

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

8

ROČNÍK 32 (LIX)
PRAHA
SRPEN 1986
CENA 10 Kčs
CS ISSN 0044-3883

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

Vědecký časopis

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

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

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, DrSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavíčková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1986

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

■
Научный журнал ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA публикует обзоры, анализы и научные статьи о решенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Чехословацкая сельскохозяйственная академия — Институт научно-технической информации по сельскому хозяйству. Выход в свет ежемесячно. Редакция 120 56 Прага 2, Слезска 7.

■
The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Czechoslovak Academy of Agriculture — Institute of Scientific and Technical Information for Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 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 von der Tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Akademie — Institut für wissenschaftlich-technische Information der Landwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Praha 2, Slezská 7.

ENERGETICKÁ NÁROČNOST DÁVKOVÁNÍ ŘEZANKY DÁVKOVACÍM DOPRAVNÍKEM

J. Maleř

MALEŘ, J. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha - Řepy): *Energetická náročnost dávkování řezanky dávkovacím dopravníkem*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8): 449—460.

V práci je popsán návrh a ověření dávkovacího dopravníku pro dávkování řezanky od sklizečích řezaček i sběracích návěsů. Řešení dávkovacího dopravníku je původní. Hlavní pozornost jsme věnovali dávkovacímu ústrojí, které bylo navrženo a ověřeno v několika modifikacích. Nejvhodnější byly kryté válce se žabkami ve šroubovících s průměrnou průchodností při dávkování řezanky od sběracích návěsů 2,06 až 3,67 kg.s⁻¹ u dávkovacího dopravníku DoDs-3,5. Tyto válce dávkovaly i neřezané obiloviny, sklizené sběracími návěsy s průměrnou průchodností 0,93 až 1,48 kg.s⁻¹. Zjištěná závislost středního příkonu na výkonnosti jednotlivých srovnávaných dávkovacích ústrojí byla v rozsahu měření ohodnocena jako lineární. U dávkovacího dopravníku DoDs-3,5 a krytých válců se žabkami ve šroubovících v rozpětí výkonnosti 8,0 až 13,2 t.h⁻¹ stoupal střední příkon lineárně od 1,75 do 2,3 a měrná spotřeba energie klesala z 0,22 na 0,174 kWh.t⁻¹. Nové pracovní ústrojí jsme podrobili teoretickému rozboru a z výsledků měření jsme odvodili příkonové rovnice stroje.

dávkovací ústrojí; průchodnost; příkony; energetická náročnost

Dávkovací dopravník slouží k příjmu hmoty rozřezané sklízecími řezačkami (např. slámy). Přijímá rozřezanou hmotu (řezanku) z dopravních prostředků, akumuluje ji a dávákuje na připojený dopravník.

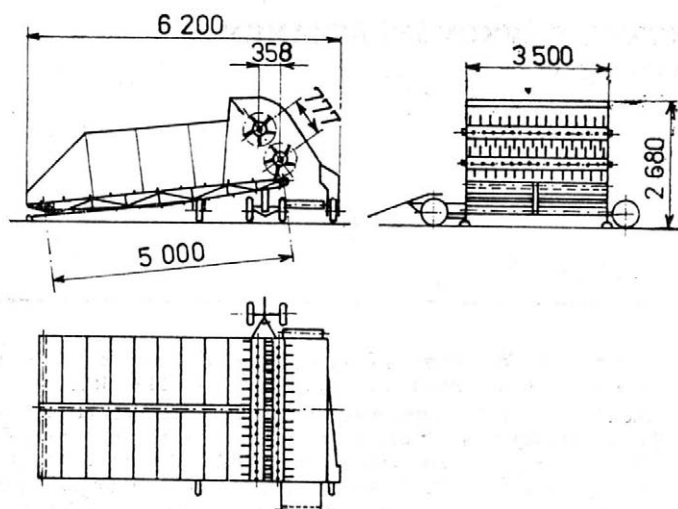
Dávkováním řezané píce se zabýval Wieneke (1967). Na začátku svých pokusů používal rozmetadel statkových hnojiv. Neuspokojivé výsledky vysvětloval především malými průměry dávkovacích válců a malým odřezávacím a oddělovacím účinkem tupých hřebů. Později zkoumal dávkování řezané píce na funkčním modelu s dávkovacími válci o průměru 400 mm. Na dávkovací válece upevňoval různé hřeby a nože o celkové výšce 70 mm. Přisun řezané píce k dávkovacím válcům měl rozpětí rychlosti 6,66 až 33,33 mm.s⁻¹. Wieneke (1967) zjistil, že při obvodové rychlosti 12 až 15 m.s⁻¹ musí být válce k dávkování řezané píce opatřeny řezacím ústrojím, řezné hrany musí být hladké. Velikost mezery mezi válci navrhl až 160 mm. Délka řezané píce se při dávkování zkrátila na 30 až 50 % výchozí délky.

