absolútna chyba	ε_{r_2}	mm	0,005	0,005	0,005
	Relatívna chyba	δ_{r_2}	%	2,15	1,61	1,77
5	Vnútorný polomer stebľa	r_1	mm	0,70	1,14	1,29
	Absolútna chyba	ε_{r_1}	mm	0,015	0,015	0,015
	Relatívna chyba	δ_{r_1}	%	2,33	1,84	2,28

$$\frac{\varepsilon_E}{E} = \frac{\varepsilon_P}{P} + \frac{\varepsilon_{l_0}}{l_0} + \frac{\varepsilon_{\Delta 1}}{1} + 2 \cdot \frac{\varepsilon_{r_2}}{R_2} + 2 \cdot \frac{\varepsilon_{r_1}}{R_1} \quad (2)$$

Ak dosadíme číselné údaje, dostaneme relatívnu chybu pre 1. internódium:

$$\frac{\varepsilon_E}{E} = 1,11 + 0,92 + 3,70 + 2 \cdot 1,07 + 2 \cdot 2,33 = 12,53 \%$$

Analogicky postupujeme pri výpočte relatívnej chyby výsledku pre ostatné internódiá. Presnosť výpočtu modulu pružnosti v ťahu E je v tomto prípade 12,53 %, pričom táto chyba je skoro výhradne spôsobená chybami vzniklými pri meraní Δl , r_2 , a r_1 . Predĺženie Δl , je ťažko presne zmerať, vonkajší polomer a vnútorný polomer sa vyskytuje vo vzorci (1) pre výpočet E v druhej mocnine, preto relatívna chyba sa od polomerov zdvojnásobi.

Je zrejmé, že presnosť meraní výpočtu E bude väčšia, ak výraz pre relatívnu chybu E bude číselne menší. To je možné dosiahnuť tým, že zväčšíme presnosť meraní nezávisle premenných a tým vylepšíme meraciu metódu.

Pri metóde merania modulu pružnosti v ťahu vzoriek internódií stebiel ohybom vychádzame zo vzťahu [4]

$$E = \frac{P l^3}{\pi \cdot 12 \cdot (r_2^4 - r_1^4) \cdot y} \quad (3)$$

kde: E = modul pružnosti v ťahu
 l = dĺžka vzorku internódiu stebľa
 y = prehnutie stebľa
 P = sila pri zaťažení
 r_2 = vonkajší, r_1 = vnútorný polomer vzorky internódiu stebľa

Pokúsime sa vypočítať, s akou presnosťou je možné zo vzorca (3) zistiť príslušný modul pružnosti. Hodnotu relatívnej chyby $\frac{\varepsilon_E}{E}$ veličiny E najdeme podobne ako pri metóde prvej podľa vzorca:

$$\frac{\varepsilon_E}{E} = \frac{\varepsilon_P}{P} + 3 \frac{\varepsilon_l}{l} + 4 \frac{\varepsilon_{r_2}}{R_2} + 4 \frac{\varepsilon_{r_1}}{R_1} + \frac{\varepsilon_y}{y} \quad (4)$$

$$\text{kde: } R_1 = \frac{r_2^4 - r_1^4}{r_1^3}$$

$$R_2 = \frac{r_2^4 - r_1^4}{r_2^3}$$

Pri jednom meraní sme dostali tieto hodnoty pre odrodu Košútska:

Košútska — 1. internódium

$$P = (8 \pm 0,001) \text{ kp}, \frac{\varepsilon_P}{P} = \frac{0,001}{8} \cdot 100 = 0,0125 \%$$

$$l = (8 \pm 0,01) \text{ cm}, \frac{\varepsilon_l}{l} = \frac{0,01}{8} \cdot 100 = 0,125 \%$$

$$r_2 = (1,19 \pm 0,005) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_{r_2}}{R_2} = \frac{0,005 \cdot 1,68}{2,0164 - 0,2841} \cdot 100 = 0,48 \%$$

$$r_1 = (0,73 \pm 0,015) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_{r_1}}{R_1} = \frac{0,015 \cdot 0,39}{2,0164 - 0,2841} \cdot 100 = 0,34 \%$$

$$y = (0,16 \pm 0,01) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_y}{y} = \frac{0,01}{0,16} \cdot 100 = 6,25 \%$$

Ak dosadíme číselné hodnoty relatívnych chýb do vzorca (4), potom je relatívna chyba pre 1. internódium:

$$\frac{\varepsilon_E}{E} = 0,0125 + 3 \cdot 0,125 \pm 4 \cdot 0,48 + 4 \cdot 0,34 + 6,25 = 9,917 \%$$

Analogicky by sme postupovali vo výpočtoch pre 2. a 3. internódium. Vidíme teda, že podľa vzorca (4) je možné modul pružnosti v ťahu vzorky internódia stebľa v danom prípade vypočítať s presnosťou 9,92 %, pričom najväčší vplyv na chybu výsledku majú chyby pri meraní polomerov stebiel a prehnutia. Chyba veličiny P je malá.

ZHODNOTENIE DVOCH METÓD MERANÍ G (STATICKEJ A DYNAMICKEJ) VZORIEK INTERNÓDIÍ STEBLA

Pri statickej metóde merania modulu pružnosti v torzii vzoriek internódií stebľa vychádzame zo vzťahu (4)

$$G = \frac{2 Pa l \cdot 180^\circ}{\pi^2 (r_2^4 - r_1^4) \varphi^0} \quad (5)$$

kde: G = modul pružnosti v torzii vzorky internódia stebľa

P = pôsobiaca sila

a = polomer kotúča

l = dĺžka internódia stebľa

r_2 = vonkajší polomer stebľa

r_1 = vnútorný polomer stebľa

φ^0 = uhol stáčania internódia stebľa

Pri jednom výpočte veličiny G boli namerané pre veličiny P , a , l , r_2 , r_1 , a u odrody Diana tieto hodnoty:

Diana — 1. internódium

$$P = (7 \pm 0,01) \text{ kp}, \frac{\varepsilon_P}{P} = \frac{0,01}{7} \cdot 100 = 0,14 \%$$

$$a = (100 \pm 0,1) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_a}{a} = \frac{0,1}{100} \cdot 100 = 0,1 \%$$

$$l = (152 \pm 1) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_l}{l} = \frac{1}{152} \cdot 100 = 0,66 \%$$

$$r_2 = (1,395 \pm 0,005) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_{r_2}}{R_2} = \frac{0,005 \cdot 2,69}{3,7249 - 0,6561} \cdot 100 = 0,44 \%$$

$$r_1 = (0,905 \pm 0,015) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_{r_1}}{R_1} = \frac{0,015 \cdot 2,69}{3,069} \cdot 100 = 1,31 \%$$

$$\varphi = (10 \pm 0,3)^0, \frac{\varepsilon_\varphi}{\varphi} = \frac{0,3}{10} \cdot 100 = 3 \%$$

Relatívna chyba výsledku je daná vzorcom

$$\frac{\varepsilon_G}{G} = \frac{\varepsilon_P}{P} + \frac{\varepsilon_a}{a} + \frac{\varepsilon_l}{l} + \frac{\varepsilon_\varphi}{\varphi} + 4 \frac{\varepsilon_{r_2}}{R_2} + 4 \frac{\varepsilon_{r_1}}{R_1} \quad (6)$$

podobným ako pri metódach určovania E . Ak dosadíme číselné hodnoty, dostaneme pre relatívnu chybu modulu pružnosti v šmyku vzorky internódia stebľa

$$\frac{\varepsilon_G}{G} = 0,14 + 0,1 + 0,66 + 4 \cdot 0,44 + 4 \cdot 1,31 + 3 = 10,90 \%$$

Vidíme, že chyba G bude podstatne závisieť od určenia φ , r_1 a r_2 . Vplyv ostatných veličín na chybu výsledku má iba korekčný charakter. Podobne by sme postupovali pri výpočte chyby pre 2. a ďalšie internódiá u rozličných odrôd.

Pri dynamickej metóde merania modulu pružnosti v torzii vzorky internódia stebľa vychádzame zo vzťahu (4)

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{D_o}} \quad (7)$$

po úprave ktorého dostaneme

$$G = \frac{2\pi m a^2 l}{(r_2^4 - r_1^4) T^2} \quad (8)$$

pričom sme použili

$$J = m \frac{a^2}{2}$$

$$D_o = \frac{\pi (r_2^4 - r_1^4)}{2l} G$$

kde: D_o = direkčný moment torzie

J = polárny moment zotrvačnosti hmoty kruhu vzhľadom k jeho stredu

T = perióda kývania

m = hmota kotúča

a = polomer kotúča

l = dĺžka vzorky internódia stebľa

r_1 a r_2 = polomery

Pri jednom meraní boli zistené tieto hodnoty (u odrody Diana) a u toho istého internódia:

Diana — 1. internódium

$$T = (1,56 \pm 0,02) \text{ s}, \frac{\varepsilon_T}{T} = \frac{0,02}{1,56} \cdot 100 = 1,28 \%$$

$$m = (0,234 \pm 0,00001) \text{ kg}, \frac{\varepsilon_m}{m} = \frac{0,01}{234} \cdot 100 = 0,004 \%$$

$$a = (93 \pm 0,1) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_a}{a} = \frac{0,1}{93} \cdot 100 = 0,11 \%$$

$$l = (155 \pm 1) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_l}{l} = \frac{1}{155} \cdot 100 = 0,64 \%$$

$$r_2 = (1,395 \pm 0,005) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_{r2}}{R_2} = \frac{0,005 \cdot 2,69}{3,7249 - 0,6561} \cdot 100 = 0,44 \%$$

$$r_1 = (0,905 \pm 0,015) \text{ mm}, \frac{\varepsilon_{r1}}{R_1} = \frac{0,015 \cdot 2,69}{3,069} \cdot 100 = 1,31 \%$$

$$\text{kde: } R_1 = \frac{r_2^4 - r_1^4}{r_1^3}$$

$$R_2 = \frac{r_2^4 - r_1^4}{r_2^3}$$

pri oboch metódach merania.

Relatívna chyba výsledku, tj. modulu pružnosti v šmyku G vzorky internódia stebľa, je daná podobne ako pri statickej metóde vzorcom:

$$\frac{\varepsilon_G}{G} = \frac{\varepsilon_m}{m} + 2 \frac{\varepsilon_a}{a} + \frac{\varepsilon_l}{l} + 2 \frac{\varepsilon_T}{T} + 4 \frac{\varepsilon_{r2}}{R_2} + \frac{\varepsilon_{r1}}{R_1} \cdot 4 \quad (9)$$

Ak dosadíme do tohoto vzorca hodnoty relatívnych chýb jednotlivých veličín bezprostredne merateľných, potom relatívna chyba výsledku čiže modulu pružnosti v šmyku vzorky internódia stebľa je

$$\frac{\varepsilon_G}{G} = 0,004 + 2 \cdot 0,11 + 0,64 + 2 \cdot 1,28 + 4 \cdot 0,44 + 4 \cdot 1,31 = 9,984 \%$$

EXPERIMENTÁLNA ČASŤ

Modul pružnosti v ťahu E a v torzii G vzoriek internódii stebľa sme merali uvedenými metódami u stebiel pšeníc Diana a Košútska na zariadení laboratórneho charakteru a na trhacom stroji nemeckej výroby. Hodnoty modulu pružnosti vzoriek internódii stebľa u jednotlivých odrôd sme vypočítali zo vzorcov (1), (3), (5) a (8), pričom sme za r_2 dosadili $\frac{d_2}{2}$ a za r_1 $\frac{d_1}{2}$. Vonkajší priemer d_2 sme priamo merali úchylkomerom a vnútorný priemer d_1 sme vypočítali tak, že sme od vonkajšieho priemeru odpočítali dvojnásobok hrúbky steny stebľa, ktorú sme tiež merali úchylkomerom.

Hodnotu E pri metóde ťahom vypočítame podľa vzorca (1).

Diana — 1. internódium

Po dosadení číselných hodnôt veličín pri jednom meraní dostaneme:

$$E = \frac{9 \cdot 109}{\pi (1,94 - 0,27) 0,27 \cdot 2,7} = 256,13 \text{ kp mm}^{-2}$$

Absolútna chyba E je

$$\varepsilon_E = \left(\frac{\varepsilon_E}{E} \right) \cdot E = 0,12 \cdot 256,13 = 30,73 \text{ kp mm}^{-2}.$$

Konečnú hodnotu E je možné preto napísať v tvare

$$E = (256 \pm 31) \text{ kp mm}^{-2}.$$

Hodnotu E pri metóde ohybom vypočítame podľa vzorca (3).

Košútska — 1. internódium

$$E = \frac{512\,000 \cdot 4 \cdot 0,008}{3 \cdot 3,14 \cdot 0,16 \cdot 27,37} = 397,20 \text{ kp mm}^{-2}.$$

$$E = (397 \pm 52) \text{ kp mm}^{-2}.$$

Hodnotu G pri statickej metóde merania dostaneme výpočtom podľa vzťahu (5).

