

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10

ROČNÍK 17 (XLIV)

PRAHA

ŘÍJEN 1971

CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

Řídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Miloslav Adam, ing. Karel Bernhard, doc. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Jiří Fiala, CSc., ing. František Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Jaroslav Homolka, ing. Ján Jech, ing. Karel Joza, ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Piša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Šteffl, ing. Alois Vávra, CSc., Josef Višínský, CSc.
Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavičková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1971

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

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

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

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

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

O spolupráci VÚZT se sovětskými institucemi v zemědělské technice

Základním předpokladem systematické vědecké práce je seznámení se s výsledky v zahraničí. Literární část, konfrontace s cizími prameny a diskuse je samozřejmou částí výzkumné zprávy nebo vědeckého článku. V první řadě se vychází z dostupné literatury, ze studia zahraničních pramenů, ale stále více se zkvalitňují práce vlastními poznatky získanými nebo naměřenými na studijní cestě nebo při výměně zkušeností při návštěvě výzkumného pracovníka v zahraničí. Tímto způsobem postupují i pracovníci v oboru zemědělské techniky.

Vezmeme-li v úvahu rozhodující činitele v zemědělské technice — velká koncentrace, specializace, formy integrace pro socialistické zemědělství — je vcelku pochopitelné, že kvalitativně i kvantitativně největší tok vědeckých pramenů přichází z lidově-demokratických států, převážně pak ze Sovětského svazu.

Rozebereme si nyní některé formy spolupráce se sovětskými vědeckými institucemi na poli zemědělské techniky tak, jak se praktikují v současné době ve Výzkumném ústavu zemědělské techniky v Praze — Řepích.

Výměna literatury je základní formou práce výzkumných ústavů resp. jejich dokumentačních oddělení. Je potěšitelné, že výměna se neustále rozšiřuje, zejména po přímém navázání kontaktů s řešiteli jednotlivých výzkumných úkolů. Vedle značného počtu originální i světové literatury v oboru zemědělské techniky je nutné podtrhnout také tu skutečnost, že v ruštině je možné se seznámit i s výsledky jiných autorů např. z kapitalistických států, které jsou v SSSR běžně buď ve výtahu nebo v celém rozsahu publikovány.

Mezinárodně koordinované úkoly mají na úseku zemědělské techniky dobrou tradici. Nelze u nich ovšem mluvit pouze o spolupráci ČSSR a SSSR, neboť zde přistupují i ostatní členské státy RVHP. Jsou úkoly, které koordinuje nebo koordinoval VÚZT Řepy (např. zemědělskou dopravu, mechanizaci při chovu prasat, cukrovku apod.), jsou úkoly, které koordinují jiné výzkumné ústavy RVHP a jsou úkoly, které koordinuje SSSR.

V současné době spolupracuje VÚZT na mezinárodně koordinovaném úkolu „Vypracování racionální technologie pro živočišnou výrobu na farmách pro chov skotu“, který je koordinován Vsesvazovým VÚ elektrifikace zemědělství (VIESCH) v Moskvě. Lhůta řešení 1964—1972.

Společně s Vsesvazovým VÚ mechanizace zemědělství (VIM) v Moskvě podílí se dále VÚZT na mezinárodně koordinovaných úkolech na témata „Vypracování proudové technologie pro sklizeň a skladování brambor“ a „Technologie sklizeň, konzervace a skladování píce“. Společně s Vsesvazovým VÚ elektrifikace zemědělství (VIESCH) v Moskvě účastní se na tématu „Racionální technologie výroby na farmách pro chov prasat“. Společně s VÚ mechanizace a elektrifikace zemědělství v Tbilisi podílí se VÚZT na úkolu „Mechanizace a elektrifikace výrobních procesů v horských zemědělských podmínkách“, koordinovaném BLR.

Dvoustanné dohody lze považovat za velmi úspěšnou formu spolupráce, která vede k racionálnějšímu řešení výzkumných úkolů. Lze ji považovat za formu přímé spolupráce VÚZT a sovětských výzkumných ústavů.

V souladu se smlouvou z roku 1968 setkali se v Moskvě zástupci ministerstva zemědělství SSSR, Leninovy všesvazové akademie zemědělských věd a Federálního ministerstva zemědělství a výživy ČSSR a ČSAZ v květnu 1971, aby shrnuli výsledky spolupráce na rok 1971. Protokol podepsaný 14. května 1971 konstatoval, že spolupráce v r. 1970 byla úspěšná a že přispěla k dalšímu rozvoji zemědělství obou států. V r. 1971 budou obě strany pokračovat v přímé spolupráci, uskutečňovat společné vědecké práce a koordinovat zemědělský

vědecký výzkum. Zejména si vyvinul na bezdeveizovém základě vědecké pracovníky a výzkumné zprávy ke studiu zkušenosti a poznatků zemědělské vědy. VUZT se v rámci této dohody účastní spolupráce s Všesvazovým VU elektrotechnické zemědělské vědy a výzkumu na problematiku "Výzkum a vypracování vědeckých základů projektování technologických linek pro komplexní elektromechanizaci skladování a rozdělování krmiv na farmách s tržní výrobou mléka" a s Všesvazovým VU mechanizace zemědělství v Moskvě na problematiku "Vypracování a zavádění průmyslové technologie sklízecího obilovin".

Mezi národními soustavami strojů navazuje respektive rozšiřuje úspěšnou činnost na soustavě strojů československého zemědělství. VUZT se aktivně podílí na zpracovávání Mezinárodní soustavy strojů pro komplexní mechanizaci zemědělství a lesnictví RVHP. Poslední zasedání redakční skupiny MSS bylo v Moskvě v květnu 1971. Při jednáních zasedání skupiny byly zpraveny dílčí soustavy, doplněny agrotechnické a zootechnické požadavky na jednotlivé stroje a vyjádřena zainteresovanost jednotlivých členských států RVHP na stroje. Byla provedena i redakce koncepce rozvoje mechanizace zemědělství po r. 1970.

Mezi další formy spolupráce lze zahrnout exkurze a studijní cesty. Z návštěvy v roce 1971 ve VUZT lze jmenovat 37 účastníků oblastního výboru Komsomolu z Kijeva, 22 účastníků Vysoké školy zemědělské z Moskvě a Minská a menší skupinky vědeckých pracovníků ministerstva zemědělství z Moskvě, VIMu, VIESCHu, výzkumné laboratoře mechanizace šlechtitelství z Kijeva, Výzkumného ústavu vědecko-technických informací v zemědělství z Moskvě a běloruského výzkumného ústavu půdoznalství z Minská.

Za významný je nutné považovat pobyt 25 pracovníků VUZT v agrofyzikální ústavu v Leningradě, ve Výzkumném ústavu mechanizace a elektrotechnické zemědělství Severozápadu RSFSR v Puškinu. Ve všech ústavech byly konsultovány společné problémy výzkumu a výměny zkušeností s tím, že ve státech bude pokračováno. Kromě toho navštívila řada pracovníků ústavu Sovětský svaz formou služebních cest.

Formy spolupráce na poli výzkumu jsou různé, avšak ve všech směrech mají své plné opodstatnění. VUZT je v současné době považován za významného partnera, a to nejen v SSSR, ale i v ostatních členských státech RVHP. Není jisté nahodou, že jednáni expertů RVHP jednomyslně navrhlo zřízení koordináčního centra pro problematiku "Mechanizace, elektrotechnizace a automatizace výrobních postupů v rostlinné a živočišné výrobě".

Byl vypracován a schválen návrh programu vědecko-technické spolupráce.

Uvedená činnost bude vyvíjena na základě usnesení nejvyšších orgánů zemi RVHP o integraci vědeckovýzkumné činnosti tak, aby dosahovali formy mezinárodní koordinace vědy a výzkumu i v zemědělské technice byly zefektivněny a zintenzivněny. Ústavení mezinárodního koordináčního centra pro zemědělskou techniku ve VUZT se setkává s účinnou podporou SSSR na mezinárodním poli RVHP.

Doc. ing. Miloslav Velebil, CSC,
ředitel Výzkumného ústavu
zemědělské techniky

*Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů
v Praze — Chodově*

Obsahem tohoto čísla časopisu *Zemědělská technika* jsou vybrané práce, představující dílčí výsledky v průběhu řešení některých výzkumných úkolů. Výběr nemůže ovšem poskytnout ani přibližnou informaci o činnosti ústavu jako celku, je však nicméně volen tak, aby zahrnoval práce z obou hlavních oblastí činnosti, a to ze základního i aplikovaného výzkumu v oboru zemědělských strojů. Většina prací uvádí dílčí výsledky při řešení dlouhodobých a komplexních výzkumných úkolů, takže některé práce navazují na témata, o nichž se již na stránkách *Zemědělské techniky* pojednávalo, a k jiným se budeme pravděpodobně v budoucnosti ještě vracet.

V oblasti základního výzkumu se zabývá první práce (J. P r o c h á z k a) problémem vlivu náhodných proměnných zatížení na únavovou životnost zemědělských strojů a uvádí jednoparametrické i dvouparametrické metody analýzy těchto zatížení, způsob redukce výsledků dvouparametrické metody a vliv charakteru zatížení na výsledky analýzy, získané popisovanými metodami.

Práce v experimentálním výzkumu silových a energetických poměrů na nožovém bubnu řezaček (V r a n ý), rovněž v oblasti základního výzkumu, navazuje na teoretický rozbor těchto poměrů, publikovaný již dříve v časopise *Zemědělská technika* (č. 1 z roku 1971). V nové práci popisuje autor použití zkušební metody a zařízení a uvádí výsledky výzkumu, zejména hodnoty řezných sil a řezné energie u různých zpracovávaných materiálů, vliv otupení nožů a geometrie řezacího ústrojí na hodnoty sil a energie a podává obraz celkových energetických poměrů na nožovém bubnu při změnách různých parametrů (otáček, materiálu, délky řezanky, konstrukčního uspořádání, otupení nožů apod.). Závěrem práce je konfrontace teoretických a experimentálních hodnot a doporučení pro optimální uspořádání řezacího ústrojí.

Dvě práce, uveřejněné v tomto čísle *Zemědělské techniky*, jsou z oblasti aplikovaného výzkumu. První z nich (L a n ě a, Č e r m á k) uvádí další poznatky z výzkumu briketování píce svinováním, získané v letech 1969 až 1970 na briketovací stolici s mimoběžnými kuželi. Práce si všímá zejména

metodiky a výsledků měření výkonnosti a příkonu briketovací stolice a dále metodiky a výsledků měření fyzikálně-mechanických parametrů briket, např. koeficientu pevnosti briket, oděru briket, úhlu tření briket, průměru sliso- vanosti v průřezu brikety, rozložení sušiny v průřezu brikety, teploty čerst- vě vyrobených briket, objemové hmotnosti briket apod.

Druhá práce v oblasti aplikovaného výzkumu (C a b l k, K u b á ě k) se zabývá rozбором různých systémů nadžlabových dopravníků, zejména do- pravníků zásobníkových, šterbinových a pásových sklápěcích. Práce si všímá chování materiálu při dopravě, stlačování materiálu vlivem dopravy, vlivu na pravidelnost dávkování velkoobjemových krmiv a způsobů zabudování jednotlivých systémů do krmných linek. Jako výsledky uvádí práce tech- nicko-ekonomické hodnocení systémů a návrhy na jejich využití.

Práce, které v tomto čísle Zemědělské techniky předkládáme čtenáři, před- stavují výsledky výzkumu, základního i aplikovaného, jehož využití v praxi pomůže řešit naléhavé problémy v zemědělství. Toto praktické zaměření vědecké práce považuje Výzkumný ústav zemědělských strojů v Praze-Cho- dově za jeden ze základních principů své činnosti, aby v duchu závěrů XIV. sjezdu KSČ mohl úspěšně plnit své celospolečenské úkoly.

Ing. Dušan Hutla, vědecký redaktor čísla, Výzkumný ústav zemědělských strojů v Praze-Chodově

631.3.001.4 631.17:330.514

Experimentální výzkum velikosti a charakteru namáhání zemědělských strojů, konaný již řadu let, prokázal, že toto namáhání je kmitavé s náhodně se měnícími amplitudami, často se mění i střední hodnota (Souček 1964). V souvislosti s tím se ukazuje, že hodnocení pevnosti strojů jen z hlediska maximálních, statisticky nedefinovaných zatížení je nedostačující, neboť nezahrnuje celý zátěžný proces, ovlivňující únavovou životnost, která může být často rozhodující. Význam únavové životnosti s rostoucím využíváním konstrukčních materiálů u nových strojů stále stoupá. Znalost statistického souboru zatížení umožňuje také posoudit význam, tj. pravděpodobnost výskytu občasných vysokých přetížení, která se vyskytují a která nelze vyloučit. To vše dokazuje potřebu statistického hodnocení náhodných procesů zatížení zemědělských strojů. Tyto otázky vystupují do popředí zejména v souvislosti se zaváděním zrychlených zkoušek zemědělských strojů na zkušebních drahách nebo zkušebních stolicích, ale také z hlediska zdokonalení pevnostních výpočtů částí těchto strojů.

Postup prací při zjišťování únavové životnosti lze rozdělit do následujících tří etap:

- a) získání experimentálních podkladů o provozním zatížení,
- b) statistická analýza experimentálních údajů,
- c) aplikace výsledků analýzy při zkouškách únavové životnosti, pevnostních výpočtech a při vypracování podkladů pro konstruktéry.

Tyto etapy spolu úzce souvisejí a částečně se překrývají. Vzhledem k rozvoji experimentálních metod zjišťování namáhání je v současné době těžiště problému v bodech b) a c), ve kterých se naráží na současný nedostatečný stav poznání zákonitostí kumulace únavového poškození při náhodném procesu zatěžování. Tento příspěvek se zabývá problematikou druhé etapy prací, tj. metodami analýzy experimentálních podkladů a souvislostmi těchto metod s charakterem provozních zatížení, vyskytujících se na zemědělských strojích.

POUŽÍVANÉ METODY ANALÝZY NÁHODNĚ PROMĚNNÝCH ZATÍŽENÍ

Metody analýzy náhodného zatěžování vycházejí jednak z náhodného charakteru sledovaného procesu, jednak z potřeb a z možností, jak použít získaných informací. Nutnost zachytit velký počet údajů, které by náhodný proces dostatečně charakterizovaly, vede k používání metod matematické statistiky. Poněvadž jde o řešení otázek únavové

životnosti, je nutné získat informace o namáhání v takové formě, která je vhodná pro další použití při pevnostních výpočtech nebo zkouškách. Výpočty únavové pevnosti jsou založeny na srovnávání údajů o zatížení se standardními charakteristikami únavové pevnosti strojních částí, které se všeobecně udávají amplitudou napětí a počtem cyklů do porušení, u nesymetrického zatížení pak také středním napětím cyklů (Wöhlerovy křivky, diagramy zachycující vliv středního napětí). Výsledky analýzy musí tedy umožňovat stanovení stejných charakteristik, popřípadě i dalších doplňujících údajů. Náhodný proces zatížení se přitom převádí na proces schematizovaný, skládající se ze stejných cyklů jako při zjišťování křivek únavové pevnosti, o němž se předpokládá, že je ekvivalentní s výchozím z hlediska únavového poškození.

Statistická analýza náhodných procesů namáhání se může dělat buď metodami analýzy četností kmitů různé velikosti, nebo metodou frekvenční analýzy. Druhý způsob, ač velmi moderní, není dosud pro svou matematickou složitost dostatečně propracován a přináší i řadu principiálních těžkostí, takže nenašel dosud širšího použití. Není proto v této práci rozebírán; bližší uvádějí autoři Schijve (1963), Hass (1962), Hanke (1969) a Serensen a kol. (1961). Nejpropracovanější a všeobecně používané jsou metody analýzy četností. Celkové rozpětí změn analyzované veličiny se rozdělí na řadu intervalů (tříd) vzájemně na sebe navazujících a určuje se počet pozorovaných hodnot (vrcholů kmitů, rozkmitů apod.) v každé třídě; tento počet nazýváme třídni četností n a přiřazujeme jej k hodnotě veličiny odpovídající středu třídy.

Grafickým znázorněním ve formě sloupkového diagramu dostaneme histogram rozdělení četností, nazývaný také stupňovitým třídním spektrem (obr. 1). Sečítáním třídni četností dostaneme kumulativní četnosti h , které přiřazujeme hodnotám sledované veličiny, odpovídajícím hranicím tříd, a které udávají, kolik hodnot souboru je nižších nebo vyšších než zvolená hranice třídy. Grafickým znázorněním je křivka kumulativních četností (kumulativní spektrum), která nezávisí na šířce zvolených tříd a je tedy obecným podkladem charakterizujícím výsledek analýzy.

Náhodný proces je charakterizován dvěma parametry: kolísáním velikosti rozkmitů (rozdílů sousedních maximálních a minimálních hodnot) a kolísáním polohy středů rozkmitů. Byla vypracována celá řada metod analýzy četností, které se liší podle toho, kolik a jaké parametry sledované veličiny se při analýze zjišťují. Lze je rozdělit do tří základních skupin:

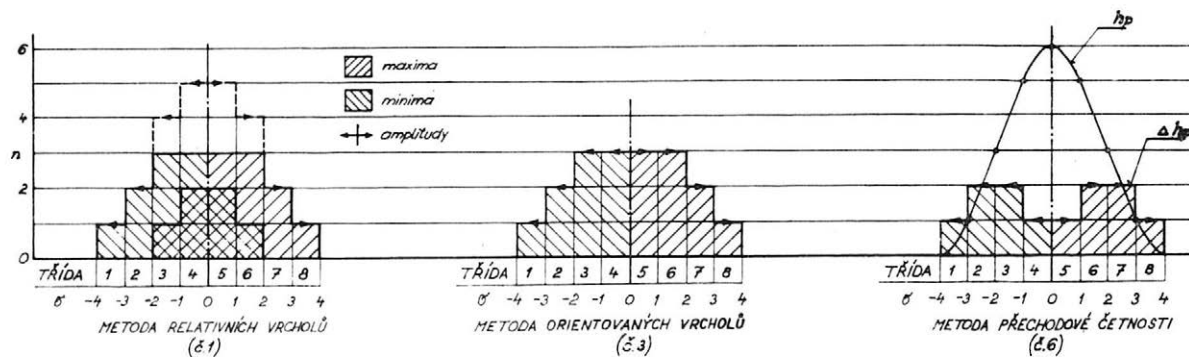
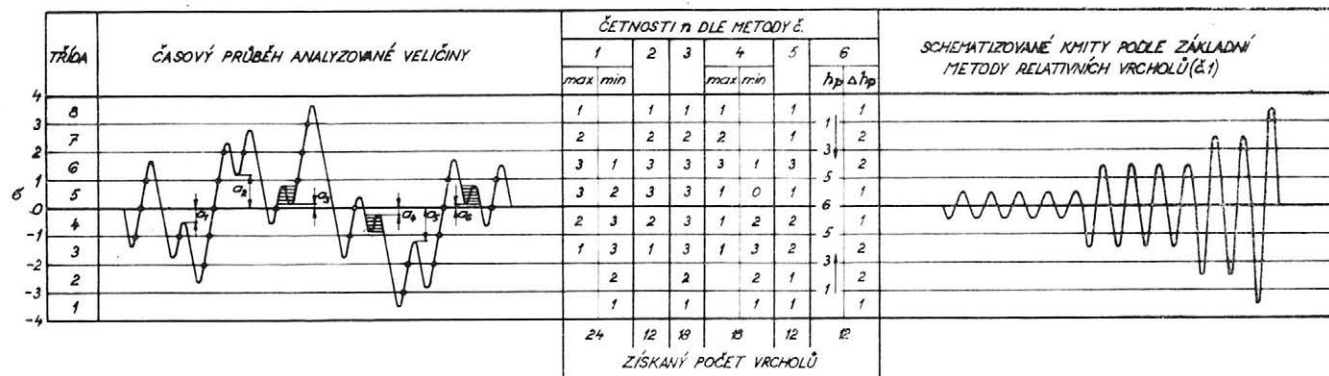
a) jednoparametrické metody počítající vrcholové hodnoty kmitů (maxima a minima), přičemž střední hodnoty kmitů se považují za stále a rovné střední hodnotě veličiny z analyzovaného úseku, tzv. dynamické nule;

b) jednoparametrické metody počítající rozkmity, přičemž střední hodnoty rozkmitů se kladou opět na hladinu dynamické nuly;

c) dvouparametrické metody, které kromě velikosti kmitů určují i jejich proměnnou střední hodnotu.

V každé skupině existuje metoda základní a řada metod z ní odvozených. Všechny nepočítají s časovou posloupností kmitů. Dále jsou uvedeny všechny metody zjištěné z literatury (Schijve 1963, Hass 1962, Hanke 1969, Slobin a Trofimov 1969, Serensen a kol. 1961, materiál NATI), které se prakticky používají. Jsou označeny pořadovými čísly. Není vyloučeno, že postupem času budou vypracovány i metody další, neboť vývoj není ukončen. Poněvadž analýza z hlediska únavového poškození musí vždy vést k počtu celých cyklů zatížení, není zde zahrnuta tzv. metoda časové četnosti, která třídí hodnoty sledované veličiny, odpovídající časovým intervalům, takže nedává představu o reálném počtu kmitů. Tato metoda je ostatně známa a je vhodná k charakterizování fyzikálních procesů s ohledem na jejich střední hodnotu a rozptyl; blíže je popsána v literatuře (Hanke 1969).

1. Příklady analýzy četností metodami počítajícími vrcholové hodnoty (maxima a minima) a přechody hladin, se znázorněním způsobu reprodukce kmitů. Dole jsou uvedeny histogramy četnosti získaných hodnot a z nich odvozených amplitud kmitů (σ = napětí)



1. Metoda relativních vrcholů (obr. 1)

je základní metodou, vycházející z četností vrcholů. Určují se počty všech vrcholů (maxim a minim) v mezích zvolených třídních intervalů, čímž se obecně dostanou současně dvě křivky rozdělení maxim a minim. Amplitudy kmitů jsou dány vzdáleností vrcholů od dynamické nuly, přičemž i minima nad dynamickou nulou dávají amplitudy kladné (na obr. 1 označeny a_2, a_3, a_6) a maxima pod dynamickou nulou amplitudy záporné (a_1, a_4, a_5) — viz rozdělení četností a schematizované kmity na obr. 1. K vytvoření úplného cyklu se kombinují kladné a záporné amplitudy buď stejné velikosti nebo stejné četnosti (asymetrická spektra). Tento postup vede tedy podle charakteru sledovaného procesu k menšímu nebo většímu zostření reprodukce skutečných podmínek.

2. Metoda maxim

je zjednodušením předchozího způsobu. Vychází z předpokladu, že rozdělení minim je symetrické vůči rozdělení maxim vzhledem k dynamické nule (v tomto případě jsou oba způsoby rovnocenné). Třídí tedy jen maxima a za kladné amplitudy bere opět vzdálenosti všech maxim od dynamické nuly, k nimž přiřazuje záporné amplitudy stejné velikosti.

3. Metoda orientovaných vrcholů

je opět zjednodušením základní metody. Počítá jen maxima nad a minima pod dynamickou nulou, takže obecně dostaneme jedinou křivku četností se zlomem na dynamické nule. Zanedbává se tedy část převážně menších kmitů. Amplitudy kmitů jsou opět dány vzdálenostmi vrcholů od dynamické nuly a cykly zatížení se vytvářejí kombinací kladných a záporných amplitud stejné velikosti nebo četnosti.

4. Metoda vybraných relativních vrcholů

vyplývá z obavy o přecenění drobných zákmitů. Započítává jen takové vrcholy (maxima i minima), mezi nimiž rozkmity převyšují předem zvolenou hodnotu. Tato hodnota může být stanovena na základě některých teorií kumulace dílčích poškození nebo únavových zkoušek, podle nichž amplitudy napětí menší než určitá část meze únavy strojní části nemají již vliv na životnost. Použití metody je tedy značně vázáno na určitý výpočtový postup a ověření zkouškami.

Amplitudy kmitů se stanoví opět vůči dynamické nule. U příkladu na obr. 1 byly vynechány vrcholy, mezi nimiž jsou rozkmity menší než šířka jedné třídy (označeno vodorovným šrafováním).

5. Metoda absolutních vrcholů

započítává jen jednu nejvyšší špičku (maximum nebo minimum) mezi dvěma následujícími průchody měřené veličiny dynamickou nulou. Zanedbává tedy značnou část i větších kmitů ležících nad dynamickou nulou nebo pod ní, přičemž zahrnuje i drobné kmity kolem této nuly. Amplitudy kmitů se opět určují vůči dynamické nule. Z tohoto postupu plynoucí zvětšení rozkmitů oproti skutečnosti je kompenzováno snížením četností, které jsou prakticky vždy nižší než u metody relativních vrcholů. Celkový počet absolutních vrcholů odpovídá počtu přechodů nulové hladiny.

6. Metoda přechodové četnosti

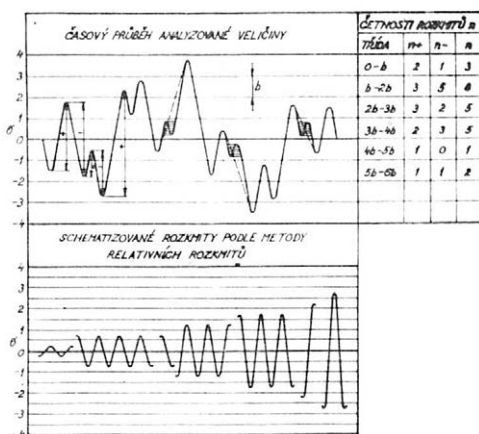
dostala svůj název podle pracovního postupu, který je přístrojově snadno realizovatelný. V principu však vede na četnosti relativních vrcholů, určitým způsobem (jiným než u metody č. 3) korigované. Určuje počty přechodů přes stanovené hladiny (hranice tříd), a to buď jen na stoupající nebo jen na klesající části kmitů, nebo v oblasti nad dynamickou nulou u stoupající části a v oblasti pod dynamickou nulou u klesající části kmitů; oba způsoby jsou rovnocenné. Vzhledem k tomu, že pro každou sledovanou polovinu kmitu (stoupající nebo klesající) se započítávají všechny přechody hladin, je na rozdíl od ostatních metod výsledkem analýzy kumulativní četnost h_p . Lze dokázat, že počet přechodů určité hladiny je roven absolutní hodnotě rozdílu mezi počtem maxim a minim, ležících nad touto hladinou nebo pod ní, a tedy absolutní hodnotě rozdílu mezi kumulativními četnostmi maxim a minim na této hladině. Rozdíl přechodových četností na hranicích určité třídy (označ. Δh_p) udává tedy rozdíl četností maxim a minim v této třídě. Proti základní metodě relativních vrcholů se zanedbává dvojnásobný počet kmitů než u metody orientovaných vrcholů (č. 3). V případě, že maxima se vyskytují jen nad

7. Metoda relativních rozkmitů (obr. 2)

je základní metodou vycházející z četností rozkmitů. V principu je možné počítat všechny rozkmity odpovídající zatížení jak stoupajícímu (kladné), tak klesajícímu (záporné), přičemž získané četnosti jsou pak dvojnásobkem počtu kmitů. Často se však započítávají jen rozkmity kladné nebo jen záporné, neboť ze statistického hlediska jsou stoupající i klesající části rovnocenné (Paasch 1969). Středů rozkmitů se kladou na hladinu dynamické nuly, takže amplituda kmitu je rovna polovině rozkmitu. Amplitudám získaným metodami vrcholů zde tedy odpovídá dvojnásobná šířka třídy; zvolí-li se stejná jako u metody vrcholů, dostaneme jemnější rozčlenění amplitud (obr. 2). Metoda věrně reprodukuje změny zatížení, které skutečně nastaly, nedává však informace o absolutních hodnotách špičkových zatížení. Nevýhoda je, že zanedbání malého rozkmitu ovlivní velikost předcházejícího i následujícího započítaného rozkmitu.

8. Metoda vybraných relativních rozkmitů

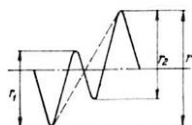
je obdobná jako metoda č. 4. Započítávají se jen rozkmity, které jsou větší než předem určená hodnota; ta se stanoví stejně jako u metody č. 4 (i zde tedy platí úzká souvislost mezi výsledky analýzy a jejich aplikací). Na obr. 2 je vyznačeno zanedbání rozkmitů menších než šířka třídy (šrafovaně), což má za následek zvětšení některých započítaných rozkmitů (vyznačeno čárkovaně). Středů rozkmitů se opět ztotožňují s dynamickou nulou.



2. Příklad analýzy četností (σ = napětí) metodou relativních rozkmitů s vyznačením způsobu reprodukce kmitů. Uvažovány jsou rozkmity kladné i záporné (stoupající i klesající)

9. Metoda zvětšených rozkmitů

je dalším rozšířením i zkomplikováním metody předcházející. Malé rozkmity do určité velikosti, stanovené stejně jako u předcházející metody, se zanedbávají přímo. Při výběru větších rozkmitů, které mají být započteny, se porovnává jejich vliv na únavovou životnost podle některé z teorií kumulace dílčích poškození. Časový průběh napětí se bere jako složený ze základních (velkých) kmitů a menších kmitů superponovaných (obr. 3). Porovnává se poškozuující účinek základního rozkmitu r s účinkem dvou rozkmitů r_1 a r_2 vytvořených vlivem superponovaného kmitu a započítává se ta alternativa, která dává poškození větší. Při dvou nebo více superponovaných kmitech se postupuje po částech rozdělením na úseky odpovídající případu na obr. 3. K snadnějšímu porovnání



3. Rozdělení kmitů na základní a superponované podle metody zvětšených rozkmitů

vlivu velikosti rozkmitů se používá speciálních nomogramů. Metoda je tedy velmi pracná a ve větším měřítku ji lze rozumně realizovat jen s použitím počítače. Je opět těsně vázána na použitý výpočtový postup (volbu teorie kumulace dílčích poškození) i typ sledovaných strojních částí. Používá se v NATI (Naučno-issledovatelskij traktornyj institut, Moskva). Podle metodiky vypracované tímto ústavem se přímo zanedbávají kmitů s amplitudou menší než 70 % meze únavy, což pro nejrozšířenější sovětské ocele na svařované konstrukce zn. 20, St3 a 09G2, při nejvyšších koncentracích napětí i vysoké asymetrii zatížení činí 250 kp/cm². Koeficient sklonu levé větve Wöhlerovy křivky v logaritmických souřadnicích se doporučuje brát pro nýtované spoje $m = 3$, pro svařované spoje $m = 4$.

10. Metoda úplných cyklů (párových rozkmitů)

Výklad této metody v literatuře není jednoznačný. Schijve (1963) a Hass (1962) ji uvádějí jen principiálně a nazývají ji metodou párových rozkmitů. Ze způsobu realizace metody párových rozkmitů, jak jej popsal Hanke (1964), by vyplývaly určité odlišnosti od metody úplných cyklů, uvedené v materiálu NATI, VISCHOMu a v práci Slobina a Trofimova (1966); naproti tomu u Slobina a Trofimova (1966) a v materiálu VISCHOMu jsou oba názvy ztotožněny. Princip metody je však v obou případech stejný. Spočívá v tom, že kladnému (stoupajícímu) rozkmitu se přiřazuje vždy rozkmit záporný (klesající) o stejné velikosti; tyto dvojice (páry) rozkmitů pak tvoří jeden úplný cyklus zatížení, jehož amplituda je rovna polovině rozkmitu. Středů rozkmitů se kladou opět na hladinu dynamické nuly. Přitom mohou být rozkmity menší než určitá zvolená hodnota zanedbány, aniž by tím byly ovlivněny rozkmity sousední.

Postup analýzy podle materiálu NATI a podle Slobina a Trofimova (1966) je uveden na obr. 4. Časový průběh napětí se opět bere jako složený ze základních a superponovaných kmitů, přičemž za superponované kmitů se postupně pokládají všechny, jejichž vrcholy leží uvnitř rozpětí daného navazujícími vrcholy předcházejícího a následujícího kmitu. Postupně se odečítají a vylučují páry rozkmitů menší než zvolené hodnoty (horní hranice tříd), čímž se dostanou třídní, popřípadě kumulativní četnosti celých cyklů zatížení (na obrázku je průběh vzhledem ke své krátkosti analyzován jako cyklicky se opakující, tj. po posledním maximu následuje opět první minimum). Celkový počet cyklů je stejný jako u základních metod relativních vrcholů nebo relativních rozkmitů.