Naším úkolem bylo navrhnout vhodný dávkovací dopravník pro příjem řezanky z dopravních prostředků a zjistit energetickou náročnost v závislosti na výkonnosti.

Dávkovací dopravníky se v naší zemědělské praxi osvědčily a od roku 1963 se sériově vyrábějí. Vzhledem k tomu, že je nutné je dál vyvíjet, přistoupili jsme k podrobnějšímu rozboru jejich energetické náročnosti, aby se co nejvíc snížila měrná spotřeba energie.

METODIKA

Základem naší práce bylo energetické měření dávkovacího dopravníku DoDs-3,5, u kterého jsme porovnali tři typy dávkovacích válců (A — válec s radiálními prsty obdélníkového průřezu, B — válec s tečnými prsty ve šroubovících, C — válec se žabkami ve šroubovících).



1. Dávkovací dopravník DoDs-3,5 (prototyp vyroben Agrostroj, n. p., Prostějov) — The DoDs-3,5 batching conveyor (prototype manufactured by the Agrostroj National Corporation, Prostějov)

Proces dávkování řezanky dávkovacím dopravníkem (tj. pohyblivé dno a dávkovací válce) byl podroben teoretickému rozboru. Na základě tohoto rozboru a na základě výsledků energetického měření je možné stanovit jednotlivé pracovní příkony dávkovacího ústrojí (tj. příkon pro oddělení řezanky, příkon spotřebovaný na urychlení pohybu řezanky, vynášecí příkon na žabce).

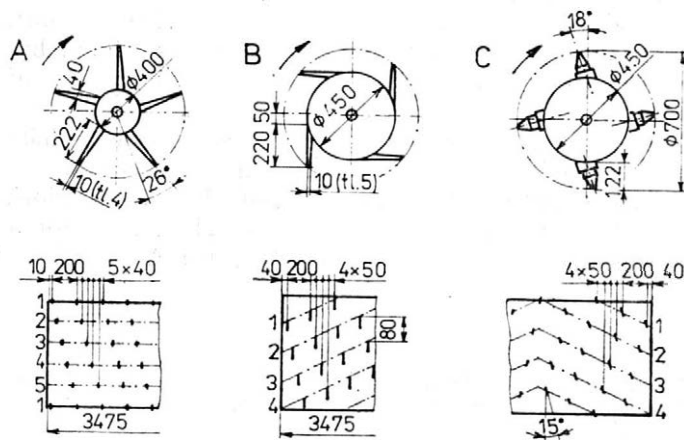
Dále jsme pomocí analýzy celkového příkonu vyšetřili průměrné koeficienty C pro jednotlivé typy dávkovacích válců. Tyto koeficienty umožňují z hmotnostního toku výpočtem určit příkon spotřebovaný na vlastní dávkování řezanky.

Smyslem naší práce bylo vytvořit předpoklady pro konstrukci pracovních orgánů dávkovacího dopravníku s podstatně vyšší výkonností a nižší energetickou náročností.

VLASTNÍ PRÁCE

POPIS POUŽITÉHO ZAŘÍZENÍ

Dávkovací dopravník DoDs-3,5 (výrobce Agrostroj, n. p., Prostějov) je znázorněn na obr. 1. Ložný prostor o objemu 21 m^3 je tvořen dnem s hrabčivými dopravníky s ložnou plochou 17 m^2 a postranicemi. Dva hrabčivé dopravníky jsou poháněny elektromotorem o štitkovém výkonu $7,5 \text{ kW}$ přes rohatkový mechanismus, umožňující změnu rychlosti od $4,16$ do $33,33 \text{ mm.s}^{-1}$.