Diana

$$G_1 = \frac{32 \cdot 100 \cdot 152 \cdot 180 \cdot 0,022}{\pi^2 (2,79^4 - 1,81^4) 78} = 50,32 \text{ kp mm}^{-2}$$

$$G_2 = \frac{32 \cdot 100 \cdot 130 \cdot 180 \cdot 0,037}{\pi^2 (3,23^4 - 2,07^4) 43} = 72,32 \text{ kp mm}^{-2}$$

$$G_3 = \frac{32 \cdot 130 \cdot 100 \cdot 180 \cdot 0,04}{\pi^2 (2,38^4 - 2,18^4) 36} = 78,23 \text{ kp mm}^{-2}$$

Absolútna chyba G_1 je pri jednom meraní

$$\varepsilon_{G_1} = \left(\frac{\varepsilon_{G_1}}{G_1} \right) \cdot G_1 = 0,11 \cdot 50,32 = 5,53 \text{ kp mm}^{-2}$$

Konečnú hodnotu G_1 je možné preto napísať v tvare

$$G_1 = (50 \pm 5) \text{ kp mm}^{-2}$$

Hodnoty G pri dynamickej metóde:

Diana

$$G_1 = \frac{128 \cdot 3,14 \cdot -0,155 \cdot 961,47}{9,81 \cdot (2,79^4 - 1,81^4) \cdot 1,56^2} = 50,48 \text{ kp mm}^{-2}$$

$$G_2 = \frac{128 \cdot 3,14 \cdot 0,13 \cdot 961,47}{9,81 (3,23^2 - 2,07^2) \cdot 0,9^2} = 69,08 \text{ kp mm}^{-2}$$

$$G_3 = \frac{128 \cdot 3,14 \cdot 0,13 \cdot 961,47}{9,81 (3,38^4 - 2,18^4) \cdot 0,84^1} = 66,87 \text{ kp mm}^{-2}$$

Absolútna chyba G_1 pri dynamickej metóde merania, pri jednom meraní je

$$\varepsilon_{G_1} = \left(\frac{\varepsilon_{G_1}}{G_1} \right) \cdot G_1 = 0,098 \cdot 50,48 = 4,95 \text{ kp mm}^{-2}$$

Konečnú hodnotu G_1 je možné preto napísať v tvare

$$G_1 = (50 \pm 5) \text{ kp mm}^{-2}$$

Analogicky by sme postupovali vo výpočtoch pre ostatné internódiá pri jednotlivých metódach merania.

Treba poznamenať, že merania ako statickou, tak dynamicou metódou sme robili na tom istom internódiu toho istého stebľa u oboch odrôd Košútska a Diana.

$$G_1 = \frac{32 \cdot 100 \cdot 160 \cdot 0,025 \cdot 180}{\pi^2 (2,52^4 - 1,50^4) 113} = 50,86 \text{ kp mm}^{-2}$$

$$G_2 = \frac{32 \cdot 100 \cdot 146 \cdot 0,031 \cdot 180}{\pi^2 (3,33^4 - 2,21^4) 50,5} = 50,77 \text{ kp mm}^{-2}$$

$$G_3 = \frac{32 \cdot 100 \cdot 151 \cdot 0,031 \cdot 180}{\pi^2 (3,52^4 - 2,24^4) \cdot 35} = 60,86 \text{ kp mm}^{-2}$$

$$G_1 = \frac{128 \cdot 3,14 \cdot 0,140 \cdot 961,47}{9,81 (2,52^4 - 1,50^4) \cdot 1,74^2} = 51,70 \text{ kp mm}^{-2}$$

$$G_2 = \frac{128 \cdot 3,14 \cdot 0,146 \cdot 961,47}{9,81 (3,33^4 - 2,21^4) \cdot 108^2} = 42,57 \text{ kp mm}^{-2}$$

$$G_3 = \frac{128 \cdot 3,14 \cdot 0,151 \cdot 961,47}{9,81 (3,52^4 - 2,24^4) \cdot 0,9^2} = 57,21 \text{ kp mm}^{-2}$$

DISKUSIA

Vypočítané priemerné hodnoty z 20. opakovaní modulu pružnosti v ťahu E vzoriek internódií stebiel odrôd Diana a Košútská a smerodajná odchýlka jedného pozorovania pri oboch metódach merania (ťahom a ohybom) sú v tabuľke I. Vypočítané priemerné hodnoty modulu pružnosti v šmyku G vzoriek internódií stebiel a smerodajná odchýlka jedného pozorovania pri oboch metódach merania statickej a dynamickej sú v tabuľke III.

Z tabuľky II je vidieť, že smerodajná odchýlka zistená štatisticky (σ asi 91,94 kp mm⁻²) pri metóde merania ťahom a absolútna chyba pre ten istý prípad $\varepsilon_E = 30,73 \text{ kp mm}^{-2}$. Z toho je zrejmé, že štatistická variabilita je väčšia než chyba jedného merania (experimentu), a preto je experimentálna metóda vhodná a postačujúca.

Príklady výpočtov relatívnych chýb výsledku pri jednotlivých metódach merania ukázali, pri meraní ktorých veličín je treba zvýšiť presnosť merania, aby relatívna chyba výsledku bola menšia a tým výpočet veličiny danej funkčnou závislosťou presnejší. Teda vzorce pre výpočet relatívnej chyby výsledku nám pomôžu pri zisťovaní najvhodnejších podmienok meraní.

Ako už bolo v úvode spomenuté, neide v tomto článku o úlohu vypočítať chyby argumentov, ak sú dané medzi pre chybu funkcie a tvar funkčnej závislosti. Išlo o to, ukázať na príkladoch meraní E a G predbežný rozbor, z ktorého vyplynie vhodnosť, resp. nevhodnosť metódy merania zrejme v súlade s technickými problémami meraní tej ktorej nezávisle premennej veličiny.

Záverom môžeme povedať, že pri metóde merania modulu pružnosti v ťahu E vzoriek internódií stebiel obilovín ťahom sa dopustíme veľkej chyby pri meraní predĺženia, čo má potom podstatný vplyv na relatívnu chybu modulu E . Naproti tomu pri metóde merania E ohybom určíme prehnutie y vzorky internódia stebľa tiež s veľkou chybou, ale zase sa zväčší relatívna chyba pre určenie polomerov (vonkajší a vnútorný), nakoľko vo vzorci pre relatívnu chybu výsledku ju treba násobiť číslom 4. Z hľadiska

II. Vypočítané priemerné hodnoty modulu pružnosti v ťahu

	Odroda	Internódium	E (kp mm ⁻²)	σ (kp mm ⁻²)
Metóda merania ťahom	Diana	1	309,49	91,94
		2	270,44	94,02
		3	176,68	58,04
	Košútska	1	436,78	136,31
		2	413,77	100,63
		3	251,29	73,12
Metóda merania ohybom	Diana	1	204,38	52,47
		2	163,85	30,86
		3	102,41	26,17
	Košútska	1	317,93	77,35
		2	232,45	60,11
		4	179,78	46,95

III. Vypočítané priemerné hodnoty modulu pružnosti v šmyku

	Odroda	Internódium	G (kp mm ⁻²)	σ (kp mm ⁻²)
Metóda merania statická	Diana	1	36,81	10,22
		2	57,19	11,53
		3	63,89	8,28
	Košútska	1	40,83	9,43
		2	60,42	7,77
		3	62,15	11,84
Metóda merania dynamická	Diana	1	38,45	6,48
		2	60,18	6,33
		3	61,16	12,36
	Košútska	1	43,21	7,11
		2	61,33	8,13
		3	64,11	13,21

nárokov na techniku merania doporučujeme na základe našich skúseností pri meraní a prv vyloženého metódu merania modulu E ohybom.

Výsledky meraní modulu pružnosti v ťahu pri metóde ohybom sú zrejme číselne menšie ako ukazujú výsledky výpočtov. Hlavná príčina je v tom, že pri metóde ohybom nastáva ťah a tiež tlak vlákien stebľa, totiž vnútorné vlákna sú zhutňované (stlačované) a vonkajšie roztahované. Pri metóde merania ťahom sú všetky vlákna roztahované. Inými slovami povedané smerodajné budú hodnoty modulu pružnosti zistené pri metóde ťahom

a orientačný charakter budú mať hodnoty modulu pružnosti zistené pri metóde ohybom. Pre prax bude vhodné urobiť niekoľko meraní modulu pružnosti v ťahu internódií stebiel obilovín ohybom, potom tie isté internódiá podrobiť ťahu, čo je experimentálne ťažšie, porovnať výsledky meraní a potom používať metódu merania ohybom, nakoľko je ľahšie realizovateľná. Výsledky modulu pružnosti v ťahu E obilovín pri meraní ohybom je potom treba násobiť konštantou, ktorá sa určí ako podiel modulu E pri metóde ťahom a modulu E pri metóde ohybom pri jednotlivom meraní toho istého internódia stebľa.

Z tabuľky III je vidieť, že smerodajná odchýlka zistená štatisticky (σ asi $10,22 \text{ kp mm}^{-2}$) pri štickej metóde merania pre prvé internódium odrody Diana a absolútna chyba pre ten istý prípad $\varepsilon_{G1} = 5,53 \text{ kp mm}^{-2}$. Z uvedeného vyplýva, že štatistická variabilita je väčšia než chyba experimentu, a preto je experimentálna metóda vhodná a postačujúca. Podobným spôsobom sa ukáže, že aj dynamická metóda merania je vhodná a postačujúca.

Ak chceme, aby pri oboch metódach merania modulu pružnosti v šmyku G — statickej a dynamickej — vzoriek internódií stebiel obilovín, bola relatívna chyba výsledku menšia, musíme venovať väčšiu pozornosť určeniu vonkajšieho a vnútorného polomeru, nakoľko relatívnu chybu polomerov treba násobiť číslom 4. Potom bude rozhodovať o presnosti tej ktorej metódy presnosť pri meraní záťaže, presnosť merania periódy kývania a merania uhlu pri skrúcaní vzorky internódia stebľa. Z hľadiska techniky merania ukázali sa ťažkosti pri skrúcaní vzorky internódia stebľa (ťažko bolo dodržať obmedzenie na malé uhly). Najmä pre veľmi tenké stebľa sa nehodí statická metóda. Zvážením všetkých okolností, ako teoretických, tak praktických, o ktorých sme sa trebárs ani nezmieňovali, doporučujeme dynamickú metódu merania veličiny G .

Treba pripomenúť, že stebľa obilovín patria medzi nehomogenné materiály, že modul pružnosti internódií stebiel nie je celkom stála veličina, ale sa mení s dozrievaním a vysychaním stebiel. Inými slovami povedané, je funkciou nielen základných premenných vystupujúcich pri metódach merania, ale tiež vlhkosti, štádií dozrievania a odrody. V skutočnosti však závisí veľkosť modulu pružnosti E na smere normálneho napätia. Hodnota modulu pružnosti závisí ďalej na štruktúre stebľa. Okrem toho závisí hodnota modulu pružnosti na spôsobe jeho merania ako sme videli (hodnoty modulu pri jednotlivých metódach merania). Pri metóde merania ťahom nameriame iné hodnoty ako pri metóde ohybom. Taktiež rozdiely sú pri metóde merania G statickej a dynamickej.

Z Á V E R

Vlastným účelom práce bolo ukázať aplikáciu vzťahov pre možnosti stanovenia relatívnych chýb výsledku pri určovaní modulu pružnosti v ťahu E a modulu pružnosti v šmyku G pre stebľa obilovín odrôd Diana a Košútska. Ďalej zhodnotiť dve metódy merania E (ťahom a ohybom) a G (statickej a dynamickej) z hľadiska veľkosti možnej chyby. Účelom práce bolo tiež uviesť výsledky meraní E a G . Okrem toho v práci je uvedený metodický postup výpočtu relatívnej chyby jedného merania. Takýto metodický postup je neobvyčajne cenný pri hodnotení metód meraní a vo väčšine prípadov sa nevyžadujú zložité výpočty.

Došlo dne 5. 8. 1966

Literatúra

1. Burmistrova, M. F. a kol.: Fizikomechaničeskije svojstva sel'skochozjajstvennyh rastenij. Moskva 1956. — 2. Dinik, A. N.: Spravočnik po teoretičeskoj mechanike. Moskva-Leningrad 1949. — 3. Horák, Z. - Krupka, F. - Sindelář, V.: Základy technické fyziky. Praha 1954. — 4. Ilkovič, D.: Fyzika. Bratislava 1960. — 5. Jakovlev, K. P.: Matematické zpracování výsledků měření. Praha

1958. — 6. Nussberger, J. - Tenk, P. - Smrž, L.: Fysika pomáhá praxi. Praha 1953. — 7. Róth, J. a kol.: Statistické metody v experimentální medicíně. Praha 1962.

Использование зависимостей для возможности определения относительных ошибок результата при измерении гибких констант стеблей зерновых культур

В своей работе автор приводит основные методы измерения модуля прочности на растяжение E и модуля прочности на срез G междоузлий стеблей зерновых. Затем автор приводит процесс вычисления относительной ошибки E и G одного измерения и приводит результаты измерений, т. е. средние величины E и G у стеблей зерновых сортов Диана и Косшутска. Автор провел также оценку примененных методов измерения E на растяжение и изгиб и G (статистическое и динамическое) для стеблей зерновых.

Making Use of Relations by Different Methods of Determining Relative Errors in Results of Measuring Constants of Elasticity in Corn-Stalks

The author describes in this paper the principal methods of measuring the modulus of elasticity of pull E and of the modulus of elasticity of bend G of internodes of corn-stalks. He explains also the proceeding applied in the calculation of relative errors of E and G in one measurement and shows the results, i. e. the medium values of E and G for stalks of the variety "Diana" and "Košútska". The author values also the methods used in the measurement of E (by pull and bend) and of G (static and dynamic) in corn-stalks.

Die Application der Beziehungen betreffs der Möglichkeiten der Bestimmung von Relativfehlern des Ergebnisses bei der Messung der Elastizitätskonstanten bei Getreidehalmen

In der Arbeit werden Grundmethoden der Messung von Elastizitätsmodul im Zug E und von Elastizitätsmodul im Schub G der Internodien der Getreidehalme angeführt. Ferner wird der Vorgang bei der Errechnung des Relativfehlers E und G einer Messung aufgezeigt und es werden Ergebnisse der Messungen, d. h. Durchschnittswerte E und G für Getreidehalme der Sorten Diana und Kossuth angeführt. Der Verfasser bewertete auch die angewandten Messungsmethoden E (Zug und Biegung) und G (statisch und dynamisch) bei Getreidehalmen.