Uvedený způsob analýzy znamená podstatné zdokonalení metody relativních rozkmitů. Jak je zřejmé z obr. 4, zanedbání rozkmitů menších než zvolená hodnota (např. horní hranice první nebo druhé třídy) ovlivní jen celkový počet cyklů, nikoliv však velikost započítávaných větších rozkmitů. Největší započtená hodnota rozkmitu zde souhlasí s největším skutečným rozpětím změn veličiny (např. podle metody relativních rozkmitů je největší rozkmit 5,5 třídy, zde 7,5 třídy). Přiřazováním kladných a záporných rozkmitů se zachovává i část informací o časové posloupnosti změn veličiny. Metoda je však velmi pracná; při použití počítače jsou ovšem vyhlídky na realizaci značně příznivější.

DVOUPARAMETRICKÉ METODY

Podstata těchto metod spočívá v tom, že kromě velikosti kmitů určují i jejich střední hodnotu, tj. polohu kmitů vůči zvolené nulové hladině (dynamické nebo

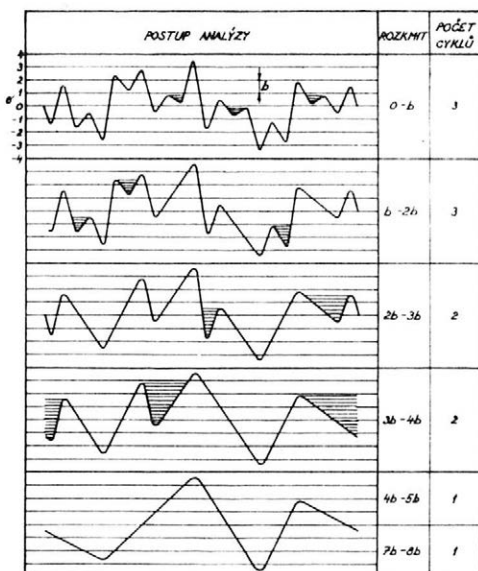
absolutní nule), čímž jsou zachyceny i absolutní hodnoty zatížení. Analyzují tedy dva parametry sledované veličiny, k jejímž úplnému charakterizování pak chybí již jen údaje o časové posloupnosti kmitů. Metody lze realizovat různými způsoby, které však vedou ke stejným výsledkům. Např. určením rozkmitu a jeho střední hodnoty vůči nulové hladině jsou dány i polohy vrcholů a naopak. Dvouparametrické metody jsou tedy určitou syntézou jednoparametrických metod vycházejících z počítání vrcholů a rozkmitů.

Výsledky analýzy je opět možné zachytit několika způsoby. Poněvadž četnosti jsou závislé na dvou parametrech, je možné zaznamenávat četnosti jednoho parametru, příslušející odstupňovaným hodnotám parametru druhého, což vede k soustavě parametrických křivek. Tím je výsledek rozložen do řady jednoduchých spekter, vyjadřujících buď rozdělení četností kmitů při různých středních hodnotách, nebo rozdělení četností středních hodnot při odstupňovaných hodnotách kmitů. Nejčastější formou je však tzv. korelační tabulka, která obsahuje všechny informace získané touto metodou.

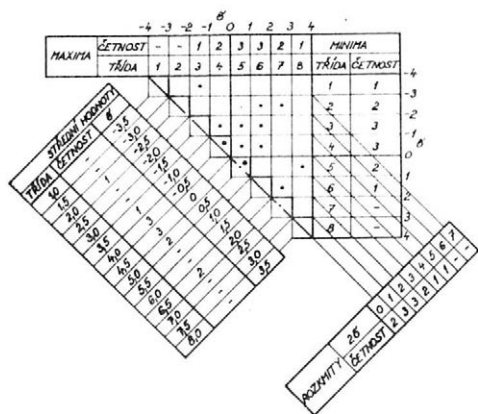
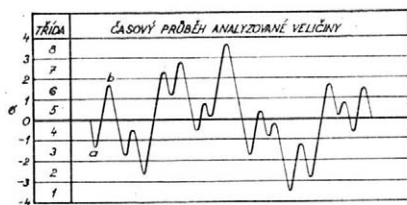
Je zřejmé, že na dvouparametrické metody lze rozšířit všechny metody jednoparametrické, kromě metody přechodové četnosti; přitom metody vycházející z četností vrcholů i rozkmitů, buď základní (č. 1 a 7), nebo korigující četnosti stejným způsobem (č. 4 a 8), dávají stejné výsledky. Uvádíme nejčastěji užívanou metodu orientovaných rozkmitů, vzniklou rozšířením základních metod relativních rozkmitů nebo vrcholů.

11. Metoda orientovaných rozkmitů

je znázorněna na obr. 5, na kterém je analyzován stejný průběh napětí jako u předchozích jednoparametrických metod. Velikost rozkmitů a jejich středních hodnot se určuje podle příslušnosti vrcholů rozkmitů ke zvoleným třídám. Stejně jako u předchozích metod, je i zde možné počítat rozkmitu stoupající i klesající a dostat tak četnosti rovné dvojnásobku počtu cyklů. Většinou se však berou jen rozkmitu stoupající (aplikováno na obr. 5) nebo jen klesající. Výsledky se zaznamenávají v korelační tabulce, jejíž sloupce a řádky odpovídají zvoleným třídám (na obr. 5 je zakreslena jen polovina, druhá polovina



4. Postup analýzy podle metody úplných cyklů (σ = napětí)



5. Příklad analýzy četností dvouparametrickou metodou orientovaných rozkmitů a zaznamenání výsledků v korelační tabulce (σ = napětí). Počítány jsou jen stoupající rozkmity (vyznačeny silně)

Souhlasí-li dynamická nula s některou z hranic mezi třídami, získá se tak i počet přechodů dynamické nuly, který je důležitým ukazatelem pro charakterizování analyzovaného průběhu. Je zřejmé, že převod hodnot z korelační tabulky na jednoparametrické metody se děje ve směru zmenšování rozsahu informací, takže převody obráceným směrem se nedají realizovat.

Při praktických aplikacích se rozkmity ležící uvnitř jedné třídy (jimž tedy v daném systému třídění odpovídá nulová hodnota rozkmitu — v korelační tabulce na obr. 5 označeny prázdnými kroužky) většinou zanedbávají, čímž ovšem vzniknou určité rozdíly v četnostech vůči metodě relativních vrcholů, aplikované samostatně. Vychází-li se však ze stejných předpokladů (např. zanedbání kmitů ležících uvnitř jedné třídy), jsou výsledky stejné. Potřebný počet počítadel statistických analyzátorů pak odpovídá počtu okének využitelné části korelační tabulky; pro p tříd je $0,5 p \cdot (p - 1)$.

Vliv charakteru zatížení na výsledky analýzy popsanými metodami

Výsledky analýzy četností popsanými metodami jsou silně závislé na charakteru analyzovaného procesu. Postupem času byly zavedeny dva ukazatele, které určitým způsobem charakterizují povahu náhodného procesu, a to tzv. stupeň nepravidelnosti a součinitel korelace maxim a minim.

Stupeň nepravidelnosti N_0/N_1 je dán poměrem počtu přechodů N_0 sledované veličiny dynamickou nulou (v jednom směru) k celkovému počtu cyklů N_1 . Pohybuje se v rozmezí od jedné až téměř k nule a charakterizuje do jisté míry polohu kmitů vůči

je prázdná), přičemž sloupcům jsou přiřazena maxima, řádkům minima (nebo naopak). Každý rozkmit se zaznamenává v okénku tabulky, v němž se protíná sloupec a řádek odpovídající vrcholům rozkmitu; např. rozkmit ab z třídy 3 do třídy 6 je zaznamenán v okénku odpovídajícím řádku 3 (minimum) a sloupci 6 (maximum). Tím je určena velikost rozkmitu i jeho poloha vůči nulové hladině.

Korelační tabulka obsahuje velké množství informací. Sečtením počtu cyklů ve sloupcích dostaneme rozdělení maxim, sečtením hodnot v řádcích pak rozdělení minim; součty ve směru diagonály vedené odleva nahoře doprava dolů dávají rozdělení rozkmitů, součty na diagonále kolmé k předchozí pak rozdělení středních hodnot kmitů. Lze tedy přímo odvodit výsledky metody relativních vrcholů, metody maxim, metod orientovaných vrcholů i relativních rozkmitů. Rozdíly kumulativních četností maxim a minim na týchž hranicích tříd udávají (v absolutní hodnotě) četnosti přechodů této hladiny (hranice třídy); diferencováním se dostane četnost (třídní) vrcholů, odpovídající přechodové četnosti.

dynamické nule. Z přehledu metod analýzy četností plyne, že N_o odpovídá střednímu bodu křivky četností přechodů hladin a celkovému počtu cyklů získanému metodou absolutních vrcholů.

Označíme-li

N_{max}^+ — počet maxim nad dynamickou nulou,

N_{max}^- — počet maxim pod dynamickou nulou,

N_{min}^- — počet minim pod dynamickou nulou,

N_{min}^+ — počet minim nad dynamickou nulou,

pak vzhledem k tomu, co bylo řečeno v souvislosti s metodou přechodové četnosti v části o jednoparametrických metodách, můžeme psát

$$N_o = N_{max}^+ - N_{min}^+ = N_{min}^- - N_{max}^-$$

přičemž

$$N_1 = N_{max}^+ + N_{max}^- = N_{min}^- + N_{min}^+$$

Řešením těchto rovnic dostaneme pro N_o/N_1 dva rovnocenné vztahy

$$\frac{N_o}{N_1} = \frac{N_{max}^+ + N_{min}^-}{N_1} - 1 = 1 - \frac{N_{max}^- + N_{min}^+}{N_1} \quad (1)$$

kde výrazy v čitateli zlomku značí v prvním případě počet vrcholů, získaný metodou orientovaných vrcholů, v druhém případě počet vrcholů, který se touto metodou zanedbává. Je-li rozdělení četností maxim a minim stejné, dostaneme

$$\frac{N_o}{N_1} = \frac{2N_v}{N_1} - 1 \quad (2)$$

kde: N_v — počet maxim (minim) ležících nad (pod) dynamickou nulou, získaných metodou č. 3.

Tím je dán také vztah mezi počty cyklů, které se dostanou metodami č. 1, 3 a 6. U metody č. 5 dostaneme počet cyklů N_o , u metod č. 2, 7, 10 a 11 pak N_1 .

Z uvedeného plyne, že poměr N_o/N_1 udává rozdělení maxim a minim vůči dynamické nule, a tedy určitým způsobem charakterizuje i překrytí rozdělení četností maxim a minim.

Součinitel korelace r váže rozptyly rozdělení četností maxim, minim a rozkmitů vztahem

$$r = \frac{S_{max}^2 + S_{min}^2 - S_r^2}{2S_{max} \cdot S_{min}} \quad (3)$$

kde: S_{max}^2 a S_{min}^2 — rozptyly rozdělení četností maxim a minim
 S_r^2 — rozptyl rozkmitů

Tento vztah lze odvodit z obecně užívaného tvaru vyjádření rozkmitů pomocí max. a min. hodnot.

Jsou-li rozptyly maxim a minim stejné (označeny S_v^2), zjednoduší se výrazy na

$$r = 1 - \frac{S_r^2}{2S_v^2} \quad (4)$$

Součinitel korelace maxim a minim může nabývat hodnot od -1 do $+1$. Pro střední hodnoty rozdělení četností maxim ($\bar{x}_{max}$), minim ($\bar{x}_{min}$) a rozkmitů ($\bar{x}_r$) přitom platí

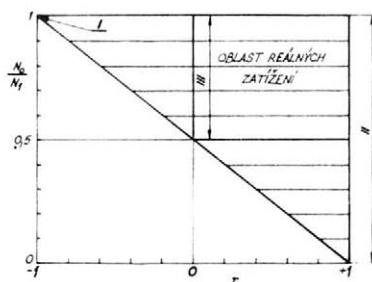
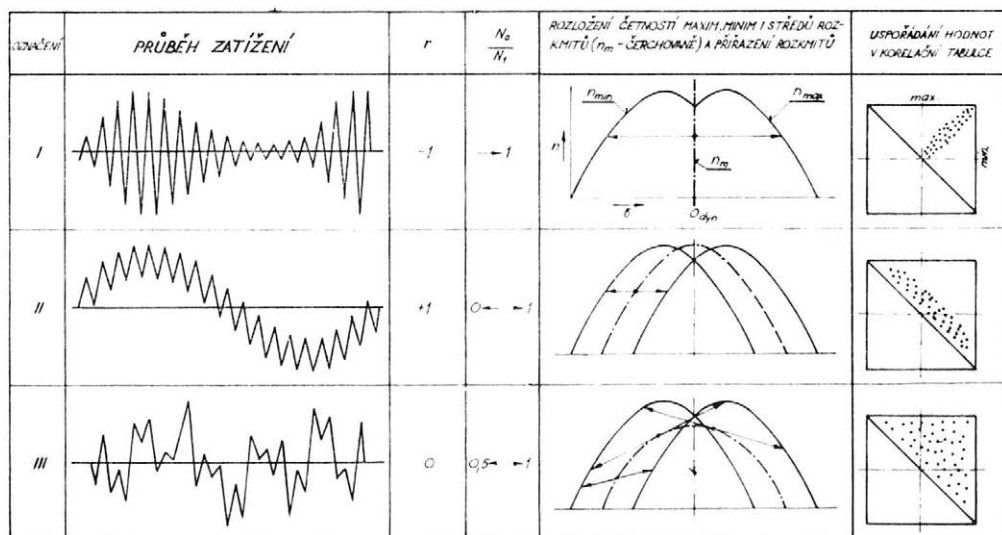
$$\bar{x}_r = \bar{x}_{max} - \bar{x}_{min} \quad (5)$$

Na obr. 6 jsou znázorněny dva mezní a jeden obecný případ kmitavého zatížení:

I. Rozkmit kolísá, střední hodnota rozkmitů je konstantní. Kmitání je souměrné kolem dynamické nuly, maxima pod dynamickou nulou a minima nad ní chybí. Vzájemné přiřazení maxim a minim je jednoznačné (každému maximum odpovídá minimum stejné velikosti), neboť $r = -1$; $N_0/N_1 = 1$.

II. Rozkmit je konstantní, střední hodnota kmitů se mění. Maxima i minima se vyskytují v širokém, o velikost rozkmitu navzájem posunutém rozmezí nad dynamickou nulou i pod ní, takže jejich rozdělení se překrývají. Rozdělení středních hodnot je stejné, jako rozdělení maxim a minim. Vzájemné přiřazení maxim a minim je sice opět jednoznačné ($r = +1$), avšak realizuje se druhým krajním způsobem proti případu 1. Poměr N_0/N_1 se může měnit v celém svém rozsahu od hodnoty blízké nule (pro rozkmit konvergující k nule) až po hodnotu blízkou jedné (odchyly střední hodnoty od dynamické nuly konvergují k nule, takže případ přechází v zatížení na jedné hladině).

III. Obecný případ náhodného zatížení s kolísajícími rozkmity i středními hodnotami. Rozdělení maxim a minim se překrývají, nejvyšší četnost středních hodnot je menší než nejvyšší četnosti maxim a minim. Korelační součinitel $r = 0$, takže vzájemné při-



6. Znázornění dvou mezních (I a II) a jednoho obecného (III) případu kmitavého zatížení se schematizovaným rozložením četností vrcholů a středů rozkmitů. Vyznačeny jsou možnosti vzájemného přiřazení vrcholů a charakteristické uspořádání hodnot v korelační tabulce. Vlevo dole je vymezena oblast výskytu reálných případů zatížení (Paasch 1969) v závislosti na stupni nepravidelnosti N_0/N_1 a součiniteli korelace r s vyznačením případů I—III

řazení maxim a minim je zcela náhodné a může se dít různým způsobem (obr. 6). Podle Paasche (1969) je nejnížší reálná hodnota poměru $N_0/N_1 = 0,5$; horní hranice je $N_0/N_1 = 1$.

Případy I a II ve své mezní formě jsou sotva reálné, ohraničují však oblast výskytu skutečných případů, kterou podle Paasche (1969) lze vymezit plochou trojúhelníka, jak je znázorněno na obr. 6 vlevo dole. Každý uvedený případ má i své charakteristické uspořádání hodnot v korelační tabulce.

Je zřejmé, že vzájemné přiřazení maxim a minim může být v obecných případech různé. Proto také samotný stupeň nepravidelnosti nemůže dostatečně charakterizovat náhodný průběh zatížení a je nutné počítat i se součinitelem korelace. Dvouparametrická analýza, pokud není odvozena od některé z metod záměrně zanedbávajících určité rozkmity (např. č. 4, 8 a 9), dá ve všech případech věrný popis průběhu zatížení (kromě časové posloupnosti kmitů). Metody jednoparametrické (kromě metod č. 4 a 8) dávají v případě I výsledky zcela stejné a shodné i s výsledky dvouparametrické analýzy. Čím více se průběh zatížení odchyluje od případu I, a tedy součinitel korelace vzdaluje od hodnoty $r = -1$ a stupeň nepravidelnosti od $N_0/N_1 = +1$, tím větší jsou rozdíly mezi výsledky jednoparametrických metod navzájem, zejména mezi dvěma krajními metodami relativních vrcholů a relativních rozkmitů, kdy neuvažováním středních hodnot kmitů se u prvně jmenované metody namáhání oproti skutečnosti zvětšují, u druhé pak zmenšují. Rozdělení četností středních hodnot rozkmitů může tedy být také určitým vodítkem pro vzájemné přiřazení vrcholů (obr. 6).

Předpokládáme-li určité rozdělení maxim a minim, a tedy též poměr N_0/N_1 , lze v závislosti na součiniteli korelace dostat různá rozdělení četností rozkmitů (tato skutečnost plyne i názorem z korelační tabulky). Střední hodnota tohoto rozdělení (průměrný rozkmit) je přitom podle rovnice (5) konstantní, proměnlivý je však rozptyl. To ukazuje, že rozdělení četností rozkmitů nelze vyjádřit jedním matematickým modelem, např. jen normálním nebo jen Rayleighovým rozdělením, jak se často v literatuře (např. u Serensena a kol. 1961 nebo v materiálu VISCHOM) uvádí, ale že může být případ od případu velmi rozdílný. Potvrzují to i zkušenosti OZV VÚZS, kde se metodou relativních rozkmitů získala spektra zatížení různých tvarů, od normálního až po exponenciální.

REDUKCE VÝSLEDKŮ DVOUPARAMETRICKÉ ANALÝZY

Je zřejmé, že ze všech předložených metod dvouparametrická analýza nejvěrněji zachycuje skutečný průběh náhodného procesu s ohledem na únavové poškození. Při současném stavu výzkumu je však využití těchto výsledků velmi omezené. Všechny podklady pro výpočet únavové životnosti, jako např. Wöhlerovy křivky a na nich vybudované teorie kumulací únavového poškození, jsou založeny na jednoparametrickém znázornění, neboť předpokládají konstantní střední hodnotu kmitů a nerespektují její proměnlivost. Jen pro velmi náročné únavové zkoušky na komplikovaných zařízeních by bylo možné dvouparametrický zátěžný proces realizovat, např. aplikací řady jednoparametrických spekter při odstupňovaných hodnotách středního napětí. Ve většině případů je však nutné buď využít velkého rozsahu informací získaných dvouparametrickou metodou k lepší dodatečné volbě pro daný případ nejučelnější jednoparametrické metody, popřípadě konfrontovat více těchto metod, nebo převést výsledky dvouparametrické analýzy na jednoparametrické znázornění. Pro tento druhý postup byla dosud zveřejněna pouze jedna konkrétní metoda, vypracovaná ve VISCHOM.

Popudem k vypracování této metody byl poznatek, že kmitavé zatížení převážné většiny součástí zemědělských strojů je výrazně asymetrické, přičemž koeficient asymetrie $\sigma_{min}/\sigma_{max}$ se pohybuje v širokém rozmezí od -1 do $+1$. Střední napětí kmitu má tedy

značný význam. Podle této metody se skutečné amplitudy napětí asymetrického kmitu převádějí na amplitudy symetrického kmitu podle vztahu

$$\sigma_{a \text{ red}} = \sigma_a + \psi \sigma_m \quad (6)$$

kde: $\sigma_{a \text{ red}}$ — amplituda náhradního symetrického kmitu
 σ_a — skutečná amplituda nesymetrického kmitu
 σ_m — skutečné střední napětí nesymetrického kmitu
 ψ — součinitel vlivu asymetrie kmitu na únavové poškození

Součinitel ψ se bere jako tangenta úhlu sklonu mezní čáry v Haighově diagramu. Podle materiálu VISCHOM vychází z prací Odinga pro konstrukční oceli $\psi = 1/3$, z prací ostatních sovětských autorů $\psi = 0,25 \div 0,35$. Ve vypracovaném postupu je $\psi = 1/3$.

Dosazením

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

dostaneme

$$\sigma_{a \text{ red}} = \frac{2\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{3} \quad (7)$$

kde: $\sigma_{\max}$ a $\sigma_{\min}$ — napětí odpovídající vrcholům kmitu

Převádění jednotlivých amplitud přímým přepočtem podle uvedeného vztahu by však bylo tak pracné, že praktické využití metody by většinou nepřicházelo v úvahu. Podstatné zjednodušení postupu však umožňuje korelační tabulka. Vzhledem k rovnici (7) jsou četnosti redukovaných amplitud stejné velikosti umístěny v okénkách korelační tabulky, uspořádaných systémem skoku šachového koně, jak je znázorněno na obr. 7. Sečtením četností v těchto okénkách dostaneme nové rozložení četností amplitud náhradního symetrického kmitání kolem nulové hladiny (na obr. 7 vpravo nahoře). Volíme-li pak vždy stejné uspořádání tříd vůči nule, zůstanou velikosti redukovaných amplitud (v měřítku tříd) a jejich rozmístění v korelační tabulce stejné, takže počty cyklů lze počítat podle jednotného schématu.

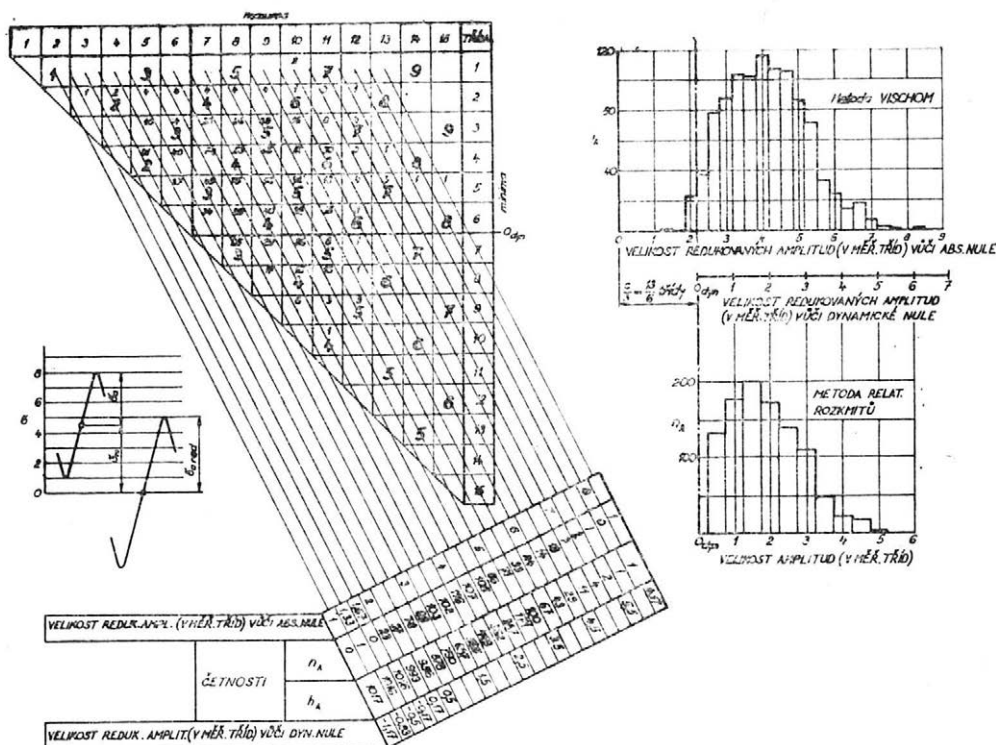
Podle metody VISCHOM je možné nesymetrické kmity převádět na kmity symetrické nejen vzhledem k absolutní nule, ale i k jiné zvolené hladině, např. dynamické nule. Potom se ovšem počítá pouze s odchylkami středního napětí kmitu od této hladiny. Označíme-li napětí odpovídající zvolené hladině jako C , platí

$$\sigma_{a \text{ red}} = \sigma_a + \psi(\sigma_m - C) \quad (8)$$

takže pro $\psi = 1/3$ a po dosazení dostaneme

$$\sigma_{a \text{ red}} = \frac{2\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{3} - \frac{C}{3} \quad (9)$$

Je zřejmé, že rozmístění políček korelační tabulky, odpovídajících redukovaným amplitudám stejné velikosti, zůstane stejné jako v původním případě, takže četnosti se stanoví stejným způsobem; pouze velikost všech redukovaných amplitud se zmenšuje o konstantní hodnotu $C/3$. Tato redukce na symetrické kmity kolem dynamické nuly je rovněž vyznačena na obr. 7, kde $C = 6,5$ třídy. Pro porovnání je uvedeno také rozložení četností původních amplitud, odpovídající jednoparametrické metodě relativních rozkmitů, získané z téže korelační tabulky.



7. Určení četností redukovaných amplitud podle metody VISCHOM. V korelační tabulce jsou velkými čísly vyznačeny velikosti amplitud (vůči absolutní nule), malými čísly pak počty cyklů. Vpravo je histogram četností redukovaných amplitud vůči absolutní a dynamické nule, pod ním histogram četností amplitud získaný metodou relativních rozkmitů z téže korelační tabulky (třídní četnosti označeny n_A , kumulativní h_A)

Uvedeným postupem se zvětšují amplitudy nesymetrických kmitů, u kterých $\sigma_m > C$; pro $\sigma_m < C$ se amplitudy zmenšují. Až sem je tento postup logický a správný. Mezní případ nastane pro $2\sigma_{max} - \sigma_{min} = C$, kdy velikost redukované amplitudy je nulová; pro $2\sigma_{max} - \sigma_{min} < C$, tj. pro malé kmity ležící hlouběji pod zvolenou střední hladinou napětí symetrických kmitů, pak dostaneme i záporné velikosti redukovaných amplitud (obr. 7), což není reálné. Zde se projevuje jistá nedomyšlenost rozebírané metody. V praktických případech se však při převodu náhodného kmitání na symetrické kmity kolem dynamické nuly zjistilo, že záporné velikosti amplitud vycházejí pro poměrně malý počet cyklů, takže jejich zanedbání je možné.

Potíže stejného typu se však vyskytují i tehdy, jestliže střední hodnota kmitavého průběhu napětí je nulová. Potom amplitudy všech kmitů, pro které platí $|\sigma_{max}| < |\sigma_{min}|$ a tedy $\sigma_m < 0$, se redukcí podle uvedených vztahů zmenšují. To lze sice také chápat jako kompenzaci příznivého vlivu tlakových předpětí na únavovou pevnost, který se však uplatňuje jen do určité hodnoty tlakového předpětí; je tedy i tento aspekt problematický. Navíc lze opět dospět k amplitudám nulové i záporné velikosti. Na tyto potíže upozorňuje také Pfeiffer (1970). Kdybychom požadovali, aby se redukci zvětšily amplitudy všech kmitů, jejichž střední hodnota leží v kladné i záporné oblasti namáhání, potom je třeba redukci dělat odděleně pro $\sigma_m > 0$ a $\sigma_m < 0$ zrcadlovým způsobem. Korelační ta-

bulka se pak rozpadá na dvě části, přičemž dělicí rovina prochází políčky, pro které $\sigma_m = 0$ a směry sčítání redukovaných amplitud stejné velikosti jsou zrcadlově souměrné vzhledem k dělicí rovině. V tomto případě by se tedy metoda ještě více zkomplikovala.

Dalším problémem této metody je velikost součinitele ψ . Haighův diagram ve své původní formě platí pro poměry na mezi únavy. Podle výsledků prací Stütze z r. 1967 (cit. Pfeiffer 1970) jednak tento součinitel není v oblasti časové pevnosti konstantní, jednak vychází pro běžné konstrukční oceli asi $\psi = 0,2$. Podle Höschla (1969) se v sovětských učebnicích a příručkách uvádějí hodnoty ještě nižší, např. pro oceli s pevností 50–70 kP/mm² je udáváno pro ohyb $\psi = 0,05$, pro krut pak ještě méně. V tomto směru je z literatury zřejmý nedostatek spolehlivých údajů. Lze však usuzovat, že hodnota $\psi = 1/3$ byla zvolena spíše s ohledem na snadné sčítání v korelační tabulce. Ovšem i při $\psi = 0,2$ (a také $\psi = 0,5$) jsou redukované amplitudy stejné velikosti v korelační tabulce uspořádány systematicky, avšak s menší přehledností než dává skok šachového koně, a rovněž počet tříd je ještě větší; blíží Pfeiffer (1970).

Podle téhož pramene ukázaly první kontrolní zkoušky, konané v IfL v Drážďanech na vrubovaných plochých tyčích, že metoda VISCHOM je dobře použitelná.

Z Á V Ě R

Příspěvek se zabývá metodami analýzy četností náhodně proměnných zatížení částí zemědělských strojů z hlediska jejich použití při zjišťování únavové životnosti. Je uvedeno jedenáct používaných metod analýzy i postup při jejich aplikaci a rozebrána souvislost získaných výsledků s charakterem provozního namáhání strojních částí.

Skutečný průběh náhodného procesu zatěžování s ohledem na únavové poškození nejvěrněji vystihuje dvouparametrická analýza, a je tedy metodou perspektivní. To je významné zejména v oboru zemědělských strojů, kde se charakter namáhání mění ve velmi širokém rozmezí. Využití výsledků této metody však zůstává dosud problematické; zatím jediný známý konkrétní postup, vypracovaný ve VISCHOM, je jednak poměrně pracný, jednak ještě nedostatečně ověřený. Nespornou výhodou však zůstává velký rozsah získaných informací, který umožňuje jednak určovat a shromažďovat podrobné charakteristiky o procesech namáhání, jednak na jejich základě zvolit pro daný případ nejúčinnější metodu jednoparametrickou.

Dnes převážně používané jednoparametrické metody dávají výsledky silně závislé na charakteru sledovaného namáhání, zejména na kolísání středního napětí cyklů. Čím více kolísá střední napětí kmitů, tím větší jsou rozdíly mezi výsledky jednoparametrických metod navzájem. To platí nejvíce pro součásti zemědělských strojů, namáhané převážně pracovním procesem, u kterých se náhodně a výrazně mění střední hodnota kmitavého zatížení. Krajní případy, dávající nejrozdílnější výsledky, zde představují základní metody relativních vrcholů (č. 1) a relativních rozkmitů (č. 7), z nichž první vliv kolísání středního napětí přeceňuje, druhá naopak zanedbává. Přitom životnosti (v počtech cyklů), zjištěné při praktických aplikacích těchto dvou metod, se mohou v krajních případech lišit o řád i více. Ostatní jednoparametrické metody buď korigují výsledky dvou základních metod blíže ke skutečné životnosti, nebo zjednodušují postup analýzy.

Praktické zkušenosti dále ukazují, že potřeba získat co nejúplnější údaje o provozních zatíženích zemědělských strojů vyžaduje statistické zpracování velkého množství experimentálních hodnot. Ruční zpracování tohoto rozsahu dat není únosné jak z hlediska nákladů, tak z hlediska rychlého využití a ověření výsledků. Z toho plyne, že rozsáhlejší hodnocení životnosti zemědělských strojů je podmíněno také automatizací zpracování výsledků měření v návaznosti na číslicové počítače.

- HANKE M., 1969, Přehled metod popisu náhodných procesů zatěžování pro účely hodnocení únavové životnosti strojních dílů. Únava strojů IV. Dům techniky ČSVTS, Praha.
- HASS T., 1962, Loading statistics as a basis of structural and mechanical design. Engineer's Digest 3, 4, 5.
- HÖSCHL C., 1969, Výpočet strojních částí na únavovou pevnost. Únava strojů IV. Dům techniky ČSVTS, Praha.
- PAASCH F., 1969, Die Systematisierung von Beanspruchungsarten und - aufzeichnungen. Der Maschinenbau 18, 11.
- PFEIFFER F., 1970, Probleme bei der statistischen Analyse der Belastung von Bauteilen. IfL Mitteilungen 1.
- SERENSEN S. V. a kol., 1961, Pročnost pri nestacionarnych režimach nagruzki. Izd. ANUSSR, Kijev.
- SCHIJVE J., 1963, The analysis of random load-time histories with relation to fatigue tests and life calculations. Fatigue of aircraft structures, Pergamon Press.
- SLOBIN B. Z., TROFIMOV O. F., 1966, Statističeskij analiz izmerenij slučajnoj nagruženosti dlja ocenki nakoplenija ustalostnogo povrežděnija. Vestnik mašinostrojenija 10.
- SOUČEK Z., 1964, Experimentálně zjištěné výsledky výzkumu charakteru namáhání zemědělských strojů. Zem. technika 8 : 431-464.
- , Metody statistického analíza nagruženosti detalej traktorov, rabotajuščich pri peremennych nagruzkach. Souhrnný technický materiál RVHP, vypracovaný v NATI, Moskva.
- , Metody statistického analíza nagruženosti detalej sel'skochozajstvennyh mašin, rabotajuščich pri peremennych nagruzkach. Souhrnný technický materiál RVHP, vypracovaný ve VISCHOM, Moskva.