2. Dávkovací válce ověřované u dávkovacího dopravníku DoDs-3,5 (prototyp Agrostroj, n. p., Prostějov) — Batching cylinders tested in the DoDs-3,5 batching conveyor (prototype manufactured by the Agrostroj National Corporation, Prostějov)

A — válec s radiálními prsty obdélníkového průřezu, B — válec s tečnými prsty ve šroubovnicích, C — válec s žabkami ve šroubovnicích

Dávkovací ústrojí se skládá ze dvou dávkovacích válců o průměru 700 mm. Dávkovací válce jsou poháněny stejným elektromotorem jako hrabicové dopravníky o štítkovém výkonu 7,5 kW. Dávkovací válce mají konstantní otáčky $3,76 \text{ s}^{-1}$. Horní válec je představen směrem do ložného prostoru o 358 mm. Ve svislém směru se válce překrývají o 50 mm. Mezera mezi dnem a spodním dávkovacím válcem je 50 mm. K dávkovacímu dopravníku byly zhotoveny tři sady dávkovacích válců (obr. 2). Rozměry dávkovacího dopravníku: délka 6200 mm, šířka 3500 mm, výška 2800 mm; hmotnost 2700 kg.

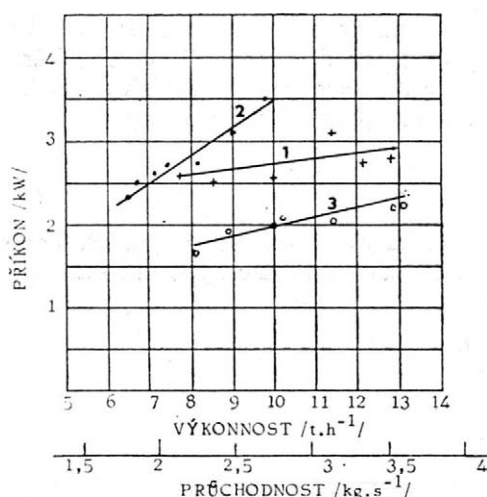
MĚŘENÍ ENERGETICKE NÁROČNOSTI

Způsob měření: Spotřebu energie jsme zjišťovali elektroměry, příkon registračními wattmetry. Čas zpracování řezanky jsme měřili elektrickým časoměrem (součtovými hodinami) a kontrolovali podle grafických záznamů.

Příkon dávkovacího dopravníku při chodu naprázdno se měřil před začátkem zkoušek a po jejich ukončení; čas měření — 360 s. Hodnoty naměřené před začátkem zkoušek se jen málo lišily od hodnot naměřených po jejich ukončení. Příkon při chodu naprázdno byl 1,1 kW.

Střední příkon a měrnou spotřebu energie dávkovacího dopravníku při zatížení jsme měřili vždy při zpracování řezanky z jednoho dopravního prostředku. Měřicí přístroje jsme zapínali v okamžiku vstupu řezanky na dávkovací válce a vypínali jsme je po ukončení dávkování.

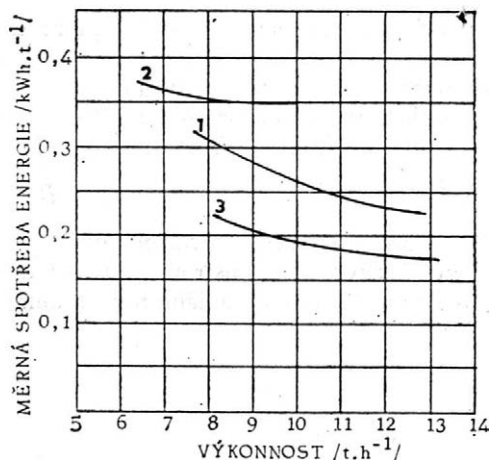
Zjištěná závislost středních příkonů na výkonnosti byla v rozsahu měření ohodnocena jako lineární. Vypočítali jsme rovnice lineární regrese, korelační koeficienty a testovali jsme jejich významnost.



3. Střední příkon dávkovacího dopravníku DoDs-3,5 v závislosti na výkonnosti — The mean power input of the DoDs-3,5 batching conveyor in relation to mean performance

$$1 - y' = 2,03 + 0,064 x \text{ (N)} \\ r = 0,598 \text{ (N)}$$

$$3 - y' = 0,76 + 0,12 x \text{ V (0,01)} \\ r = 0,954 \text{ V (0,01)}$$



4. Měrná spotřeba energie dávkovacího dopravníku DoDs-3,5 v závislosti na výkonnosti — The specific power consumption of the DoDs-3,5 batching conveyor in relation to performance

$$2 - y' = 0,128 + 0,33 x \text{ V (0,01)} \\ r = 0,956 \text{ V (0,01)}$$

Výsledky měření jsou graficky znázorněny na obr. 3 a 4. U krytých válců s žabkami ve šroubovících při zpracování řezanky v rozpětí výkonnosti 8,0 až 13,2 t.h⁻¹ stoupal střední příkon lineárně od 1,75 do 2,30 kW a měrná spotřeba energie klesala z 0,22 na 0,174 kWh.t⁻¹.