Adresa autora:

Juraj Dunca, prom. fyzik, Vysoká škola poľnohospodárska, fakulta prevádzkovo-ekonomická, katedra fyziky, Nitra

631.243.244 631.363.1.001.4

Ve Výzkumném ústavu zemědělské techniky v Řepích u Prahy probíhají již třetí rok ověřovací zkoušky různých strojů na vybírání siláže z věží. Až dosud bylo ověřeno celkem čsm vrchních vybíračů a tři spodní. Nejprve byly zkoumány pouze provozní vlastnosti strojů při odběru různých materiálů, přičemž byly stroje vždy seřazeny podle pokynů výrobce. K získání hlubších a přesnějších poznatků o vlivu různých konstrukčních úprav vrchních vybíračů na jejich hlavní provozní vlastnosti byly zahájeny zkoušky, při nichž byly některé důležité konstrukční prvky záměrně měněny. Tato práce byla prvním krokem k objasnění důsledků různé rychlosti otáčení frézovacího šneku, jakož i důsledků použití žabek na obvodu frézovací šnekovnice; v neposlední řadě byl též objasněn rozdíl mezi provozními vlastnostmi stroje, konstruovaného pro odhoz do vnitřní anebo do vnější shazovací šachty.

1. PODMÍNKY ZKOUŠEK

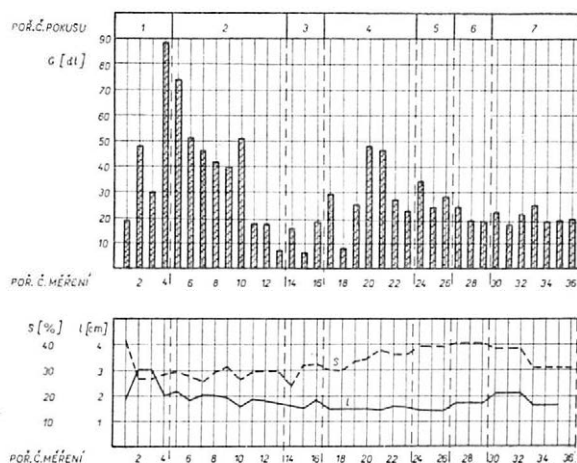
1.1 POUŽITÝ VRCHNÍ VYBÍRACÍ STROJ

Ke zkouškám byl použit vrchní vybírací stroj VSH-6 (prototyp Agrostroje Pelhřimov), jehož hlavní technická data jsou uvedena v tabulce I.

1.2 SILÁŽNÍ VĚŽ A MATERIÁL PŘI ZKOUŠKÁCH

Zkoušky byly uskutečněny v silážní věži průměru 6 m, výšky 14,9 m, zhotovené z betonových prefabrikátů. Věž má vnější shazovací šachtu a v náplni věže byla vytvořena ještě vnitřní shazovací šachta průměru 50 cm.

Při zkouškách byla vybírána směs kukuřice se silně zavádou vjetěškou. Hlavní vlastnosti této směsi, tj. obsah sušiny a délka řezanky, byly zjiš-



1. Grafické znázornění podmínek pokusu

G — množství materiálu vybrané při jednotlivých měřeních; s — obsah sušiny v materiálu; l — délka řezanky

I. Technická data vrchního vybírače VSH-6

Typové označení	VSH-6
Typ	vrchní vybírač
Průměr věže — m	6
Stručný technický popis	vybírač jednošnekový, odhoz metačem a pomocným dopravníkem do vnější šachty, pohon jedním hnacím bubnem, zavěšen na jednom lanu
Frézovací šnek: průměr — mm	225
stoupání — mm	240
průměr hřídele — mm	76
počet otáček — min ⁻¹	240
maximálně možný počet žabek	69
Doba jedné otáčky stroje ve věži — min	6,6
Popouštění stroje do záběru	ruční
Hnací motor: jmenovitý výkon — kW	5,5
ot. min ⁻¹	1445
Motor vynášecího dopravníku: jmenovitý výkon kW	1,1
ot. min ⁻¹	1400

řovány při každém měření a jsou graficky znázorněny v diagramu na obrázku 1. V témž diagramu je též znázorněno množství vybraného materiálu při jednotlivých měřeních.

Během zkoušek neklesla vnější teplota pod bod mrazu.

1.3 ZMĚNY PŮVODNÍ ÚPRAVY STROJE A POSTUP ZKOUŠEK

Důležitým cílem této práce bylo zjistit rozdíl hlavních provozních vlastností vybírače při odhozu do vnější a vnitřní shazovací šachty. Za hlavní provozní vlastnosti stroje jsou podle dosavadních zkušeností pokládány provozní spolehlivost, vybírací výkonnost a měrná spotřeba hnací elektrické energie.

Aby rozdíl mezi odhozem do vnitřní a vnější šachty mohl být správně objektivně poznán, bylo nutno zkoušky uskutečnit se stejným strojem a za pokud možno stejných podmínek, tj. během vybírání jediné náplně věže. Dřívější výsledky ověřovacích zkoušek neumožňovaly úplné a přesné vysvětlení této otázky proto, že byly uskutečněny různě konstruovanými stroji, které většinou pracovaly s rozmanitými materiály. Tentokrát se pro obojí způsob odhozu materiálu použilo stejného stroje. Proto musely být střídavě prováděny tyto úpravy:

Při odhozu materiálu do vnitřní šachty byl odpojen pohon metače odejmutím klínových řemenů, dále byl odpojen pohon pomocného šnekového vynášecího dopravníku a konečně byl dolů do věže zasunut vynášecí dopravník. Při odhozu materiálu do vnější šachty byly naopak původní úpravy stroje ponechány, avšak vnitřní shazovací šachta byla v hloubce asi 2 m pod hladinou uměle ucpána a zasypána materiálem.

Tak mohly být v průběhu vybírání celé náplně uskutečněny celkem tři skupiny pokusů:

Pokus č. 1 a 2 do vnitřní shazovací šachty, pokus č. 3 až 5 do vnější shazovací šachty a konečně pokus č. 6 a 7 opět do vnitřní shazovací šachty.

Součástí každého pokusu byla tři až devět měření. Aby mohl být zkoumán vliv rychlosti otáčení frézovacího šneku na provozní vlastnosti stroje, byly při různých pokusech různě upravovány jeho otáčky, a to buď na 240, nebo 300 za minutu. Změna počtu otáček frézovacího šneku byla při zkouškách dosahována výměnou klínové řemenice na vstupu převodové skříně. Tím se ovšem současně zrychlil i krouživý pohyb stroje ve věži, takže doba jedné jeho otáčky byla 6,6 min při 240 ot. min⁻¹ šneku a 5,6 min při 300 ot. min⁻¹ frézovacího šneku.

A konečně, aby byla alespoň zčásti objasněna otázka působení žabek na frézovacím šneku, byl šnek ponechán bez žabek při pokusech č. 5 a 6, při pokusu č. 1 byl namontován poloviční počet žabek a při ostatních pokusech měl šnek plný počet, tj. 69 žabek. Přehled úprav stroje při jednotlivých pokusech je uveden v tabulce II.

II. Úpravy stroje při jednotlivých pokusech

Poř. číslo pokusu	Datum pokusu	Způsob odhozu (šachta)	Otáčky frézovacího šneku — min ⁻¹	Počet žabek na šneku
1	27.—30. 4. 1966	vnitřní	240	34
2	4.—12. 5. 1966		300	69
3	14.—17. 5. 1966	vnější	240	69
4	20.—30. 5. 1966		300	69
5	31. 5. 1966	vnitřní	300	0
6	1. 6. 1966		300	0
7	2.—3. 6. 1966		300	69

Již z dřívějších prací, které se zabývaly podobnou problematikou, je známo, že každá změna se v činnosti stroje projevily nikoliv náhle, nýbrž pozvolna, neboť stroj si musí upravit hladinu náplně podle změněných podmínek. Proto byla vždy mezi každým pokusem uskutečněna ještě dvě měření, jejichž výsledky však nebyly zahrnuty do konečného zpracování. Výsledky obsažené v další části této práce se tedy vždy vztahují k období ustálené činnosti stroje.

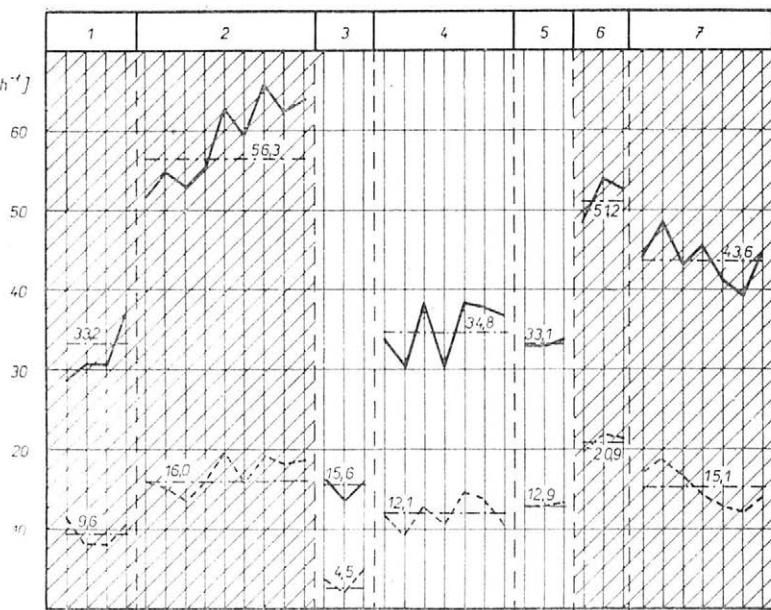
Zkouškové období bylo spojitě (materiál byl odebírán denně) a bylo vybráno celkem 1315,8 dt materiálu. Z toho při měřeních, která byla zahrnuta do závěrečného vyhodnocení, bylo vybráno celkem 1063,1 dt materiálu. Toto množství představuje asi jednu polovinu až dvě třetiny celé náplně věže.

2. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

Při jednotlivých měřeních byly vždy zjišťovány veličiny potřebné ke stanovení výkonnosti a provozní spolehlivosti stroje, příkonu motoru a měrné spotřeby elektrické energie. Při závěrečném hodnocení nebyl brán zřetel na proměnlivost délky řezanky, neboť se v průběhu zkoušek měnila poměrně jen málo. K eliminování vlivu proměnlivosti sušiny materiálu byly vypočtené výkonnosti stroje přepočítány na vybranou sušinu, na kterou byla také vztažena měrná spotřeba elektrické energie. Ovšem absolutní výkonnost stroje a měrná spotřeba elektrické energie byly rovněž vyhodnoceny. Do výsledků nejsou zahrnuty údaje o vy-

POŘ.Č. POKUSU

$Q [dth^{-1}]$



POŘ.Č. MĚŘENÍ

OTÁČKY F ŠNEKU

POČET ŽABEK NA ŠNEKU

240	300	240	300	300	300	300
34	69	69	69	0	0	69

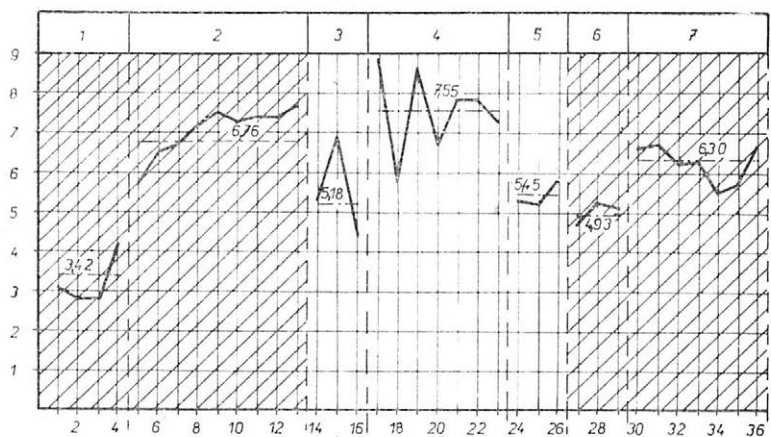
min⁻¹

2. Hodinová výkonnost stroje, dosažená při jednotlivých měřeních

Cerchované čáry znázorňují střední výkonnost za celý pokus; šrafováním jsou vyznačeny pokusy s odhozem do vnitřní šachty

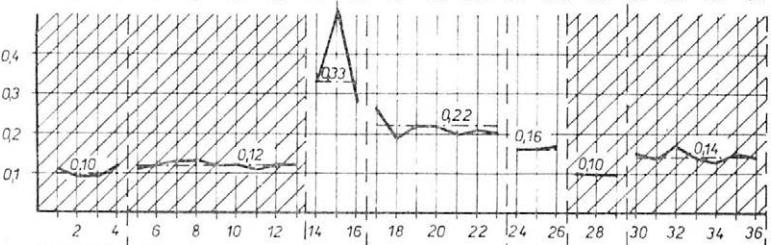
POŘ.Č. POKUSU

$N [kW]$



POŘ.Č. MĚŘENÍ

$E [kWh dt^{-1}]$



POŘ.Č. MĚŘENÍ

OTÁČKY F ŠNEKU

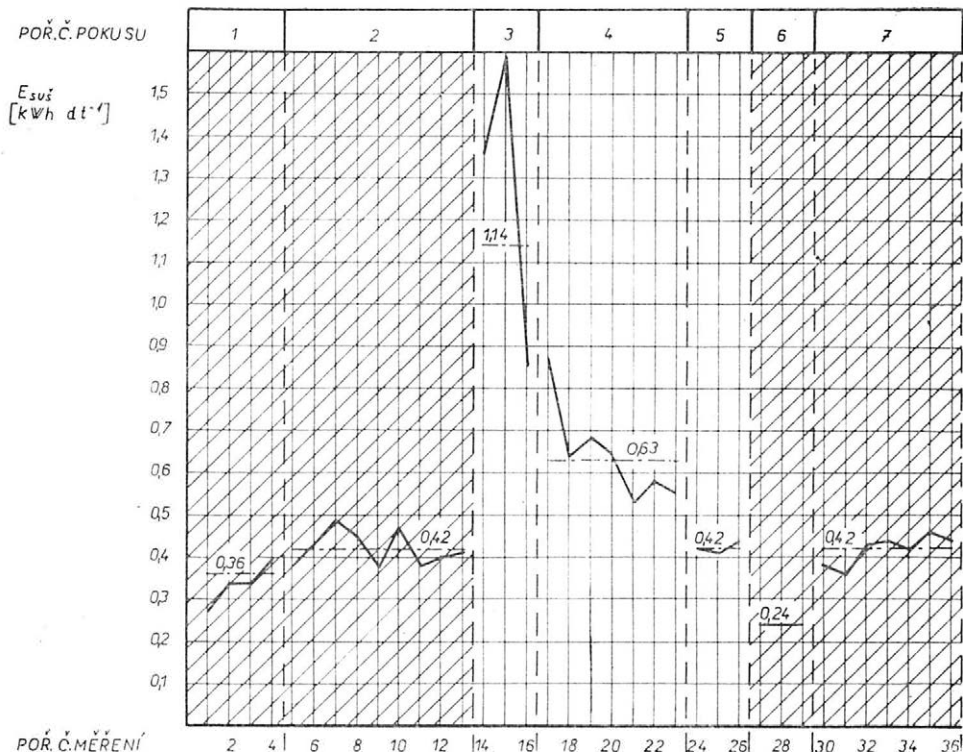
POČET ŽABEK NA ŠNEKU

240	300	240	300	300	300	300
34	69	69	69	0	0	69

min⁻¹

3. Příkon motoru (N) a měrná spotřeba elektrické energie (E) při jednotlivých měřeních

Cerchované čáry znázorňují střední výkonnost za celý pokus; šrafováním jsou vyznačeny pokusy s odhozem do vnitřní šachty



4. Měrná spotřeba elektrické energie, vztažená na sušinu při jednotlivých pokusech
Čerchované čáry znázorňují střední hodnoty; šrafováním jsou vyznačeny pokusy s odhozem do
vnitřní šachty

III. Počet provozních poruch

Pořadové číslo pokusu	1	2	3	4	5	6	7
Počet provozních poruch, vztažený na 100 dt vybraného materiálu	103	3	44	2	5	0	3

nášecích dopravnících, neboť bylo zjištěno, že vynášecí dopravník jak pro vnější, tak i pro vnitřní šachtu mají z energetického hlediska téměř stejné vlastnosti.