Došlo dne 1. 7. 1971

Методы анализа случайно переменных нагрузок сельскохозяйственных машин с точки зрения усталости и долговечности

Статья посвящена методам анализа частоты случайно переменных нагрузок части сельскохозяйственных машин с точки зрения их применения при определении долговечности с точки зрения усталости. В работе приводятся одиннадцать применяемых методов анализа и способов их применения и анализируется взаимосвязь полученных результатов с характером рабочей нагрузки частей машин.

Действительную кривую процесса случайной нагрузки с учетом повреждений в процессе усталости наиболее достоверно постигает двухпараметрический анализ, представляющий собой перспективный метод. Он имеет большое значение особенно в области сельскохозяйственных машин, где характер нагрузки меняется в довольно широком диапазоне. Использование результатов этого метода до сих пор проблематично; пока единственный известный конкретный способ, разработанный в ВИСХОМе является трудоемким и недостаточно испытанным. Бесспорным преимуществом, однако, является большой диапазон полученной информации, которая позволяет как определять и накапливать подробные характеристики о процессах нагрузки, так и на их основе выбрать для данного случая самый целесообразный однопараметрический метод.

В настоящее время чаще всего применяемые однопараметрические методы дают результаты, сильно зависящие от характера изучаемой нагрузки, особенно от колебания среднего напряжения циклов. Чем более колеблется среднее напряжение циклов, тем больше различия между результатами различных однопараметрических методов. Это относится прежде всего к составным частям сельскохозяйственных машин, загруженных в большинстве случаев рабочим процессом, у которых случайно и заметно меняется средняя величина пульсирующей нагрузки. Крайние случаи, дающие максимально различные результаты, здесь представляют собой основные методы относительных вершин (№ 1) и относительных амплитуд (№ 7), первые из которых влияние колебания среднего напряжения переоценивают, вторые, наоборот, недооценивают. Причем, долговечности (в количествах циклов), установленные при применении этих методов на практике, в крайних случаях могут отличаться порядком или порядками. Другие однопараметрические методы или кор-

ригуют результаты двух основных методов, приближаясь к действительной долговечности, или упрощают ход анализа.

Далее практический опыт показывает, что необходимость получения полных данных об эксплуатационной нагрузке сельскохозяйственных машин нуждается в статистической обработке большого количества экспериментальных величин. Ручная обработка этого количества данных невозможна как с точки зрения затрат, так и с точки зрения быстрого использования и проверки результатов. Из этого вытекает, что более обширная оценка долговечности сельскохозяйственных машин обусловлена также автоматизацией обработки результатов измерения при помощи цифровых вычислительных машин.

Method of Analysis of Random Variables of Loading Agricultural Machines from the Point of View of Useful Life as Determined by Fatigue

The contribution deals with the methods of analysis of frequencies of random variable loads of parts of agricultural machinery from the point of view of applying the methods in question in establishing the useful load of the machines as determined by fatigue. We give eleven methods employed in the analysis, and the procedure of their application — and analyse the links between the gained results and the character of the operating stresses of parts of the machines.

The actual course of the random process of loading with a view to fatigue injuries to machinery is best reflected by a two-parameter analysis, which represents a perspective method. It is of particular interest in the field of agricultural machinery where the character of the loading varies within a very wide range. The utilization of the results of this method remains however a problem; the only hitherto known specific procedure developed by VISCHOM (Research of Agricultural Machinery) is comparatively labour-consuming and at the same time not sufficiently verified yet. However, an incontestable advantage consists in the ample range of information obtained that permits us to determine and collect detailed characteristics of the processes of loading and also to select on their basis for a given case the most expedient one-parameter method.

The one-parameter methods that predominate today yield results strongly depending on the character of the stresses being followed, especially on the fluctuation of the mean tension of the cycles. The greater the variations of the mean tensions of the oscillations, the greater the mutual differences between one one-parameter method and another. This applies to the greatest extent to parts of agricultural machines being stressed predominantly by a working process where the mean value of the oscillating loads undergoes random changes of marked degrees. The extreme cases, representing the most differing results are represented by the fundamental methods of relative peaks (No. 1) and relative oscillations (No. 7) of which the former overestimates the effects of the fluctuations of the mean tension, while the latter on the contrary neglects them. In extreme cases, the useful lives (expressed in numbers of cycles) established in practical application of these two methods may differ by one order or more. Other one-parameter methods either correct the results obtained by the two fundamental methods by bringing them closer to the actual life, or simplify the process of the analysis.

Moreover, practical experience demonstrates that to satisfy the demand for a complete information on operating loadings of agricultural machines, large amounts of experimental values must be processed statically. Manual processing of similar amounts of data is not practicable both in view of the cost involved and of a speedy utilisation and checking of the results. From the above it follows that a more extensive evaluation of useful life of agricultural machinery also depends on the automation of processing the results of the measurements with a view to employing digital computers.

Klassiermethoden der zufälligen veränderlichen Belastungen von landwirtschaftlichen Maschinen vom Gesichtspunkt der Ermüdungslebensdauer

Die Arbeit umfaßt die Methoden der Häufigkeitsanalysen von zufällig veränderlichen Belastungen der Landmaschinenteilen vom Gesichtspunkt ihrer Anwendung bei der Feststellung der Ermüdungslebensdauer. Angeführt werden elf angewandte Klassiermethoden sowie ihre Applikationsverfahren und analysiert werden

die Zusammenhänge der gewonnenen Resultate, die den Charakter der Betriebsbeanspruchung der Maschinenteile tragen.

Der tatsächliche Verlauf des zufälligen Belastungsprozesses mit Rücksicht auf die Ermüdungsbeschädigung bringt die zweiparametrische Analyse, die als perspektive Methode zu betrachten ist, am besten zum Ausdruck. Dieses Verfahren ist insbesondere auf dem Gebiet der Landmaschinen signifikant, wo der Beanspruchungscharakter in sehr breitem Umfang variiert. Die Ausnützung der Ergebnisse dieser Methode ist jedoch stets problematisch; das bis jetzt einzig bekannte im VISCHOM erarbeitete konkrete Verfahren ist einerseits verhältnismäßig zeitraubend und andererseits noch nicht völlig geprüft. Als unstrittiger Vorteil bleibt jedoch der große Umfang der gewonnenen Informationen, der sowohl die Bestimmung und Ansammlung der eingehenden Kennlinien der Beanspruchungsprozesse, als auch auf Grund dieser Angaben die Auswahl der zweckmäßigsten einparametrischen Methode für den gegebenen Fall ermöglicht.

Die gegenwärtig überwiegend angewandte einparametrische Methode bietet Resultate die stark vom Charakter der verfolgten Beanspruchung, vor allem von der Schwankung der mittleren Spannung der Zyklen abhängig sind, dar. Je mehr die mittlere Spannung der Schwingungen variiert, um so mehr unterscheiden sich die Resultate der einparametrischen Methoden voneinander. Dies ist am meisten für die überwiegend durch den Arbeitsprozeß beanspruchende Landmaschinenteile, bei denen der Wert der Schwingungsbeanspruchung zufällig und signifikant variiert, gültig. Als äußerste Fälle, bei denen die meist unterschiedlichen Ergebnisse vorkommen, sind hier die grundsätzliche Spitzenmethode (es werden alle Maximum- und Minimumwerte mit einbezogen) (1) und die Methode der relativen Schwingbreite (7) anzusehen, von denen bei der ersteren der Schwankungseinfluß der mittleren Spannung überwertet, bei der letzteren vernachlässigt wird. Dabei können die bei der praktischen Applikation beider dieser Verfahren ermittelten Lebensdauer (in Schwingungszahl) in äußersten Fällen einen stellenmäßigen oder auch größeren Unterschied aufweisen. Die sonstigen einparametrischen Methoden korrigieren entweder die Resultate beider Grundmethoden näher zur tatsächlichen Lebensdauer, oder vereinfachen den Klassierungsverlauf.

Die praktischen Erfahrungen deuten ferner an, daß die Notwendigkeit, womöglichst vollständige Angaben über die Betriebsbelastung der landwirtschaftlichen Maschinen zu ermitteln, eine statistische Verarbeitung einer großen Menge von Untersuchungswerten erfordert. Die manuelle Verarbeitung eines solchen Datenumfanges ist sowohl vom Gesichtspunkt der Aufwendungen, als auch hinsichtlich der schnellen Ausnützung und Überprüfung der Ergebnisse untragbar.

Davon ergibt sich, daß die umfangreiche Wertung der Lebensdauer bei landwirtschaftlichen Maschinen auch durch die Automatisierung bei der Verarbeitung der Meßergebnisse unter Anwendung von Digitalrechnern bedingt ist.

Méthodes d'analyse des charges à variables aléatoires des machines agricoles, du point de vue de la durée de service en fonction de la fatigue

La contribution en question s'occupe des méthodes d'analyse des fréquences des charges à variables aléatoires des pièces de machines agricoles, du point de vue de leur utilisation par rapport à leur durée de service en fonction de la fatigue. Nous indiquons onze méthodes d'analyse utilisées, aussi bien que le procédé servant à leur application et nous analysons le rapport qu'il y a entre les résultats obtenus et le caractère des efforts des pièces de machine pendant le service.

C'est l'analyse à deux paramètres qui saisit le plus fidèlement l'évolution réelle du processus aléatoire de chargements par rapport à l'endommagement en fonction de la fatigue, représentant de ce fait une méthode prometteuse. Elle est notamment importante pour les machines agricoles, où la caractère des efforts change dans les limites très larges. Cependant, l'utilisation des résultats de cette méthode reste en attendant problématique; en effet, le seul procédé concret connu, élaboré dans VISCHOM, est d'une part relativement laborieux et d'autre part pas encore suffisamment vérifié. Ce qui constitue cependant un avantage indéniable, c'est l'ampleur considérable des informations obtenues qui permet d'une part de déterminer et de rassembler des caractéristiques détaillées sur les processus d'efforts et d'autre part de choisir, sur leur base, la méthode uniparamétrique la plus rationnelle pour le cas donné.

Les méthodes uniparamétriques, utilisées pour la plupart aujourd'hui, donnent des résultats qui sont fortement conditionnés par le caractère des efforts suivis, notamment par l'oscillation de la contrainte moyenne des cycles. Plus la contrainte moyenne des oscillations varie, plus les différences réciproques entre les résultats des méthodes uniparamétriques sont grandes. Ce fait est le plus valable pour les pièces des machines agricoles soumises à l'effort en majeure partie pendant le processus de travail, où varie d'une façon marquée et aléatoire la valeur moyenne du chargement oscillant. Les cas extrêmes, accusant la différence entre les résultats la plus grande, sont ici représentés par deux méthodes de base, celle des sommets relatifs (no 1) et celle des doubles amplitudes relatives (no 7), dont la première surestime l'influence de la variation de la contrainte moyenne et l'autre, au contraire, la sous-estime. Par ailleurs, les durées de service (en nombres de cycles), identifiées au cours des applications pratiques de ces deux méthodes, peuvent différer dans les cas extrêmes, d'un ordre de grandeur et même plus. Les autres méthodes uniparamétriques ou bien corrigent les résultats des deux méthodes de base mentionnées, les approchant à la durée de service réelle, ou bien simplifient le procédé de l'analyse.

Les expériences pratiques montrent également que le besoin qu'on a d'obtenir les données les plus complètes que possible sur les chargements des machines agricoles au cours de leur fonctionnement, exige le traitement statistique d'un grand nombre de valeurs expérimentales. Le traitement à la main d'un si grand nombre de données n'est pas cependant réalisable et cela aussi bien du point de vue des frais que du point de vue de l'application et la vérification rapides des résultats. Il en ressort que l'évaluation plus poussée des machines agricoles, en ce qui concerne la durée de leur service, est également conditionnée par l'automatisation du traitement des résultats des mesures, appelant l'emploi d'un calculateur digital.

Adresa autora:

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

631.353.7.001.4 531.2 631.363.22.001.4

Tento článek je pokračováním příspěvku „Rozbor silových a energetických poměrů na nožovém bubnu řezaček“, který byl publikován v časopise Zem. technika 1, 1971. Zatímco zmíněná první část je teoretickým rozбором, tato druhá část na ni úzce navazuje a přináší výsledky experimentálního vyšetřování silových a energetických poměrů na nožovém bubnu řezaček. Jsou to jednak kvantitativní údaje o řezných silách a příkonech nožového bubnu v závislosti na různých vlivech, jednak jejich analýza a stanovení materiálových konstant a měrných řezných sil a příkonů. Pomocí těchto hodnot lze pak s dostatečnou přesností vypočítat sledované mechanické veličiny i při změnách parametrů stroje (průchodnosti, otáčkách, šířce ústí, délce řezanky atd.).

Článek přináší také výsledky výzkumu vlivu otupení nožů, které mají velký význam pro uživatele řezaček. Částečně jsou uváděny i některé výsledky, které souvisejí s pohybem řezanky skříní nožového bubnu a výstupním potrubím řezačky, jež v potřebné míře dokresluje energetické poměry nožového bubnu. Podrobnějším výzkumem pohybu a řešením optimální dopravní cesty řezanky řezačkou se však zabývá další část práce, která bude publikována později.

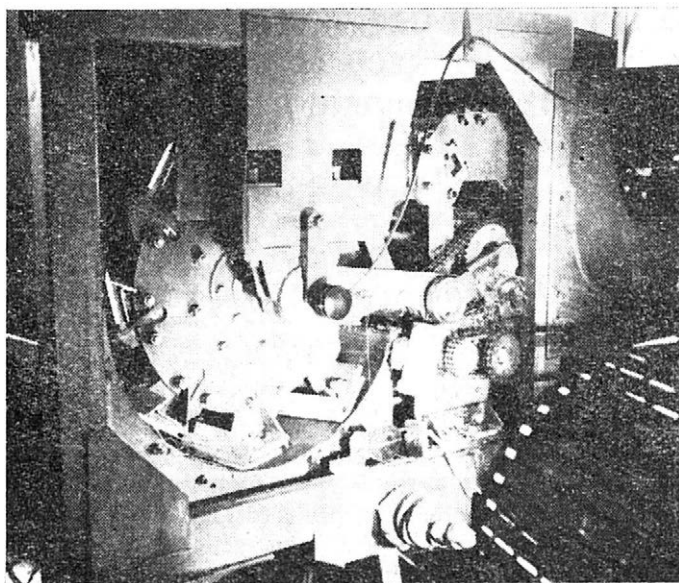
ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ

Mnohostranným požadavkům kladeným na zkušební řezací ústrojí nemohlo vyhovět žádné dostupné provedení řezacího ústrojí sériových strojů. Proto byla na základě plánovaného rozsahu výzkumu navržena a vyrobena speciální bubnová řezací stolice (obr. 1), u níž bylo možné dosáhnout všech potřebných změn jednoduchými úpravami základní verze. Zásadně byla zvolena taková koncepce ústrojí, podle které nožový buben zpracováváný materiál nejen řeže, ale i dopravuje, takže odpadá zvláštní dopravní zařízení (obr. 2). To vede k zjednodušení a k snížení váhy stroje, což je zvláště u sklízecích řezaček velmi významné, avšak klade to podstatně větší nároky na konstrukci nožového bubnu. Velikostní parametry hlavních ústrojí této stolice byly voleny tak, aby odpovídaly budoucí řezačce, která má pracovat ve spojení s traktorem výkonové třídy 75 k.

Stolice byla navržena pro stacionární i polní provoz. Vlastní výzkum na stolici byl však s ohledem na použití rychlostní kamery volen na pevném stanovišti. Materiál určený k pořezání byl přiváděn do stolice 8,5 m dlouhým přípravným pásovým dopravníkem, na který byly pečlivě rozloženy odvážené dávky materiálu.

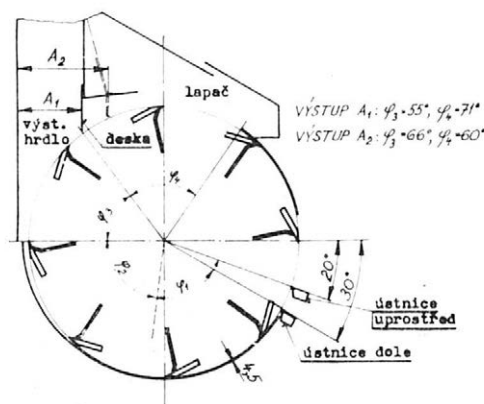
Celá stolice i s připojeným přípravným dopravníkem byla poháněna elektrickou hnací jednotkou o výkonu 46 kW s možností stupňové regulace otáček.

Plášť bubnu byl sestaven ze sekcí tak, aby bylo možné nastavit ústí do tří výškově rozdílných poloh (10, 20 a 30° pod osu bubnu — obr. 2) a sklon ústnice od 5° vzhůru

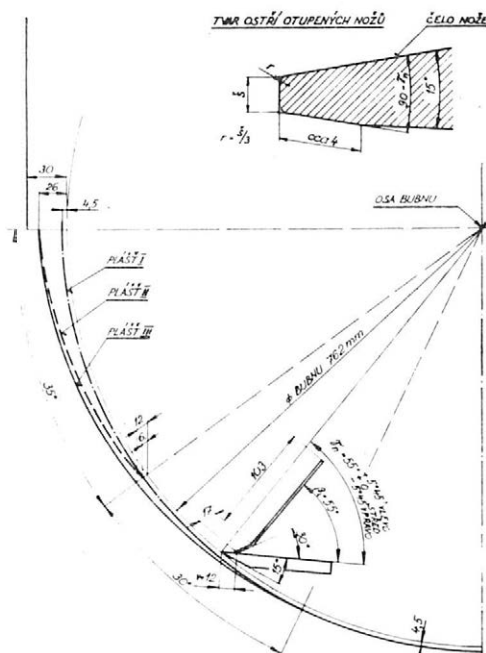


1. Zkušební stolice s bubnovým řezacím ústrojím pro výzkum silových a energetických poměrů

do 10° dolů pod osu bubnu, plynule. Zadní díly pláště byly podle obr. 3 výměnné, aby se ověřil vliv různého odchýlení pláště od bubnu. Horní část pláště bylo možné měnit tak, aby se dosáhlo různých šířek výstupního hrdla A — obr. 2. Pro sledování množství obíhajícího materiálu byl vytvořen v horním plášti bubnu horem uzavíratelný lapač, do něhož se zachycoval materiál, který nestačil opustit buben a odlétnout do výstupního hrdla. Boční stěny bubnu byly kryty sklem, aby bylo možné snímat procesy v bubnu rychlostní kamerou. Středové otvory v bočních krytech bylo možné uzavírat. Požadavku filmování dějů v bubnu byl přizpůsoben rám stolice, aby nikde nezasahoval do záběru kamery a nevrhal stíny (obr. 1).



2. Celkové schéma nožového bubnu a jeho skříně



3. Uspořádání nožů, lopatek a spodního pláště nožového bubnu na zkušební stolici

Hlavní technická data stolice (údaje základní úpravy v závorkách)

průměr nožového bubnu (mm)	762
šířka nožového bubnu (mm)	570
šířka ústí podávacího ústrojí (mm)	550
počet nožů bubnu	2, 4, (8)
otáčky nožového bubnu (min^{-1})	830, (750), 670, 360, 125, 95
úhel sevření (sešíkmení) nožů na bubnu ($^{\circ}$)	8
mezery mezi noži a pláštěm (mm) (obr. 3)	4,5
mezera mezi noži a ústnicí	0,6 až 0,9
délka řezanky při osmi nožích	(2,2) nebo 1,4
podávací rychlost materiálu v ústí (m/s^{-1})	(2,2) nebo 1,4
přítlačná síla podávacího válce (kp)	42,5 + 13,5 při zvedání - 13,5 při klesání
dorazy omezená výška vrstvy materiálu pod podávacím válcem (mm)	6 až 140
vnitřní šířka skříně bubnu (mm)	583
plocha bočních sacích otvorů skříně (cm^2)	2 × 1150
elevační úhel na horním konci koncovky ($^{\circ}$)	12,5
výška osy bubnu nad zemí (mm)	900
výška horního konce koncovky nad zemí (mm)	3330
vodorovná vzdálenost horního konce koncovky od osy bubnu (mm)	1300

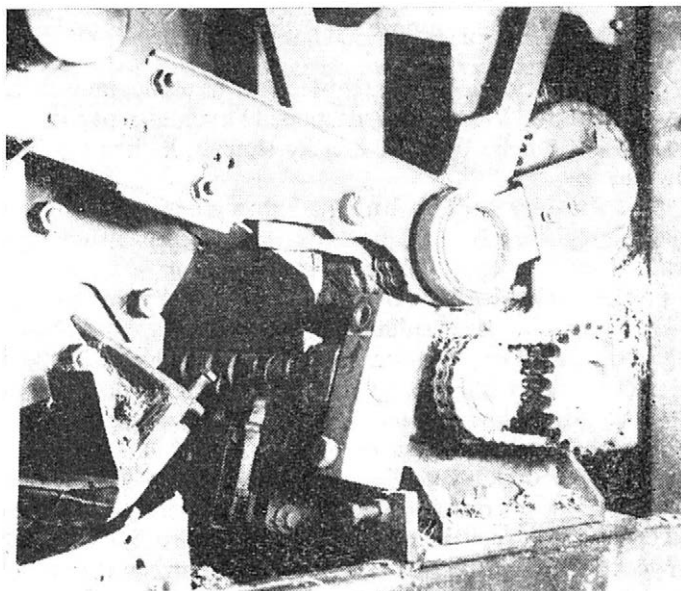


MĚŘENÉ VELIČINY A MĚŘICÍ ZARÍZENÍ

Při volbě přístrojového vybavení ke zjišťování silových a energetických poměrů při práci nožového bubnu se vycházelo z požadavků na měření a registraci těchto hlavních a pomocných veličin:

1. Krouticí moment M pro pohon nožového bubnu. Byl snímán elektrickým torzním dynamometrem s odporovými tenzometry, který byl včleněn přímo do poháněcího hřídele nožového bubnu a měl vestaven impulsní indukční snímač otáček.

2. Řezná síla F byla snímána ústnicovým dynamometrem zvlášť pro tento účel navrženým (obr. 4). Cílem bylo snímat tu složku výslednice elementárních řezných sil, která je kolmá na hranu ústnice a leží v rovině řezu. Tato složka je energeticky rozhodující, neboť působí ve směru obvodové rychlosti nožového bubnu.



4. Detail řezného prostoru zkušební stolice s ústnicovým dynamometrem (plášť a čela skříně odejmuty)

Důležitou podmínkou bylo přenášení této síly v plné hodnotě na měřicí element i tehdy, když působí v libovolné poloze celé šířky ústí. Dosáhlo se toho tím, že celá ústnice je vytvořena jako nosník na dvou podporách, vedený třemi vodičky a dvěma soustavami válečků ve svislém směru. Obě podpory ústnice, vytvořené jako bezpečové spojky, přenášejí výhradně svislé síly (jejichž součet odpovídá měřené síle) na vlastní těleso dynamometru, který je vytvořen jako dva vetknuté nosníky namáhané ohybem, přičemž oba tvoří konstrukčně jeden kus. V blízkosti vetknutí těchto nosníků (pomocí kolíků do základního tělesa dynamometru) jsou nalepeny dvojice polovodičových tenzometrů. Obě tyto dvojice byly spojeny do jednoho Wheatstoneova mostu, který elektricky sčítal síly měřené oběma měřicími nosníky. Výstupní signál byl tedy úměrný celkové řezné síle. Podrobnější rozbor silových poměrů při řezání ukázal, že při všech variantách uspořádání ústnice byla snímána taková síla, která se lišila od obvodové složky řezné síly méně než o 1 %.

Výpočtem byly zjištěny vlastní frekvence ústnice na měřicím tělese, které činí

$$f_y = 2730 \text{ Hz} \quad \text{ve svislém směru}$$

$$f_\varphi = 1580 \text{ Hz} \quad \text{točivě v rovině dynamometru}$$

Uvedené hodnoty kmitočtů jsou pro požadované zařízení dostatečné. Vlastní kmitočet ohybových kmitů samotné ústnice přibližným výpočtem vychází 1050 Hz.

3. Výška vrstvy h řezaného materiálu pod vkladacím válcem byla měřena jako základní veličina pro analýzu řezných sil a jako míra okamžité průchodnosti materiálu pro energetické rozborů. K měření vrstvy bylo použito potenciometrického snímače, který byl vyvinut ve VÚZS.

4. Značky doby řezů se skládají ze značek začátků a konců řezů jednotlivých nožů na bubnu. Jejich úkolem bylo přesně vymezit dobu řezu nožů pro pozdější planimetrování ploch pod křivkami $F = f(\varphi)$ na oscilogramech. Dále tyto značky umožnily identifikovat jednotlivé nože bubnu při měřeních v případě, kdy na bubnu bylo několik různých alternativ nožů.

Zdrojem požadovaných impulsů byla nepohyblivá cívka na rámu stolice, kterou v těsné blízkosti měly malé magnety, rozestavěné ve vhodných místech na kotouči, spojeném s hřídelem nožového bubnu. Polarita magnetů byla volena tak, aby všechny začátky odpovídaly jedné, konce pak opačné polaritě pólů magnetů přivrácených k cívice. Výjimka byla učiněna u nože s pořadovým číslem 1, podle něhož pak byly identifikovány nože ostatní.

5. Značky času byly registrovány na oscilogramech časovou základnou vestavěnou do oscilografů. V závislosti na použité rychlosti papíru byly znamenány značky času po 0,1–0,01 nebo 0,001 s. Značky sloužily ke kontrole hodnoty otáček bubnu a průchodnosti.

6. Značky otáček bubnu byly vysílány jednou za otáčku z torzního dynamometru a registrovaly se při pomalých posuvech papíru, kdy již nebyly rozlišitelné značky řezů.

7. Otáčky bubnu byly měřeny elektrickým snímačem otáček, vyvinutým ve VÚZS. Signál tohoto snímače přímo svou amplitudou udával hodnotu otáček bubnu a sloužil hlavně ke sledování rovnoměrnosti otáček během pokusu.

Před registrací byly signály z torzního a ústnicového dynamometru zesíleny tenzometrickými zesilovači TDA-3 Mikrotechna s nosným proudem 5 kHz. K registraci měřených veličin a značek byl použit:

— pětismýčkový oscilograf Oscilloport fy Siemens-Halske, kterým byly registrovány pokusy, při nichž se sledovaly řezné poměry stolice, a které vyžadovaly s ohledem na dostatečnou rozlišitelnost řezů posuv papíru 3,3 m/s. Vzhledem k omezenému počtu smyček mohly být registrovány jen veličiny uvedené pod body 1 až 5;

— osmnáctismyčkový oscilograf Galvomat fy CEC s UV zápisem, kterým byly zaznamenávány všechny pokusy, které sledovaly energetiku nožového bubnu, takže postačovala rychlost pásu papíru 8 cm/s. Vzhledem k dostatečnému počtu smyček byly registrovány všechny veličiny uvedené pod body 1 až 7.

Aby se objasnila otázka pohybu materiálu, byly děje při řezání, unášení řezanky a výstupu z bubnu snímány rychlostní kamerou ZL 16 fy VEB Zeiss. Celkem byly pořizovány záběry dvou odlišných míst: prostor vlastního řezání a dalšího unášení řezanky až pod osu bubnu s kamerou v normální poloze. Naležato umístěnou kamerou pak byla snímána oblast konce pláště bubnu vzadu a výstupního hrdla.

PODMÍNKY A ROZSAH MĚŘENÍ

Výzkum byl zaměřen na zpracování materiálů, které přicházejí v praxi nejčastěji v úvahu: na zelenou kukuřici a seno, v menším rozsahu na zelený jetel, ječnou slámu a zelenou a zavadlou travu. Vzhledem k mírnému kolísání vlhkosti těchto materiálů byly denně odebírány tři vzorky každé právě zpracovávané plodiny. Vlhkosti stanovené metodou vážení a vysoušení jsou pak přímo u dílčích výsledků výzkumu jako charakteristika materiálů.

Kromě zmíněného snímače vrstvy byla průchodnost q řezaných materiálů určována také vážením hmoty materiálu před každým pokusem. Odvážená hmota pak byla rovnoměrně nakladena na přípravný dopravník a doba průchodu materiálu byla odečítána z údaje snímače vrstvy a z časových značek.

Za základní průchodnost pro většinu pokusů byly voleny hodnoty

$q_z = 3$ až 4 kg/s pro suché materiály,

$q_z = 8$ až 10 kg/s pro zelené materiály.

Jen při určování závislosti $P = f(q)$ byly voleny i průchodnosti v rozsahu $0,5$ až 2 q_z .

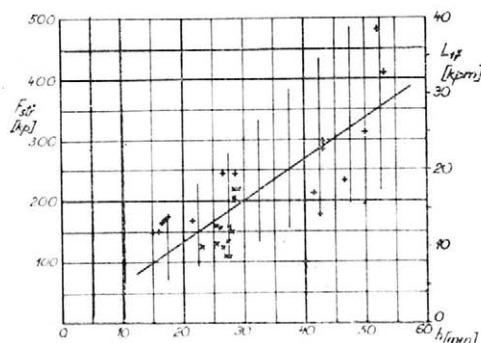
Aby byly podchyceny vlivy úprav na stroji i na odhazovací schopnost, byla jako porovnávací hodnota měřena délka doletu řezanky l . Byla zjišťována jako vodorovná vzdálenost těžiště odhozené kopy řezanky na zemi od osy nožového bubnu.

Při začátku výzkumu byla zjištěna značná závislost příkonu stroje na tvaru pláště bubnu. Podrobnějším šetřením vyplynulo, že tento jev souvisí s množstvím materiálu, který nestačí u výstupního hrdla opustit buben a musí oběhnout celý obvod pláště znovu. Aby mohl být tento vliv kvantitativně ověřen, byl obíhající materiál (OM) zachycován do zvláštního lapače (obr. 2). Po každém pokusu byl tento materiál vybírán, vážen a pomocí doby jeho průchodu bylo určováno jeho vteřinové množství OM v g/s.

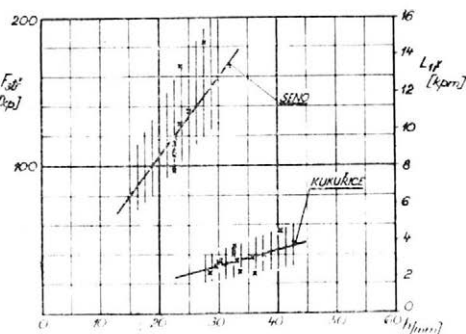
VÝSLEDKY VÝZKUMU ŘEZNÝCH SIL

V první fázi výzkumu řezných sil byla studována otázka tvaru a geometrie uspořádání nožů a lopatek na bubnu. Ze získaného experimentálního materiálu, který zde není pro rozsáhlost uváděn, vyplývá, že uspořádání nožů a lopatek by mělo odpovídat požadavkům, které vyplývají z podmínek vhodných řezných poměrů, ale i poměrů při výstupu řezanky z bubnu. Tyto požadavky jsou do značné míry protichůdné, takže konečné řešení je vždy kompromisní. Za optimální je nutno považovat lopatky křivkové, které plynule navazují na plochu nože a umožňují řezance pohyb jak ve fázi řezání, tak i odhozu. Pro snadnější výrobu byly však pro zkoušky na stolici navrženy a použity lopatky lomené podle obr. 3. Zde se uvádějí i optimální hodnoty úhlu čela nožů, vysunutí nožů před lopatky a radiální výška lopatek, která má být větší než nejdelší používaná délka řezanky (jinak se řezanka přes lopatky převěšuje a zcela mění podmínky při řezu i odhozu).

Z teoretického rozboru v článku Vraného (1971) vyplynulo, že řezná práce a příkon jsou úměrné u určitého stroje jen vlastnostem řezaného materiálu a výšce vrstvy — viz



5. Závislosti středních hodnot řezné síly F_{stf} z doby řezu a energie pro jeden řez L_{1f} na výšce vrstvy h slámy (14 %) při 750 ot/min bubnu: + 2 nože, x 4 nože na bubnu



6. Závislosti středních hodnot řezné síly F_{stf} z doby řezu a energie pro jeden řez L_{1f} na výšce vrstvy h pro seno (15 %) a kukuřici (87 %) při 750 ot/min bubnu se čtyřmi noži

vztahy (11), (12). Výsledky měření tyto vývoody potvrzují, i když body vyšetřovaných závislostí leží v širokém rozptylovém pásmu (obr. 5 a 6). Rozptyly hodnot souvisejí se značnou variabilitou podmínek jednotlivých řezů, ale představují dobrý průměr při různých vlivech řezných podmínek. Jejich zpracováním byly určeny poměrné řezné síly na 1 m aktivní délky bříty nože, představované veličinou c ve vztazích (11, 12).