TEORETICKÝ ROZBOR

ROZMĚROVÉ CHARAKTERISTIKY DÁVKOVACÍHO ÚSTROJÍ

Jestliže jsou příčné rozměry přisouvané řezanky na dávkovacím dopravníku označeny jako šířka B (m) a výška H (m), musí být rozměry a počet dávkovacích válců odvozeny z těchto veličin. Při umístění dávkovacích válců nad sebou platí vztah:

$$H = r \cdot D + h_0 = r \cdot (d + 2h) + h_0 \quad (1)$$

kde: r — počet válců
 D — vnější průměr válců (m)
 d — průměr pláště válců (m)
 h — výška žabek (nožů či prstů) (m)
 h_0 — celková výška mezer mezi válci a dnem (m)

Podobně pro šířku dávkovacího ústrojí platí požadavek, aby

$$B' = B + 2b_0 \quad (2)$$

kde: B' — šířka dávkovacích válců (m)
 B — šířka vrstvy řezanky na dávkovacím dopravníku (m)
 b_0 — boční vůle mezi řezankou a postranicí (m)

Při stejnoměrném otáčení válců ve smyslu hodinových ručiček prochází řezanka vždy horními pracovními mezerami mezi válci, resp. mezi horním válcem a pláštěm dávkovacího dopravníku, přičemž se do těchto pracovních mezer započítává i výška řady žabek, které jsou právě v záběru. Přibližně je možné vyjádřit efektivní průřezovou plochu dávkovacích válců vztahem

$$A_v = B' \cdot (h_0 + r \cdot h) \quad (3)$$

Sklon žabek na dávkovacím válci vyplývá z požadavku, aby byla pokryta celá šířka záběru B' dávkovacího ústrojí, a z uspořádání žabek na obvodu válce. Je-li šířka žabky l a úhel jejího sklonu od radiální roviny kolmé k ose válce α , platí

$$\sin \alpha = \frac{B'}{p \cdot s \cdot l} \quad (4)$$

kde: p — počet řad žabek na jednom válci
 s — počet žabek v jedné řadě

Navíc jsou žabky v řadách vždy předsazeny o rozměr $l \cdot \sin \alpha$, takže vzdálenost žabek v jedné řadě (rozteč) je potom

$$p \cdot l \cdot \sin \alpha = \frac{B'}{s} \quad (5)$$

PRŮCHODNOST DÁVKOVACÍHO ÚSTROJÍ

Celková průchodnost dávkovacího ústrojí se řídí průchodností dávkovacího dopravníku, jehož hmotnostní tok (sekundové množství) přisouvané řezanky je

$$Q_m = \Phi_s \cdot B \cdot H \cdot v_p \quad (6)$$

kde: Q_m — celková průchodnost dávkovacího dopravníku ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

Φ_s — střední hustota řezanky ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

v_p — rychlost posuvu dna ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Jestliže byl počet válců označen r , počet řad žabek na jednom válci p , počet žabek v jedné řadě s a frekvence otáčení válců n (s^{-1}), potom lze snadno definovat okamžité množství řezanky připadající na jeden dávkovací válec při jednom otočení jako

$$q_v = \frac{Q_m}{r \cdot n} \quad (\text{kg}) \quad (7)$$

množství řezanky připadající na jednu řadu žabek

$$q_r = \frac{q_v}{p} = \frac{Q_m}{r \cdot n \cdot p} \quad (\text{kg}) \quad (8)$$

a konečně i množství řezanky připadající na jednu žabku

$$q_1 = \frac{q_r}{s} = \frac{Q_m}{r \cdot n \cdot p \cdot s} \quad (\text{kg}) \quad (9)$$

Střední obvodová rychlost $\bar{v}$ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) žabek rozrušovacího a dávkovacího válce je dána vztahem

$$\bar{v} = \pi \cdot n \cdot d_{stf}$$

kde: $d_{stf} = (d - h)$ (m) — střední průměr průniku žabek do řezanky

Pro ustálený chod dávkovacího ústrojí musí platit podmínka rovnosti přisouvaného množství řezanky Q_m ze vztahu (6) a okamžité průchodnosti dávkovacích válců po urychlení pohybu řezanky na střední obvodovou rychlost $\bar{v}$:

$$Q_m = \Phi_s \cdot B \cdot H \cdot v_p = \Phi_v \cdot A_v \cdot \bar{v}$$

kde: Φ_v — hustota zhutněné řezanky na žabce válce ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