Výsledky jednotlivých pokusů a měření s vyznačením středních hodnot jsou graficky znázorněny v diagramech na obrázcích 2, 3 a 4.

Provozní spolehlivost stroje je charakterizována počtem provozních poruch, vztažených na 100 dt vybraného materiálu. Pod pojmem provozní poruchy se rozumí ty, které sice znemožní další činnost stroje, ale nepůsobí změny na jeho technickém stavu (např. ucpaní metače materiálem, zablokování frézovacího šneku materiálem apod.). Z těchto poruch se během zkoušek vyskytovalo téměř výhradně zablokování frézovacího šneku materiálem, nakupeným buď u vstupu do metače, nebo i v jiném místě. Počet těchto poruch, přepočítaný na 100 dt vybraného materiálu, je pro jednotlivé pokusy uveden v tabulce III.

3. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

3.1 POROVNÁNÍ ODHOZU DO VNITŘNÍ A VNĚJŠÍ ŠACHTY

Z výsledků měření vyplývá, že při odhozu do vnitřní shazovací šachty lze prokazatelně dosáhnout významně lepších výsledků než při odhozu do vnější šachty, a to pokud jde o výkonnost stroje a měrnou spotřebu elektrické energie. Z hlediska spolehlivosti provozu nebyly shledány významné rozdíly (tab. III). Nelze však přehlédnout poznatek, získaný již dřívějšími zkouškami, že vybírací stroje s metačem, tj. stroje pro odhoz do vnější šachty, mohou trpět poruchami, obsahuje-li materiál cizí tuhé předměty (kameny apod.).

Lze tedy vyslovit jednoznačný závěr, že z hlediska hlavních provozních vlastností jsou za jinak stejných okolností vybírače pro odběr do vnitřní šachty podstatně výhodnější než vybírače pro odběr do vnější šachty.

Po uskutečnění pokusu č. 4 se již znatelně projevovaly přednosti odhozu do vnitřní šachty. Proto byly připraveny další dva pokusy (č. 5 a 6), při nichž byly zachovány všechny podmínky stejné, avšak odhoz byl při pokusu č. 5 do vnější a při pokusu č. 6 do vnitřní šachty. Při těchto pokusech byl registrován (při všech měřeních) příkon hnacího motoru. Z grafického záznamu příkonu byla potom stanovena nerovnoměrnost zatížení a počet rázů na jednotkové množství vybraného materiálu. Tyto údaje jsou dále podkladem k úsudku o dynamickém namáhání jednotlivých členů mechanismu stroje.

Označíme-li nerovnoměrnost zatížení δ , lze uvést:

$$\delta = \frac{N_{max} - N_{min}}{N_{stř}} \cdot (100) \quad (\%)$$

kde:

N_{max} = maximální příkon hnacího motoru, zjištěný z grafického záznamu (kW)

N_{min} = minimální příkon (kW)

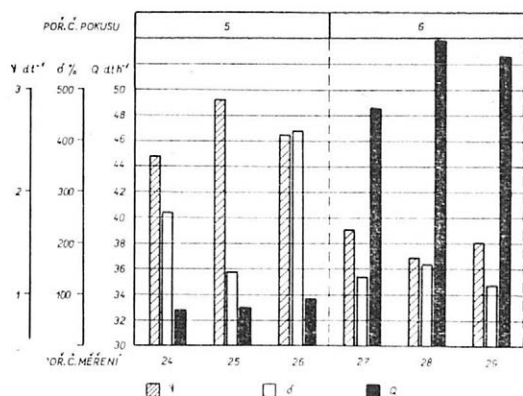
$N_{stř}$ = střední příkon (kW)

Z grafických záznamů příkonu byl dále stanoven počet rázů a přepočítán na 1 dt vybraného materiálu (označení ν). Přitom se pod pojmem ráz rozumí ta výchylka příkonu N , která leží mimo interval $N_{stř} \pm 25 \%$. Tato definice rázu byla zavedena podle Č i l i k i n a.

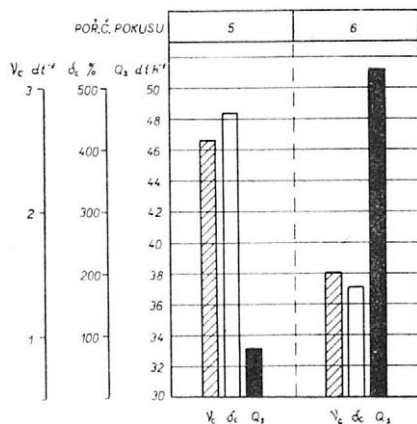
Zpracované výsledky pro jednotlivá měření jsou obsaženy v diagramu na obrázku 5. Pro názornost jsou v tomto diagramu uvedeny též dosažené vybírací výkonnosti stroje Q . Výsledné hodnoty veličin za celý pokus, tj. nerovnoměrnost δ , počet rázů na 1 dt vybraného materiálu ν , a pro informaci též střední výkonnost vybíracího stroje Q_s jsou znázorněny v diagramu na obrázku 6.

Z těchto výsledků zřetelně vyplývá, že i z hlediska dynamického namáhání jednotlivých členů mechanismů vybíracího stroje je odběr do vnitřní šachty výhodnější než do vnější šachty.

Tím je tedy z několika hledisek porovnávána činnost vrchních vybíracích strojů s odhozem do vnitřní nebo do vnější shazovací šachty. Ovšem celkové zhodnocení odběru do vnitřní shazovací šachty není možné bez uvážení vlivu vnitřní šachty na kvalitu materiálu a bez posouzení postupu vytváření této šachty při plnění věže. To ovšem není předmětem této práce.



5. Počet rázů v , nerovnoměrnost zatížení δ a hodinová výkonnost Q při pokusech č. 5 a 6



6. Střední hodnoty počtu rázů v_c , nerovnoměrnosti zatížení δ_c a hodinové výkonnosti Q_c při pokusech č. 5 a 6

3.2 ODHOZ MATERIÁLU DO VNITŘNÍ ŠACHTY

Z celkového počtu uskutečněných pokusů vyčleníme nyní ty, které byly provedeny při odhozu materiálu do vnitřní šachty.

Jelikož rozptyl výsledků měření při jednotlivých pokusech je poměrně malý a mezi výsledky pokusů č. 2 a 7 existuje uspokojivá shoda, lze soudit, že pro vyslovení některých závěrů jsou dosažené výsledky postačující.

Vcelku nejlepších výsledků bylo dosaženo při pokusu č. 6, tj. při 300 otáčkách šneku za minutu a bez žabek.

Zvýšením počtu otáček šneku z 240 na 300 za minutu bylo dosaženo významného zvýšení výkonnosti stroje, a to jak absolutní, tak i přepočtené na sušinu. Rovněž počet provozních poruch se významně snížil (tab. III). Toto zlepšení vlastností nelze přičítat počtu žabek na šneku, o čemž svědčí umístění pokusu č. 6 v celkovém pořadí výsledků.

Pokud jde o měrnou spotřebu elektrické energie, zdá se, že tato veličina není významně ovlivňována rychlostí otáčení šneku, ale počtem žabek namontovaných na šneku. Při plném počtu žabek se projevilo vždy zvýšení měrné spotřeby elektrické energie, zvláště výrazně však v případě měrné spotřeby energie, přepočítané na sušinu.

Souhrnně lze tedy výsledky těchto pokusů zhodnotit takto:

- Rychlost otáčení šneku ovlivňuje především výkonnost stroje a jeho provozní spolehlivost.
- Počet žabek na frézovacím šneku ovlivňuje především měrnou spotřebu elektrické energie. Pokud jde o výkonnost stroje, byla tato spotřeba v přepočtu na sušinu shledána vyšší u šneku bez žabek.

3.3 ODHOZ MATERIÁLU DO VNĚJŠÍ ŠACHTY

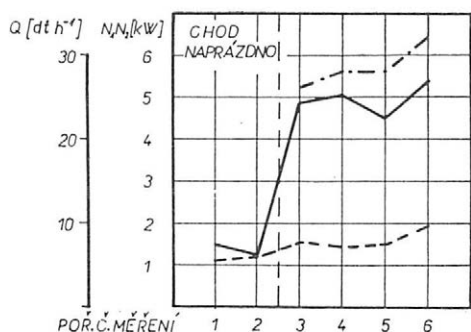
Stejně jako v předcházejícím případě zhodnotíme výsledky pokusů s odhozem do vnější šachty podle jednotlivých hledisek posuzování.

Poněvadž i v tomto případě je rozptyl výsledků jednotlivých měření poměrně malý, lze z dosažených výsledků odvozovat některé závěry.

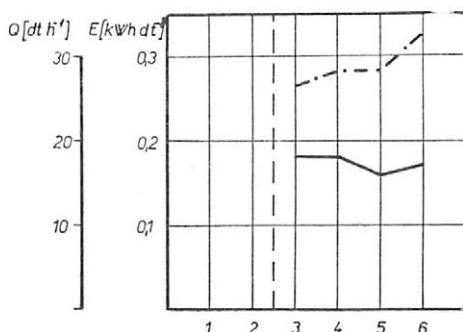
Z výsledků pokusů vyplývá výrazný vliv rychlosti otáčení šneku na všechny posuzované ukazatele. Dokazují to výsledky pokusů č. 3 a 5, které byly uskutečněny za jinak nezměněných podmínek. Zvýšením otáček z 240 na 300 za minutu došlo k velmi výraznému zlepšení jak výkonnosti, tak i měrné spotřeby energie a provozní spolehlivosti.

Počet žabek na frézovacím šneku nemá za jinak stejných podmínek prokazatelný vliv na výkonnost stroje, a to jak na absolutní, tak i na výkonnost vztahenou na sušinu, zato však významně ovlivňuje měrnou spotřebu elektrické energie. Z tohoto hlediska je výhodnější šnek bez žabek než šnek s plným počtem žabek.

K ještě hlubšímu poznání okolností, které oblivňují energetické nároky stroje, byl vrchní vybírač VSH-6, s nímž byly všechny zkoušky uskutečněny, vybaven dalším hnacím motorem, který byl použit k samostatnému pohonu metače při odhozu materiálu do vnější shazovací šachty. Tím bylo umožněno informativně zjišťovat příkon pro pohon šneku a krouživého pohybu stroje a samostatně příkon pro pohon metače. Celkem bylo uskutečněno šest měření, z nich první dvě při běhu stroje naprázdno. Výsledky těchto měření jsou graficky znázorněny v diagramu na obrázku 7. Pro úplnost nutno ještě doplnit, že počet otáček šneku byl upraven na 300 za minutu a šnek byl vybaven plným počtem žabek. Je tedy zřejmé, že příkon pro pohon metače je jen malou částí z celkového příkonu stroje při vybírání.



7.



8.

7. Příkon pro pohon šneku a krouživého pohybu stroje a příkon pro pohon metače
 ----- pohon šneku a krouživého pohybu stroje (příkon kW); ----- pohon metače (příkon kW); -.-.-.-.- výkonnost stroje Q (dt h⁻¹)

8. Měrná spotřeba elektrické energie pro pohon frézovacího šneku a krouživého pohybu stroje

----- měrná spotřeba elektrické energie pro pohon frézovacího šneku a krouživého pohybu stroje (kWh dt⁻¹); ---- výkonnost stroje Q (dt h⁻¹)

Mějme však stále na zřeteli otázku porovnání vybíračů s vnější a vnitřní shazovací šachtou. Proto byla vypočtena měrná spotřeba elektrické energie pro pohon šneku a kruživého pohybu stroje, která je spolu s dosaženou výkonností stroje Q graficky znázorněna v diagramu na obrázku 8. Porovnáme-li tyto hodnoty se stejnými výsledky, získanými při pokusech č. 1, 2, 6 a 7, sledáváme, že měrná spotřeba elektrické energie pro pohon frézovacího šneku a kruživého pohybu stroje je znatelně vyšší než stejná veličina při odhozu do vnitřní shazovací šachty. V souladu s tímto výsledkem lze soudit, že vyšší měrná spotřeba

elektrické energie k vybírání při odhozu do vnější šachty je působena nejen metačem, ale i frézovacím šnekem, který musí materiál oddělovat z povrchu a přibližovat jej ke středu kruhové hladiny, což je shodné jako při odběru do vnitřní šachty, avšak navíc ještě podávat do metače.