Hodnoty uvedené v tab. I dobře charakterizují řezné poměry a je patrné, že proti kukuřici při stejné vrstvě vyžaduje seno 5krát, sláma 6,3krát větší řezné síly a přibližně i řezný příkon. Z toho vyplývá, že požadavek na krátkou délku řezanky u materiálů zelených nevede k tak závažnému zvětšení příkonu, jako u materiálů suchých.

I. Poměrné řezné síly c pro různé materiály

Materiál	Vlhkost (%)	c (kp/m)	
		rozmezí	průměr
Kukuřice	87	110 až 220	155
Seno	15	620 až 1000	775
Sláma ječná	14	600 až 1450	980
Tráva	70	—	630
Jetel	71	—	550
Jetel	82	—	145

Zjištěné hodnoty poměrných řezných sil umožňují vypočítat teoreticky maximální řezné síly, když výška vrstvy dosáhne pro podmínky stolice velikosti

$$H = U \cdot \tan \delta = 550 \cdot 0,14 = 77 \text{ mm}$$

Příslušná maxima řezných sil pak činí

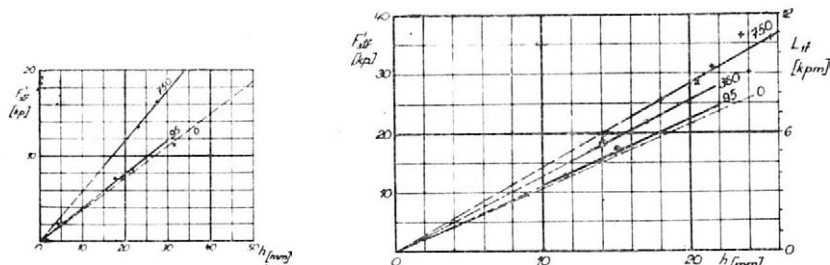
$$F_{max} = U \cdot c = 0,55 \cdot (110 \text{ až } 220) = 60 \text{ až } 120 \text{ kp pro kukuřici}$$

$$0,55 \cdot (620 \text{ až } 1000) = 340 \text{ až } 550 \text{ kp pro seno}$$

$$0,55 \cdot (600 \text{ až } 1450) = 330 \text{ až } 800 \text{ kp pro slámu}$$

Tyto hodnoty odpovídají ostrým nožům a správně konstruovaným lopatkám, které dobře odvádějí řezanku při řezu.

Z teoretického rozboru řezného procesu nevyplynula závislost řezné energie na otáčkách bubnu. Experimentální výsledky získané při výzkumu řezných sil na stolici však ukázaly, že tento vliv se prokazatelně projevuje (obr. 7 a 8). V těchto obrázcích jsou hodnoty dlouhodobých středních řezných sil (planimetrováním z celé délky oscilogramů, nikoliv jen z dob řezů), které jsou úměrné řezné energii, vyneseny ve funkčních závislostech na vrstvě h a otáčkách n bubnu. Je patrné, že vliv otáček je dosti významný,



7. Závislosti dlouhodobých středních hodnot řezné síly $F'_{stř}$ na výšce vrstvy h kukuřice (86 %) pro 85 a 750 ot/min bubnu a s lineárně extrapolovanou přímkou 0 odpovídající nulovým otáčkám

8. Závislosti dlouhodobých středních hodnot řezné síly $F'_{stř}$ a energie pro jeden řez L_{1f} na výšce h sena (15 %) při 95, 360 a 750 ot/min bubnu a s přímkou 0 jako u obr. 7

neboť činí z celkové energie stanovené ze sil na ústnicový dynamometr při pracovních otáčkách asi 20 % u sena a 38 % u kukuřice. Tento zdánlivý nesouhlas s teorií je třeba vysvětlit.

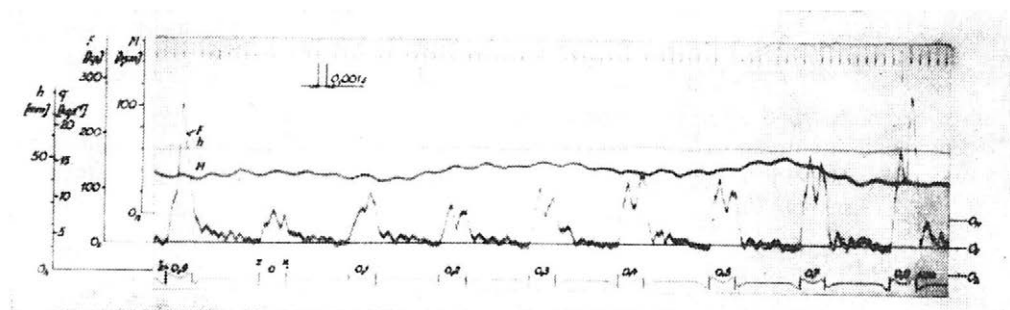
Je nutné vyjít z představy silových a kinematických poměrů při řezání. V okamžiku řezu se postupně rozděluje nožem materiál řeznou plochou na dvě části. Oddělená část naráží na čelo nože a lopatky a dostává od nich impuls, doprovázený normální reakcí N . Protože zároveň nůž proniká hlouběji do vrstvy, musí vlivem pohybu se třením vzniknout i složka třecí μN , kolmá k normální. Obě tyto síly mohou být v rovnováze jen se setrvačnou silou $m \cdot a$ oddělované řezanky a s reakcí F_d . Tuto sílu vyvolá tlak oddělovaných částí prostřednictvím částí dosud neoddělených a ústnicový dynamometr ji připočte k síle F od vlastního řezání. Všechny tyto síly jsou úměrné koncové hybnosti oddělených částí $m \cdot v_b \cdot \cos \gamma_n$, takže rostou lineárně s hmotou řezanky m , s obvodovou rychlostí bubnu v_b a cosinem úhlu čela pracovního nástroje (nůž s lopatkou). Síly ve směru čela nože jsou dále úměrné součiniteli tření μ . To znamená, že dynamická síla F_d , o kterou se zvýší statická řezná síla F , je tedy pro určitý stroj úměrná jen výšce vrstvy (tj. hmotě m), otáčkám bubnu a součiniteli tření. Obr. 7 a 8 všechny tyto závislosti dobře potvrzují (sena má asi poloviční μ než kukuřice). Aby se přesněji vyznačilo rozhraní statických a dynamických sil, byl parametr n extrapolován lineárně až na limitní $n = 0$ a v obr. 7 a 8 značen nulou. Dále je nutné doplnit, že dynamická síla F_d — přesně vzato — není vyvolána vlastním řezáním, nýbrž urychlováním odříznuté řezanky, takže by se správně ani neměla do bilance řezání započítávat. Pak je teprve možné konstatovat, že energie pro řez skutečně nezávisí na otáčkách, jak bylo předpokládáno v teoretickém rozboru v článku Vraného (1971).

Z porovnání řezných podmínek pro nožový buben a nožové kolo kolových řezaček vyplývá, že vliv dynamické síly F_d bude větší u ústrojí s nožovým bubnem, neboť jeho nože při řezu mají za obdobných podmínek asi dvojnásobnou řeznou rychlost proti nožům nožového kola.

K výsledkům řezných sil ve všech přiložených obrázcích je nutné dodat, že jsou uváděny v té podobě, jak byly naměřeny, tedy bez korekcí na vliv otáček, který lze podle uvedených zásad dodatečně zhodnotit.

VLIV OTUPENÍ NOŽŮ

Jeho význam pro energetiku řezu je proti ostatním vlivům zcela zásadní a převládající. Otupení ve svých důsledcích vede k odbourání výhodného gradientu smykových napětí v řezné rovině, což se projeví růstem řezných sil a řezné energie. Růst obou uvedených veličin bude závislý na stupni otupení nožů, které lze charakterizovat např. šířkou bříty δ (obr. 3), který byl dále zaoblen, aby povaha otupení odpovídala skutečným poměrům v praxi. Výzkum tohoto vlivu, provedený pomocí různě otupených nožů současně umístěných na bubnu, tyto předpoklady potvrdil. Na obr. 9 je pro ilustraci



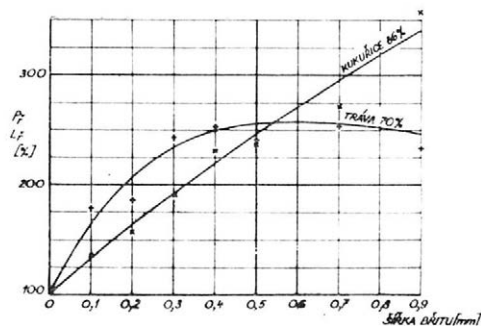
9. Příklad oscilogramu s měřenými hodnotami řezné síly F , momentu bubnu M , výšky vrstvy h a průchodnosti q z výzkumu vlivu otupení nožů na řezné síly a řeznou energii. Buben byl osazen osmi noži s různým stupněm otupení definovaným šířkou bříty δ . Z, K označují začátek a konec řezů. Byla řezána kukuřice (87 %) při $n = 750$ ot/min

uvedena reprodukce části oscilogramu, kde jednotlivé řezy byly provedeny noži s vyznačenými hodnotami otupení. Z obrázku je patrná závislost jak špičkových, tak i středních hodnot řezných sil na otupení.

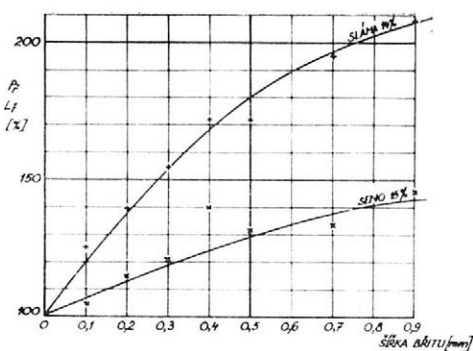
Poměrný vzrůst řezné energie či příkonu, vztažený na ostré nože v závislosti na otupení, je pro seno a kukuřici na obr. 10 a 11. Je zajímavé, že vliv otupení se pro různé materiály projevuje značně odlišným způsobem. Relativně nejnížší vzrůst je patrný u sena, největší u kukuřice; zvětšení jejich řezného příkonu činí pro $\delta = 1$ mm 50 % a 250 %. Odchylně proti ostatním se projevuje otupení při řezání trávy, řezný příkon dosahuje maxima (260 %) pro $\delta = 0,5$ až $0,6$ mm a dále neroste. Tráva také vykazuje největší citlivost na otupení, jak ji charakterizují směrnice uváděných křivek. Proti případu s ostrými noži vzroste při malém otupení $\delta = 0,1$ mm (kterému odpovídá poloměr bříty $0,05$ mm) řezný příkon:

u trávy	o 70 %
u kukuřice	o 35 %
u slámy	o 20 %
u sena	o 7 %

Tato čísla jsou závažným důvodem pro udržování nožů v dobře naostřeném stavu, pro který dává bubnová koncepce řezacího ústrojí dobré předpoklady, neboť vestavěné brousící zařízení umožňuje pohodlné a rychlé přebrušování nožů bez demontáží a seřizování.



10. Poměrný vzrůst řezné práce L_f a řezného příkonu P_f v závislosti na otupení nožů pro seno a slámu při průchodnostech 3 až 7 kg s⁻¹ (výška vrstvy cca 20 až 50 mm)



11. Poměrný vzrůst řezné práce L_f a řezného příkonu P_f v závislosti na otupení nožů pro měkkou travu a kukuřici při průchodnostech 7 až 14 kg s⁻¹ (výška vrstvy cca 20 až 45 mm)

Obdobný vliv má otupení i na špičky řezných sil (obr. 9). Rostou většinou lineárně s vrstvou (a tedy i s průchodností) a přibližně i se šířkou otupěného břitu. Vliv otupení je kvantitativně zhruba stejný, jako bylo uvedeno u řezných příkonů.

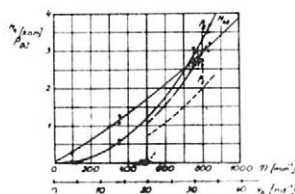
VÝSLEDKY VÝZKUMU HNACÍCH MOMENTŮ A PŘÍKONŮ NOŽOVÉHO BUBNU

V této kapitole jsou zhodnoceny experimentální výsledky získané měřením krouticího momentu na hřídeli bubnu a výsledky veličin dalších, mezi něž patří délky doletu řezanky a množství obíhajícího materiálu.

BĚH NOŽOVÉHO BUBNU NAPRÁZDNO

Je zřejmé, že příkon bubnu naprázdno poroste s počtem nožů, s množstvím vzduchu, který buben ve funkci ventilátoru dopravuje, a s otáčkami. Při výzkumu na stolici byla většina měření prováděna při ploše sacích otvorů 1300 cm², které odpovídají podle obr. 12 příkony 1,8 k, 2,6 k a 3,0 k pro 2, 4 a 8 nožů při 750 ot/min bubnu. Se vzrůstajícím počtem nožů roste příkon stále pomaleji, což je v souladu se závislostmi u ventilátorů. Předpokládaný mocninový vztah (2) z článku Vraného (1971) lze po převedení čáry M_{k8} na logaritmický papír a vyhodnocení konstant psát ve tvaru

$$M_{k8} = M_0 + a \cdot n^b = 0,05 + 1,33 \cdot 10^{-3} \cdot n^{1,15} \quad [\text{kpm}, \text{min}^{-1}]$$



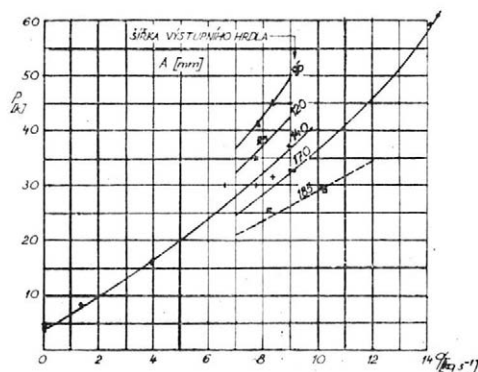
12. Závislosti krouticího momentu M_{k8} a příkonů P_8 , P_4 a P_2 pro 8, 4 a 2 nože na bubnu při běhu naprázdno na otáčkách n , resp. obvodové rychlosti v_b . Plocha sacích otvorů 1300 cm²

Mocnitel $b = 1,15$ vychází proti teoretické hodnotě u ventilátorů $b = 2,0$, tedy značně nízký, člen $M_0 = 0,05$ je možné zanedbat. Pro příkon bubnu naprázdno s osmi noži lze pak psát

$$P_8 = 1,86 \cdot 10^{-6} \cdot n^{2,15} \quad [\text{k}, \text{min}^{-1}]$$

VLIV ŠÍŘKY VÝSTUPNÍHO HRDLA

Zcela zásadní otázkou, která rozhoduje o energetické dokonalosti bubnového ústrojí řezačky, je spolehlivý výstup řezanky z bubnu během doby, kdy plně lopatky míjejí výstupní hrdlo. Zbytek řezanky, který nestačí z bubnu včas odlétnout, tvoří tzv. obíhající materiál (OM); je vhodné vztahovat jeho množství na jednotku času, zde v gramech za vteřinu. Na množství OM má vliv tvar pláště bubnu, šířka výstupního hrdla, geometrie nožů a lopatek, vysunutí nožů před lopatky, mezera mezi pláštěm a noži, průchodnost a druh řezanky. Příklad vlivu některých těchto veličin na příkon bubnu je uveden v obr. 13. Na první pohled výrazný je příznivý vliv rostoucí šířky výstupního hrdla A



13. Závislosti příkonu nožového bubnu P na průchodnosti q při řezání zeleného jetele (74 až 81 %) pro různá výstupní hrdla. Buben s osmi noži, $l_t = 2,2$ cm, 830 ot/min, plášť I, lopatky přímé, jen u hrdla 185 lomené. Vysunutí nožů před lopatky: 30 ÷ 32 mm při $A = 95, 120, 140$ mm
22 mm při $A = 170$ mm
12 mm při $A = 185$ mm

(obr. 2), dále kombinovaný navíc i zmenšeným vysunutím nožů a posléze i použitím lomených lopatek (umožňují plynulejší pohyb řezanky z bubnu) s dalším zmenšením vysunutí nožů. Celý tento sled úprav na stolici umožnil snížit původně značný příkon 50 k při průchodnosti 9 kg/s jetele cca na 26 k, tj. o 24 k, což je 48 % původního příkonu. To ukazuje na obrovský význam úprav omezujících obíhání materiálu, což dalo impuls k jeho měření.

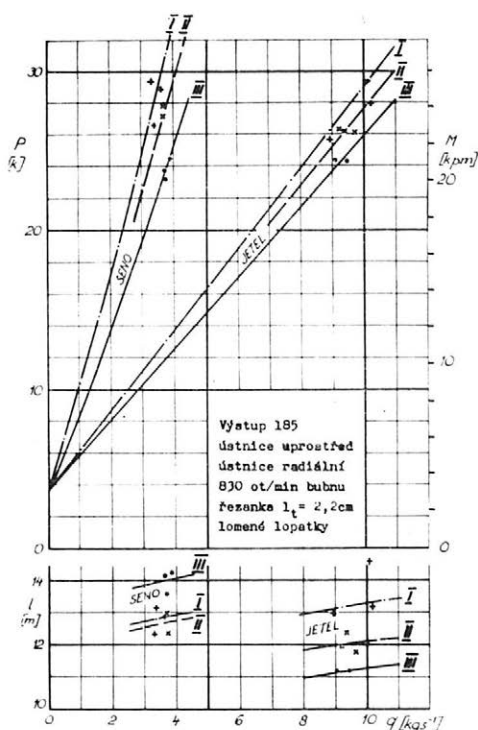
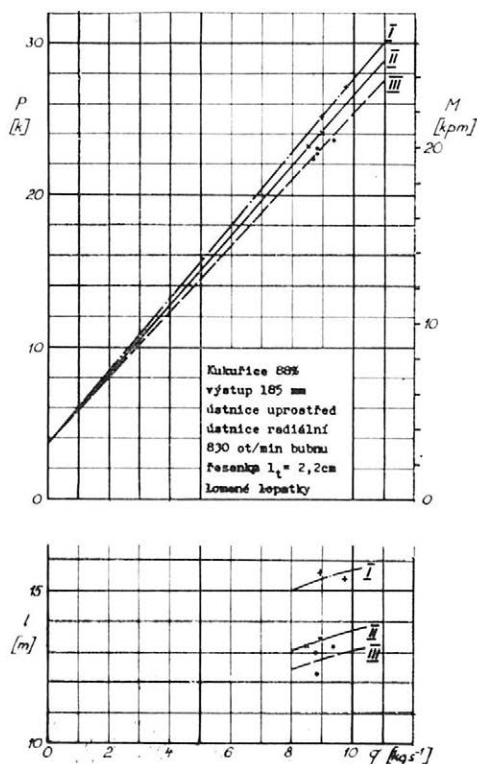
Cesta zvětšování šířky výstupního hrdla má však omezení v tom, že se postupně zhoršuje sklon přední stěny hrdla s deskou vůči směru rychlosti posledních odlétajících částic z bubnu. Ty nárazem na stěnu ztrácejí větší díl své kinetické energie (proti částicím nejdříve vystupujícím z bubnu) a brzdí hlavní proud řezanky, tedy přispívají ke zkrácení odhozu. U stolice bylo v konečné fázi dosaženo optimální šířky hrdla 245 mm, což je asi největší přijatelná šířka výstupu v kombinaci s částečně odchýleným pláštěm II. Na vliv ztrát obíháním řezanky obvykle ukazuje s průchodností rostoucí zakřivení závislosti $M = f(q)$, $P = f(q)$. To svědčí o tom, že větší množství materiálů na lopatce vyžaduje delší dobu k výstupu z bubnu.

VLIV TVARU PLÁŠTĚ, MEZERY NOŽŮ VŮČI PLÁŠTI A VLIV OTÁČEK

Vliv mezery mezi noži a pláštěm bubnu je znám z literatury. S větším růstem mezery klesá příkon, ale i dálka doletu, neboť řezanka během vlečení po plášti začne zčásti podbíhat pod noži a ztrácí třením o plášť část své energie, kterou již buben neuhradí. Proto klesá její dolet; poněvadž se zmíněná spodní vrstva vymyká vlivu bubnu, není jí brzděn, z čehož vyplývá pro buben úspora energie. Tento jev se však projevuje při větších mezerách — patrně nad 5 až 6 mm. Protože může docházet i k zaklíňování řezanky v mezerách, volí se zásadně mezera tak malá a nezužující se, aby k těmto jevům nedocházelo. Podle Kromera (1967) to bývá 2 až 3 mm, lze však předpokládat podle vlastních zkušeností, že může být při použité délce řezanky 2,2 cm až 5 mm.

Cennou vlastností odchýleného pláště je částečné vyprazdňování bubnu i v době, která těsně předchází vlastnímu odhozu (q_3 v obr. 2). Částečným odchýlením pláště

bubnu vzadu se materiál začne po lopatkách sesouvat již v předstihu, takže se tím nepřímo prodlouží vyprazdňovací fáze a sníží obíhající materiál OM. Současně se sníží i příkon bubnu a dolet. Vliv těchto úprav pláště v provedení I, II a III (obr. 3) na příkon, dolet a OM byl zkoumán pro tři materiály a dva stupně otáček. Příklady z výsledků na obr. 14 a 15 tyto očekávané závislosti potvrzují. Uvedené změny příkonu bubnu vyplývají



14. Závislosti příkonu P , hnacího momentu M nožového bubnu a doletu l řezanky na průchodnosti q při zpracování kukuřice pro tři varianty plášťů I, II a III a pro 830 ot/min bubnu

15. Závislosti příkonu P , hnacího momentu M nožového bubnu a doletu řezanky l na průchodnosti q při zpracování sena (25 %) a jetele (82 %) pro tři varianty plášťů a 830 ot/min bubnu

jen z odchýlení pláště, kdežto další vliv způsobený obíhajícím materiálem zde chybí (OM se chytal do lapače). Podle ověřeného postupu lze i tyto ztráty vlivem OM vyčíslit hodnotami ΔP .

Pro pláště II a III jsou ΔP zanedbatelné, pro plášť I činí:

kukuřice	— $q = 10 \text{ kg s}^{-1}$,	$\Delta P = 0,3 \text{ až } 0,7 \text{ k}$
jetele	— $q = 10 \text{ kg s}^{-1}$,	$\Delta P = 0,5 \text{ až } 0,8 \text{ k}$ (až 4,5 k pro lepkavý stav)
seno	— $q = 4 \text{ kg s}^{-1}$,	$\Delta P = 1,6 \text{ až } 2,3 \text{ k}$

O tyto hodnoty by měly být čáry I v obr. 14 a 15 lineárně zvýšeny. Porovnáme-li tyto údaje s úsporami příkonu přímým vlivem odchýlení plášťů, je zřejmé, že druhý značně převažuje.

To vysvětluje, že pokles délky doletu je poměrně výrazný, zvláště u zelených materiálů, neboť mají velký součinitel tření, a tedy proti suchým materiálům relativně větší úbytky rychlosti třením po plášti. Protože zároveň podle obr. 16 je relativní množství

OM na odpovídající průchodnost u suchých materiálů v průměru $2,5 \times$ větší než u zelených, je zřejmé, že odchýlení pláště bude výhodnější pro suché materiály.

Z obr. 14 plyne, že pro kukuřici je pokles délky doletu při plášti II proti plášti I cca 2 m, tedy značný, a je spojen s úsporou jen 1,0 až 1,6 k. Změna otáček z 830 na 750, z níž vychází úspora příkonu cca 2,3 k, doprovázená poklesem doletu jen o 0,5 m, ukazuje na podstatně účinnější cestu ke snižování příkonu (asi $7 \times$), a to volbou co nejnižších otáček bubnu. Z toho plyne, že pro kukuřici je optimální válcový plášť I a otáčky jen takové, aby byl zajištěn dostatečný odhoz. Nebezpečí obíhání je u kukuřice proti senu asi $2,4 \times$ nižší a lze ho u stolice zvládnout pro průchodnosti asi do 15 kg s^{-1} jen volbou širokého výstupního hrdla. Pro vystupňované průchodnosti by byla možná i cesta odchýlování pláště asi do polohy ležící mezi typem I a II.

Pro zelené jeteloviny, které mají velké rozpětí svých vlastností, mohou množství OM při plášti I dosáhnout vysokých hodnot, které pronikavě zvýší příkon bubnu. Při 750 ot/min a plášti I činí OM 500 g s^{-1} , což se projeví stoupnutím příkonu bubnu asi o 4,3 k. Použitím pláště II v tomto případě klesne OM na 15 g s^{-1} , jehož vliv je mizivý. Použití pláště II vede zde k poklesu doletu o 0,5 až 1,1 m, takže pro tyto případy se jeví plášť II výhodnější.

Pro seno a patrně i pro ostatní suché materiály není pokles délky doletu vlivem tvaru pláště podstatný, zato příkon klesá (obr. 15) s odchýlením pláště velmi pronikavě. Zde je naopak cesta ke snižování příkonu odchýlováním pláště výhodnější, než snižováním otáček. Optimum odchýlení leží v blízkosti typu II, popřípadě i poněkud dále směrem k plášti III.

Z těchto vývodů vyplývá, že nelze jedním uspořádáním pláště vyhovět všem zpracovávaným materiálům a pro případy univerzálního využití stroje by měl mít plášť vhodnou regulaci.

VLIV DĚLKY ŘEZANKY

Délku řezanky lze v podstatě měnit těmito způsoby:

a) Změnou podávací rychlosti při stálém počtu nožů, přičemž pro zachování stále průchodnosti se musí měnit nepřímě úměrně rychlosti výška vrstvy. Ventilací ztráty se nemění.

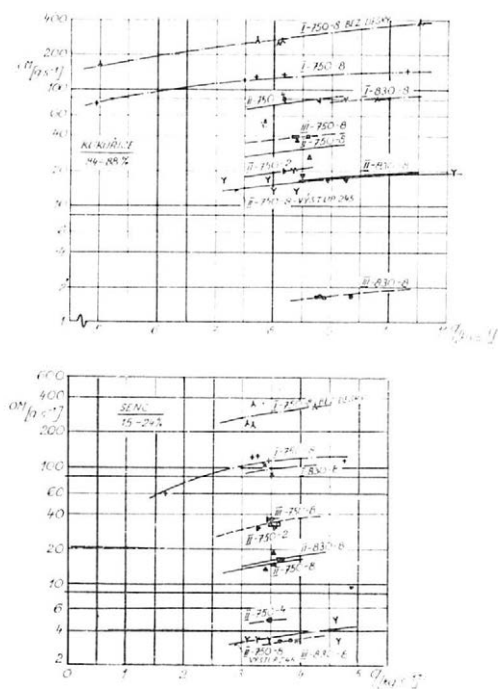
b) Změnou počtu nožů na bubnu při stále podávací rychlosti. Nezměněné průchodnosti odpovídá stálá výška vrstvy, ventilační ztráty se mění.

c) Kombinací způsobů a) a b).

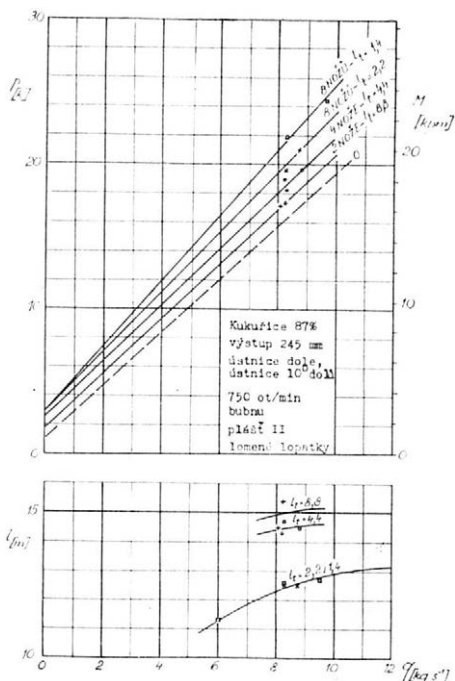
Na stolici byl během výzkumu vlivu délky řezanky použit způsob a) pro $l_t = 1,4 \text{ cm}$ a b) pro $l_t = 2,2, 4,4 \text{ a } 8,8 \text{ cm}$. Posoudíme-li energetickou bilanci nožového bubnu s přihlédnutím k uvedeným okolnostem, můžeme předpokládat pro stálou průchodnost a určitý materiál, že:

- řezný příkon bude nepřímě úměrný délce řezanky — vztah (18),
- příkon na urychlení řezanky se s délkou řezanky nemění — vztah (26),
- příkon na vlečení řezanky po plášti se s délkou řezanky nemění — vztah (29),
- příkon na výstup řezanky z bubnu se s délkou řezanky nemění — vztah (33),
- příkon na ztráty ventilací bude závislý na počtu nožů na bubnu (zjištěný experimentálně — kap. Běh nožového bubnu naprázdno).

Vynesou-li se závislosti $P = f(q)$ pro různé délky řezanky, budou se pro stejné průchodnosti lišit hodnoty příkonu jen diferencemi plynoucími z příkonu pro řezání a eventuálně na ventilační ztráty. Tak je třeba hledět i na křivky v obr. 17, 18 a 19, zjištěné měřeními na stolici pro kukuřici, seno a slámu. Naznačená představa o součtovém charakteru jednotlivých křivek nabízí možnost extrapolace i na fiktivní případ bubnu zcela bez nožů, který by materiál neřezal, ale jen dopravoval. Při respektování dosud předpokládaných zákonitostí byly pro tento případ odvozeny čárkované křivky s ozna-



16. Závislosti vteřinového množství obíhajícího materiálu OM na průchodnosti q kukuřice a sena pro pláště I, II a III, pro 750 a 830 ot/min bubnu a pro 8, 4 a 2 nože na bubnu (zahrnuto do označení čar). Výstupní hrdlo 185 mm, s deskou a s lapačem (výjimky označeny, pláště obr. 3)



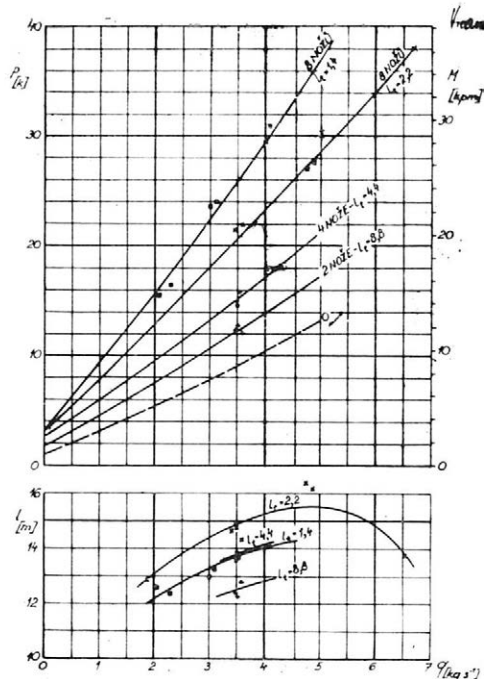
17. Závislosti příkonu P , momentu M k pohonu bubnu a délky doletu l na průchodnosti q při zpracování kukuřice (87 %) pro různé délky řezanky

čením O . Tyto křivky tedy představují závislosti $P = f(q)$ pro bubny bez nožů. Jsou zde však obsaženy příkony pro urychlení, vlečení po plášti, pro výstup z bubnu a ventilační příkon bubnu pouze s čely. Pořadnice mezi křivkami O a pro i nožů představují pak příkon P_i + ventilační příkon pro i nožů P_{oi} . Hodnoty P_{oi} byly zjištěny dříve, takže lze tímto postupem stanovit příkony na řezání P_r . Názorněji ukáže rozdělení příkonů křivka O , jestliže si ji představíme přesouvateľnou ve směru osy P . Prochází-li počátkem os, pak pořadnice pod ní až k ose q vymezují jen příkony pro dopravu, nad ní až k P_i příkony pro řezání a ventilaci. Posuneme-li ji však o hodnotu P_{oi} výše, vymezí nad sebou k čáře P_i jen čisté příkony pro řezání P_r pro libovolné q . Určíme-li hodnoty P_r např. pro jmenovité průchodnosti (kukuřice 10 kg s^{-1} , seno a sláma 4 kg s^{-1}) a vyneseme-li je v závislostech na hustotě řezů na jeden metr, dostaneme série bodů, které lze spojit přímkami (obr. 20). Protože hustota řezů je převratnou hodnotou délky řezanky, lze doplnit osu souřadnic reciprokou stupnicí délek řezanky l_r .