A_v — dříve uvedený efektivní průřez průletu řezanky mezi válci (m^2) (viz rovnici 3)

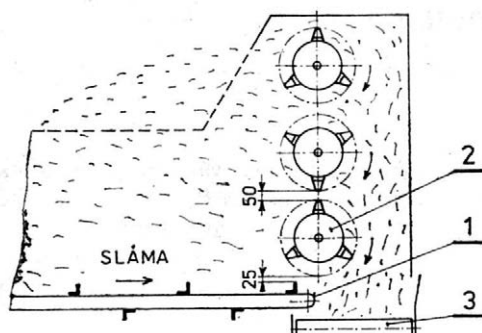
Ze vztahu (11) přímo plyne pro poměr rychlostí

$$\frac{v_p}{\bar{v}} = \frac{\Phi_v \cdot A_v}{\Phi_s \cdot B \cdot H} = k \cdot \frac{\Phi_v}{\Phi_s} \quad (12)$$

v němž konstanta $k = \frac{A_v}{BH}$ je konstrukčním parametrem dávkovacího ústrojí; je-li poměr rychlostí znám, může vztah (12) sloužit k orientačnímu výpočtu objemové hustoty řezanky Φ_v na dávkovacích válcích. Obecně se dá předpokládat, že tento poměr rychlostí bude poměrně malý (< 1).

PRACOVNÍ PŘÍKONY DÁVKOVACÍHO ÚSTROJÍ

Vlastní pracovní příkon dávkovacího ústrojí lze nejlépe teoreticky popsat pro jednu žabku (nůž) dávkovacího válce, tj. pro okamžité množství řezanky q_1 z rovnice (9). Toto množství musí být nejprve odděleno od hromady přisouvané řezanky na dávkovacím dopravníku, urychleno na obvodovou střední rychlost $\bar{v}$ a současně i vyneseno z počáteční polohy do polohy, při níž řezanka opouští žabku dávkovacího válce a padá na vyná-



5. Dávkování řezanky dávkovacím dopravníkem — Batching of chopped material by the batching conveyor

1 — pohyblivé dno, 2 — dávkovací válce, 3 — vynášecí dopravník

šecí dopravník (obr. 5). V souladu s tímto rozfázováním účinku žabky na řezanku je tedy pracovní příkon na jedné žabce

$$P_{p1} = P_{o1} + P_{u1} + P_{v1} \quad (13)$$

Příkon pro oddělení řezanky P_{o1}

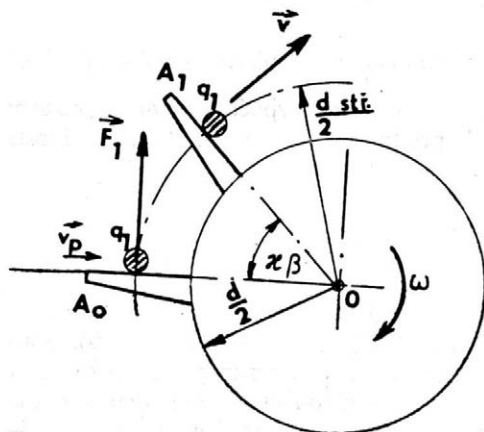
Příkon spotřebovaný na rozrušení a oddělení části řezanky q_1 (kg) z přisouvané hromady bude závislý na mnoha fyzikálních činitelích, jako jsou: délka l_s , vlhkost w a objemová hmotnost Φ_s přisouvané řezanky, dále i rychlost $\bar{v}$ a tvar a velikost vlastních žabek dávkovacího válce (součinitel c_t). Vliv všech těchto činitelů je třeba zjišťovat experimentálně a zahrnout je globálně ve formě součinitele C_o . Platí tedy

$$P_{o1} = f(l_s, w, \Phi_s, \bar{v}, c_t) \doteq C_o \cdot q_1 \cdot \bar{v} \quad (W) \quad (14)$$

Multiplikační součinitel C_o má rozměr zrychlení ($m \cdot s^{-2}$) a zahrnuje celkový vliv kvalitativních faktorů slámy a žabky při oddělování řezanky z přisouvané hromady.