4. ZÁVĚR

1. Provedené pokusy v podstatě jednoznačně prokázaly, že vrchním vybíracím strojem s odhozem do vnitřní shazovací šachty lze za jinak přibližně stejných podmínek dosáhnout podstatě lepších výsledků než stroji pro odhoz do vnější shazovací šachty.

2. Rychlost ctáčení šneku při odhozu do vnější šachty ovlivnila všechny posuzované vlastnosti stroje (absolutní výkonnost i výkonnost vztaženou na sušinu, počet provozních poruch, přepočítaný na 100 dt vybraného materiálu, a měrnou spotřebu elektrické energie jak absolutní, tak i vztaženou na sušinu). Při odhozu do vnitřní šachty ovlivnila rychlost otáčení šneku výkonnost stroje (absolutní i vztaženou na sušinu) a počet provozních poruch vztažených na 100 dt vybraného materiálu. Zvýšením otáček šneku z 240 na 300 za minutu bylo ve všech případech dosaženo zlepšení všech posuzovaných vlastností stroje při odhozu jak do vnitřní, tak i vnější šachty, s výjimkou měrné spotřeby elektrické energie při odhozu do vnitřní shazovací šachty.

3. Při menší rychlosti ctáčení frézovacího šneku vznikají u vrchního vybíracího stroje provozní poruchy, jejichž růst by mohl provoz stroje v praktických podmínkách znemožnit. K těmto poznatkům se došlo při zkouškách s počtem otáček šneku 240 za minutu.

4. Většina výsledků pokusů naznačuje, že počet žabek na frézovacím šneku ovlivňuje především energetické ukazatele. Při úplném počtu žabek dochází nejčastěji k vyšší měrné spotřebě elektrické energie než u šneku bez žabek. Vliv počtu žabek na výkonnost stroje nelze pokládat za prokázaný; při odchodu do vnější šachty nebyl totiž sledován významný vliv počtu žabek na výkonnost stroje a při odhozu do vnitřní šachty bylo se šnekem bez žabek dosaženo vyšší výkonnosti přepočtené na sušinu, než se šnekem se žabkami. Lze tedy souhlasit s údaji zahraniční literatury, že hlavní význam žabek na frézovacím šneku je rozrušení zmrzlého povrchu siláže v zimě.

5. Na závěr lze říci, že uvedené výsledky pokusů naznačují, že další hlubší výzkum je nutno soustředit především na vztah mezi rychlostí ctáčení frézovacího šneku a hlavními provozními vlastnostmi stroje za jinak přibližně stejných okolností. Rovněž vliv rychlosti krouživého pohybu stroje nesmí být přehlížen. Tyto vlastnosti a jejich změny byly totiž při zkouškách zjištěny pouze při dvou víceméně náhodně zvolených rychlostech.

Došlo dne 4. 10. 1966

К вопросу теории устройства для верхней выемки силоса

1. Проведенные опыты по существу однозначно доказали, что при помощи устройства для верхней выемки силоса с отбрасыванием во внутреннюю сбрасывающую шахту при приблизительно одинаковых условиях можно достигнуть значительно лучших результатов, чем при помощи устройства для отбрасывания во внешнюю сбрасывающую шахту.

2. Скорость вращения шнека при сбросе во внешнюю шахту повлияла на все оцениваемые свойства машины (абсолютная мощность и мощность, приходящаяся на сухое вещество, число эксплуатационных рабочих дефектов, перечисленное на 100 т/день выгруженного материала, и удельный расход электроэнергии как абсолютной, так и относящейся к сухому веществу). При сбросе во внутреннюю шахту скорость вращения шнека повлияла на мощность

машины (абсолютную и относящуюся к сухому веществу), а также на число эксплуатационных дефектов, приходящихся на 100 т/день выгруженного материала. Путем повышения числа оборотов шнека с 240 до 300 в минуту во всех случаях было достигнуто улучшения всех оцениваемых свойств машины при сбросе как во внутреннюю, так и во внешнюю шахту, за исключением удельного расхода электроэнергии при сбросе во внутреннюю сбрасывающую шахту.

3. При уменьшенной скорости вращения фрезерного шнека у устройства для верхней выемки силоса возникают рабочие дефекты, рост которых мог бы исключить использование машины в практических условиях. Эти заключения были сделаны при испытаниях с числом оборотов шнека 240 в минуту.

4. Большинство результатов опытов свидетельствует о том, что число режущих сегментов на фрезерном шнеке прежде всего влияет на энергетические показатели. При полном числе режущих сегментов чаще всего происходит более высокий удельный расход электроэнергии по сравнению со шнеком без режущих сегментов. Влияние числа режущих сегментов на производительность машины нельзя считать достоверным, так как при сбросе во внешнюю шахту не было установлено существенного влияния числа режущих сегментов на производительность машины, а при сбросе во внутреннюю было достигнуто более высокой производительности, в пересчете на сухое вещество, со шнеком без режущих сегментов, чем со шнеком с режущими сегментами. Следовательно, можно согласиться с данными зарубежной литературы, что главным назначением режущих сегментов на фрезерном шнеке является разрушение замерзшей поверхности силоса зимой.

В заключение можно сказать, что приведенные результаты опытов свидетельствуют о том, что дальнейшее более подробное исследование следует сосредоточить прежде всего на зависимости между скоростью вращения фрезерного шнека и главными рабочими свойствами машин при приблизительно одинаковых условиях. Также следует учитывать влияние скорости крутящего движения машины, так как эти свойства и их изменения были установлены при испытаниях только при двух более или менее случайно выбранных скоростях.

Comments on the Theory of the Top Silo Unloaders

1. The experiments carried out indicate without any doubt, that with otherwise approximately equal conditions, substantially better results can be achieved with a top silo unloader discharging into an inner chute than with types feeding an outer chute.

2. The rate of the auger rotations when discharging through the outer chute, affected all characteristics of the unloader considered (i. e. the absolute rate of delivery and the delivery rate correlated to the dry matter contents, the number of breakdowns per 100 metric cents of the silage discharged and the specific consumption of the electric power - both the absolute value and the value correlated to the dry matter contents). When discharging through the inner chute, the auger rotations affected the delivery rate of the unloader (both the absolute rate and the rate correlated to the dry matter contents) and the number of breakdowns correlated to 100 metric cents of the silage discharged. When the auger rotations were increased from 240 to 300 per minute, an improvement was achieved in all the properties considered with both the types discharging through the inner chute and the types discharging through the outer chute, except the specific consumption of the electric power when discharging through the inner chute.

3. With lower rotations of the auger, breakdowns occur with top silo unloaders, the increase of which could make the practical operation of the unloader impossible. The experience was made in tests with 240 rotations of the auger per minute.

4. Most of the results obtained in tests indicate, that the number of the knives on the auger affects primarily the values of the power required. With a full number of knives, the specific electric power consumption is generally higher than with the augers having no knives. The effects of the number of knives on the delivery rate of the unloader can not be taken as proved ones: with the discharge through the outer chute no significant influence was found of the number of knives on the delivery rate of the unloader and with the discharge through the inner chute a higher delivery rate correlated to the dry matter contents was achieved with an auger having no knives than with an auger equipped with knives. It can be thus agreed with the findings described in foreign literature, saying that the main task of the knives on the auger is to stir up the frozen surface of the silage in winter.

The results of the experiments indicate, that more and detailed research should be aimed primarily to the relation between the auger rotations and the principal operational properties of the unloader with otherwise approximately equal conditions. The rate of rotations have to be considered as well. In the experiments carried up to now, these properties and their changes were determined in only two, more or less coincidentally chosen rates.

Beitrag zur Theorie der Obenentnahmefräsen für Silotürme

1. Durchgeführte Versuche haben im wesentlichen eindeutig erwiesen, daß mit mittels der Obenentnahmefräse mit dem Innenschachtabwurf unter sonst etwa gleichen Bedingungen bedeutend bessere Ergebnisse als mit Anlagen für Außenschachtabwurf erzielt werden können.

2. Die Umlaufgeschwindigkeit der Frässhnecke während des Außenschachtabwurfes wirkte sich auf alle zu beurteilenden Eigenschaften der Anlage (absolute Leistung sowie auf Trockenmasse bezogene Leistung, Anzahl von Betriebsstörungen in Umrechnung auf 100 dt ausgewählten Silogutes, sowie den spezifischen Stromverbrauch sowohl absolut als auch auf die Trockenmasse bezogen) aus. Bei dem Innenschachtabwurf beeinflusste die Schneckenumlaufgeschwindigkeit die Leistung der Anlage (absolut sowie auf die Trockenmasse bezogen) und die Anzahl der auf 100 dt ausgewählten Silogutes bezogenen Betriebsstörungen gleichfalls. Durch die Steigerung der Schneckendrehzahl von 240 auf 300 U/min wurde sowohl bei dem Innen- als auch Außenschachtabwurf, mit Ausnahme des spezifischen Stromverbrauches bei der Entnahme in den Innenabwurfschacht in allen Fällen eine Verbesserung aller zu beurteilenden Eigenschaften der Anlage erzielt.

3. Bei einer geringeren Umlaufgeschwindigkeit der Frässhnecke treten bei der Obenentnahmeverrichtung Betriebsstörungen auf, deren Aufstieg in praktischen Bedingungen den Einsatz der Anlage unmöglich machen könnte. Diese Erkenntnisse wurden während der Prüfungen mit einer Schneckendrehzahl von 240 U/min erzielt.

4. Die meisten Versuchsergebnisse lassen erkennen, daß die Anzahl der Frässhneckenklingen vor allem die energetischen Kennziffern beeinflusst. Eine vollständige Klingenzahl führt des öfteren zu einem höheren spezifischen Stromverbrauch als bei der klingenlosen Schnecke. Die Auswirkung der Klingenzahl auf die Leistung der Anlage ist nicht als erwiesen zu betrachten; bei dem Außenschachtabwurf wurde nämlich keine bedeutende Auswirkung der Klingenzahl auf die Leistung der Maschine festgestellt und bei dem Innenschachtabwurf wurde in Umrechnung auf die Trockenmasse mit der klingenlosen Schnecke eine höhere Leistung als mit der Klingenschnecke erzielt. Man kann also den Angaben der ausländischen Literatur zustimmen, daß die Hauptbedeutung der Frässhneckenklingen in der Zerstörung der gefrorenen Gärfutteroberfläche im Winter besteht.

Abschließend ist anzugeben, daß die erwähnten Versuchsergebnisse erkennen lassen, daß eine tiefer angelegte Untersuchung vor allem auf die Beziehung zwischen der Umlaufgeschwindigkeit der Frässhnecke und grundlegende Betriebseigenschaften der Anlage unter sonst etwa gleichen Umständen zu konzentrieren ist. Ebenso wenig darf die Auswirkung der Geschwindigkeit der Maschinenkreiselbewegung mißachtet werden. Diese Eigenschaften und deren Änderungen wurden nämlich während der Prüfungen nur bei zwei mehr oder weniger stichweise gewählten Geschwindigkeiten ermittelt.

Adresa autora:

Ing. Josef Blažek, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Řepy u Prahy

V práci Aerosoly v ochraně rostlin [2] je popsán letecký zmlžovač pro vyvíjení teplých aerosolů, skládající se ze dvou vypařovacích komor, umístěných na prodlouženém výfuku letadla K 65. Aerosolový roztok byl do komor přiváděn vysokotlakým čerpadlem a z nich po směru proudu výfukových plynů bez předehřívání rozprašován čtyřmi tryskami spojenými vnějším prstencem. Při provozním ošetřování se však ukázalo, že prodloužené výfuky mají nepříznivý vliv na výkon motoru, že celé zařízení je značně poruchové a že letadla typu K 65, popř. L 60, nejsou v důsledku velké pracovní rychlosti a předepsané výšky letu vhodná pro aplikaci teplých aerosolů [2].

Vzhledem k tomu, že letecká aplikace teplých aerosolů je ve speciálních podmínkách biologicky i ekonomicky důležitá, rozhodli jsme se zkonstruovat nový zmlžovač LAG II bez dřívějších závad, nesený na vrtulníku HC 3 a splňující tak všechny požadavky úspěšné aplikace tohoto typu aerosolu.

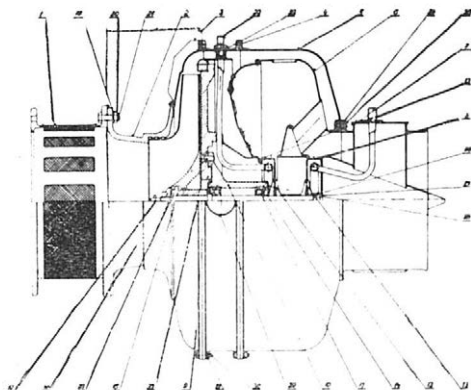
ČÁST EXPERIMENTÁLNÍ

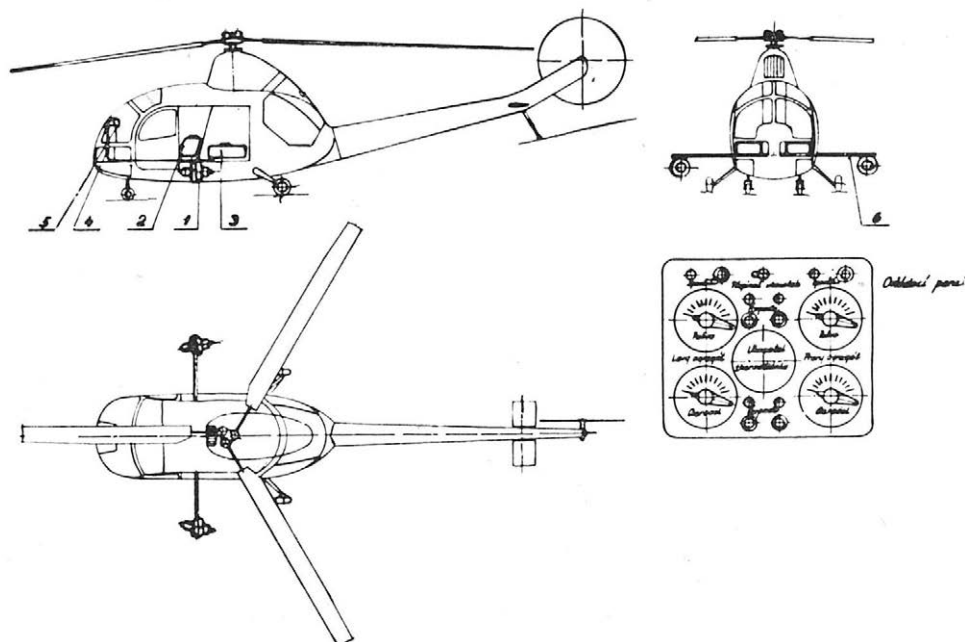
Zmlžovač LAG II se skládá z odstředivého dmyhadla, jehož rotor nasává vzduch přes ochranné síto, stlačuje jej a převádí do spalovací komory. Část vzduchu je přiváděna do sekundární části, tvořené pláštěm komory a plamenec, další část vzduchu pak do primárního prostoru plamenice prstencového tvaru. Rotor dmyhadla je upevněn na hřídeli a spolu s kotoučem rozprašujícím palivo a kotoučem rozprašujícím aerosolový roztok je uložen v pouzdře ve dvou kuličkových ložiskách.