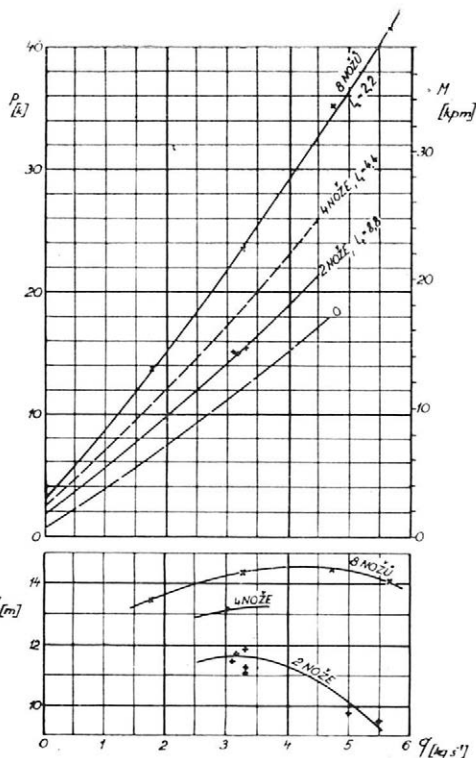
Je tedy zřejmé, že předpokládaný vztah (18) byl pokusy skutečně potvrzen. Současně bylo možno kvantitativně stanovit hodnoty konstant řezání k_r , které vycházejí:

kukuřice (87 %)	$k_r = 0,53$ (bude později opravena na 0,8),
sláma (14 %)	$k_r = 6,5$,
seno (15 %)	$k_r = 5,9$

a platí pro základní vztah (18) v těchto jednotkách:



18. Stejné závislosti jako v obr. 17, avšak pro seno (15 0/0)



19. Stejné závislosti jako v obr. 17, avšak pro ječnou slámu (14 0/0)

$$P_f = k_f \cdot \frac{q}{l_t}$$

kde: P_f — (k)
 k_f — (k cm s · kg⁻¹)
 q — (kg · s⁻¹)
 l_t — (cm)

Na pravých stupnicích obr. 20 jsou vyneseny současně poměrné hodnoty příkonu na řezání pro jednotkovou průchodnost. Hodnoty k_f lze pak přímo odečíst pro $l_t = 1$ cm resp. hodnotu $k_f/2$ pro $l_t = 2$ cm. V obr. 20b stanovený příkon pro čtyři nože u slámy (označen kroužkem) a přenesený do obr. 19 jako čárkovaná křivka představuje zpětným postupem určenou křivku celého příkonu bubnu se čtyřmi noži, která nebyla experimentálně pro slámu vůbec vyšetřována.

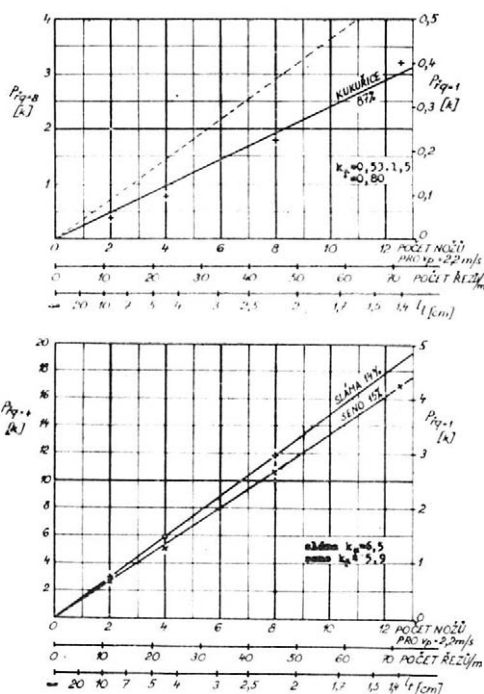
Je na místě otázka, jak korespondují hodnoty řezných příkonů, stanovené uvedeným postupem z hnacího momentu na bubnu, s hodnotami odvozenými z řezné síly měřené ústnicovým dynamometrem. Porovnejme je např. pro seno s $q = 3,5$ kg s⁻¹, 750 ot/min bubnu, $l_t = 2,2$ cm.

Výpočet P_f z M :

Podle zjištěné hodnoty $k_f = 5,9$ pro seno vychází

$$P_f = k_f \cdot \frac{q}{l_t} = 5,9 \cdot \frac{3,5}{2,2} = 9,4 \text{ k}$$

20. Závislosti příkonu pro řezání P_f na hustotě řezů, resp. na teoretické délce řezanky l_t pro kukuřici (obr. 20a), slámu a seno (obr. 20b). Na levých stupnicích jsou příkony pro průchodnost $q = 8$ resp. 4 kg s^{-1} , na pravých měrné příkony pro $q = 1 \text{ kg s}^{-1}$. Význam čárkované závislosti v obr. 20a je vysvětlen v textu



Stejnou hodnotu dává i příkon stanovený podle obr. 20b

$$P_f = q \cdot P_{fq=1} = 3,5 \cdot 2,7 = 9,4 \text{ k}$$

Výpočet P_f z F :

Podle cejchování odpovídá průchodnosti $q = 3,5 \text{ kg s}^{-1}$ výška vrstvy $h = 21 \text{ mm}$. Z obr. 8 pak této vrstvě odpovídá práce na jeden řez

$$L_{1f} = 8,8 \text{ kpm} \quad \text{pro čáru „750“,}$$

$$L_{1f} = 6,8 \text{ kpm} \quad \text{pro čáru „0“.}$$

Při vteřinovém počtu řezů $n/60 \cdot i = 750/60 \cdot 8 = 100 \text{ s}^{-1}$ je vteřinová práce $L_f = 100 \cdot L_{1f}$ a příkon v koních

$$P_f = 100 \frac{L_{1f}}{75} = 11,7 \text{ k} \quad \text{pro čáru „750“,}$$

$$9,1 \text{ k} \quad \text{pro čáru „0“.}$$

Je zřejmé, že podstatně lepší shodu z posledních dvou výsledků dává druhý, čímž se současně znovu potvrzují závěry kap. Vliv otáček o tom, že řeznou energii představují čáry „0“ v obr. 7 a 8 a že ostatní čáry jsou ovlivněny silami od urychlování řezanky. Zjištěný rozdíl $9,4 - 9,1 = 0,3 \text{ k}$ činí 3 % řezného příkonu a vyplývá z dílčích nepřesností. Stejným postupem lze potvrdit i obdobnou shodu pro slámu; u kukuřice však vzniká rozdíl, který při podrobnějším rozboru ukazuje, že správnější výsledky dává výpočet z řezných sil. Předpoklad o stálosti příkonu pro dopravu řezanky bez ohledu na její délku zde totiž plně nevyhovuje. Hlavním důvodem je okolnost, že dlouhá řezanka z kukuřice se nemůže na odchýleném plášti II vymanit z vlivu lopatek tolik, jako řezanka

krátká, a proto s rostoucí délkou řezanky příkon na její dopravu poněkud roste. To se projeví v postupu jako zdánlivé snížení příkonu na řezání. Proto je třeba výsledky v obr. 20 zvětšit cca o 50 % (tj. např. o 1,2 k pro $q = 10 \text{ kg s}^{-1}$ a $l_t = 2,2 \text{ cm}$). V tomto smyslu je zakreslena navíc čárkovaná čára v obr. 20a, která již představuje správnou hodnotu po naznačené korekci.

Kdyby byl při výzkumu vlivu délek řezanky použit válcový plášť I, byla by metoda určování řezného příkonu zcela správná i pro kukuřici.

POROVNÁNÍ TEORETICKÝCH VÝSLEDKŮ S EXPERIMENTÁLNÍMI

Teoretický rozbor jednotlivých složek celkového příkonu nožového bubnu (Vraný 1971) umožňuje po doplnění experimentálně stanovených materiálových konstant detailní energetickou bilanci bubnu. Správnost předpokladů a teoretického řešení může potvrdit pak konfrontace výsledků teoretických s experimentálními pro tyto parametry:

průměr nožového bubnu	$2r = 760 \text{ mm}$
otáčky nožového bubnu	$n = 750 \text{ min}^{-1}$
teoretická délka řezanky	$l_t = 2,2 \text{ cm}$
úhel čela lopatek	$\gamma = 30^\circ$
součinitel tření: kukuřice po oceli	$\mu = 0,60$
seno po oceli	$\mu = 0,25$
úhel vlečení řezanky po plášti	$\varphi_1 + \varphi_2 - 2\gamma = 90^\circ$
složky rychlosti řezanky u výstupu (odhad)	$v_a \approx 1,15 v_b$
	$v_T \approx 0,93 v_b$

Dosažením uvedených číselných hodnot do vztahů (12), (18), (26), (29) a (33) vycházejí složky příkonu nožového bubnu (k):

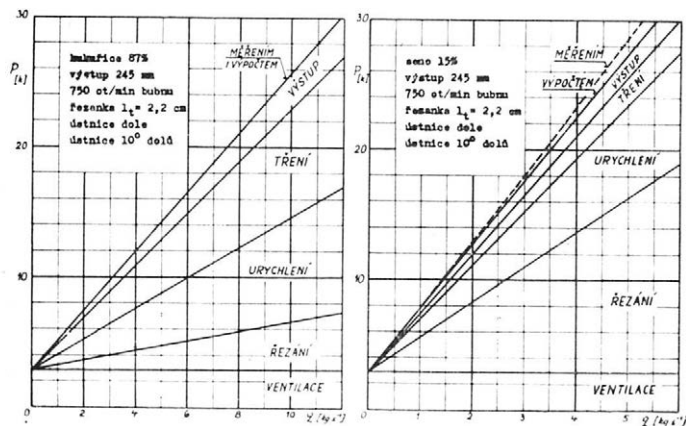
pro kukuřici

$$\begin{aligned} P_o &= 2,9 \\ P_f &= 0,364 \cdot q \\ P_a &= 0,80 \cdot q \\ P_p &= 0,84 \cdot q \\ P_c &= 0,28 \cdot q \end{aligned}$$

pro seno

$$\begin{aligned} &= 2,9 \\ &= 2,70 \cdot q \\ &= 1,37 \cdot q \\ &= 0,415 \cdot q \\ &= 0,35 \cdot q \end{aligned}$$

Kromě první složky příkonu $P_o = \text{konst}$ jsou všechny ostatní lineárně závislé na průchodnosti q a lze je proto zakreslit do závislosti $P = f(q)$ jako přímky (obr. 21). Součtová přímka všech dílčích příkonů se u kukuřice téměř shoduje s naměřenými hodnotami, což ukazuje na dobré teoretické vystižení všech dějů v bubnu.



21. Závislosti pěti dílčích příkonů nožového bubnu na průchodnosti q stanovené výpočtem podle teoretických vztahů v práci Vraného (1971) a porovnání jejich součtu se závislostmi získanými experimentálně

Při srovnání s výsledky v obr. 18 vychází u sena malá difference, která se zvětšuje více než lineárně s průchodností a činí pro $q = 3,5 \text{ kg s}^{-1} 0,6 \text{ k}$, tj. 3 % příkonu bubnu. Tato difference způsobuje zakřivení závislosti $P = f(q)$, které je typické pro suché materiály. Původ této složky nebyl objasněn, bude však souviset s některou dopravní složkou příkonu. Příkon na urychlení řezanky P_a byl stanoven tak, aby součtová čára celkového příkonu navazovala na čáru stanovenou měřením v oblasti malých průchodností. Z toho pak vyplynul korekční činitel $\xi = 1,4$.

Teoretický rozbor a příslušné vztahy pro složky příkonu bubnu umožňují přepočítávat příkony i pro jiné délky řezanek, např. při dvojnásobné délce se P_f zmenší na polovinu a naopak. Jinou možností je přepočet dílčích příkonů na jiné otáčky bubnu. Příkon naprázdno má výjimečné zákonitosti (obr. 12). Složka příkonu na řezání při stálé průchodnosti se nemění, při stálé vrstvě klesá lineárně s otáčkami. Všechny složky ostatní (dopravní) se mění s druhou mocninou otáček při stálé průchodnosti a s třetí mocninou při stálé vrstvě (kdy se průchodnost mění lineárně v důsledku lineární změny podávac rychlosti).

Z Á V Ě R

Tato práce úzce navazuje na teoretický rozbor silových a energetických poměrů nožového bubnu řezaček, uveřejněný v Zem. technice 1, 1971. Přináší výsledky experimentálního výzkumu těchto poměrů a konfrontuje je se závislostmi teoretickými.

Zabývá se nejprve výsledky měření řezných sil speciálním ústnicovým dynamometrem (obr. 4), které umožnily určit účelnou geometrii nožů a stanovit závislosti řezných sil na druhu řezaného materiálu, výšce řezané vrstvy a otupení nožů. Byla potvrzena teoretická závislost lineárního růstu řezné síly s délkou aktivní části břitů. To vede k přirozenému omezení maximálních špiček řezných sil, k němuž dojde, jestliže vzhledem k sešikmení nožů vrstva dosáhne výšky, při které celá délka nože řeže najednou. Hodnoty této síly, vztažené na 1 m délky ostrého nože, jsou uvedeny v tab. I. Ačkoliv by podle teorie neměly být závislé na otáčkách nožového bubnu, výsledky měření ukazují na jejich lineární růst s otáčkami (obr. 7 a 8). To však bylo vysvětleno tím, že na ústnicový dynamometr částečně působí i složka síly, urychlující řezanku během řezu, která s vlastním řezáním nesouvisí.

Celkový příkon bubnu lze analyzovat jen rozbořením jeho dílčích složek, tj. příkonu pro ventilaci, řezání, urychlení řezanky, tření po plášti a příkonu pro výstup řezanky z bubnu. Pro všechny tyto složky byly odvozeny v práci Vraného (1971) potřebné vztahy (3), (18), (26), (29) a (33). Kromě příkonu pro ventilaci, kterou můžeme přibližně považovat za nezávislou na průchodnosti, jsou ostatní složky příkonu na ní závislé lineárně. Proto i celkový příkon bubnu má růst od hodnoty příkonu naprázdno lineární s průchodností. Experimentálně byla tato závislost potvrzena pro zelené materiály, u suchých materiálů roste příkon s průchodností poněkud více (obr. 14, 15, 17, 18, 19). Význam jednotlivých složek v celkovém příkonu bubnu nejlépe ukazuje obr. 21. Kromě velmi uspokojivého souhlasu v příkonech, stanovených výpočtem podle teoreticky odvozených vztahů a experimentálně, se ukazuje, že u zelených materiálů naprosto převažují složky na urychlení a tření po plášti, zatímco složka na řezání je relativně malá. U materiálů suchých při stejné teoretické délce řezanky naopak značně převládá příkon na řezání. To ukazuje, že u suchých materiálů je z energetického hlediska velmi nákladná krátká řezanka a pokud musí být dodržena, je nutné udržovat nože trvale v dobře naostřeném stavu.

Dále bylo zjištěno, že u suchých materiálů (malý součinitel tření) přes teoreticky výhodnější možnosti výstupu z bubnu se tato řezanka dostává z bubnu naopak hůře

než u materiálů zelených. Názorně to dokládá obr. 16, v němž jsou uvedena naměřená vteřinová množství materiálu, který nestačí odlétnout z bubnu do výstupního hrdla a musí celý obvod pláště oběhnout znovu. Vliv tohoto obíhajícího materiálu na příkon bubnu je zcela zásadní a je možné ho udržet v přijatelných mezích jen vhodnou konstrukcí bubnu a jeho skříně.

Ve VÚZS Praha byla ukončena i další navazující práce, která obsahuje teoretické řešení a experimentální výsledky výzkumu optimálního pohybu řezanky a její cesty od řezu až po dopad na zem. Její rozsah však předpokládá samostatné publikování.

Literatura

- KROMER K. H. 1967, Untersuchungen am Trommelfeldhäcksler unter besonderer Berücksichtigung der Materialförderung in und nach Schneid-Wurf-Trommeln. Hellmuth-Neureuter-Verlag, München - Wolfratshausen.
- VRANÝ Z., 1968, Výzkum bubnového řezacího ústrojí I. Zpráva VÚZS Praha č. 2593.
- VRANÝ Z., 1971, Rozbor silových a energetických poměrů na nožovém bubnu řezaček. Zem. technika 1 : 23-28.

Došlo dne 1. 7. 1971

Экспериментальное изучение силовых и энергетических отношений на ножевом барабане измельчителей

В работе даны результаты экспериментального изучения силовых и энергетических отношений на ножевом барабане измельчителей (теоретический анализ, см. Сельскохозяйственная техника 1/1971), которые сопоставляются с теоретическими зависимостями.

В первую очередь даны результаты измерения усилий резания при помощи специального горловидного динамометра (рис. 4), которые позволили определить целесообразную геометрию ножей и установить зависимости усилий резания от вида измельчаемого материала, от толщины измельчаемого слоя и затупления ножей. Была подтверждена теоретическая зависимость линейного роста усилия резания от длины активной части лезвия. Это ведет к естественному ограничению максимальных пиков усилий резания, которое произойдет в том случае, если в связи со скопленностью ножей слой достигнет высоты, когда нож режет по всей длине лезвия одновременно. Величины этого усилия в отношении к 1 м длины острого ножа приведены в таблице 1. Хотя согласно теории они не должны зависеть от оборотов ножевого барабана, результаты измерения указывают на их линейное возрастание с оборотами (рис. 7, 8). Однако это можно объяснить тем, что на горловидный динамометр частично действует и составная часть усилия, ускоряющего сечкорезку в ходе измельчения, которая не имеет ничего общего с самым измельчением.

Общая потребляемая мощность барабана может быть проанализирована только в результате анализа ее составных частей, т. е. потребляемой мощности для вентиляции, измельчения, ускорения сечкорезки, трения по кожуху и потребляемой мощности для выхода сечкорезки из барабана. Для всех этих составных частей во время работы были выведены необходимые отношения (3), (18), (26), (29), (33).

Кроме потребляемой мощности для вентиляции, которую можно приблизительно считать независимой от пропускной способности, другие составные части потребляемой мощности зависят от нее линейно. Поэтому и общая потребляемая мощность барабана должна возрастать от величины потребляемой мощности барабана, работающего впустую линейно с пропускной способностью. Экспериментально эта зависимость была подтверждена у свежих материалов, у сухих материалов потребляемая мощность возрастает с возрастанием пропускной способности несколько больше (рис. 14, 15, 17, 18, 19). Значение отдельных составных частей в общей потребляемой мощности барабана лучше всего показывает рис. 21. Кроме весьма удовлетворительной согласованности в потребляемых мощностях, определенных путём вычисления на основе теоретически выведенных отношений, экспериментальным путем было установлено, что у свежих материалов абсолютно преобладают составные части, вызывающие ускорение и трение по кожуху, в то время, как составная часть для измельчения относительно небольшая. У сухих материалов при теоретически одинаковой длине сечкорезки, наоборот, значительно преобладает потребляемая мощность для измельчения. Это свидетельствует, что у сухих материалов с энергетической точки зрения весьма дорогостоя-

щая коротка резка, и в том случае, если она должна быть соблюдена, необходимо, чтобы ножи были постоянно хорошо заточены.

Далее было установлено, что у сухих материалов (небольшой коэффициент трения) несмотря на теоретически более выгодный выход из барабана эта резка, наоборот, поступает из барабана хуже, чем у свежих материалов. Наглядно это показано на рис. 16, на котором приведены намеренные за минуту количества материала, который не успевает отлететь от барабана к горлу выхода и должен весь контур кожуха обойти снова. Влияние этого циркулирующего материала на потребляемую мощность барабана является существенным и его можно удержать в приемлемых пределах только благодаря подходящей конструкции барабана и его кожуха.

Experimental Research Concerning Problems of Forces and of Power on the Knife-Drum of Cutters

The work brings the results of experimental research concerning the problems of forces and of power of the knife-drum of cutters (for theoretical analysis see the „Zemědělská technika“ No. 1/1971) and confronts them with theoretical dependences.

It deals first with the results of measurements by means of special throat-type dynamometer (Fig. 4), which made it possible to determine a useful geometry of the knives and establish the dependences of the cutting forces upon the kind of the material being chopped, the thickness of the layer and the degree of blunting of the knives. We obtained a confirmation of the theoretical dependence of the linear growth of the cutting force upon the length of the effective portion of the cutting edge. This leads to a natural limitation of the maxima of the cutting forces, which will come about if in view of the slanting of the knives the layer has reached a thickness where the knife shall cut over its entire length simultaneously. The values of this force per 1 metre of length of a sharp knife are given in Table No. 1. While in theory these forces should not depend on the r. p. m. of the knife drum, results of measurements point to their linear growth with the r. p. m. increasing (Figs. 7, 8). This has however been accounted for by the circumstance that the throat-type dynamometer is partially acted upon also by a force component accelerating the chopped matter during the cutting process, which is not connected with the actual cutting process.

The overall input of the drum can only be analyzed by analyzing its individual components, i. e. the inputs for the ventilation, for cutting, acceleration of the chopped matter, friction over the lateral area and input for the removal of the chopped matter from the drum (3), (18), (26), (29), (33). With the exception of the ventilation input — which can roughly be considered independent of the throughput-rate, the remaining input components follow a linear dependence on the throughput-rate. Therefore, also the total input of the drum grows from the idle-run input linearly with the throughput-rate increasing. This dependence has been borne out experimentally for green materials, whereas for dry materials the input grows somewhat faster with the throughput-rates increasing. (Figs. 14, 15, 17, 18, 19). The shares of individual components in the total input are shown in Fig. 21. Apart from a very satisfactory agreement in the inputs obtained by calculation on the basis of theoretically derived relationships, the figure illustrates experimentally that with green materials it is the components for the acceleration and friction over the lateral area that prevail absolutely, whereas the cutting component is relatively small. In the case of dry materials and for the same theoretical length of the chopped matter it is on the contrary the cutting input that predominates. This shows that for dry materials from the angle of power requirements short-chopped matter is most exacting. If the demand for short-chopped matter is to be met, the knives must therefore be repeatedly sharpened.

Moreover, it was established that with dry materials (low coefficient of friction), despite the theoretically more advantageous possibilities of removal from the drum in actual fact it is more difficult to remove the chopped matter from the drum than in the case of green materials. This is clearly shown in Fig. 16, which specifies the measured amounts of materials per sec. that do not have the time to leave the drum and get into the delivery branch, and therefore must travel once more along the entire circumference of the lateral area of the drum. The influence of this revolving material on the drum input is entirely essential, and it can be kept within acceptable limits solely by a convenient design of the drum and its casing.

Experimentelle Forschung der Kräfte und energetischen Verhältnisse der Messertrommel bei Häckslern

Die Arbeit bietet Ergebnisse der experimentellen Untersuchung der Kräfte und energetischen Verhältnissen der Messertrommel bei Häckslern (theoretische Analyse s. Zem. technika 1/1971) und konfrontiert diese mit den theoretischen Abhängigkeiten.

Zunächst sind die mit Hilfe eines speziellen Kraftmessers (Abb. 4) ermittelten Meßergebnisse der Schnittkräfte, die eine Bestimmung der zweckmäßigen Geometrie der Messer und eine Feststellung der Abhängigkeit der Schnittkräfte von der Art des Schnittguts, der Schichthöhe der zu schneidenden Guts und dem Abstumpfen der Messer ermöglichen, beschrieben. Das theoretische Verhältnis zwischen dem linearen Anstieg der Schnittkraft und der Länge des aktiven Klingenteils wurde nachgewiesen. Dies führt zur natürlichen Beschränkung der maximalen Spitzenwerte der Schnittkräfte, die dann vorkommen, wenn auf Grund des Abschrägens der Messer die Materialschicht eine derartige Höhe erreicht, daß die gesamte Messerlänge auf einmal schneidet. Die Werte dieser Kraft, bezogen auf 1 m Länge eines scharfen Messers, sind in der Tab. 1 angeführt. Obzwar diese theoretisch von der Drehzahl der Messertrommel nicht abhängig werden sollten, zeigen die Meßergebnisse auf ihren linearen Anstieg mit der Drehzahl (Abb. 7, 8) an. Dies ist jedoch dadurch zu erklären, daß auf den Kraftmesser teilweise auch die Komponente der Beschleunigungskraft des Häckselgutes während des Schnitvorgangs, die mit dem eigentlichen Schneiden nicht zusammenhängt, wirken.

Der gesamte Leistungsbedarf der Trommel kann lediglich durch die Analyse seiner Teilkomponenten, d. h. des Leistungsbedarfs für die Ventilation, des Schneidens, der Beschleunigung des Häckselguts, der Reibung am Mantel und des Leistungsbedarfs für den Austritt des Häckselguts aus der Trommel. Für alle diese Komponenten wurden in der Arbeit entsprechende Beziehungen abgeleitet (3), (18), (26), (29), (33). Außer dem Leistungsbedarf für die Ventilation, die fast als unabhängig von dem Durchsatz betrachtet werden kann, weisen andere Komponenten des Leistungsbedarfes eine lineare Abhängigkeit auf. Deswegen steigt auch der gesamte Leistungsbedarf der Trommel vom Leerlauf linear mit dem Durchsatz an. Versuchsweise wurde diese Abhängigkeit für Grüngut bewiesen, bei Trockengut steigt der Leistungsbedarf mit dem Durchsatz einigermaßen mehr an (Abb. 14, 15, 17, 18, 19). Die Bedeutung der einzelnen Komponenten des gesamten Leistungsbedarfes zeigt am besten die Abb. 21. Außer sehr zufriedenstellender Übereinstimmung in den durch die Errechnung nach den theoretischen abgeleiteten Beziehungen festgestellten Leistungsaufnahmen, zeigt das Experiment, daß bei Grüngut die Beschleunigungs- und Reibungskomponenten völlig vorherrschen, wobei die Schnittkomponenten verhältnismäßig gering bleiben. Beim Trockengut bei gleicher theoretischen Häcksellänge überwiegt dagegen bedeutend der Leistungsbedarf für das Schneiden. Das zeigt, daß bei Trockengut die kurze Häcksellänge sehr aufwendig ist und falls diese eingehalten werden soll, müssen die Messer stets gut geschärft sein.

Weiter wurde ermittelt, daß bei Trockengut (kleiner Reibungsbeiwert) trotz theoretisch vorteilhafterer Austrittsmöglichkeit aus der Trommel, kommt das Gut dagegen aus der Trommel schlechter heraus als es bei Grüngut der Fall ist. Sehr deutlich ist dies auf der Abb. 16 zu sehen, die die je Sekunde gemessene Häckselmenge, die aus Trommel nicht rechtzeitig in den Austrittsstutzen geblasen werden kann und muß den ganzen Umfang noch einmal umlaufen, darstellt. Der Einfluß dieses umlaufenden Guts auf die Leistungsaufnahme der Trommel ist von völlig grundsätzlicher Bedeutung und kann in zulässigen Grenzen nur durch eine entsprechende Bauweise der Trommel und des Gehäuses gehalten werden.

Adresa autora:

Ing. Zdeněk V r a n ý, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

631.363.28.001.4

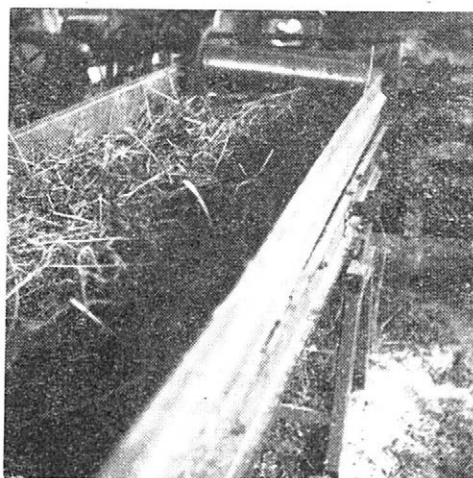
Výzkumem procesu lisování pícnin do briket se v ČSSR začala zabývat již v roce 1963 katedra zemědělské techniky Vysoké školy zemědělské v Brně. Pokusy s vytvářením briket ze suché i zavadlé píce se dělaly v laboratorních podmínkách na jednoduchém šnekovém lisu.

Nevýhodou způsobu briketování řešeného VŠZ Brno bylo, že na šnekovém briketovacím lisu se daly lisovat briкеты jen z vojtěšky, resp. jetele o obsahu sušiny 82 až 86 %, posečených upraveným cepovým sklízečem. Vytváření briket ze zavadlé píce a z dlouhého nebo krátce pořezaného vojtěškového i jetelového sena bylo spojeno s velkými obtížemi a briкеты vylisované z těchto materiálů byly málo soudržné.

Kvalitativní obrat ve výzkumu briketování v ČSSR nastal až po rozšíření informací z USA a NSR o vynálezu nového způsobu lisování píce. Tento způsob dával na rozdíl od briketování působením lineárního tlaku předpoklady, že bude možné po jeho technickém vyřešení briketovat všechny pícniny s podstatně menší energetickou náročností a při teoreticky libovolném obsahu sušiny. To přinášelo vyhlídku, že bude možné využít provozně-technických předností polního briketování pícnin, což by znamenalo velké úspory dopravních prostředků a skladovacích prostor a získání píce v dobře přepravitelné a manipulovatelné formě i v našich klimatických podmínkách.

Myšlenky zavést svinovací způsob briketování do našeho zemědělství se chopilo generální ředitelství Zbrojovky Brno ve spolupráci s Výzkumným ústavem zemědělských strojů v Praze. V roce 1967 byl ve VÚZS zahájen vlastní základní i aplikovaný výzkum procesu lisování pícnin svinováním. Výzkum se po teoretických rozbořech a prvních orientačních pokusech zintenzívněl až v roce 1969.

Proces svinování píce byl v první fázi sledován na stacionárním pokusném zařízení s instalovanou briketovací jednotkou se šikmými kuželi (r. 1969). Svinovací prostor, který tyto kužely ohraničovaly, se kónicky rozšiřoval ve směru postupu smotku píce. Souhrnné poznatky z této etapy výzkumu briketování uvedl Kober a kol. (1970).



1. Laboratorní stolice briketovacího ústrojí — pohled na mimoběžné válce

Další fáze výzkumu byla vzhledem k poměrně nízké výkonnosti briketovací jednotky s šikmými kuželi přeorientována na jednotku s mimoběžnými kuželi, která podle teoretických rozborů sil působících ve svinovacím prostoru na smotek píce dávala předpoklady pro dosažení daleko vyšších výkonností. Proto byla konstrukčně upravena stacionární briketovací stolice z roku 1969 a byl na ní v roce 1971 ukončen laboratorní výzkum briketovací jednotky.

HLAVNÍ TECHNIČKÉ PARAMETRY LABORATORNÍ BRIKETOVACÍ STOLICE BRIKETOVACÍHO ÚSTROJÍ

Laboratorní stolice briketovacího ústrojí (obr. 1) byla pro výzkum procesu briketování v roce 1970 ponechána zhruba v původní podobě z roku 1969. Rekonstruováno bylo pouze čelo uzavírající svinovací prostor (čelo s otvorem pro výstup smotku) a uložení lisovacích kuželů (ložiska byla uložena v kulových pouzdrech). Touto rekonstrukcí bylo umožněno sledovat proces svinování píce při měnícím se úhlu mimoběžnosti os lisovacích kuželů vůči ose smotku.

Podrobný popis hlavních funkčních celků a funkce této stolice uvádí Kobl a kol. (1970).

Považujeme proto za dostačující uvést pouze následující technická data upravené briketovací stolice VÚZS:

celková délka stolice	2700 mm
celková výška stolice	950 mm
celková šířka stolice	1050 mm
délka svinovacího prostoru	600 mm
výstupní vnitřní průměr svinovacího prostoru	120 mm
vrcholový úhel svinovacího prostoru α (při $\beta = 0^\circ$)	1°
β úhel mimoběžnosti os kuželů vůči ose smotku	$0^\circ, 1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$
počet lisovacích kuželů	5
průměr paty lisovacího kužele	122 mm
kuželovitost lisovacího kužele	$1^\circ 30'$
průměr navijecího trnu — špička	12 mm
pata	$\varnothing 35$ mm
délka navijecího trnu	450; 600 mm
rozměry eliptického nože na oddělování briket ze smotku	460/392 mm
otáčky eliptického nože	$1759 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$
délka vkladacího dopravníku	10 000 mm
šířka dopravního pásu	600 mm

NĚKTERÉ VÝSLEDKY DOSAŽENÉ PŘI VÝZKUMU PROCESU BRIKETOVÁNÍ

1. Charakteristické hodnoty píce

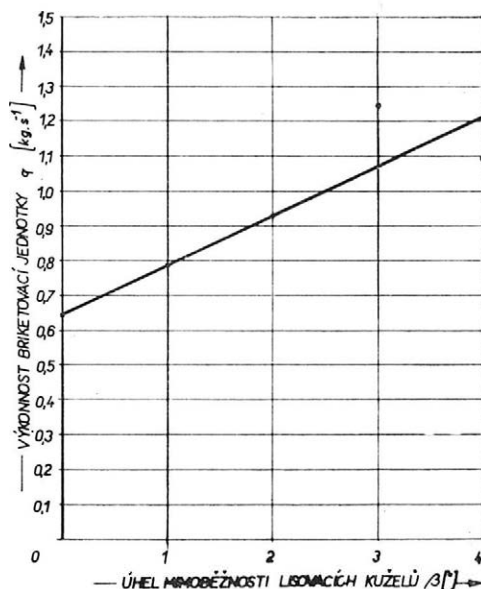
Druh píce	Průměr lodyh (mm)	Průměrná délka stébel (cm)	Průměrný obsah sušiny (%)
Zavadlá vojtěška	2,44	49,28	64,18

Závislost výkonnosti briketovací jednotky a kvalitativních parametrů briket na úhlu mimoběžnosti os lisovacích kuželů vůči ose smotku (β) a výšce vrstvy vkládané píce byla experimentálně zjišťována 25. 6. 1970.