Příkon spotřebovaný na urychlení pohybu řezanky P_{u1}

Částice řezanky o hmotnosti q_1 (kg) se přibližuje k dávkovacím válcům rychlostí v_p a setkává se s rotující žabkou v počáteční poloze A_o (obr. 6). Lze oprávněně předpokládat, že tato nová rychlost v_p je vzhledem k rotujícím válcům téměř radiální a navíc i poměrně malá ve srovnání se střední obvodovou rychlostí žabky $\bar{v}$. V tečném směru pohybu platí potom na základě věty o změně hybnosti částice řezanky



6. Síly působící na urychlení částic řezanky v dávkovacím ústrojí — Forces involved in the acceleration of the particles of chopped material in the batching mechanism

$$q_1(\bar{v} - 0) \doteq F_1 \cdot \Delta t \quad (15)$$

kde: F_1 — střední rázová (impulsní) síla mezi žabkou a částicí řezanky
 Δt — časový interval pro urychlení pohybu řezanky na obvodovou rychlost $\bar{v}$

Předpokládáme, že toto urychlení proběhne na úhlové dráze žabky $\kappa\beta$ (rad) mezi polohami A_0 až A_1 (obr. 6), takže kolísání otáček válce je zanedbatelné. Potom platí

$$\Delta t \doteq \frac{\kappa\beta}{\omega} = \frac{\kappa\beta}{2\pi n} \quad (\text{s}) \quad (16)$$

a z rovnice (15) po dosazení za q_1 ze vztahu (9) a za $\bar{v}$ ze vztahu (10) vyjde pro sílu F_1

$$F_1 = \frac{q_1 \cdot v}{\kappa\beta} \cdot 2\pi n = \frac{Q_m \cdot 2 \cdot \pi^2 \cdot n \cdot d_{stř}}{r \cdot p \cdot s \cdot \kappa\beta} \quad (17)$$

Příkon potřebný pro urychlení pohybu řezanky na jedné žabce je tedy

$$P_{u_1} = F_1 \cdot \bar{v} = \frac{Q_m \cdot 2 \cdot \bar{v}^2}{r \cdot p \cdot s \cdot \kappa\beta} = \frac{Q_m \cdot 2 \cdot \pi^3 \cdot n^2 \cdot d_{stř}}{r \cdot p \cdot s \cdot \kappa\beta} \quad (18)$$

Tento výraz je opět výhodné zapsat zkráceně ve tvaru závislém pouze na okamžitém množství řezanky q_1 a obvodové rychlosti $\bar{v}$, s násobícím součinitelem C_u

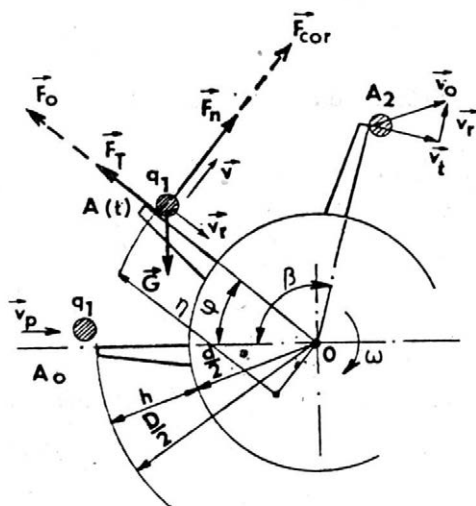
$$P_{u_1} = C_u \cdot q_1 \cdot \bar{v}^2 \quad (\text{W}) \quad (19)$$

Z rozborů vztahů (16) až (19) plyne, že součinitel C_u je v tomto případě

$$C_u = \frac{1}{\Delta t} = \frac{2\pi n}{\kappa\beta} \quad (\text{s}^{-1}) \quad (20)$$

Vynášecí příkon na žabce P_{v_1}

Pro vlastní vynášení částice řezanky q_1 lze počítat jen se zbytkem časového intervalu společného pohybu řezanky a žabky od ukončení urychlování částice až po okamžik, kdy řezanka vyletí ze žabky v poloze A_2 (obr. 7), určené úhlovým přemístěním β (rad).



7. Síly působící na vynášení částic řezanky v dávkovacím ústrojí — Forces involved in the pushing of the particles of chopped material in the batching mechanism

K tomu je třeba podrobnější rozbor pohybu částice řezanky po idealizované žabce dávkovacího válce (obr. 7), kdy se nebere v úvahu ani vlastní tvar, ani šikmá montáž žabky na válci.