1. Náčrtes leteckého zmlžovače LAG II

Některé nejdůležitější součásti:

- 1 — ochranné síto,
- 5 — plášť komory,
- 6 — plamenec,
- 7 — potrubí prstencového tvaru k odvádění spalín,
- 10 — pouzdro k upevnění hřídele
- 11 — kuličková ložiska,
- 12 — kotouč k rozprašování paliva,
- 13 — kotouč k rozprašování aerosolového roztoku,
- 15 — rotor dmyhadla,
- 17 — hřídel s rotorem,
- 22 — přívod paliva





2. Nákras zástavby zmlžovače LAG II u vrtulníku HC 3

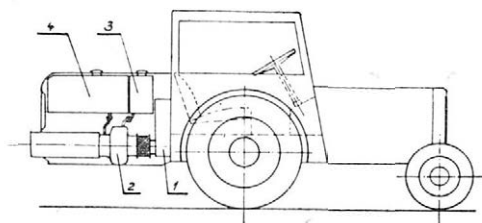
- 1 – zmlžovač LAG II,
- 2 – nádrž na palivo,
- 3 – nádrž na aerosolový roztok,
- 4 – potrubí a elektrická instalace,
- 5 – ovládací panel,
- 6 – nosník zmlžovačů LAG II

Palivo (motorová nafta nebo letecký petrolej) je ke kotouči přiváděno potrubím z nádrže přes palivovou rampu. Otvory v palivové rampě, která má tvar prstence, je palivo přiváděno na stěnu kotouče a dvěma řadami otvorů ve věnci kotouče je rozprašováno do plamence.

Rozprašovaná směs se zapálí svíčkou nízkého napětí s kluznými jiskrami [5]. Hořící směs ve tvaru prstence se rozprostírá kolem kotouče v radiálním směru. Spaliny se mísí se sekundárním vzduchem a opouštějí plamenec potrubím prstencového tvaru. Jedním z žebér potrubí je aerosolový roztok přiváděn ke kotouči, kterým je rozprašován do proudu spalín. Palivo i aerosolový roztok je ke kotoučům přiváděn ze spádových nádrží.

Parametry použitého dmýchadla:

průtočné množství $Q = 0,10 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$,
 stlačení $\Delta p = 130 \text{ mm/H}_2\text{O}$,
 výkon $N = 0,20 \text{ kW}$,
 otáčky $n = 2800 \text{ min}^{-1}$.



3. Nákras pozemního zmlžovače

- 1 – převodovka,
- 2 – zmlžovač,
- 3 – nádrž na palivo,
- 4 – nádrž na aerosolový roztok

Dmychadlo je poháněno elektromotorem OR 9,7-Z, $N = 300 \text{ W}$; $n = 2800 \text{ min}^{-1}$; 380/220 V.

Charakteristika dmychadla udávaná výrobcem byla přepočtena pro různé otáčky podle těchto vztahů:

Změna průtočného množství

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Změna stlačení

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

Změna výkonu

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

Takto přepočtená charakteristika dmychadla je znázorněna grafem na obrázku 4.

Spalovací komora byla vypočtena pro tyto výstupní parametry dmychadla:

celkový tlak $p_2^x = 10\,930 \text{ kp/m}^2$,

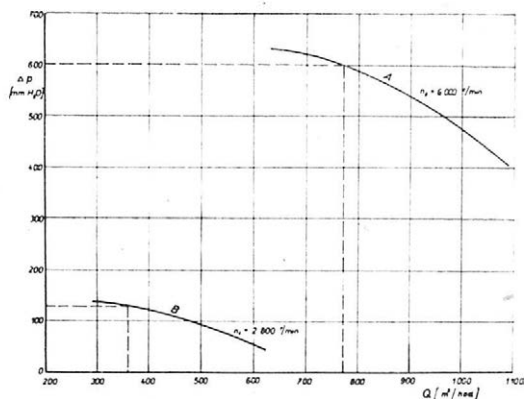
celková teplota $T_2^x = T_0^x = 288^\circ \text{ K}$,

rychlost $w_r = 20 \text{ m s}^{-1}$,

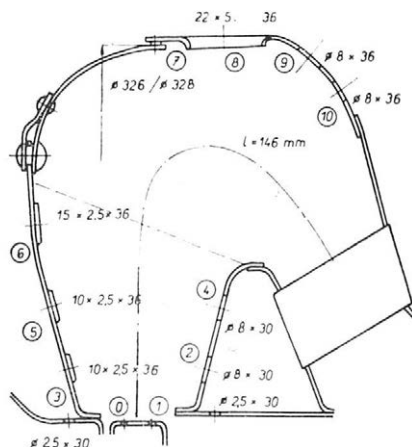
průtočné množství $Q = 770 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ($G_v = 0,3 \text{ kg s}^{-1}$).

Na základě zkušeností bylo děrování plamence navrženo podle grafu na obrázku 5. Hydraulická délka komory $l = 146 \text{ mm}$. Parametry děrování v označených řezech jsou uvedeny v tabulce I.

Proměnná x v tabulce I je vzdálenost jednotlivých řezů otvorů v plamenci. Vyneseme-li vzdálenost jednotlivých řezů, vztaženou na celkovou hydraulickou délku v závislosti na průřezích otvorů v jednotlivých řezech, vztažených na celkovou plochu otvorů, do plamence, obdržíme tzv. zákon přívodu vzduchu. Tento zákon je znázorněn grafem na obrázku 6. Vidíme, že asi ve 24 % délky je přivedeno 33 % vzduchu. Uvedený zákon



4. Přepočet charakteristiky dmychadla



5. Děrování plamence

I. Parametry děrování

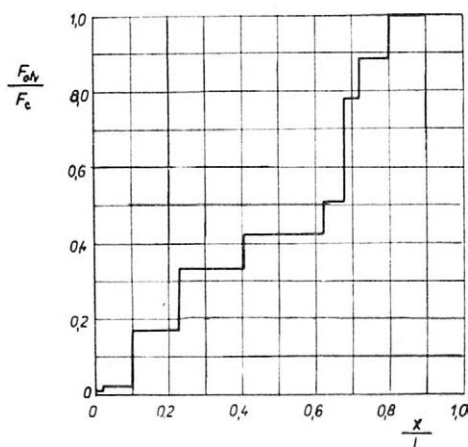
Pořadové číslo	Počet otvorů	Průměr otvoru mm	F_{otv} průřez otvoru cm^2	x	$\frac{x}{l}$	$\frac{F_{otv}}{F_c}$
0	30	2,5	1,47	0	0	0,0098
1	30	2,5	1,47	3	0,021	0,0098
2	30	8	15,10	16	0,10	0,1000
3	36	$10 \times 2,5$	9,0	16	0,10	0,0590
4	30	8	15,10	35	0,24	0,1000
5	36	$10 \times 2,5$	9,0	35	0,24	0,0590
6	36	$10 \times 2,5$	13,5	60	0,41	0,0890
7	1	$\varnothing 326/328$	10,27	90	0,62	0,0660
8	36	22×5	39,60	100	0,68	0,2620
9	36	8	18,10	105	0,72	0,1200
10	36	8	18,10	115	0,80	0,1200
$F_c = 150,71 \text{ cm}^2$						0,9946

přívodu vzduchu umožňuje určit aerodynamickou tlakovou ztrátu. Ta je znázorněna grafem na obrázku 7. Pro parametr průtočného množství

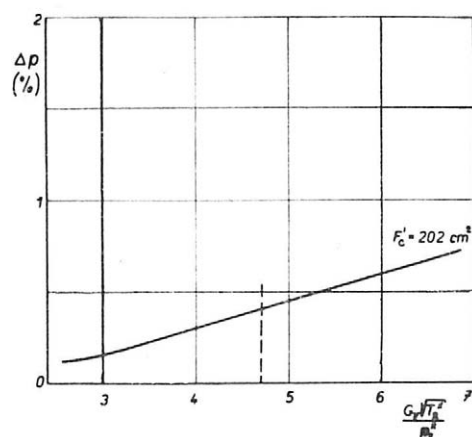
$$\frac{G_v \sqrt{T_2^x}}{p_2^x} = 4,68$$

je tato ztráta 0,45 %.

Pro pohon dmychadla zmlžovače neseného na vrtulníku HC 3 bylo použito elektrického motoru z elektrické vzpěry UR 6 při ponechání převodu 3 : 1 do pomalu. Motor je dimenzován pro výkon $\sim 400 \text{ W}/6500 \text{ min}^{-1}$. Podle charakteristiky znázorněné grafem na obrázku 4 pracuje dmychadlo blízko režimu udávaného výrobcem $Q \cong 360 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$,



6. Zákon přívodu vzduchu



7. Aerodynamická tlaková ztráta

$\Delta p \cong 130 \text{ mm H}_2\text{O}$. Výkon motoru je 220 W při $n = 750 \text{ min}^{-1}$. Při použití zdroje proudu o napětí 24 V bude příkon motoru 300 W .

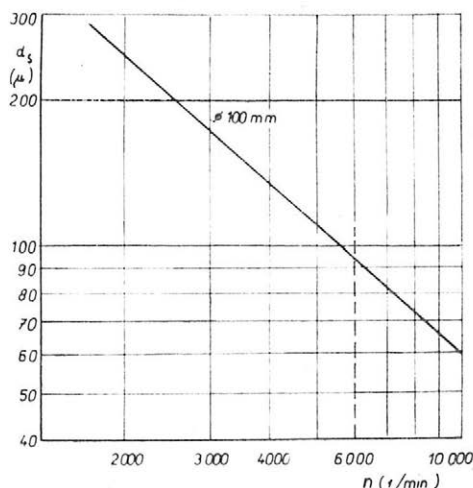
Vzhledem k tomu, že se předpokládá použití dvou zmlžovačů, bude zdrojem elektrické energie pro oba motory dynamo z vrtulníku HC 3. Dynamo má výkon 1000 W s možností zvýšení na 1500 W při chlazení proudem vzduchu. Při těchto náhonových možnostech vychází rychlost na vstupu do ventilátoru $w_1 = 6,3 \text{ m s}^{-1}$ a na výstupu $w_2 = 10,42 \text{ m s}^{-1}$, tlakové číslo $\psi = 1,02$, celková účinnost $\eta_c = 66 \%$, provozní bod $\alpha = 0,228$.

Výstupní parametry dmychadla $p_2^x = 10\,460 \text{ kp/m}^2$; $T_2^x = T_0 = 288^\circ \text{K}$; $w_2 = 10,42 \text{ m s}^{-1}$; $\dot{Q} = 360 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ($G_v = 0,124 \text{ kg s}^{-1}$).

Aerodynamická tlaková ztráta pro

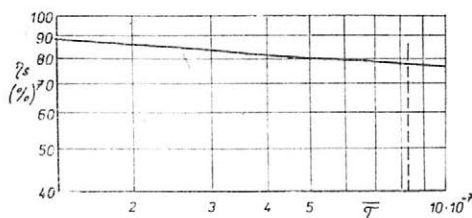
$$\frac{G_v \sqrt{T_2^x}}{p_2^x} = 2,02$$

je podle grafu na obrázku 7 $\Delta p = 0,18 \%$.



8. Charakteristika rozprašování paliva

9. Spalovací účinnost



Charakteristika rozprašování paliva. Podle grafu na obrázku 8 je $d_s = 180 \mu$

$$\bar{T} = \frac{G_v \cdot d_s^2}{D^3 \left(\frac{p_2^x}{T_2^x} \right)^n} = \frac{0,124 \cdot 3,24 \cdot 10^{-8}}{0,06^3 \left(\frac{10\,460}{288} \right)^{0,5}} = 3,1 \cdot 10^{-7}$$

Podle grafu na obrázku 9 je spalovací účinnost $\eta_s = 83 \%$.

Z rovnice

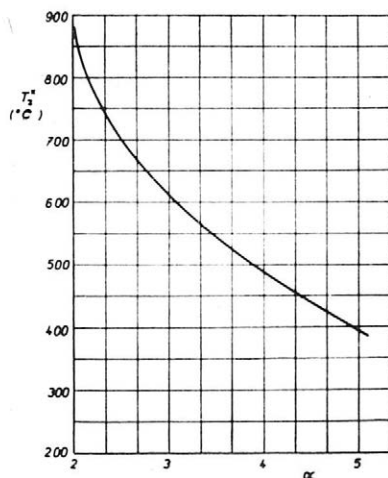
$$T_3^x = T_2^x + \frac{\eta_s \cdot H_u \cdot G_p}{(G_v + G_p) \cdot \left(\frac{c_{p3} + c_{p2}}{2} \right)}$$

určíme T_3^x pro různé hodnoty α a G_p . Tyto hodnoty jsou následující:

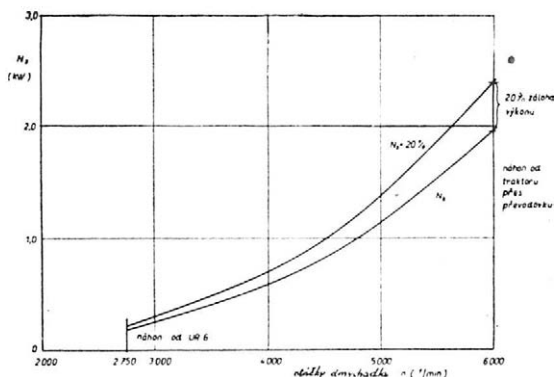
α	2	3	4	5
T_3^x ($^\circ \text{C}$)	885	615	488	394
G_p (kg h^{-1})	12	10	7,5	6,0

Průběh teplot na součiniteli přebytku vzduchu je znázorněn grafem na obrázku 10.