Charakteristické hodnoty briketované píce jsou uvedeny v tabulce I.

Výkonnost briketovací jednotky je především závislá na otáčkách lisovacích kuželů, na délce a vrcholovém úhlu svinovacího prostoru (α), na výšce vrstvy vkládané píce a na úhlu mimoběžnosti (β).

Vliv uvedených parametrů na výkonost briketovací jednotky byl již částečně ověřen výzkumem v roce 1969. V roce 1970 byly tyto poznatky rozšířeny hlavně o závislosti výkonosti na úhlu β .



2. Závislost maximální výkonosti briketovací jednotky na úhlu β při zhruba konstantní slisovanosti vystupujícího smotku píce

Slisovanost smotku $\rho_s = 810$ až 870 kg.m³

Otáčky lisovacích kuželů $n_k = 350$ l.min⁻¹

Délka svinovacího prostoru $l = 600$ mm

Vrcholový úhel svinovacího prostoru $\alpha = 1^\circ$

Závislost maximálních výkoností na velikosti úhlu β je znázorněna na obr. 2. Byla vyhodnocena pro maxima naměřených výkoností při následujících podmínkách:

- při přibližně konstantní slisovanosti vystupujícího smotku,
- při konstantních otáčkách lisovacích kuželů,
- při konstantní délce a vrcholovém úhlu svinovacího prostoru.

Výkonost briketovací jednotky při uvedených podmínkách roste v proměřované oblasti lineárně se zvětšujícím se úhlem β . Zvětšením úhlu β o 4° se průchodnost briketovací jednotkou zvýší zhruba na dvojnásobek, a to z $0,65$ kg . s⁻¹ na $1,22$ kg . s⁻¹.

Na základě výsledků měření konaných v roce 1970 je možné také učinit závěry o vlivu délky svinovacího prostoru na výkonost. Pro větší objektivnost (protože se jedná o vzájemné porovnání výsledků z roku 1969 a 1970) jsou mezi sebou porovnávány výkonosti přepočtené na výkonosti v absolutní sušině. Maxima výkonosti v sušině naměřené pro jednotlivé délky svinovacího prostoru jsou uvedena v tab. II.

II. Maxima naměřených výkoností přepočtená na absolutní sušinu pro měnění se délkou svinovacího prostoru

Délka svinovacího prostoru (mm)	Vrcholový úhel svinovacího prostoru	Výkonost v absolutní sušině (kg . s ⁻¹)
300 (r. 1969)	220'	0,255
450 (r. 1969)	30'	0,276
600 (r. 1970)	60' = 0°	0,481
600 (r. 1970)	60' = 4°	0,908

Z tab. II je zřejmé, že výkonnost roste s délkou svinovacího prostoru velmi progresivně. Tento poznatek je vzhledem k různorodým podmínkám a ke skutečnosti, že jsou vzájemně porovnávány výsledky ze dvou let, pouze informativní.

Zlom ve výkonnosti nastává až při použití mimoběžných kuželů, tj. při β větším než 0° . Skutečná výkonnost při 35% vlhkosti píce je cca $1,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, což odpovídá teoretické hodinové výkonnosti $5,4 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$.

AXIÁLNÍ POSUV A SLISOVANOST SMOTKU

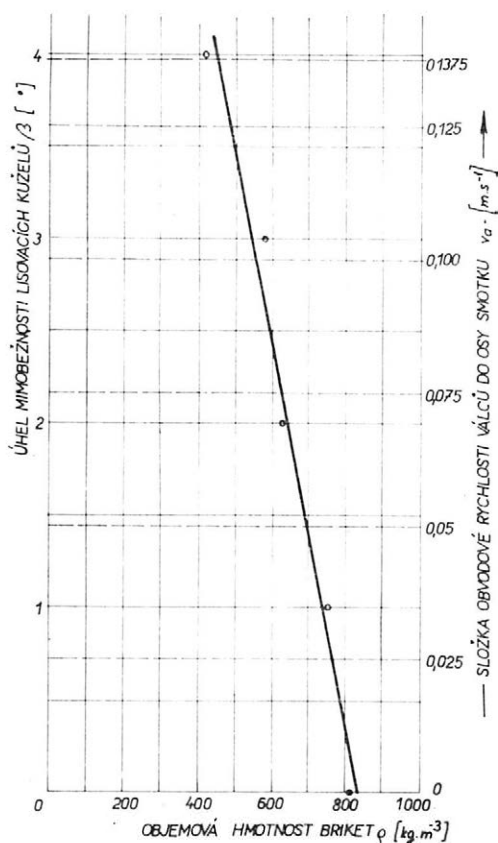
Vliv úhlu β na slisovanost vystupujícího smotku píce byl zjišťován při konstantním dávkování píce do svinovacího prostoru a konstantních otáčkách lisovacích kuželů. Aby se daly tyto dvě podmínky dodržet, byla volena velmi malá průchodnost, a to cca $0,3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, a nízké otáčky $n_k = 200 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$.

Výsledky těchto měření jsou graficky zpracovány na obr. 3. Z grafů je zřejmé, že s rostoucím úhlem β při konstantním dávkování klesá lineárně objemová hmotnost vyrobených briket.

Pokles objemové hmotnosti briket (smotku) s rostoucím úhlem β je způsoben změnou velikosti axiální složky obvodové rychlosti kuželů, která je funkcí úhlu β .

$$V_a = V_{obv} \cdot \sin \beta \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

kde: V_a — axiální složka obvodové rychlosti kuželů (rovnoběžná s osou smotku) ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
 V_{obv} — obvodová rychlost lisovacích kuželů ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
 β — úhel mimoběžnosti os kuželů vůči ose smotku ($^\circ$)



3. Závislost průměrné objemové hmotnosti briket na úhlu β při konstantní výkonnosti

Výkonnost $q = 0,3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Otáčky lisovacích kuželů $n_k = 200 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$

Délka svinovacího prostoru $l = 600 \text{ mm}$

Tato složka rychlosti se s určitým prokluzem přenáší i na smotek. Při změně úhlu β od 0° do 4° má sinusová funkce přibližně lineární průběh. Proto roste lineárně s úhlem β i posuvná rychlost a objemová hmotnost smotku. Pokles objemové hmotnosti smotku byl při vzrůstu úhlu β z 0° na 4° zhruba o $400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ (z cca $800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ na cca $400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$).

Obdobný vztah platí i pro axiální sílu vyvozenou lisovacími kuželi na smotek

$$P_a = P \sin \beta \quad (\text{kp})$$

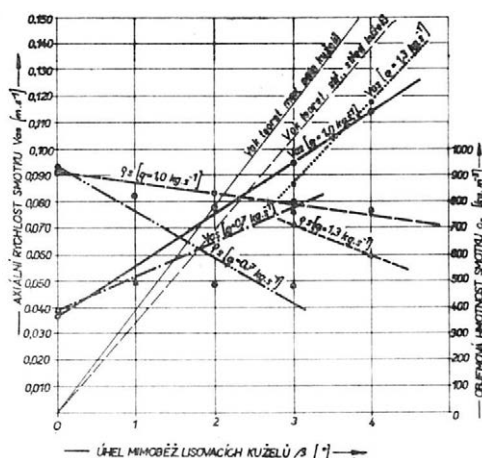
kde: P_a — složka síly, kterou vyvozuje na smotek lisovací kužel působící na smotek rovnoběžně s jeho osou (kp)

P — síla, kterou působí na smotek lisovací kužel (kp)

Síla P_a napomáhá vytlačovat smotek ze svinovacího prostoru. Změníme-li úhel β , tím i sílu vypuzující smotek ze svinovacího prostoru, a posuvnou rychlost smotku, pak za podmínky konstantního dávkování píce do svinovacího prostoru dochází nutně ke změně slisovatelnosti vystupujícího smotku.

Závislosti výstupní (axiální) rychlosti a objemové hmotnosti smotku na velikost úhlu β jsou pro různé výkonnosti znázorněny na obr. 4. Z obrázku je patrné, že všechny

4. Závislost axiální rychlosti smotku a průměrné objemové hmotnosti smotku na úhlu β
Otáčky lisovacích kuželů $n_k = 350 \text{ l.min}^{-1}$
Délka svinovacího prostoru $l = 600 \text{ mm}$
Vrcholový úhel svinovacího prostoru $\alpha = 1$

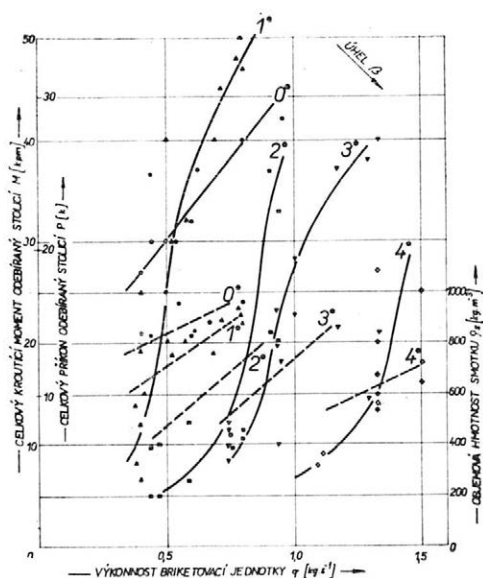


tyto funkce mají lineární průběh. Můžeme na něm porovnat průběhy naměřených výstupních rychlostí smotku s teoreticky vypočtenou rychlostí (průběh axiální složky obvodové rychlosti kuželů v závislosti na úhlu β). Skutečná rychlost posuvu smotku je v rozmezí úhlu β zhruba do 2° vyšší než teoretická. Tuto skutečnost si lze vysvětlit tím, že při velmi malém sešikmení lisovacích kuželů vytlačují smotek píce ze svinovacího prostoru především síly působící uvnitř smotku. Tyto síly jsou vlivem vysokého stlačení smotku, a tím i vysokých tlaků uvnitř svinovacího prostoru, značné a převyšují sílu P_a .

Při větším úhlu β a konstantním dávkování píce do svinovacího prostoru se vlivem nižšího stlačení píce ve svinovacím prostoru vnitřní síly ve smotku zmenší a začne převládat vliv axiální síly od lisovacích kuželů. Velikost síly také vlivem menšího stlačení píce ve svinovacích prostorech klesá.

Vlivem poklesu velikosti obou sil, které vytlačují smotek ze svinovacího prostoru, dochází ke skluzu skutečné výstupní rychlosti smotku vůči rychlosti teoretické. Tento skluz se sníží vyšším dávkováním píce do svinovacího prostoru.

Hodnoty odebraného příkonu pro jednotlivá nastavení funkčních parametrů briketovací jednotky jsou v souhrnném přehledu zpracovány a graficky vyneseny na obr. 5.



5. Závislost kroučicího momentu M (příkonu P) na vývodovém hřídeli traktoru a objemové hmotnosti smotku ρ_s na výkonnosti briketovací jednotky q pro různé úhly

— průběh příkonu
 --- průběh objemové hmotnosti smotku
 Otáčky lisovacích kuželů $n_k = 350 \text{ l.min}^{-1}$
 Délka svinovacího prostoru $l = 600 \text{ mm}$
 Vrcholový úhel svinovacího prostoru $\alpha = 1^\circ$

Odebraný kroučicí moment byl měřen a registrován běžnou tenzometrickou aparaturou a výsledky měření byly vyhodnoceny na samočinném počítači.

Z obr. 5 je zřejmá velmi výrazná závislost hnacího kroučicího momentu (při určitém nastavení úhlu β) na průchodnosti briketovací jednotky.

Vzhledem k tomu, že při sklizni vstupuje do stroje nerovnoměrná vrstva sklizené hmoty, je nutné regulovat mimoběžnost lisovacích kuželů, aby nedocházelo buď k ucpávání nebo nedostatečné slisovatelnosti vystupujícího smotku.

Jako výhodné řešení se jeví regulace mimoběžnosti lisovacích kuželů, resp. válců v závislosti na velikosti kroučicího momentu odebraného touto jednotkou.

Na velikosti nastaveného kroučicího momentu závisí objemová hmotnost (slisovanost) vystupujícího smotku a výkonost briketovací jednotky.

Pro proměřovanou variantu briketovací jednotky by se jako optimální základní nastavený kroučicí moment jevil $M_k = 30 \text{ kpm}$, tj. zhruba příkon 20 k . Tomuto kroučicímu momentu by za daných poměrů odpovídala výkonost cca $1,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a objemová hmotnost vyrobených briket by byla cca $700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Příkonová náročnost briketovací stolice při uvedené výkonosti $1,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a úhlu $\beta = 4^\circ$, přepočtená na tunu a hodinu, tj. cca $4 \text{ k} \cdot \text{t}^{-1} \cdot \text{h}$, dosahuje stejné úrovně jako obdobné zahraniční mechanismy.

STRUKTURA BRIKET A POPIS PROCESU JEJICH SVINOVÁNÍ

Struktura svinovaných briket je zcela odlišná od struktury briket vyrobených metodou protlačování, tj. působením lineárního tlaku. Svinované brikety lze opět po vrstvách rozvinout, což je u briket vyrobených protlačováním zcela nemožné; tyto

brikety musí mít určité omezené rozměry a objemovou hmotnost, nebo se musí před zkrmováním drtit, aby mohly být zvířaty přímo polykány.

Jak ukázaly krmné zkoušky v NSR i u nás, zvířata svinované brikety neukusují, nýbrž je podle struktury opět rozvinují na jednotlivé vrstvy; není tedy nutné dbát na velikost, která je důležitá při zkrmování briket vyrobených s použitím lineárního tlaku. Pro zkrmování svinovaných briket není omezujícím činitelem ani stupeň jejich slisovanosti. Skotem byly přijímány bez obtíží i brikety o průměrné objemové hmotnosti nad $900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Proces navíjení a pohyb píce ve svinovacím prostoru byl sledován při nízkých otáčkách a malé průchodnosti. Aby bylo možné lépe sledovat celý proces svinování, byla píce uložena na vkladacím dopravníku ve třech souběžných barevně odlišených pruzích. Vyrobený smotek byl pak osově rozříznut, a tak bylo identifikováno rozvrstvení píce z jednotlivých pruhů po délce smotku. Pokus byl opakován s tím rozdílem, že smotek byl rozdělen na jednotlivé brikety a na řezech bylo opět zkoumáno složení jednotlivých vrstev smotku v jeho příčném řezu.

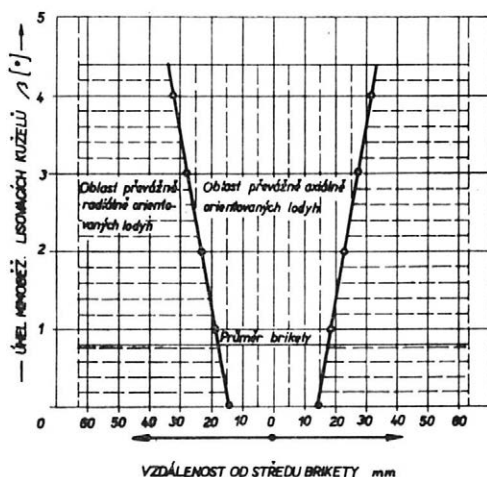
Proces svinování píce vkládané do svinovacího prostoru po celé jeho délce lze popsat následovně:

Píce, vkládaná asi do první třetiny délky svinovacího prostoru, je zavinuta do středu smotku (v řezu). Píce ze střední části svinovacího prostoru vyplní druhou třetinu brikety a píce vkládaná do poslední třetiny svinovacího prostoru (k výstupnímu čelu) tvoří vnější vrstvu brikety.

Do středu smotku je píce vtahována z první třetiny vkladacího otvoru (po délce), tam je převážně orientována ve směru osy smotku, tedy axiálně. Velikost této střední vrstvy s převážně axiálně orientovanými lodyhami se při konstantním dávkování mění přímo úměrně s úhlem β (obr. 6). Obr. 6 nedává však zcela objektivní obraz skutečných poměrů (měla by být zachována přibližně konstantní slisovanost briket), protože slisovanost jednotlivých briket klesá s rostoucím úhlem β .

Průběh slisovanosti jednotlivých vrstev v řezu briketou pro jednotlivé úhly β je znázorněn na obr. 7. Výsledky měření, vyhodnocené na tomto obrázku, plně korespondují s výsledky uvedenými na obr. 6. Zcela markantní je nižší slisovanost středních vrstev brikety s axiálně orientovanými lodyhami vůči slisovanosti vrstev v přibližně dvou třetinách řezu. Méně slisovaná je také vnější vrstva briket.

Značně nepříznivější průběh slisovanosti v průřezu brikety je u briket se středovým otvorem (navíjecí trn je stejně dlouhý jako lisovací prostor). U těchto briket je slisování



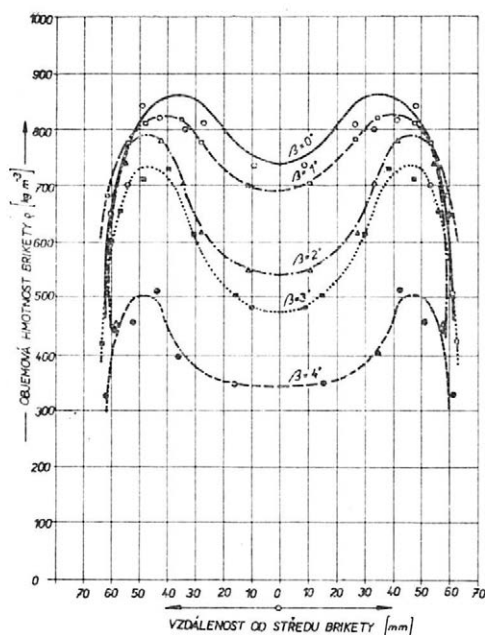
6. Závislost velikosti jádra brikety s axiálně orientovanými lodyhami na úhlu β

Výkonnost $q = 0,3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Otáčky lisovacích kuželů $n_k = 200 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$

Délka navíjecího trnu $l_t = 450 \text{ mm}$

Délka svinovacího prostoru $l = 600 \text{ mm}$



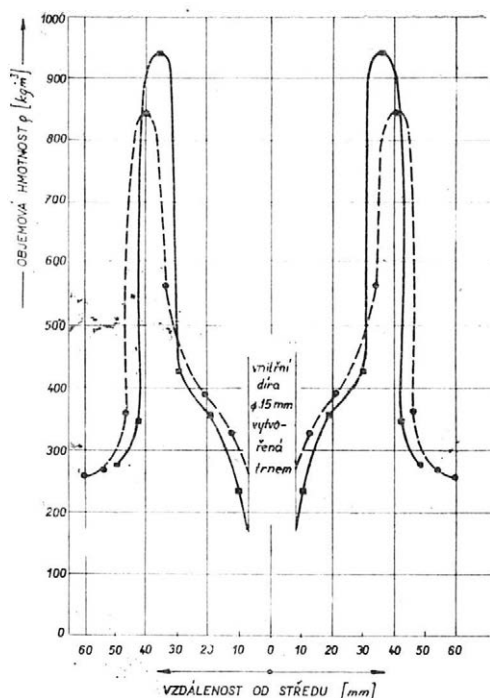
7. Slisovanost vrstev v příčném řezu briketou při různém úhlu β a konstantní výkonnosti

Výkonnost $q = 0,3 \text{ kg.s}^{-1}$

Otáčky lisovacích kuželů $n_k = 200 \text{ l.min}^{-1}$

Délka navíjecího trnu $l_t = 450 \text{ mm}$

Délka svinovacího prostoru $l = 600 \text{ mm}$



8. Slisovanost vrstev v řezu briketou Navíjecí trn stejně dlouhý jako lisovací prostor, tj. $l = 600 \text{ mm}$, úhel $\beta = 0^\circ$

středu „trubkové“ stěny brikety více než trojnásobkem slisovanosti krajních vrstev (obr. 8). Také růst a opětovný pokles slisovatelnosti je příliš prudký a nemá tu plynulost, jako u briket bez středového otvoru.

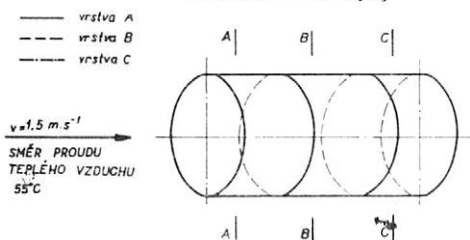
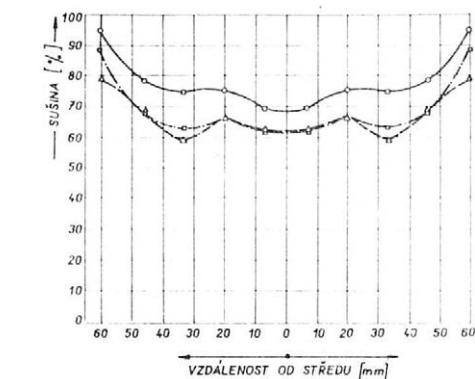
Tyto poznatky jsou cenné zejména z hlediska dosoušení briket studeným nebo teplým vzduchem. Největší potíže bude činit vysušení vrstvy asi ve dvou třetinách průřezu, což se potvrdilo při informativních zkouškách odvodu vlhkosti z brikety vystavené jednostrannému účinku studeného, resp. teplého vzduchu.

Výsledky tohoto orientačního měření jsou vyhodnoceny na obr. 9 a 10. Na obr. 9 je průběh sušiny v průřezech třemi vrstvami brikety 120 mm vysoké, která byla profoukávána teplým vzduchem. Rozložení vlhkosti ve třech průřezích tabletou profoukávanou studeným vzduchem je pak na obr. 10. V obou případech se jedná o brikety bez středového otvoru.

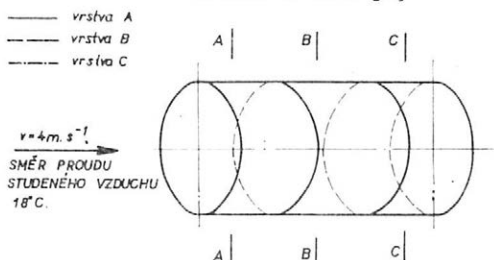
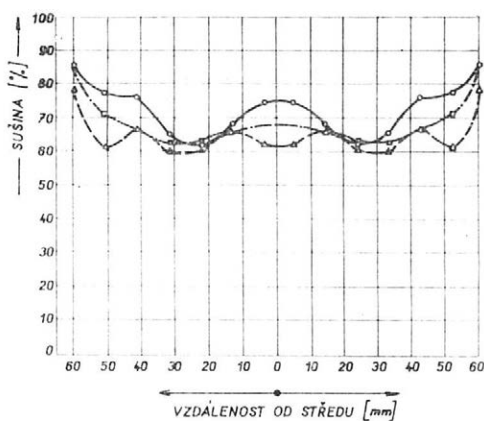
Z obou uvedených grafů je na první pohled zřejmé, že se nejhůře provzdušňují vrstvy asi ve $2/3$ průměru brikety. Střed brikety, vzhledem k axiální orientaci lodyh, se provzdušňuje celkem dobře.

MĚŘENÍ FYZIKÁLNĚ-MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ SVINOVANÝCH BRIKET

Výsledky uváděné u jednotlivých fyzikálně-mechanických parametrů briket můžeme považovat pouze za orientační, protože objektivní proměření všech parametrů briket by bylo velmi náročné jak na čas, tak i na počet pracovníků a značně by přerůstalo rámec



9. Obsah sušiny v řezech briketou při dosoušení studeným vzduchem
Pícnina: zavadlá vojtěška o průměrném obsahu sušiny 55 ‰
Průměr brikety: 122 mm
Výška brikety: 114 mm
Hmotnost brikety před sušením: 816 g
Hmotnost brikety po dvou hodinách působení studeného vzduchu: 801 g
Úhel $\beta = 0^\circ$



10. Obsah sušiny v řezech briketou při dosoušení teplým vzduchem
Pícnina: zavadlá vojtěška o průměrném obsahu sušiny 55 ‰
Průměr brikety: 122 mm
Výška brikety: 120 mm
Hmotnost brikety před vysoušením: 991 g
Hmotnost brikety po jedné hodině působení teplého vzduchu: 945 g
Úhel $\beta = 0^\circ$

úkolů. V této etapě výzkumu briketování by komplexní proměření fyzikálně-mechanických parametrů briket nebylo účelné vzhledem k neukončenosti vývoje vlastní briketovací jednotky. Brikety z vývojově konečné briketovací jednotky se mohou od současných lišit průměrem, slisovaností i utužeností obvodové vrstvy.

KOEFICIENT PEVNOSTI BRIKET

Nejdůležitějším parametrem, z něhož se dá usuzovat na výši ztrát odrolem při manipulaci s briketami, je „koeficient pevnosti briket“ ψ , definovaný jako poměr hmoty brikety po n shozech z výšky 2 m k hmotě brikety před shazováním.

$$\psi = \frac{G}{G_0}$$

kde: ψ — koeficient pevnosti brikety
 G — hmota brikety po n shozech (g)
 G_0 — hmota brikety před shazováním (g)

Manipulace s briketami je imitována shazováním briket s výšky 2 m na různé podložky (beton, plech, směs briket a odrolené píce). Hmotnost briket byla zjišťována po každých pěti shozech.

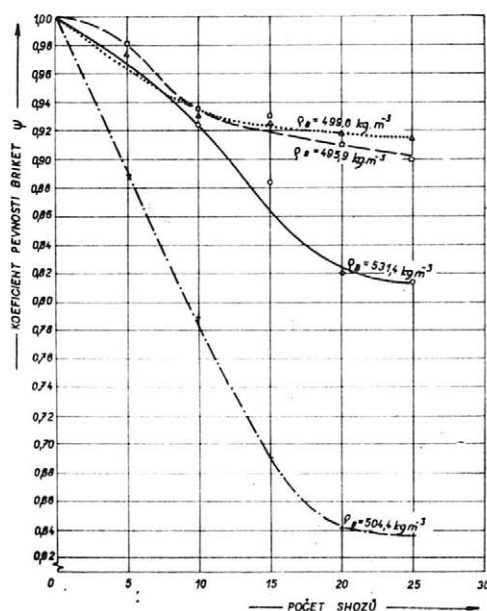
Experimentální měření koeficientu pevnosti briket byla především zaměřena na proměření závislosti výšky koeficientu ψ na „stáří“ brikety (době uplynulé od okamžiku výroby), na objemové hmotnosti a na výšce briket.

Závislost koeficientu pevnosti na době uplynulé od vyrobení brikety

Na odolnost (pevnost) briket proti odrolu při shazování má velmi příznivý vliv slepení povrchových lodyh zaschnutím šťáv, které byly procesem lisování vytlačeny na povrchu smotku.

Jak je patrné z grafických závislostí vynesných na obr. 11, je zasychání šťáv a s tím spojený růst koeficientu ukončen přibližně po 24 hodinách od doby vyrobení brikety. Příklad růstu koeficientu ψ : u čerstvě vyrobených briket je po 25 shozech na beton hodnota $\psi = 0,64$. Po 6 hodinách tento koeficient u briket stejných kvalitativních parametrů vzrostl o 0,18 na hodnotu $\psi = 0,82$. Dalším skladováním 18 hodin vzroste tento koeficient již jen o 0,09 (obr. 11). Po 24 hodinách a více se pak již hodnota koeficientu ψ podstatně nemění.

Ze závislosti pevnosti briket na době uplynulé od výroby vyplývá, že s čerstvě vyro-



11. Závislost koeficientu pevnosti briket na počtu shozů a době uplynulé od výroby briket

Pícnina: zavadlá vojtěška o průměrném obsahu sušiny cca 54 %

Průměr briket: 120 mm, výška briket:

100 mm; podložka: beton

Doba od vyrobení briket:

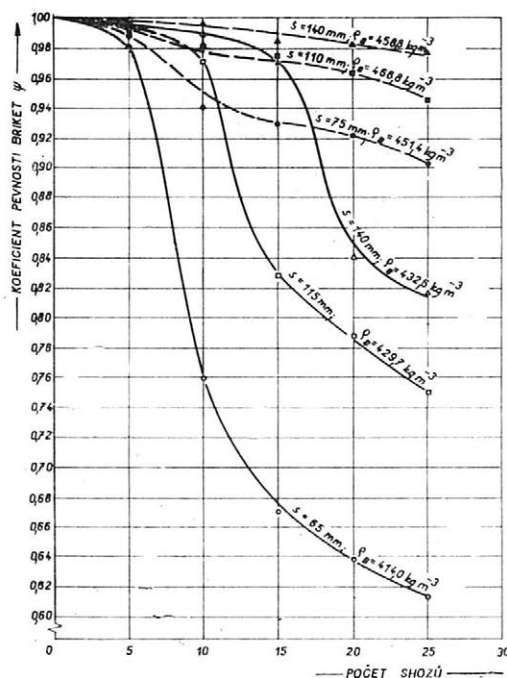
— — — — — čerstvě vyrobené

————— 6 hodin

..... 24 hodiny

— — — — — 48 hodin

Úhel $\beta = 0^\circ$



12. Závislost koeficientu pevnosti briket na počtu shozů a výšce briket

Pícnina: zavadlá vojtěška o průměrném obsahu sušiny cca 70 %

Průměr briket: 125 mm; výška briket: proměnná — s

Doba od vyrobení briket: dvě hodiny

Podložka: — plech

— — — směs briket a odrolené píce

Úhel $\beta = 0^\circ$

benými briketami by se mělo manipulovat co nejméně a pokud možno manipulaci co nejvíce oddálit (přibližně po šesti hodinách klesnou ztráty odrolem briket zhruba na polovinu).

Závislost koeficientu pevnosti na výšce briket

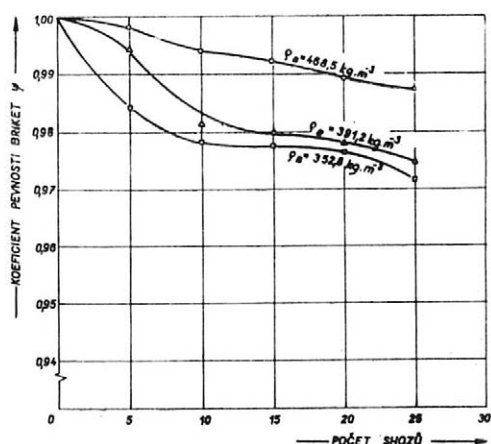
Na obr. 12 je zobrazena závislost koeficientu ψ na počtu shozů na plech a směs briket s drtí pro různé vysoké brikety přibližně stejné objemové hmotnosti. Je zcela evidentní, že koeficient pevnosti briket klesá s klesající výškou briket.

Závislost koeficientu pevnosti na slisovanosti briket

Tato závislost je zřejmá z obr. 13. Opět lze v tomto případě vyslovit závěr, že z hlediska poškození briket při manipulaci jsou výhodnější brikety s větší objemovou hmotností.

13. Závislost koeficientu pevnosti briket na počtu shozů a na objemové hmotnosti briket

Pícnina: zavádí vojtěška o průměrném obsahu sušiny cca 55 %
Průměr briket: 122 mm
Výška briket: 100 mm
Podložka: směs briket a odrotené píce
Úhel $\beta = 0^\circ$



ODROL BRIKET PŘI DOPRAVĚ

Doprava briket na pásových nebo hrabičkových dopravnících byla v laboratorních podmínkách nahrazena překulováním briket v kývající plechové krytce o délce 2 m. Plechové dno bylo pro porovnání stupně oděru v některých zkouškách pokryto texgumoidovým pásem. Aby se nezkrusly výsledky poškozením briket při nárazu na zarážky uzavírající žlab, byly tyto zarážky zhotoveny z tkaniny, která měkce tlumila kinemickou energii briket.

Cílem těchto měření bylo — obdobně jako u měření koeficientu pevnosti briket — zjistit závislost oděru na výšce, slisovanosti a době uplynulé od výroby briket, počtu spuštění a podložce.