Na částici řezanky q_1 v obecné poloze žabky φ a v radiální vzdálenosti η od středu válce působí různé síly, znázorněné na obr. 7. Vedle tíhy $\vec{G}$ jsou to především reakce od žabky $\vec{F}_n$ a $\vec{F}_T$ a dále doplňkové síly od složeného pohybu částice po žabce a spolu se žabkou, konkrétně síla odstředivá $\vec{F}_o$ a Coriolisova $\vec{F}_{cor}$.

Pro relativní pohyb částice řezanky po žabce platí pohybová rovnice

$$q_1 \ddot{\eta} = F_T + F_o - G \sin \varphi = \mu (F_n + F_{cor} - G \cos \varphi) + q_1 \eta \omega^2 - G \sin \varphi \quad (21)$$

Ve fázi urychlování je normální síla žabky $F_1 = F_n$ podle vztahu (17) a je natolik veliká, že vliv tíhové a Coriolisovy síly bude zřejmě zanedbatelný. Potom se rovnice (21) zjednoduší na vztah

$$q_1 \ddot{\eta} = \mu F_1 + q_1 \eta \omega^2 \quad (22)$$

kde v dané poloze platí podle rovnice (17):

$$F_1 = \frac{q_1 \eta \omega}{\frac{\varphi}{\omega}} = \frac{q_1 \eta \omega^2}{\varphi} \quad (23)$$

Abychom vyloučili závislost této síly na okamžité poloze φ , je možné počítat s ohledem na krátký interval urychlování se střední hodnotou, např. pro střední polohu

$$\varphi_{stř} = \frac{1}{2} \kappa \beta$$

$$F_{1stř} = \frac{2 q_1 \cdot \eta \omega^2}{\kappa \beta} \quad (24)$$

Potom z rovnice (22) vyjde

$$\ddot{\eta} = \eta \omega^2 \left(1 + \frac{2\mu}{\kappa \beta} \right) = a \cdot \eta \omega^2 \quad (25)$$

kde: $a = 1 + \frac{2\mu}{\kappa \beta}$ lze považovat za konstantu

Řešením diferenciální rovnice (25) v příslušných mezích vychází

$$\int_{-v_p}^0 \dot{\eta} d\dot{\eta} = a \omega^2 \int_{\frac{D}{2}}^{\eta_z} \eta d\eta \quad (26)$$

$$\frac{v_p^2}{a \omega^2} = \frac{D^2}{4} - \eta_z^2 \quad (27)$$

Odtud se vypočte okamžitá poloha η_z od středu válce, v níž se částice zastaví

$$\eta_z = \left(\frac{D^2}{4} - \frac{v_p^2}{a \omega^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

Od tohoto okamžiku se částice vlivem odstředivé síly F_o začne opět pohybovat směrem odstředivým a třecí síla F_T má opačný smysl. Z pohybové rovnice (22) vyjde pro relativní zrychlení výraz

$$\ddot{\eta} = \eta \cdot \omega^2 \left(1 - \frac{2\mu}{\kappa\beta} \right) = b \cdot \eta \cdot \omega^2 \quad (29)$$

kde: konstanta $b = 1 - \frac{2\mu}{\kappa\beta} < a$ (30)

Po integraci vztahu (29) v mezích

$$\int_0^{v_r} \dot{\eta} d\dot{\eta} = b\omega^2 \int_{\eta_z}^{\frac{D}{2}} \eta d\eta$$

vyjde

$$v_r^2 = b\omega^2 \left(\frac{D^2}{4} - \eta_z^2 \right) \quad (31)$$

a dosazením z rovnice (27) plyne

$$v_r^2 = v_p^2 \cdot \frac{b}{a} = v_p^2 \cdot \frac{1 - \frac{2\mu}{\kappa\beta}}{1 + \frac{2\mu}{\kappa\beta}} \quad (32)$$

odkud vychází pro radiální rychlost výletu částice z okraje žabky

$$v_r = v_p \sqrt{\frac{\kappa\beta - 2\mu}{\kappa\beta + 2\mu}} < v_p \quad (33)$$

Je zřejmé, že vlivem tření řezanky po žabce je tato rychlost menší než rychlost vstupní v_p , a dá se očekávat, že bude značně menší, než je obvodová rychlost na okraji žabky $v_t = \frac{1}{2} \omega D$. Proto se bude vektor výletové rychlosti řezanky $\vec{v}_o = \vec{v}_r + \vec{v}_t$ jen málo směrově lišit od tangenciální složky rychlosti $\vec{v}_t$.