Protože během konstrukce zmlžovače LAG II se ukázala možnost využít jeho podstatné části i pro pozemní zmlžovače řady PAG [3], rozhodli jsme se pro jeho upravení k těmto účelům. Celkové uspořádání zmlžovače zůstává stejné jako v prvním případě, mění se pouze náhon dmyhadla a výkonostní charakteristiky.



10. Průběh závislosti teplot na součiniteli přebytku vzduchu



11. Změna příkonu na otáčkách dmyhadla

Změna příkonu na otáčkách je znázorněna na obrázku 11. Pro pozemní zmlžovač vyplývá při 6000 ot. min⁻¹ příkon dmyhadla 2,3 kW. Z grafu na obrázku 4 pak průtočné množství $Q = 770 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ a stlačení $\Delta p = 600 \text{ mm H}_2\text{O}$. Z rovnice kontinuity byla vypočtena rychlost ve vstupním hrdle dmyhadla $13,5 \text{ m s}^{-1}$ a na výstupu 20 m s^{-1} . Dále byly obvyklým postupem vypočteny: celková účinnost dmyhadla 64 %, tlakové číslo $\psi = 1,035$, provozní bod $a = 0,204$ [1].

Ze známé závislosti kvality rozprášení na otáčkách kotouče, graficky znázorněné na obrázku 8, můžeme určit střední průměr částic paliva podle Sauterova vzorce [5] $d_s = 95 \mu$. Podle našich měření není kvalita rozprášení závislá na průtočném množství paliva.

Podle autory odvozeného vztahu určíme charakteristické číslo [4]

$$\bar{T} = \frac{G_v \cdot d_s^2}{D^3 \left(\frac{p_2^x}{T_2^x} \right)^n} = \frac{0,3 \cdot 9,02 \cdot 10^{-9}}{0,06^3 \left(\frac{10\,930}{288} \right)^{0,75}} = 8,25 \cdot 10^{-7}$$

kde: D = šířka zóny hoření

n = exponent rychlosti chemické reakce

a z grafu na obrázku 9 vychází spalovací účinnost 78 %.

Z bilance tepla vyjádřené rovnici

$$\eta_s = \frac{(G_v + G_p) \cdot \left(\frac{c_{p3} + c_{p2}}{2} \right) \cdot (T_{x3} - T_{x2})}{H_u \cdot G_p}$$

12. Průběh závislosti teploty spalin za komorou na součiniteli přebytku vzduchu

můžeme vypočítat teplotu spalin na výstupu z komory

$$T_3^x = T_2^x + \frac{\eta_s \cdot H_u \cdot G_p}{(G_v + G_p) \left(\frac{c_{p3} + c_{p2}}{2} \right)}$$

Při hodnotách:

výhřevnosti paliva $H_u = 10\,000$

kcal/kg,

měrných teplot vzduchu $c_{p2} = 0,24$

kcal/kg grad,

spalin $c_{p3} = 0,26$ kcal/kg grad,

průměrného množství paliva

$$G_p = \frac{G_v}{L_o \cdot \alpha}$$

kde: $L_o = 14,8$ kg/kg teoretického množství vzduchu
 α = součinitel přebytku vzduchu, který volíme

můžeme určit závislost teploty spalin na α a G_p :

α	2	3	4	5
T_3^x (°C)	935	664	518	425
G_p (kg h ⁻¹)	36	24	18	14,5

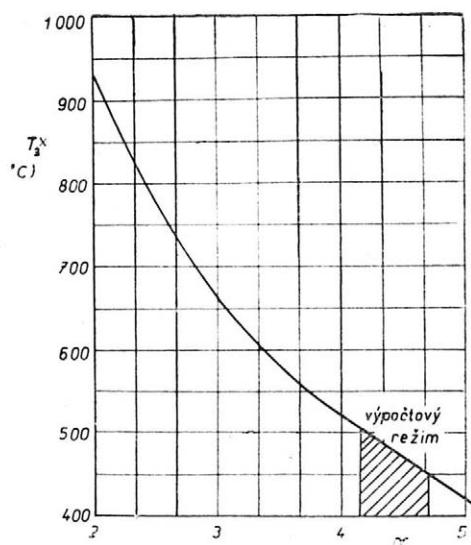
kde G_p = průměrné množství paliva přiváděné do komory

Průběh závislosti teploty spalin za komorou na součiniteli přebytku vzduchu je znázorněn na obrázku 12, kde je šrafováním vyznačen rozsah práce spalovací komory.

Dodávka aerosolového roztoku o viskozitě $\sim 3,5$ Cs/+20°C je 50 – 100 l h⁻¹. Zmlžovač LAG II s produkcí teplého aerosolu, nesený na vrtulníku HC 3, bude využit všude tam, kde nelze použít klasických letadel nebo pozemních strojů. Půjde především o horské a podhorské oblasti, kde se uplatní jak v boji proti lesním škůdcům, škůdcům ovocného stromoví, tak i v boji proti škůdcům polních plodin a chmele. Na 1 ha se podle odolnosti škůdce a síly napadení spotřebuje 3,5–4,5 kg aerosolového roztoku s obsahem příslušné insekticidní látky. Uvedený zmlžovač může být využit též v ochraně zemědělských kultur proti pozdním mrazům. V takovémto případě se k vytváření aerosolového mraku použije pouze čistý ložiskový olej B 1 nebo motorová nafta.

ZÁVĚR

Práce popisuje konstrukci leteckého zmlžovače LAG II, produkujícího teplý aerosol, s možností využít jeho podstatné části i pro pozemní zmlžovače řady PAG. Výhodou tohoto zařízení je, že k rozprašování paliva do spalovací komory a aerosolového roztoku se používá rotujících kotoučů, upevněných na hřídeli spolu s rotorem dmychadla, čímž odpadá použití vysokotlakých čerpadel, jakož i filtrace paliva a aerosolového roztoku. Spalovací komora umožňuje produkci teplého aerosolu v širokém rozsahu teplot.



Literatura

1. Beck, A.: Ventilátory. Praha SNTL, 1958. — 2. Koula, V. - Dúrasová, M.: Aerosoly v ochraně rostlin. Sborník CSAZV-Rostlinná výroba, 1955, č. 7 : 519-535. — 3. Koula, V.: Pozemní aerosolové generátory řady PAG. V tisku. — 4. Schůrek, O.: Kritéria podobnosti při hoření směsi rozprášeného paliva ve spalovacích komorách. V tisku. — 5. Schůrek, O.: Hoření paliva ve spalovacích komorách proudových motorů. Základní problémy ve stavbě spalovacích turbin. Praha ČSAV, 1962.

Аэрозольный туманообразователь серии LAG с продукцией термического аэрозоля, помещенный на вертолете HC 3

В работе описывается конструкция аэротуманообразователя LAG II, дающего термический аэрозоль с возможностью использования его существенной части и для наземного туманообразователя серии PAG. Преимущества такого устройства заключаются в том, что для распыливания горючего в камеру сгорания и аэрозольного раствора применяются вращательные диски, укрепленные на валу вместе с ротором нагнетателя, в результате чего отпадает необходимость применения насоса с высоким давлением, а также и фильтрации горючего и аэрозольного раствора. Камера сгорания дает продукцию термического аэрозоля в широком диапазоне температур.

The LAG Aerosol Mist Blowers Generating Warm Aerosol, Mounted on the HC 3 Helicopter

The paper describes the design of a helicopter-mounted LAG II mist blower, generating warm aerosol, the principal part of which can be utilized for the PAG mist blowers operated on ground. The advantage of the equipment is, that rotating discs, mounted on the shaft together with the rotor of the mist blower are used to atomize the fuel injected into the combustion chamber, thus eliminating the high-pressure pumps and the filtration of both the fuel and the aerosol solution. The combustion chamber makes it possible to generate warm aerosol in a wide range of temperatures.

Das Aerosol-Nebelgerät der Reihe LAG mit Warm-Aerosol-Produktion, als Anbaugerät für den Hubschrauber HC 3

In dieser Arbeit wird die Konstruktion eines Nebelgerätes für Flugzeuganwendung LAG II, mit dem warmes Aerosol erzeugt wird, beschrieben; bei der Konstruktion besteht die Möglichkeit, den grundlegenden Teil auch für die auf der Erde anzuwendenden Nebelgeräte der Reihe PAG anzuwenden. Der Vorteil dieser Vorrichtung besteht darin, daß zur Zerstäubung von Brennstoff in der Verbrennungskammer und von Aerosol-Lösung rotierende Scheiben angewendet werden, die auf der Welle gemeinsam mit dem Rotor des Gebläses befestigt sind. Hierdurch entfällt die Anwendung von Hochdruckpumpen sowie das Filtrieren von Brennstoff und von Aerosol-Lösung. Die Verbrennungskammer ermöglicht die Erzeugung von warmem Aerosol in breiter Temperaturspanne.

Adresa autorů:

Ing. Oldřich Schůrek, CSc., Výzkumný a zkušební letecký ústav, Letňany u Prahy
Doc. dr. ing. Václav Koula, DrSc., Ústřední výzkumný ústav rostlinné výroby,
Praha - Ruzyně

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA V ZAHRANIČÍ

MECHANIZACE CHOVU A VÝKRMU PRASAT V ZAHRANIČÍ

Ve Studijních informacích ÚVTI - Zemědělská technika č. 6—7 z roku 1965 byl otištěn Bruncvikův přehled mechanizace chovu a výkrmu prasat v zahraničí, shrnující poslední vědeckotechnické poznatky tohoto úseku živočišné výroby. Vzhledem k širokému ohlasu, kterým byla tato přehledná studie přijata širší odbornou veřejností, uvádíme její stručný výtah.

Jelikož prasata nejsou přirozeným způsobem dostatečně chráněna proti nadměrné ztrátě tepla, přizpůsobuje moderní technologie chovu prasat v USA, NSR a Velké Británii stavby a jejich vnitřní zařízení podmínkám nejpříznivějšího prostředí k chovu za předpokladu dosahování nejvyšší produktivity práce. Jsou to pečlivě izolované stavby s dobrým větráním a celkovou klimatizací a se zařízením na odklízování výkalů.

Porovnávání pokusy mezi tradičním výkrmem a chovem prasat s výběhy a výkrmem v omezeném a řízeném prostředí bylo např. ve Velké Británii prokázáno, že při chovu s výběhy je hmotnost prasat o 40 % vyšší. Též přírůstky jsou o 25 % vyšší než v tradičních výkrmnách s výběhy.

U jednotlivých kategorií prasat ve výkrmu nebo v produkční stanici se využívá tepla produkovaného zvířaty. Podle britských výzkumů produkuje jedno prasce o váze 54 kg 75 kcal tepla při teplotě okolí 15 °C a vydechováním produkuje 89 g vody za hodinu.

Řízené prostředí v daných stavbách je závislé na způsobu izolace, způsobu větrání a počtu ustájených prasat. Poměr mezi venkovní a vnitřní teplotou má být 1:5, tj. při změně venkovní teploty o 5 °C se teplota uvnitř stavby upraví o 1 °C. Jelikož celková váha prasete v ustájecím prostoru v porodně (vzhledem k jejich nižšímu počtu) je menší než ve výkrmně, je k dispozici menší množství tepla sdílené okolnímu prostředí; proto musí být izolace čtyřnásobně dokonalejší než ve výkrmnách.

Na konstrukci stavby má velký vliv použité zařízení na odstraňování výkalů. Tak např. nejpoužívanější je mechanická lopata poháněná elektromotorem, zatímco mechanická lopata nesená na malotraktoru je jednouúčelovým strojem, což přirozeně jinak ovlivňuje výrobní náklady.

Nejnovějším směrem v technologii odklízky výkalů je používání roštové podlahy v hnojné chodbě. Řídké výkaly se shromažďují v podzemních jímkách a jsou pak používány jako hnojivé závlahy na polích. Tato metoda je ekonomicky velmi účinná, přičemž si prasata na roštové podlahy rychle zvykají.

Vzhledem k tomu, že na krmení připadá značný podíl z celkové potřeby práce, používá se mechanického plnění žlabů a krmítek. V poslední době se začíná zavádět krmení granulovanými krmivými přímky s podlahy, čímž lze uspořit pořizovací náklady na žlaby nebo krmítka. V západních státech se ustupuje od automatických krmítek a zavádí se zařízení na přesné dávkování do žlabů.

Náklady na práci spojenou s výrobou vepřového masa činí 6—10 % z celkových nákladů a zbytek připadá na krmiva. Má-li být výkrm prasat ekonomický a efektivní, musí především danému účelu vyhovovat stavba: hustota osazení a prostředí musí být v souladu se zachováním optimálních podmínek pro prasata; stavba a vnitřní zařízení musí zajišťovat snížení manuální práce; musí zajistit návratnost vložených investic a dodržování hygienických podmínek; údržba veškerého zařízení má být rychlá a snadná.