Při zkouškách byly shledány obdobné závěry jako při skladování briket, tj. že odol briket při dopravě na pásových dopravnících bude klesat s růstem objemové hmotnosti a výšky briket a s dobou uplynulou od výroby briket. Ztráty odrolem při překulování v korytě byly ovšem desetinásobně nižší než při shazování briket.

Odol briket překulovaných po texgumoidové podložce byl poněkud vyšší.

TEPLOTA ČERSTVĚ VYROBENÝCH BRIKET

Teplota vystupujícího smotku píce je značně kolísavá a pohybuje se v rozmezí od 35 °C do 60 °C. Vyšší teploty smotku se častěji vyskytují hlavně při úhlu $\beta = 0^\circ$. Teplota briket ihned po jejich odříznutí ze smotku se příliš neliší od teploty smotku a pohybuje se také v udaném rozmezí. Trend poklesu teploty briket v závislosti na době uplynulé od jejího oddělení ze smotku je u volně ležících briket cca 5 °C za 5 minut.

ÚHEL TŘENÍ BRIKET

Úhel tření briket po různých podložkách byl měřen sklonným tribometrem vlastní výroby. Zjišťován byl úhel smykového i valivého tření (úhel tření brikety po ploše řezu a úhel tření brikety postavené na obvod). Měřila se série pěti briket a každé měření bylo desetkrát opakováno.

Výsledky měření úhlu tření pro brikety s vyšším i nižším obsahem sušiny jsou uvedeny v tab. III.

III. Hodnoty úhlu tření briket po různých podložkách

Podložka	Průměrná sušina briket (%)	Úhel tření					
		po ploše řezu			po obvodě		
		max.	min.	Ø	max.	min.	Ø
Texgumoid	45	45°	28°	37° 30'	30°	10°	15° 15'
	75	41°	30°	35° 45'	15° 20'	9°	12° 10'
Plech černý	45	38°	23°	29° 18'	23°	7°	13° 30'
	75	26° 20'	20°	22° 15'	12° 20'	5° 40'	9° 45'
Plech lakovaný	45	38°	25°	30° 35'	23°	8°	13° 45'
	75	23° 20'	18° 40'	20° 55'	13° 40'	8°	10° 25'
	45	35°	18°	28° 05'	22°	7°	14°
	75	24°	18° 20'	20° 20'	13° 40'	9°	11° 30'

Poznámka: materiál: vojtěška

brikety: průměrná objemová hmotnost při 45 % sušiny 970 kg · m⁻³

průměrná objemová hmotnost při 75 % sušiny 645 kg · m⁻³

NÁSYPNÁ OBJEMOVÁ HMOTNOST

Násypná objemová hmotnost je velmi důležitou hodnotou pro výpočty dopravních a skladovacích zařízení. Naměřené hodnoty se pohybovaly u ručně urovnávaných briket od 280 kg · m⁻³ do 350 kg · m⁻³. Násypná objemová hmotnost vojně ložených briket se pohybovala od 250 kg · m⁻³ do 300 kg · m⁻³. Tyto výsledky se shodují s hodnotami uváděnými v zahraniční literatuře.

KONZERVACE BRIKET ZE ZAVADLÉ PÍCE

Velkým problémem, který se vyskytl při briketování zavadlé píce, je problém levného a bezztrátového uskladnění vlhkých briket. Nabízejí se celkem čtyři cesty, jak tento úkol vyřešit. První cestou, která je ovšem nejméně ekonomicky výhodná, je dosoušení vlhkých briket teplým vzduchem. Vzhledem k vysoké slisovanosti briket a k velkému množství meziprostorů mezi jednotlivými briketami je účinnost sušícího vzduchu malá, dosoušení briket se prodlužuje a tím i prodražuje.

Druhou možností konzervace je přirozená fermentace v hermetických prostorách, tj. konzervování materiálu kyslíčnickem uhličitým a působením organických kyselin.

Tato konzervace je rovněž málo účinná vzhledem k velkému procentu meziprostorů mezi uskladněnými briketami.

Není vhodné uvažovat o uskladnění briket v hermetických věžích, protože hlavně vybírání by bylo velmi obtížné; znamenalo by velké rozrušení soudržnosti briket, a tudíž i zbavení materiálu jeho hlavních předností, tj. sypké, transportovatelné a dělitelné formy.

Dalším řešením je dosoušení briket studeným vzduchem ventilátory o vysoké výkonnosti. Tento způsob konzervace briket byl pokusně ověřován ve spolupráci s Výzkumným ústavem pro chov skotu v Rapotíně u Šumperka.

Brikety ze zavadlého jetele byly uskladněny v pokusné seníkové věži a dosoušeny studeným vzduchem. Značné procento briket bylo napadeno plísní, zejména v jejich středu, odkud je ztěženo odvod vlhkosti. Následný pokus bilanční stravitelnosti, který byl v Rapotíně prováděn, ukázal, že použití senných briket v krmné dávce dojníc snižuje v důsledku existence plísní poněkud stravitelnost hrubých živin, což vede ke snížení krmné hodnoty. Kromě toho silně plesnivé části briket (vnitřky) dojnice vůbec nepřijímaly. Tyto nezkrmené zbytky činily až 26 %.

Je proto naprosto nezbytné požadovat takovou konzervaci, která by zajistila brikety prostě plísni.

Poslední způsob konzervace, který se zdá být perspektivní, je kombinace použití studeného vzduchu a chemického přípravku, který by zabránil výskytu a množení plísní po dobu nutnou k dosoušení briket na vlhkost cca 15 %. Chemické přípravky je však třeba aplikovat ještě před vstupem do svinovacího prostoru briketovacího stroje, tj. v prostoru sběracího ústrojí. I tento způsob byl již v roce 1970 ve sklizňové sezóně ověřován. Píce byla ošetřena dvěma konzervačními přípravky a brikety byly uskladněny na dosoušecí rošty.

Na základě kontrolních odběrů vzorků se však ukazuje, že použité přípravky nebyly dosti účinné, a proto bude nutné vyzkoušet chemické přípravky dokonalejší.

Z Á V Ě R

Po zhodnocení výsledků zkoušek dosavadního výzkumu briketování pícnin svinováním, prováděného ve VÚZS, a to jak v laboratorních, tak i v polních podmínkách, lze vyslovit o procesu briketování pícnin následující závěry:

a) Průchodnost, tj. výkonnost briketovací jednotky závisí na délce svinovacího prostoru, otáčkách, výšce ukládané vrstvy, kuželovitosti svinovacího prostoru (úhel α) a úhlu mimoběžnosti os lisovacích kuželů, resp. válců vůči ose smotku (úhel β).

Podle výsledků našeho výzkumu a i v relaci se zahraničními výsledky nejprogresivnější vliv na výkonnost má úhel β . Zvětšením úhlu β o 4° (z 0° na 4°) se zvýší průchodnost zhruba dvojnásobně, a to z $0,65 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ na $1,22 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ při objemové hmotnosti briket cca $850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Maximální průchodnosti, které byly dosahovány u laboratorní stolice briketovacího ústrojí, se pro $\beta = 4^\circ$ pohybovaly zhruba okolo $1,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, což odpovídá teoretické hodinové výkonnosti $5,4 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$.

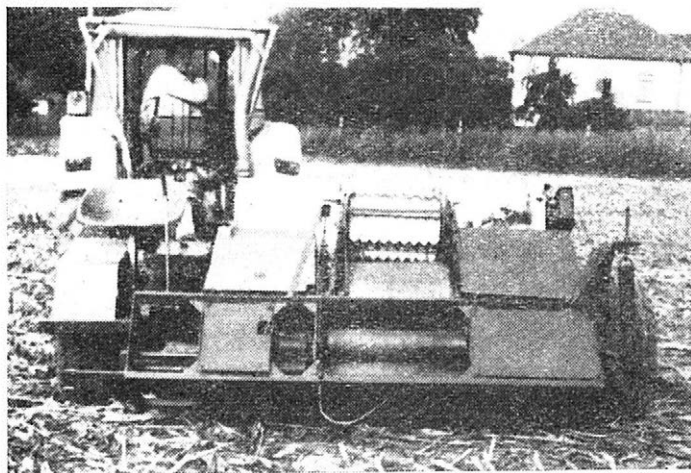
b) Zvětšováním úhlu mimoběžnosti os lisovacích kuželů vůči ose smotku rovněž klesá odebíraný příkon (při konstantní výkonnosti). Například při výkonnosti $1,0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a změnou úhlu β z 3° na 4° poklesl příkon odebíraný stolicí z cca 18 k na 7 k, poklesla ovšem i slisovanost smotku.

c) Struktura briket a jejich objemová hmotnost se mění v závislosti na úhlu β . S rostoucím úhlem β , při konstantní průchodnosti, klesá lineárně objemová hmotnost briket a lineárně se zvětšuje střední vrstva brikety s axiálně orientovanými lodyhami.

d) Ze zjišťovaných fyzikálně-mechanických parametrů briket je nejdůležitějším parametrem „koeficient pevnosti briket“, kterým nám do určité míry dává obraz o vhodnosti briket pro mechanickou manipulaci a dopravu.

Z hlediska dopravy a manipulace je výhodnější vyrábět brikety o vyšší objemové hmotnosti. Jako vyhovující se z hlediska výše ztrát odrolem při manipulaci jeví brikety o objemové hmotnosti $700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a vyšší.

e) Briketovací technologie byla ověřována i v polních podmínkách. První funkční model sběracího briketovacího lisu konstrukce VÚZS (obr. 14) byl vyzkoušen na závěr sklizňové sezóny 1970. Na základě výsledků zkoušek byly na modelu realizovány některé změny a v letošní sklizňové sezóně bude pokračováno ve funkčním ověřování tohoto stroje i celé briketovací technologie.



14. Funkční model sběracího briketovacího lisu

Nevyřešeným článkem celé briketovací linky sklizně zavadlých píceňin ve světě je levná bezztrátová konzervace vlhkých briket. Nedořešení tohoto problému má za důsledek, že se briketování svinováním zavadlých píceňin, ačkoliv již byly v USA i NSR vyvinuty spolehlivé pracující svinovací briketovací lisy, prakticky ještě neuplatnilo. Nejschůdnější cestou k vyřešení levné a bezztrátové briketace vlhkých briket se jeví chemické ošetření briketované píče přípravkem s dehydratačními a fungicidními účinky, kombinované s dosoušením briket studeným vzduchem.

Literatura

- KOBR Z., ČERMÁK A., LANČA I., 1970, Poznatky z výzkumu briketování píče svinovacím způsobem. Zem. technika 10 : 621-635.
LANČA I., 1969, Výzkum prvků briketování. Výzkumná zpráva VÚZS Praha-Chodov.
LANČA I., 1970, Výzkum prvků briketování. Výzkumná zpráva VÚZS Praha-Chodov.
ŠREJTR J., 1957, Technická mechanika I, II.

Došlo dne 1. 7. 1971

Новые данные о брикетировании кормовых трав
и некоторые физическо-механические величины брикет,
созданных путем свертывания

На основе оценки результатов изучения брикетирования кормовых трав при помощи свертывания, производимого в НИИСМ, а именно, как в лабораторных, так и в полевых условиях, о процессе брикетирования кормовых можно сделать следующие выводы:

а) Пропускная способность, т. е. производительность брикетирующего механизма зависит от длины пространства для свертывания, от оборотов, от толщины вкладываемого слоя, от конусовидности пространства для свертывания (угол α) и угла скрещающихся осей прессующих конусов, или цилиндров по отношению к оси мотка (угол β). Согласно результатам нашей научно-исследовательской работы и результатам, полученным за границей, самое прогрессивное влияние на производительность оказывает угол β . С увеличением угла β на 4° (с 0° на 4°) повышается пропускная способность почти в два раза, а именно с $0,65 \text{ кг} \cdot \text{сек}^{-1}$ до $1,22 \text{ кг} \cdot \text{сек}^{-1}$ при объемном весе брикет примерно $850 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$. Максимальная пропускная способность, достигаемая в лаборатории у брикетирующего механизма, для угла $\beta = 4^\circ$ колебалась около $1,5 \text{ кг} \cdot \text{сек}^{-1}$, что соответствует теоретической почасовой производительности $5,4 \text{ т} \cdot \text{час}^{-1}$.

б) При увеличении угла скрещивания осей прессующих конусов по отношению к оси мотка также понижается потребляемая мощность (при постоянной производительности). Например, при производительности $1,0 \text{ кг} \cdot \text{сек}^{-1}$ и изменении угла β с 3° на 4° потребляемая мощность станка понизилась примерно с 18 л. с. до 7 л. с., при этом упала прессуемость мотка.

в) Структура брикет и их объемный вес меняются в зависимости от угла β . С увеличением угла при постоянной пропускной способности, линейно понижается объемный вес брикет и линейно увеличивается средний слой брикеты с аксально ориентированными стеблями.

г) Из определяемых физическо-механических параметров брикет самым важным параметром является «коэффициент прочности брикет», который в определенной степени даст нам представление о пригодности брикет для механической манипуляции и транспортировки. С точки зрения транспортировки и манипуляции выгоднее изготовлять брикеты с более высоким объемным весом. С точки зрения величины потерь в результате крошения во время манипуляции удовлетворительными являются брикеты объемным весом $\rho \geq 700 \text{ кг/м}^3$ и выше.

д) Технология брикетирования испытывалась и в полевых условиях. Первая действующая модель брикетирующего пресса-подборщика конструкции НИИСМ (рис. 14) была испытана при закрытии уборочного сезона 1970. На основе результатов испытаний этой действующей модели были произведены некоторые изменения, а во время уборки в этом году продолжалось испытание этой машины и всей технологии брикетирования. Нерешенным звеном всей брикетирующей линии при уборке подвяленных кормовых в мире является дешевое консервирование влажных брикет без потерь. Результатом того, что эта проблема еще не решена является то, что, несмотря на то, что в США и в ФРГ были сконструированы надежно работающие свертывающие прессы-брикетировщики, брикетирование подвяленных кормовых путем свертывания в практике не нашло применения. Самым простым путем решения дешевого брикетирования влажных брикет без потерь является химическая обработка брикетированных кормов дегидратационными и фунгицидными действиями, комбинированными с досушиванием брикет холодным воздухом.

Further Conclusions from Research of Forage Pelletizing and Some Physico-Mechanical Values of Pellets Formed by Rolling

After evaluating the results of the tests of research of pelletizing forage by rolling, carried out at the Research Institute of Agricultural Machinery, both under laboratory and under field conditions, the following conclusions concerning the process of pelletizing forage may be formulated:

a) The throughput-rate, i. e. the output of the pelletizing unit depends on the length of the rolling space the r . p. m., the thickness of the introduced layer, the taper of the rolling space (angle α) and the angle at which conjoin the axes of the pressing cones or rollers and the axis of the forage (angle β). According to the results of our domestic research as well as in relation to results achieved abroad, the most progressive influence on the output is that produced by angle β . An increase of angle β by 4° (from 0° to 4°) will result in roughly doubling the throughput-rate, i. e. from 0.65 kg s^{-1} to 1.22 kg s^{-1} , assuming a mass of the pellets per unit volume of abt. 850 kg m^3 . For $\beta = 4^\circ$, maximal throughput-rates achieved for the laboratory bench of the pelletizing equipment varied about 1.5 kg s^{-1} , which equals a theoretical output of 5.4 t h^{-1} .

b) Increasing the skew angle at which conjoin the axes of the pressing cones and the axis of the roll also reduces the power input (under a constant output). E. g., for an output of 1 kg s^{-1} and a change in the angle β from 3° to 4° the

output drawn by the bench diminished from 18 k to 7 k, the compression-rate of the roll having however declined.

b) The structure of the pellets and their mass per unit volume change depending on angle β . With the angle β increasing, at a constant throughput rate, there is a linear decline of the mass of the pellets per unit volume, while the medium layer of the pellet with axially oriented stems increases.

d) Of the physico-mechanical parameters of the pellets that are being established, the most important parameter is the "coefficient of strength of the pellets", which provides a certain lead as to the convenience of the pellets for mechanical handling and transport it is more advantageous to produce pellets of greater mass per unit volume. From the viewpoint of the losses due to crumbling off in handling, pellets having a mass of 700 kg m³ and greater appear the best-suited.

e) The pelletization technology has also been tested under field conditions. The first functional model of the pick-up pelletizing press of the design by the Research Institute of Agricultural Machinery (Fig 14) was tested towards the end of the 1970 harvesting season. On this functional model, on the basis of the results of the tests certain changes were carried out, and during this year's harvest, we shall continue the functional testing of this machine and the entire pelletizing technology

An as yet unresolved link of the entire line for the pelletization of the harvest of wilted forage consists in the problem of inexpensive and loss-free preservation of moist pellets. The fact that this problem has not as yet been resolved is responsible for the present situation. While in the USA and the GFR pelletizing presses operating dependably by rolling have been developed, pelletization by rolling of wilted forage has not as yet met with practical application. The most viable method of solving the problem of inexpensive and loss-free pelletization of moist pellets consists in chemical treatment of pelleted forage by a preparation exhibiting dehydrating and fungicidal effects, combined with final drying of the pellets with cold air.

Weitere Forschungserkenntnisse über die Heubrikettierung und einige physikalisch-mechanische Eigenschaften des Wickelbriketts

Nach der Auswertung der Prüfungsergebnisse der vom VÜZS (Forschungsanstalt für Landmaschinenbau) unter Labor- und Einsatzbedingungen durchgeführten Untersuchungen über das Wickelverfahren bei der Heubrikettierung, können folgende Schlußfolgerungen gezogen werden:

a) Der Durchsatz, d. h. die Leistung der Brikettierpresse hängt von der Länge des Wickelraumes, der Drehzahl, der Schichthöhe des zugeführten Gutes, dem Konus des Wickelraumes (Winkel α) und dem Winkel der Preßkonusachse, bzw. der Preßstöpfe gegenüber der Achse des Wickelprodukts (Winkel β). Auf Grund der Forschungsergebnisse und auch in Übereinstimmung mit den ausländischen Ergebnissen, übt der Winkel β den progressivsten Einfluß aus. Durch die Vergrößerung des Winkels β um 40° (von 0° auf 40°) steigt der Durchsatz ungefähr um das Doppelte an und zwar von 0,65 kg/s auf 1,22 kg/s bei der Raumdichte des Briketts etwa 850 kg/m³. Der höchste Durchsatz der auf der Laborpreßanlage erreicht werden konnte, liegt dieser für $\beta = 40^\circ$ bei 1,5 kg/s, was einer theoretischen Stundenleistung von 5,4 t/h entspricht.

b) Durch die Vergrößerung des Winkels der Preßkonusachsen gegenüber der Achse des Wickelprodukts, sinkt ebenfalls der Leistungsbedarf (bei konstanter Leistung), z. B. bei der Leistung von 1,0 kg/s wurde durch die Winkelverstellung von $\beta = 30^\circ$ auf $\beta = 40^\circ$ der von dem Prüfstand entnommene Leistungsbedarf von etwa 18 PS auf 7 PS herabgesetzt; es verringerte sich jedoch auch die Preßdichte des Wickelbriketts.

c) Die Struktur der Briketts und deren Raumdichte änderten sich in Abhängigkeit vom Winkel β . Mit ansteigendem Winkel β , bei konstanten Durchsatz, sinkt linear die Raumdichte der Briketts und erhöht sich linear die Mittelschicht des Briketts mit axial orientierten Stengeln.

d) Als wichtigster aus den ermittelten physikalisch-mechanischen Parametern der Briketts ist der „Festigkeitsbeiwert der Brikette“ der im bestimmten Maße ein Bild über die Eignung der Briketts für mechanische Handhabung und den Trans-

port darbietet. Vom Gesichtspunkt der Beförderung und Manipulation ist es zweckmäßiger, Briketts mit höherer Raumdichte herzustellen. Als geeignet hinsichtlich der bei der Handhabung entstehenden Bröckelverluste scheinen Briketts von einer Raumdichte 700 kg/m^3 und darüber zu sein.

e) Das Brikettierverfahren wurde ebenfalls unter Feldbedingungen untersucht. Das erste Funktionsmodell der Brikettiersamelpresse — Bauweise VÜZS (Abb. 14) wurde zum Ende der Ernteperiode 1970 geprüft. Auf Grund der Prüfungsergebnisse wurden auf diesem Modell einige Änderungen vorgenommen und in diesjähriger Erntekampagne wird die funktionsmäßige Untersuchung sowie dieser Maschine als auch des gesamten Brikettierverfahrens fortgesetzt.

Als ungelöstes Glied der gesamten Brikettierkette in der Welt bleibt die billige verlustlose Konservierung der feuchten Preßlinge. Als Folge dieses bestehenden Problems kann gesagt werden, daß obzwar schon in den USA und in der BRD zuverlässig arbeitende Wickelbrikettierpressen entwickelt worden waren, sich das Wickelbrikettierverfahren noch nicht durchgesetzt hat. Als bester Lösungsweg, der zur billigen und verlustarmen Konservierung von feuchten Briketts führen könnte, wäre die chemische Behandlung der Heubriketts unter Anwendung von Präparaten mit Dehydratations- und Fungizidwirkung kombiniert mit der Belüftung der Preßlinge.

Notions ultérieures résultant de la recherche, relative au briquetage des fourrages et certaines valeurs physico-mécaniques des briquettes formées par l'enroulage



Après l'évaluation des résultats des essais de la recherche actuelle, relative au briquetage des fourrages par enroulage, effectuée dans l'Institut de recherches pour les machines agricoles, et cela aussi bien dans les conditions de laboratoire que dans celles de plein champ, on peut formuler sur le processus de briquetage des fourrages les conclusions suivantes:

a) La capacité de passage, c'est-à-dire la capacité de l'unité de briquetage est en fonction de la longueur de l'espace d'enroulage, des tours, de l'épaisseur de la couche d'entrée, du taux de conicité de l'espace d'enroulage (angle α) et de l'angle de convergence des axes des cônes de moulage, respectivement des rouleaux à l'égard de l'axe de la botte (angle β). Selon les résultats de notre recherche, et même en comparaison avec les résultats étrangers, c'est l'angle β qui exerce l'influence la plus progressive sur la puissance de l'unité. En augmentant en effet l'angle β de 4° (de 0° à 40°), on augmente la capacité de passage d'environ deux fois, et cela de $0,65 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ à $1,22 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, le poids volumétrique des briquettes étant d'environ $850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Les capacités maxima de passage sur la table de laboratoire du mécanisme de briquetage, variaient pour l'angle $\beta = 4$ à environ $1,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, ce qui répond au rendement horaire théorique de $5,4 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$.

b) C'est aussi la puissance, recueillie pour une capacité d'ailleurs constante (qui diminue en augmentant l'angle de convergence des axes des cônes de moulage à l'égard de l'axe de la botte. Ainsi, par exemple, à une puissance de $1,0 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ et en changeant l'angle β de 3 à 4, on a vu diminuer la puissance recueillie par la table d'environ 18 CV à 7 CV, et c'est évidemment la densité du briquetage qui a diminué.

c) La structure des briquettes et leur poids volumétrique changent en fonction de l'angle β . A mesure que l'angle β augmente, pour une capacité de passage constante, le poids volumétrique des briquettes diminue d'une façon linéaire et la couche moyenne de la briquette, avec des tiges orientées axialement, augmente linéairement.

d) Sur tous les paramètres des briquettes physico-chimiques vérifiés, c'est le «coefficient de résistance des briquettes» qui est le paramètre le plus important, nous offrant dans une certaine mesure l'image de l'opportunité des briquettes pour la manipulation mécanique et le transport. Sur le plan du transport et de la manipulation il est plus avantageux de fabriquer les briquettes d'un poids volumétrique plus élevé. Ce sont les briquettes d'un poids volumétrique de $700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ et plus élevé qui semblent comme convenables du point de vue du volume des pertes, dues à l'émiettement.

e) La technologie de briquetage était également vérifiée dans les conditions de plein champ. Le premier modèle fonctionnel de la presse remasseuse de briquet-

tage, construit par l'Institut de recherches pour les machines agricoles (fig. 14) était éprouvée en conclusion de la récolte 1970. Sur la base des résultats des essais on a effectué sur ce modèle fonctionnel certaines rectifications et au cours de la récolte actuelle on continuera la vérification fonctionnelle de cette machine et de la technologie de briquetage tout entière.

C'est la conservation sans pertes et à bon marché des briquettes humides qui reste dans le monde le dernier élément de la chaîne de briquetage des fourrages préfanés récoltés, dont on n'a pas encore trouvé la solution. Le défaut de solution du problème mentionné a pour conséquence que le briquetage par enroulage des fourrages préfanés n'a pas été encore pratiquement réalisé, bien qu'on ait déjà développé dans les Etats-Unis et dans l'Allemagne fédérale les presses de briquetage travaillant par enroulage avec sûreté. Le chemin le plus viable, permettant la solution à bon marché et sans pertes de la conservation des briquettes humides, consiste dans le traitement chimique du fourrage briqueté avec la préparation accusant des effets fongicides et dessiccatifs, combiné de dessiccation complémentaire des briquettes par l'air froid.

Adresa autorů:

Ing. Ivo Lanča, ing. Alexandr Čermák, Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha-Chodov

636.084.74 631.22.014 631.374:636.086

V oblasti mechanizace krmení dojnic jsme řešili ve VÚZS různé systémy nadžlabových dopravníků. V průběhu práce jsme ověřovali následující funkční modely:

- hrabičkový dopravník s individuálním dávkováním (zásobníky),
- hrabičkový dopravník s dávkovací šterbinou,
- nadžlabový dopravník pásový.

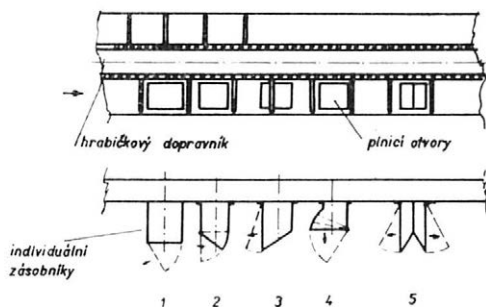
K řešení dané problematiky jsme přistupovali s cílem navrhnout takový způsob dopravy, popřípadě i akumulace a dávkování krmiva, který by byl použitelný jak pro modernizaci dosavadních objektů, tak i pro novou výstavbu.

ROZBOR ČINNOSTI ZKOUŠENÝCH NADŽLABOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

HRABIČKOVÝ DOPRAVNÍK S INDIVIDUÁLNÍM DÁVKOVÁNÍM (obr. 1)

Ověřovaný funkční model v délce 10 m byl sestaven z vynášecího dopravníku DM-10. Pro dopravu materiálu byly ověřeny tři druhy vlastních shrnovacích hrabiček:

- původní hřeblo z DM-10,
- prstové hrabičky s hroty kolnými k ose dopravy,
- prstové hrabičky s dopředným sklonem 20°.



1. Hrabičkový dopravník s individuálními dávkovači
1, 3, 5 zásobník s konstantní dávkou
2, 4 zásobník s měnitelnou dávkou

Ve dně zásobníku byly výpadevé otvory, pod kterými byly umístěny vlastní zásobníky na krmivo. V průběhu zkoušek jsme ověřovali:

- vlastní dopravu krmné hmoty,
- dávkování krmiva.

Dopravníky se plnily ručně.

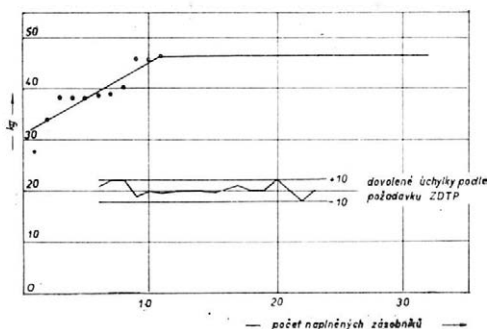
Použité krmivo: kukuřičná siláž — vlhkost materiálu 72,7 %, $\varnothing$ délka materiálu 41,5 mm. Rychlost dopravy: 7,5 m · min⁻¹.

Z hlediska dopravy krmiva bylo nejvýhodnější použití prstových hrabiček s dopředným sklonem 20°.

Dopravovaný materiál dobře propadával do zásobníku. Když se zásobník naplnil, docházelo při dopravě krmiva po výpadevých otvorech k nadzvedávání hrabiček a k částečnému valení materiálu před hrabičkou. Tím se krmivo v zásobníku stlačovalo. Při zkoušce stlačitelnosti materiálu a rovnoměrnosti plnění (obr. 2) bylo plněno šest zásobníků umístěných na jedné větvi. První zásobník

I. Hodnoty parametrů stlačitelnosti materiálu

Počet plnění	Hmoty náplně	
	kg	%
1	28,0	100,0
2	34,0	121,5
3	38,5	137,5
4	38,5	137,5
5	38,5	137,5
6	39,0	139,2
7	39,0	139,2
8	40,5	144,5
9	46,0	164,0
10	46,0	164,0
11	46,5	166,0
12–50	46,5	166,0



2. Závislost stlačitelnosti materiálu na počtu oběhů
 500 × 370 × 500 (mm)
 plnicí otvor 480 × 370 (mm)
 kukuřičná siláž
 vlhkost materiálu 72,7 %
 $\varnothing$ délka materiálu 41,5 mm

o obsahu 92,5 l a rozměrech 500 × 370 × 500 mm byl průběžně vážen po každém naplnění následujících zásobníků, čímž bylo dosaženo stlačitelnosti jako při krmení 50 dojníc v jedné řadě.

Hodnoty parametrů stlačitelnosti materiálu

Plnicí otvor: 480 × 370 (mm)

Charakteristika materiálu: kukuřičná siláž — vlhkost materiálu 72,7 %, $\varnothing$ délka materiálu 41,5 mm (tab. I).

Po naplnění všech šesti zásobníků byl z dvou až šesti zásobníků materiál vypuštěn, přičemž vážením hmoty v zásobníku č. 6 byly ověřovány podklady rovnoměrnosti plnění při vyloučení vlivu stlačitelnosti krmiva na počtu oběhů.

V další části se ověřovala stlačitelnost materiálu v závislosti na velikosti plnicího otvoru (obr. 3).

3. Závislost stlačení materiálu na plnicím otvoru a na době oběhu

Materiál: kukuřičná siláž

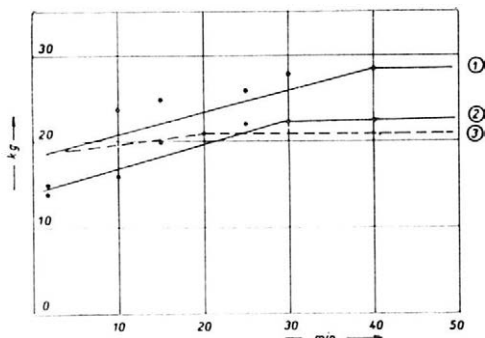
vlhkost 54,6—55,3 %

délka řezanky $\varnothing$ 41,5 mm

Výpadevový otvor: 1. 480 × 370 mm

2. 350 × 370 mm

3. 250 × 370 mm



Materiál: kukuřičná siláž — vlhkost siláže 54,6—65,3 %,

délka řezanky $\varnothing$ 41,5 mm.

Plnicí otvor: 480 × 370 mm

350 × 370 mm

250 × 370 mm

Nejvýhodnější byl otvor 250 × 370 mm, při kterém ještě materiál dobře propadával do zásobníku a stlačitelnost krmiva byla u porovnávaných otvorů minimální.

HRABÍČKOVÝ DOPRAVNÍK S DÁVKOVACÍ ŠTĚRBINOU

Při ověřování možnosti dávkování krmiva dávkovací štěrbinou vytvořenou ve dně zásobníku od 0 do 350 mm v délce 54 m bylo použito stejného typu dopravníku jako při individuálním dávkování, včetně vlastních dopravních orgánů (obr. 4).



4. Dávkovací štěrbinu hrabičkového dopravníku

Podmínky zkoušek

dno dopravníku: plechové

dávkovací otvor: štěrbinu — minimální šířka 0 mm, maximální šířka 350 mm

délka dopravníku: 8700 mm (pouze zkušební provedení)

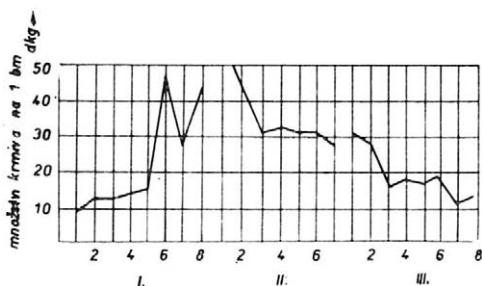
plnění dopravníku: ruční

dopravní rychlost: 7,5 m · min⁻¹

Při zkouškách docházelo postupně ke změně velikosti výpadevního otvoru plynule od nastavení 0—350 mm, takže získané hodnoty lze aplikovat na celou délku dopravníku.