Z výsledků průzkumu skutečného Americkou asociací výrobců zemědělských strojů vyplývá, že stavby s řízeným prostředím pro ustájení prasat mohou zvýšeným ziskem uhradit vložené investice v desetiletém období takto: zvýšením činitele využití, větší kapacitou ustájených zvířat, úsporou spotřebovaných krmiv a zlepšením kvality vyrobených produktů. Klimatictí činitelé mají tyto další příznivé účinky: vhodnou teplotou vzduchu jsou prasata udržována v čistším stavu, snižuje se spotřeba steliva a zvyšuje se užitkovost; optimální vlhkost vzduchu zabraňuje přílišné prašnosti a kondenzaci par, čímž se zároveň prodlužuje životnost staveb a jejich zařízení. Vlhkost vzduchu nemá vliv na užitkovost, pokud je řízena teplota. Světlo nemá účinek na užitkovost a kvalitu.

Jelikož změny teploty nejsou žádoucí, neboť způsobují ne hospodárné plýtvání krmivy, stávají britské a americké firmy vepřiny s optimálním hospodařením teplem. V hustě osazených vepřinech má být teplota vzduchu 18 až 20 °C a množství vyměňovaného vzduchu má činit 1 m³ za minutu na 100 kg živé váhy. Spotřeba vzduchu na prase se po celý rok pohybuje od 0,7 do 2,78 m³ za minutu, přičemž přívod vzduchu je řízen automaticky termostaty, popř. i hygrostaty.

Požadovanou doplňkovou teplotu pro selata 27 °C lze zajistit infračervenými zářiči nebo propanovými hořáky. Spotřeba energie na jeden vrh selat nemá překračovat 500 W; při dobré izolaci stačí spotřeba 250 W na vrh.

K úpravě mikroklimatu výkrmu se doporučují teplovzdušná soustrojí s přímým nebo nepřímým ohříváním vzduchu. Při použití tuhých paliv má mít zařízení výkonnost 40 000 až 1 200 000 kcal h⁻¹ podle dané potřeby.

Mezi nejvhodnější izolační materiály patří betonové tvárnice, škvárbetonové pěnové tvárnice, pěnový beton z popílku, pemza, osinkové desky, lisované desky ze slámy, izolační vláknité desky, tuhé desky ze skelného vlákna a z dřevité vlny, drcený korek, skelná vata a štipaný vermikulit.

Pro letní větrání se doporučuje 15 až 30násobná výměna vzduchu, tj. množství vzduchu dodávaného za minutu se má rovnat čtvrtině až polovině prostoru stavby. Při větrání několika větráků musí jeden dodávat tři čtvrtiny celkového množství požadovaného vzduchu. Termostaty větráků se zapojují s rozdílem 1 až 2 °C, takže se větráky nezapínají ani nevypínají zároveň.

Se zaváděním roštových podlah a řízeného prostředí se v USA začíná opět po-

užívat mokrého krmení — šlichtou. Prasata přijímají více krmiv, rychleji rostou, snižuje se prašnost ve výkrmně a tím i možnost onemocnění dýchacích cest, zakrnělá prasata přijímají rovněž více krmiva a spotřeba krmiva na 1 kg přírůstku se snižuje. Nevýhodou mokrého krmení je větší potřeba práce než při manipulaci se suchými krmivy. Na jedno prase připadá 0,37 až 0,46 m² plochy. Krmiva se dopravují pneumaticky do vzdálenosti 360 m.

Mokrého výkrmu se též používá v SSSR, ponejvíce v příměstských oblastech. Krmiva se dopravují do vzdálenosti až 500 m.

Na základě moderních poznatků vědy a techniky se v moskevské oblasti buduje výkrmna na 32 000 prasat; příprava, přísun a dávkování krmiv, napájení, odklíz a využití kalů tvoří v této velkovýkrmně jeden souvislý technologický cyklus.

Ustájení březích prasnic před prasním a kojením, jakož i ustájení jalových prasnic, se nyní začíná opět věnovat zvýšená pozornost; zlepšují se tím příznivé podmínky pro prasnice, čímž se zvyšuje současně produktivita práce a hospodárnost celého chovu.

Někteří britští farmáři umísťují prasnice do individuálních klecí dva dny po připuštění bez vypouštění do výběhu po celou dobu březosti. Pevné betonové klece jsou velmi dobře větrány. Farmy mají vlastní přípravný krmiv a speciální stavby pro každou kategorii chovu a výkrmu prasat. Z ekonomického zhodnocení britskými odborníky vyplývá, že individuálním chovem a krmením se zvýšily vrhy, jejich váha je větší a vyrovnaná. Největší úspory bylo dosaženo snížením spotřeby krmiv o 10 %.

Porodny prasat mají ve Velké Británii porodní klece a palandy pro selata, vyhřívána infračervenými zářiči. V nových porodních klecích se zřizuje oddělená plocha pro kálení.

Ve Švédsku byla vyvinuta porodní klec s omezovacím rámem, která nutí prasnici, aby se nejdříve mírně posadila než se převrátí ze strany na stranu, a tím zabraňuje zalehnutí selat. Ve Velké Británii se staví porodny pro prasnice se stacionárními dřevěnými kotci a postroji, aby selata nemohla být zalehnuta.

Mnozí farmáři ve vyspělých kapitalistických státech dávají přednost chovu prasnic a selat v malých boudách s omezeným výběhem a s maximální mechanizací krmení, napájení apod.

Některé firmy v západních státech vyrábějí univerzální stavby pro výkrm prasat, které jsou po úpravách vhodné i ja-

ko porodny prasnic a k odchovu selat. Jde o prefabrikované díly z ocelového plechu, dřeva nebo azbestocementu. Stavby jsou vybaveny úplným zařízením podle požadovaného technologického postupu.

Ve Velké Británii se zabývají možností normalizace staveb k usnadnění sériové výroby. Normalizace je zaměřena na stanovení nejmenší možné plochy připadající na jedno prase. Zároveň se snižují pořizovací náklady.

V USA je výroba vepřového masa soustředěna do komplexních farem počínaje chovem selat až po porážkové linky. Příslušné společnosti mají vlastní produkční stanici, odchovnu, výkrmny, porážkové

linky a výrobní krmných směsí. V těchto zařízeních se již plně projevuje vertikální integrace. Mezi nejpokrokovější patří známá firma Behlen.

Firma Black, Sivalls & Bigson Inc. vyvinula kruhovou produkční stanici a výkrmnu prasat, tzv. silo pro bekonová prasata. V této ocelové stanici se chovají prasata, selata a prasnice ve výkrmu v omezeném prostředí. Stanice je prvním ustájovacím zařízením tohoto druhu: má průměr 16 m a kapacitu 48 prasnic a 450 prasat, která jsou ustájena ve dvou podlažích nad sebou. Stavba má řízené prostředí a automatické krmicí zařízení.

Zpracovala ing. M. K o č o v á, ÚVTI

Souček Z.: Požadovaný frekvenční rozsah měřicích přístrojů používaných při pevnostním výzkumu zemědělských strojů	125
Koskuba K.: Dimenzionální analýza procesu vytřásání	131
Dunca J.: Aplikácie vzťahov pre možnosti stanovenia relatívnych chýb výsledku pri meraní pružných konštánt stebel obilovín	137
Blažek J.: Příspěvek k teoretickému řešení vrchních vybíracích strojů na siláž	149
Schůrek O., Koula V.: Zmlžovač řady LAG s produkcí teplého aerosolu, nesený na vrtulníku HC 3.	161
Zemědělská technika v zahraničí	
Kočová M.: Mechanizace chovu a výkrmu prasat v zahraničí	169

СОДЕРЖАНИЕ

Соучек З.: Требуемая частотная характеристика измерительных приборов, применяемых при исследовании прочности сельскохозяйственных машин (130). — Коскуба К.: Анализ размерностей процесса сепарации зерна соломотрясом (136). — Дунца Ю.: Использование зависимостей для возможности определения относительных ошибок результата при измерении гибких констант стеблей зерновых культур (147). — Блажек Й.: К вопросу теории устройства для верхней выемки силоса (157). — Схурек О., Коула В.: Аэрозольный туманообразователь серии LAG с продукцией термического аэрозоля, помещенный на вертолете HC3 (168). — Коцова М.: Механизация свиноводства и откорма свиней за рубежом (169).

CONTENT

Souček Z.: Frequency Range Required with Gauging Instruments Used with the Strength Investigations of the Agricultural Machines (130). — Koskuba K.: Dimensional Analysis of the Action of Straw Walkers (136). — Dunca J.: Making Use of Relations by Different Methods of Determining Relative Errors in Results of Measuring Constants of Elasticity in Corn-Stalks (147). — Blažek J.: Comments on the Theory of the Top Silo Unloaders (157). — Schůrek O., Koula V.: The LAG Aerosol Mist Blowers Generating Warm Aerosol, Mounted on the HC 3 Helicopter (168). — Kočová M.: Mechanization of Pig Breeding and Fattening in Abroad (169).

INHALT

Souček Z.: Sollfrequenzbereich von Meßgeräten für die Anwendung bei der Festigkeitsuntersuchung über Landmaschinen (res. E/130). — Koskuba K.: Dimensionsanalyse des Schüttelprozesses (136). — Dunca J.: Die Application der Beziehungen betreffs der Möglichkeiten der Bestimmung von Relativfehlern des Ergebnisses bei der Messung der Elastizitätskonstanten bei Getreidehalmen (147). — Blažek J.: Beitrag zur Theorie der Obenentnahmefräsen für Silotürme (159). — Schůrek O., Koula V.: Das Aerosol-Nebelgerät der Reihe LAG mit Warm-Aerosol-Produktion als Anbaugerät für den Hub-schrauber HC 3 (168). — Kočová M.: Mechanisation der Schweinehaltung und -mast im Ausland (169).

TABLE DES MATIÈRES

Souček Z.: Gamme de fréquences prévue des appareils de mesure utilisés lors de la recherche concernant la résistance des machines agricoles (res. An/130). — Koskuba K.: Analyse dimensionnelle du processus de secouage (res. An, Al/136). — Dunca J.: Application des rapports pour les possibilités de fixation des fautes relatives du résultat en mesurant les constantes souples des tiges de céréales (res. An, Al/147). — Blažek J.: Contribution à la solution théorique des machines d'évacuation de l'ensilage par le haut (res. An/158, Al/159). — Schůrek O., Koula V.: Brouillardier de la série LAG, produisant l'aérosol chaud, porté sur l'hélicoptère HC 3 (res. An, Al/168). — Kočová M.: Mécanisation de l'élevage et de l'engraissement des porcs à l'étranger (169).

otiskuje tyto příspěvky:

M. Kepert, M. Findeisová: *Výzkum vlivu fyzikálních faktorů na kvalitu vojtěškových mouček*

V práci je uveden přehled dosavadních poznatků o ztrátách beta-karotenu při sušení vojtěšky. Snížení obsahu beta-karotenu sušením závisí na teplotě vojtěšky během sušicího procesu a během doby sušení. Výsledky byly zpracovány do nomogramu a lze jich použít při stanovení sušicích parametrů pro sušárnu LKB. Nomogram sušicích parametrů vojtěšky vzhledem k zachování beta-karotenu může mít praktický význam pro naše zemědělství.

M. Preininger, J. Maléř, H. Mašková: *Poškození zrna pěstovaných odrůd pšenice*

Práce se zabývá rozdílností v náchylnosti k poškození u 10 odrůd pšenice, a to: Diana, Pavlovická 198, Kaštická osinatka, Fanal, H. Qualitas, Bezostaja, Lada, Salzmünder Bartweizen, Zlatka, Remo. Závislost poškození jednotlivých odrůd na vlhkosti probíhá u všech prověřovaných odrůd (s výjimkou Remo) přibližně shodně. Poškození zrna klesá se stoupající vlhkostí až do určitého minima, dosaženého u většiny odrůd při vlhkosti 22 až 24 %.

Z práce vyplývají tyto závěry: Šlechtění odrůd je třeba zaměřit na zvýšení odolnosti proti poškození tak, aby odolnost zrna v rozmezí vlhkosti 15 až 22 % byla vyrovnaná. Zejména je třeba se zaměřit na zvýšení odolnosti proti poškození v rozmezí vlhkosti 15 až 18 %.

M. Velebil: *Odstraňování výkalů ze zpevněných ploch mechanickou lopatou*

Vzhledem k univerzálnosti použití a jednoduchosti konstrukce byla práce zaměřena na výzkum mechanické lopaty. V teoretické i praktické části výzkumu byly získány některé rozhodující ukazatele jak pro technologii, tak i pro konstrukci mechanické lopaty. Práce dále uvádí podrobná kritéria stanovení maximálního příkonu pro mechanickou lopatu.

J. Havlíček: *Příspěvek k teorii mezního opotřebení strojních součástí*

Na základě rozboru podmínek provozu strojních součástí vytyčuje práce především potřebu zavést nové pojmy, a to: relativní a absolutní mezní opotřebení. Dále pak práce rozebírá použitelnost ekonomických kritérií mezního opotřebení, vlivy, které na toto opotřebení působí, jakož i projev těchto vlivů na konkrétní velikosti mezního opotřebení.

K. Janáč: *O problémech mikroklimy vo velkokapacitných stavbách s hlbokou podstielkou pre chov nosníc*

Z rozboru sledovaných teplot, relativní vlhkosti, jakož i absolutní vlhkosti vzduchu v objektech vyplývá, že v zimních měsících je nutno tyto objekty temperovat. Při velké ustájecí kapacitě drůbeže nevystačíme ani v jednom ročním období s výměnou vzduchu gravitačním systémem. U typových objektů T-704 s okny se dobře osvědčuje přetlakové větrání s přihříváním vzduchu v zimním období. V speciálních objektech bez oken se nejlépe osvědčuje komplexní řešení vzduchotechniky se zimním přihříváním a letním ochlazením vzduchu.

I. Prekopp: *Otázky poľnohospodárskej techniky z hľadiska prvovýroby mlieka v materiáloch XVII. Medzinárodného mliekárenského kongresu*

Příspěvek otištěný v rubrice ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA V ZAHRANIČÍ je tematickým přehledem jednání uvedeného kongresu. Sumarizuje a hodnotí tyto problémy projednávané na kongresu: otázky nových typů ustájení dojníc, otázky techniky získávání mléka, otázky ošetření mléka po nadojení, otázky dopravy mléka jak v hospodářském závodě, tak i do zpracovatelských podniků.