Z grafického záznamu naměřených parametrů vyplývá velká nerovnoměrnost dávkování, zejména na počátku a na konci dávkovací štěrbinu (obr. 5, 6). Materiál hrnutý před hrabičkou tvořil na hraně, zejména na jejím začátku (tj. od minimální dávkovací štěrbinu) klenbu, takže propad materiálu byl minimální. Se vzrůstající dávkovací štěrbinou se zlepšilo propadávání materiálu, avšak ani zde nelze mluvit o rovnoměrnosti.

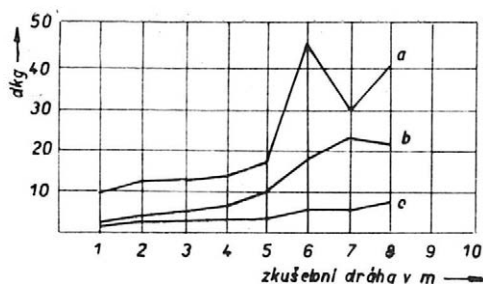
V dalších zkouškách byl ověřován vliv tvaru dávkovací hrany a povrchu dna dopravníku na zlepšení rovnoměrnosti dávkování. Dno dopravníku bylo z umakartu, čímž bylo dosaženo minimálního smykového tření; zároveň bylo



5. Rovnoměrnost dávkování při změně dávkovacího otvoru

Krmivo: řezaná parková tráva
délka 20 mm

Nastavení otvoru: 0 — 83 mm
190 — 268 mm
268 — 350 mm



6. Vliv délky řezanky na velikost dávky a rovnoměrnost dávkování

Krmivo: řezaná parková tráva
Nastavení štěrbin: 0 — 8,3 cm

Hrabička prstová, dopředný sklon 20°

částečně odstraněno kupení materiálu před hrabičkou. Hrana dávkovací štěrbin byla opatřena výřezy (zuby), později i pružnými prsty z ocelového drátu. Ani tyto úpravy však neovlivnily nerovnoměrnost dávkování.

PÁSOVÝ DOPRAVNÍK NADŽLABOVÝ

Funkční model pásového dopravníku se skládá z roštů, po kterých je tažen gumotextilní pás s krmivem. Zařízení vyžaduje dávkování krmiva tak, aby na pásu byla rovnoměrná vrstva krmiva. Při vlastním krmení se rošty s pásem sklopí a krmivo padá do žlabu. Pohon všech mechanismů na funkčním modelu byl ruční a ověřovány byly pouze základní parametry potřebné pro konstrukci zařízení.

Technická data funkčního modelu

dopravní délka (délka pásu)	10 000 mm
celková šířka pásu	1 200 mm
síla pásu	5 mm
maximální úhel sklonění pásu	55°
síla pásu ve středovém zeslabení	3 mm
dávkování krmiva	ruční
rychlost dopravy krmiva	4 m · min ⁻¹

Charakteristika materiálu: kukuřičná siláž — Ø délka 41,5 mm, vlhkost krmiva 79,1 %, dávka na 16 m 30 kg, výška vrstvy 200 mm.

Při dopravě byl postupně pás zatěžován krmivem dávkou 30 kg na 16 m. Závislost tažné síly na zatížení je lineární. Při celkovém zatížení pásu dávkou 300 kg na 16 m byl naměřen desetinásobný přírůstek tažné síly, v absolutních číslech z 26 kp na 260 kp. Pro vytvoření potřebné vrstvy krmiva bylo použito bočních plechů a středního dělicího plechu. Délka bočnice a dělicího plechu byla 1 m. Tím došlo k vytvoření vrstvy krmiva na pásu o šířce 1100 mm a o výšce 200 mm. Ztráty v průběhu dopravy krmiva byly minimální. Použitím středového dělicího plechu bylo dosaženo snadnějšího dělení při sklápění a odstranění zbytků na dělicí hraně na minimum. Zařízení bylo ověřováno jako sdružený nadžlabový dopravník.

Výsledky zkoušek potvrdily funkční spolehlivost zařízení. V současné době je ve výrobě ve spolupráci s Letostrojem Letovice funkční model nadžlabového dopravníku s kapacitou 100 dojnic, který bude spolu se stacionárním dávkovačem instalován v adaptované stáji v JZD Košetice.

VYHODNOCENÍ ZKOUŠENÝCH NADŽLABOVÝCH DOPRAVNÍKŮ Z HLEDISKA POUŽITELNOSTI PRO PROVOZ

Hodnotíme-li dosažené parametry zkoušených funkčních modelů, musíme konstatovat, že dávkovací dopravníky nesplňují ZOTP z hlediska rovnoměrnosti dávkování. Uvážíme-li ještě složitost zařízení a poměrně značnou materiálovou náročnost, nelze je pro běžný provoz doporučit. Částečné použití by bylo možné pouze ve výzkumném provozu u dopravníku s individuálními dávkovači, a to při úpravě posledních zásobníků tak, aby byla odstraněna nerovnoměrnost dávkování vlivem stlačitelnosti materiálu. Pro zemědělskou praxi lze doporučit pásový sklopný nadžlabový dopravník v agregaci se stacionárním dávkovačem typu DOŽP-100 nebo s krmným vozem PZO-35. Zařízení je vhodné zejména pro adaptované stáje při modernizaci kravínů, ve kterých se vyžadují minimální stavební úpravy.

Došlo dne 1. 7. 1971

Системы наджелобчатых транспортеров, испытываемые в НИИСМ

При оценке достигнутых параметров испытываемых действующих моделей, можем констатировать, что транспортеры-дозаторы не удовлетворяют ЗОТ с точки зрения равномерности дозирования. Учета сложность приспособления и довольно большую требовательность к материалу, их нельзя рекомендовать для обычной эксплуатации. Частичное применение было бы возможно только в научно-исследовательской работе у транспортера с индивидуальными дозаторами, а именно, после усовершенствования последних бункеров таким образом, чтобы была устранена неравномерность дозирования под влиянием сжимаемости материала. Для сельскохозяйственной практики можно рекомендовать ленточный наджелобчатый транспортер опрокидывающийся, а именно в агрегате со стационарным дозатором типа ДОЖП-100 или кормораздатчиком ПЗО-35. Приспособление особенно пригодно для модернизированного коровника, где требуются минимальные строительные работы.

Systems of Above-Trough Conveyors Being Tested at the Research Institute of Agricultural Machinery

If we evaluate the obtained values of the parameters of the functional models being tested, we must conclude that the batching conveyors do not meet the Zootechnical Standards from the viewpoint of evenness of the batching. If in addition we take into consideration also the complexity of the equipment and rather high requirements for materials, the equipment cannot be recommended for current operations. A partial use would be thinkable in research operation of a conveyor with individual batchers, provided that the last bins would be adapted in such a manner as to eliminate the uneven batching due to the compressibility of the material. For agricultural practice we can recommend the above-trough belt conveyor of tiltable design, either in aggregation with the type DOŽP — 100 stationary batcher or the PZO — 35 feeding wagon. The equipment is convenient particularly for adapted stables in connection with the modernization of cowsheds, where it requires only minimal building adaptations.

System der über Futtertrögen angeordneten Förderer die im Forschungsinstitut für Landmaschinen überprüft wurden

Bei der Bewertung erreichten Parameter von geprüften Funktionsmodellen muß festgestellt werden, daß die Dosierförderer vom Gesichtspunkt der Gleichmäßigkeit der Dosierung den zootechnischen Forderungen nicht entsprechen. Wenn

VÝVOJ V TECHNICI PŘESNÉHO ROZDĚLOVÁNÍ PŘI ROZMETÁNÍ JEMNĚ GRANULOVANÝCH A PRÁŠKOVÝCH HMOT

Požadavky na přesnost rovnoměrného rozmetání minerálních hnojiv a prostředků na ochranu rostlin se podstatně zvyšují, jakmile je nutné rozdělovat koncentrovanější prostředky v menších dávkách. Tato tendence se již zřetelně projevila u jemně granulovaných herbicidů, které chemický průmysl v poslední době vyvinul. Je proto třeba připravit pro granulované látky lepší způsoby přesného rozdělování; nová koncepce strojů, a to strojů s pneumatickým rozdělováním, již v zásadě existuje.

Pro racionální způsob práce je nutné rozdělování ve velkých pracovních záběrech, přičemž však má být umožněna doprava po silnici bez většího přestavování. Stroje tohoto druhu musí pracovat s jedním nebo několika zásobníky umístěnými přímo na stroji a s centrálním dávkovacím zařízením. Zvláštní úkol ve srovnání s dosud běžnými rozdělovacími stroji se záběrem odpovídajícím délce skříňového zásobníku spočívá v tom, jak látku, přicházející z centrálně položeného zásobníku, rozdělovat rovnoměrně po pracovní šířce co největší.

Přesné místo uložení částice na ploše lze předem určit jen tehdy, zůstává-li průběh pohybu této částice od dávkovacího orgánu až k uložení na zem pod kontrolou. Je-li pohyb částice podstatně ovlivněn pohybem okolního vzduchu, pak nelze zaručit, že bude dodrženo určité místo uložení částice, poněvadž proudění okolního vzduchu (vzhledem k jeho stálému a nekontrolovatelnému kolísání) zpravidla neumožňuje kontrolu dráhy, zvláště malých částic.

PŘEHLED SYSTÉMŮ ROZDĚLOVÁNÍ

Stanoveným požadavkům bude moci nejspíše vyhovět takový stroj, u kterého částice jsou až k uložení na zem vedeny prouděním vzduchu, silou tíže nebo mechanickými prvky. Předpokladem je, aby materiál byl dostatečně sypký a systém rozdělování aby byl přizpůsoben složení podle velikosti zrn. Složení podle velikosti zrn je často vázáno na mecha-

nismus působení prostředku na rostlinu nebo na půdu, který musí splňovat určité požadavky z hlediska fyziologie rostlin. Ani kontrola pohybu částic až ke konečnému uložení není vždy úplně možná, poněvadž to nepřipouští druh a tvar rostlin a částečně ani jejich citlivost vůči poškození, takže často musí být zbytek dráhy překonán volným letem.

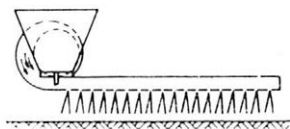
Povaha a velikost zrn materiálu, množství, které má být rozmetáno na jednotku plochy, a přípustné tolerance v odchylce vyžadují navzájem odlišné systémy rozdělování:

1. gravitační rozdělovače, u kterých se šířka zásobníku rovná pracovnímu záběru (vhodné pro všechny velikosti zrna);
2. gravitační rozdělovače s centrálním zásobníkem a mechanickou vodorovnou dopravou (pro velikosti zrn o průměru větším než 0,5 mm);
3. pneumatické rozdělovače s vodorovnou nebo svislou dopravou (pro velikosti zrn o průměru menším než 0,4 mm) — obr. 1 až 5.

Skříňové zásobníky po celém záběru umožňují poměrně jednoduché rozdělování gravitační silou, takže se při dobře plynoucímu materiálu dosahuje velké rovnoměrnosti. S ohledem na konstrukci skříňového zásobníku a s tím spojenou hmotnost je dosažitelný záběr těchto strojů bez dodatečného podepření pomocí kol velmi omezený; kromě toho je pro dopravu po silnici nutné pamatovat na zvláštní zařízení umožňující jízdu po dělce, s čímž jsou spojeny nežádoucí časy

na přestavbu. Vývoj směrem k rozdělovacím systémům o velkém záběru v Evropě (na rozdíl od USA) téměř úplně zastíhl od pozadí tak zvané skříňové rozdělovače.

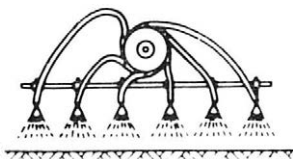
Větších pracovních šířek lze účelně dosáhnout lehkými sklopnými rozdělovacími rameny, k nimž se rozdělovaný materiál přivádí z centrálně umístěného zásobníku (odstředivé rozdělovače — tzv. odstředivá rozmetadla — bez zařízení pro vedení materiálu zde nebudeme uvádět, poněvadž se jako přesné rozdělovače vylučují). V budoucnosti bude nutné rozdělovacím ramenům, která musí být uzpůsobena pokud možno pro samočinné sklápění nebo vytahování, věnovat více pozornosti.



1. Rozdělovací trubka nebo rozdělovací hadice

Při přesném rozdělování rozdělovacími rameny pro velké záběry je třeba počítat se dvěma různými systémy, které se liší funkcí:

- A) centrální dávkování pro celý záběr nebo pro jeho větší úsek s následným rozložením na dílčí proudy;
- B) individuální dávkování dílčích proudů.



2. Ventilátorový rozdělovač

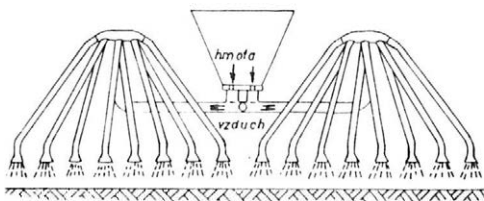
U systémů patřících pod A) spočívá problém v rovnoměrném rozdělení veškeré dávkované hmoty na určitý počet dílčích hmot; toho se dosahuje zpravidla dvoufázovým prouděním.

Rozdělovací trubku nebo rozdělovací hadici s jednotlivými otvory (obr. 1) lze použít pouze u látek, které lze dobře suspendovat, to jest při velikosti zrn menších než 0,1 mm. Těchto systémů se používá zvláště při rozdělování práškových prostředků na ochranu rostlin.

Stejně tak ventilátorové rozdělovače podle obr. 2 lze používat jen pro práško-

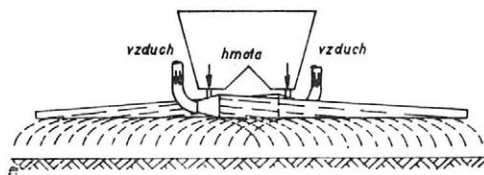
vý materiál. Přesnost rozdělování není ani zde zaručena.

Při použití rozdělovacích hlavic podle obr. 3 se dvoufázové proudění rozděluje na několik dílčích proudů. Rozdělení je závislé na podmínkách proudění. Nepatrné změny v průběhu proudění mohou změnit i rozdělování materiálu.



3. Rozdělovač s rozdělovacími hlavicemi

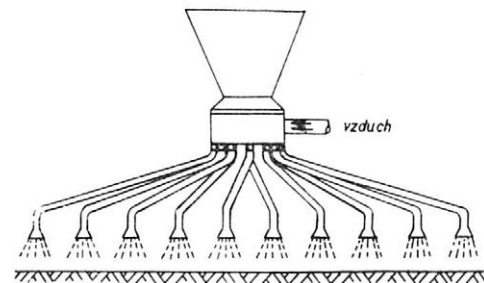
Plnění jednotlivých vodicích kanálů v rameni podle obr. 4 je zase závislé na turbulenci vzduchu po nasátí materiálu, na množství nasáté hmoty v časové jednotce, na složení podle velikosti částic a na jiných faktorech.



4. Rozdělovač s vodicím kanálem ve sklopném rameni

U systémů jmenovaných pod B) se materiál dávkuje jednotlivě pro každý dílčí proud. Individuální dávkování vyžaduje sice vyšší technické náklady, umožňuje však většinou rovnoměrnější rozdělování materiálu než u systémů uvedených pod A).

Rozdělovací systém s komůrkovým dávkováním podle obr. 5 byl vyvinut v Ústa-



5. Rozdělovač s komůrkovým dávkováním

vu pro zemědělskou techniku v Berlíně (Institut für Landtechnik Berlin) a umožňuje i u jemně granulovaného materiálu dostatečně přesné dávkování. Místo komůrek lze pro každý jednotlivý proud použít také dávkovacích šneků. Ze SSSR

je rovněž znám dávkovací systém pro jednotlivé proudy pomocí dávkovacích řetězů; zde je ovšem nutné počítat s určitým mechanickým namáháním materiálu, takže může dojít ke změně velikosti zrna.

VÝVOJ NOVÉHO DÁVKOVACÍHO SYSTÉMU

Jak vyplývá z předchozích úvah, je účelné u nového rozdělovacího ústrojí rozložit vynášený materiál na dostatečně velký počet dílčích proudů, aby se nuceně dosáhlo rovnoměrného rozdělení po celém záběru. Z toho vyplývají — zvláště u malých množství na jednotku plochy, o něž se nyní stále více usiluje — vysoké požadavky na dávkovací přesnost jednotlivých proudů. Tak například u dávkování 6 kg/ha při jezdové rychlosti 2 m/s a užitečné šířce rozdělování 0,75 metru na jednotlivý proud činí hmota dílčího proudu, jež se má dávkovat, 0,9 g/s, tzn., že při toleranci $\pm 10\%$ nesmí být odchylka větší než $\pm 0,09$ g/s.

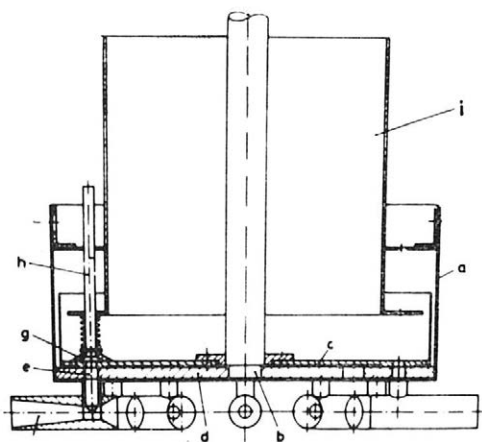
Úsilí Ústavu pro zemědělské stroje při vysoké škole technické v Berlíně se soustředilo nejdříve na rotační rozdělovač s injektorovým sáním, výsledky pokusů však neuspokojily. U jednotlivých dílčích proudů se při použití jemně granulovaného materiálu vyskytovaly lineární odchylky až $\pm 15\%$ od střední hodnoty. U jiného nového systému (obr. 6) rotuje ve válcovém zásobníku *a* kolem vodícího čepu *b* komůrkový kotouč *c*. Osově pod komůrkami a rovnoměrně po obvodu je

ve dnu *d* dvanáct výpustných otvorů *e*, které vedou k injektorům *f*. Nad otvory je komůrkový kotouč překryt talíři *g*, zatíženými pružinou, které jsou přidržovány trubkami *h*. Materiál přichází nástavcem *i* do prostoru nad komůrkovým kotoučem. Při otáčení kotouče se komůrky plní v rozsahu mezi talíři a vyprazdňují se při procházení podél výpustných otvorů ve dnu nádrže. Zatímco se komůrky plní materiálem výhradně působením jeho vlastní váhy, urychluje se vyprazdňování komůrek sáním injektorů. Kromě toho lze do trubek *h* přivádět stlačený vzduch, který komůrky rychle vyfoukne.

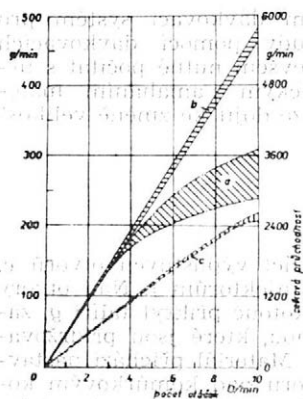
Aplikované množství se může nastavovat změnou počtu otáček komůrkového kotouče pomocí plynulého převodu. Při nízkých otáčkách, kdy je přesnost dávkování nejlepší, vede přerušované plnění injektorů komůrkami k pulsnímu proudění, takže lze očekávat periodické výkyvy v podélném rozdělení. Přesazením uspořádáním komůrek lze však rozsah počtu otáček rozšířit směrem dolů.

Také při vyšších otáčkách dochází k nepravidelnostem v dávkování. Mezní počet otáček je tím nižší, čím tlustší je komůrkový kotouč *c* a čím kratší je plnicí dráha (úsek mezi dvěma vnějšími okraji sousedních talířů *g*). Potíže působí především samotný plnicí proces: Zatímco vyprazdňování komůrek se urychluje sáním injektorů, je k plnění komůrek vzhledem k poměrně nízké rychlosti proudění materiálu potřebí určité doby, což znamená, že poměr plnicí dráhy k obvodové rychlosti komůrek nesmí klesnout pod určitou mezní hodnotu. Plnicí proces lze však uspořádat tím, že se každý druhý injektor použije k úplnému nasátí komůrek a přebytkem nasátý materiál se opět fouká zpět do nádrže. U málo sypkých materiálů se může za určitých okolností dosáhnout zlepšení vibrací; tato opatření však vyžadují vyšší konstrukční náklady a jsou podle dosavadních zkušeností nutná pouze ve zvláštních případech.

V několika sériích pokusů bylo vyšetřováno, jaký vliv má na přesnost dávkování schopnost proudění materiálu, obvodová rychlost komůrkového kotouče, průměr komůrek, tloušťka komůrkového kotouče, doba plnění a vibrace.



6. Rozdělovač s komůrkovým kotoučem *a*-válcová nádrž, *b*-vodící čep, *c*-komůrkový kotouč, *d*-deska dna, *e*-výpustní otvor, *f*-injektor, *g*-talíř, *h*-vodící trubka, *i*-nástavec



7. Vysévání a přesnost aplikace rozdělování v závislosti na počtu otáček komůrkového kotouče u mikrogranulátu
a- pro průměr komůrek 8 mm, tloušťka komůrkového kotouče 15 mm, plnicí dráha 32 mm
b- pro průměr komůrek 8 mm, tloušťka komůrkového kotouče 15 mm, plnicí dráha + 104 mm
c- pro průměr komůrek 10 mm, tloušťka komůrkového kotouče 5 mm, plnicí dráha 32 mm

Obr. 7 ukazuje některé typické výsledky pokusů. Při vhodné volbě konstrukčních parametrů (průměru a tloušťce komůrkového kotouče, obvodové rychlosti komůrkového kotouče, plnicí dráhy aj.) v poměrně velkém rozsahu počtu otáček je maximální lineární odchylka od střed-

VLASTNOSTI RŮZNÝCH ROZDĚLOVACÍCH ÚSTROJÍ

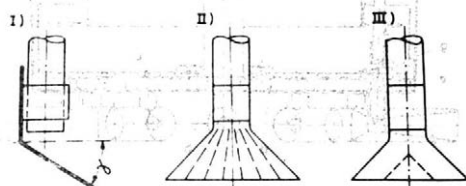
U pneumatických rozdělovačů, kterých jako jediných lze používat zvláště pro jemné granuláty o průměru částicek menším než 0,5 mm, se proud vzduchu využívá současně k rozptýlení materiálu na určitý úsek. Proud vzduchu, unášející částice materiálu, lze rozdělovacími tryskami nebo odrazovými deskami obrátit tak, že se získá rozdělení do šířky, odpovídající vzájemně vzdálenosti jednotlivých rozdělovačů. Obrácením dojde však ke značnému snížení rychlosti proudu vzduchu, a tím i částicek. Rychlost proudu, výška výstupu proudu vzduchu nad porostem a dosahovaná šířka rozdělení jsou vzájemně v přímém vztahu.

Aby se dosáhlo rovnoměrného rozdělení do šířky dílčími proudy vzduchu, je nutné splnit tyto požadavky:

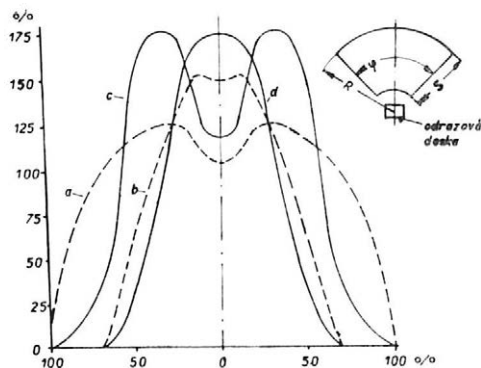
1. Stabílní obrazec rozdělení, který při kolísání pracovních podmínek (například při změně rychlosti proudění nebo při vlivu vnějšího větru) ještě nevykazuje nepřipustné odchylky.
2. Rozdělovací pole jednotlivých rozdělovacích orgánů musí být souměrné k rozdělovacímu orgánu, resp. ke směru jízdy.
3. Rozdělovací orgány by měly dávat takové obrazce rozdělení, které lze dobře překrývat a které mají pokud možno velkou šířku rozdělování.
4. Rozdělovací orgány nemají vyvolávat velké tlakové ztráty.

Odrazové desky (obr. 8 I) dávají podle úhlu sklonu různé rozdělení. Na obr. 9 jsou zakresleny obrazce rozdělení při aplikaci přípravku „Attaclay“ pro dvě polohy odrazové desky s úhlem sklonu 0° a 20°. Čárkované zakreslené křivky a a b znázorňují rozdělení, které by bylo výsledkem rovnoměrně pokrytého rozdělovacího pole. Optimálním překrytím jednotlivých rozdělovacích polí lze prakticky dosáhnout hodnot lineárních odchylek pod 10 % při rozdělovacím úhlu mezi 90 a 180°. Rybinovité trysky (obr. 8 II) dávají při správném plnění vodících kanálů lichoběžníkové rozdělení, při němž lze rovněž dosáhnout lineárních hodnot odchylek pod 10 % při pracovních šířkách až do 0,8 m. Zkosené rybinovité trysky dávají podobné rozdělení jako odrazové desky.

U kuželovitých trysek (obr. 8 III) jsou dosažitelné pracovní šířky menší než



8. Trysky pro pneumatické rozdělovače
I) odrazová deska (γ úhel postavení)
II) rybinovitá tryska
III) kuželovitá tryska



9. Rozdělení materiálu u odrazových desek podle obrázku 8 I) v závislosti na sklonu desky

γ úhel postavení odrazové desky

ϕ rozdělovací úhel

c rozdělení při $\gamma = 0^\circ$ $\phi = 180^\circ$

d rozdělení při $\gamma = 20^\circ$ $\phi = 90^\circ$

a rozdělení při $\gamma = 0^\circ$ $\phi = 180^\circ$

b rozdělení při $\gamma = 20^\circ$ $\phi = 90^\circ$

a a b při rovnoměrném ukládání po rozdělovacím poli

R maximální délka letu, S šířka prstence

c a d naměřené rozdělení (Attacley)

Vodorovně: rozdělovací šířka maximální

délky letu R při $\phi = 180^\circ$ stupňů

Svisle: hmota x na jednotku plochy,

vztahená na střední hodnotu $\frac{x}{\bar{x}}$

u odrazových desek a rybinovitých trysek a jsou mnohem závislejší na rovnoměrném rozdělení proudu vzduchu a materiálu v dopravním vedení a na směru nastavení.

Také u odrazových desek a rybinovitých trysek vyvolává nestejnoměrné roz-

dělení materiálu v proudu materiálu a vzduchu (i při správném nastavení trysek nebo desek) nesouměrné obrazce rozdělení a zmenšení rozdělovací šířky. Clony s poměrem průměru 1 : 0,65 až 1 : 0,75, jsou-li vestavěny před rozdělovací orgán, mohou podstatně zlepšit plnění, a tím i rozdělování. Tyto clony způsobují homogenizaci proudu materiálu a vzduchu (například po ohybech v potrubí) při poměrně malé ztrátě tlaku.

K tomu, aby malé částice byly při aplikaci v porostu co nejméně unášeny větrem, je nutná určitá rychlost proudění. Pro jemné granuláty o středním průměru zrn 0,1 mm většinou postačí, když výstupní rychlost paprsku z rozdělovacího ústrojí je asi 10 m/s, aby se zabránilo škodlivému unášení větrem. Odrazové desky ovšem rychlost proudění snižují následkem silného odklonu paprsku, takže se nedosahuje potřebné rychlosti proudění do porostu. Měly by proto odrazové desky pracovat případně s ochranným zařízením proti větru, používá-li se jich jako rozdělovacích orgánů pro aplikaci jemně granulovaného materiálu.

S přímými rybinovitými tryskami bez obrácení proudu materiálu a vzduchu lze dosáhnout v blízkosti půdy potřebných rychlostí pro vniknutí do porostu. Tyto trysky mohou proto pracovat bez zvláštní ochrany proti větru.

Aby se zabránilo usazování materiálu v potrubí, měla by být rychlost proudění vzduchu větší než rychlost vznášení největších částic aplikovaného materiálu. Rychlosti vzduchu pro vznášení částic v rozsahu průměrů 0,1 až 1,0 mm a specifické váhy zrn mezi 2000 a 3000 kp/m³ se pohybují mezi 0,5 a 7,5 m/s.

Ing. D. H u t l a, V. S u l e k, pracovníci Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově

Literatura

- EBENS, RINZE, MARIA VOSS. 1968, Eine Vorrichtung zur kontinuierlichen Dosierung kleiner Staubmengen. Grundlagen der Landtechnik 5 : 197.
- GÖHLICH H., 1968, Zur Frage der Verteilung von Granulaten, insbesondere von Herbiziden. Grundlagen der Landtechnik 2 : 61-64.
- GÖHLICH H., 1968, Betrachtungen zur Verteilung von granulierten Herbiziden. Grundlagen der Landtechnik 8 : 224-226.
- GÖHLICH H., JENSEN U., PAPATHEODOSSION T., 1970, Entwicklungen in der Verteilungstechnik. Grundlagen der Landtechnik 1 : 3-7.
- GÖHLICH H., ZASKE J., 1968, Beeinflussung der Spritzverteilung durch Düsenart und Düsenanordnung beim Feldspritzen. Grundlagen der Landtechnik 6 : 162-166, 170.
- HOLZHEI D. E., GUNKEL W. W., 1967, Design and Development of New Granular Applicators. Transactions of the ASAE 2 : 132-134, 137.

Došlo dne 31. 3. 1971

Rukopis odevzdán k tisku 11. 8. 1971 — Podepsáno k tisku 15. 10. 1971

Hutla D.: Vědecké práce Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Praze-Chodově	609
Procházka J.: Metody analýzy náhodně proměnných zatížení zemědělských strojů z hlediska únavové životnosti	611
Vraný Z.: Experimentální výzkum silových a energetických poměrů na nožovém bubnu řezaček	629
Lanča I., Čermák A.: Další poznatky z výzkumu briketování píce a některé fyzikálně-mechanické hodnoty briket vytvořených svinováním	649
Cablík P., Kubáček F.: Systémy nadžlabových dopravníků, ověřované ve VÚZS	667
Zemědělská technika v zahraničí	
Hutla D., Sulek V.: Vývoj v technice přesného rozdělování při rozmetání granulovaných a práškových hmot	673

СОДЕРЖАНИЕ

Проха́зка Я.: Методы анализа случайно переменных нагрузок сельскохозяйственных машин с точки зрения усталости и долговечности (625). — Враны́ З.: Экспериментальное изучение силовых и энергетических отношений на ножевом барабане измельчителей (646). — Ланча́ И., Черма́к А.: Новые данные о брикетировании кормовых трав и некоторые физическо-механические величины брикет, созданных путем свергивания (662). — Цабл́к П., Куба́чек Ф.: Системы наджелобчатых транспортеров, испытываемые в НИИСМ (671).

CONTENT

Procházká J.: Method of Analysis of Random Variables of Loading Agricultural Machines from the Point of View of Useful Life as Determined by Fatigue (626). — Vraný Z.: Experimental Research Concerning Problems of Forces and of Power on the Knife-Drum of Cutters (647). — Lanča I., Čermák A.: Further Conclusions from Research of Forage Pallerizing and Some Physico-Mechanical Values of Pellets Formed by Rolling (663). — Cablík P., Kubáček F.: Systems of Above-Trough Conveyors Being Tested at the Research Institute of Agricultural Machinery (671).

INHALT

Procházká J.: Klassiermethode der zufälligen veränderlichen Belastungen von landwirtschaftlichen Maschinen vom Gesichtspunkt der Ermüdungslebensdauer (626). — Vraný Z.: Experimentelle Forschung der Kräfte und energetischen Verhältnisse der Messertrommel bei Häckslern (648). — Lanča I., Čermák A.: Weitere Forschungserkenntnisse über die Heubrikettierung und einige physikalisch-mechanische Eigenschaften des Wickelbriketts (664). — Cablík P., Kubáček F.: System der über Futtertrögen angeordneten Förderer die im Forschungsinstitut für Landmaschinen überprüft wurden (671).

TABLE DES MATIÈRES

Procházká J.: Méthodes d'analyse des charges à variables aléatoires des machines agricoles, du point de vue de la durée de service en fonction de la fatigue (627). — Vraný Z.: Recherche expérimentale des rapports de force et énergétiques sur le cylindre à lames des hacheuses (res. An/647, Al/648). — Lanča I., Čermák A.: Notions ultérieures résultant de la recherche, relative au briquetage des fourrages et certaines valeurs physico-mécaniques des briquettes formées par l'enroulage (665). — Cablík P., Kubáček F.: Systèmes de transporteurs pour mangeoires, en cours de vérification dans l'Institut de recherches pour les machines agricoles (res. An, Al/671).

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