Uvedené teoretické řešení však platí jen za předpokladu, že částice řezanky je po celou dobu urychlována, a tím na ni působí značná normální síla F_1 od žabky.

Modifikované řešení pro případ, že urychlování řezanky proběhne již v první etapě dostředivého pohybu částice do polohy η_z , určené rovnicí (28) a od tohoto okamžiku je částice q_1 přitlačována k žabce již značně nižší silou vlivem odporu prostředí (např. $0,1 F_1$), bude založeno na pohybové rovnici

$$q_1 \ddot{\eta} = q_1 \eta \omega^2 - 0,1 \mu F_1 = q_1 \eta \omega^2 \left(1 - \frac{0,2\mu}{\kappa\beta} \right) \quad (34)$$

Integraci jako v předchozím případě vyjde modifikovaná radiální složka výletové rychlosti

$$v_r^{-2} = \bar{b}\omega^2 \left(\frac{D^2}{4} - \eta_z^2 \right) = v_p^2 \cdot \frac{\bar{b}^2}{a} > v_r \quad (35)$$

Tato radiální složka je tedy poněkud vyšší než v předchozím řešení a bylo by nutné numericky zkontrolovat oprávněnost předpokladu o přibližně tangenciálním výletu částice řezanky. Navíc je tato rychlost $v_r = \dot{\eta} \left(\frac{D}{2} \right)$ určující i pro Coriolisovu sílu, která je určena vztahem $F_{cor} = 2 q_1 \cdot \omega \dot{\eta}$, a bude třeba zkontrolovat správnost předpokladu, že ji lze zanedbat.

Stejně tak bude v tomto případě, kdy je přitlačná síla mezi žabkou a řezankou $F_n \ll F_1$, vliv tíhové síly $\vec{G}$ jen těžko zanedbatelný, ale spíše naopak, zanedbáním odporu prostředí by bylo možné vyjádřit potřebný příkon pro vynesení částice řezanky z polohy A_0 do A_2 na základě změny její potenciální energie.

Platí

$$P_{v_1} = \frac{\Delta E_p}{\Delta t} = \frac{E_{p_1} - E_{p_0}}{\frac{\beta}{\omega}} = \frac{q_1 \cdot g \cdot \frac{1}{2} d_{stř} \sin \beta}{\frac{\beta}{2\pi n}} =$$

$$= \frac{g \cdot \sin \beta}{\beta} \cdot q_1 \cdot d_{stř} \cdot \pi \cdot n = C_v \cdot q_1 \cdot \bar{v} \quad (36)$$

V tomto výrazu je g (m.s^{-2}) tíhové zrychlení a úhel β představuje společnou úhlovou dráhu částice řezanky se žabkou mezi polohami A_0 až A_2 (obr. 7). Bude-li se úhel β blížit 90° ($\beta \rightarrow \frac{\pi}{2}$), což je prakticky možné, byla by hodnota multiplikační konstanty

$$C_v(90^\circ) = \frac{2g}{\pi} = 0,625 g \quad (\text{m.s}^{-2})$$

Celkový pracovní příkon na jedné žabce je tedy podle vztahu (13)

$$P_{p1} = q_1 \cdot \bar{v} (C_o + C_u \cdot \bar{v} + C_v) = C_p \cdot q_1 \cdot \bar{v} \quad (37)$$

Pro celé dávkovací ústrojí je tento příkon zřejmě

$$P_p = r \cdot p \cdot s \cdot P_{p1} = r \cdot p \cdot s \cdot C_p \cdot q_1 \cdot \bar{v} = C_p \cdot \frac{Q_m}{n} \cdot \bar{v} \quad (38)$$

neboli

$$P_p = C_p \cdot Q_m \cdot \pi \cdot d_{stř} \quad (\text{W}) \quad (39)$$

Z tohoto vztahu je zřejmé, že celkový pracovní příkon závisí na průchodnosti dávkovacího ústrojí, neboť po označení konstanty

$$C_p \cdot \pi \cdot d_{stř} = C \quad (\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}) \quad (40)$$

je možné výraz (39) přepsat do výsledného tvaru

$$P_p = C \cdot Q_m \quad (\text{W}) \quad (41)$$

CELKOVÝ PŘÍKON POTŘEBNÝ PRO DÁVKOVACÍ ÚSTROJÍ V ČINNOSTI

Po rozběhu dávkovacího ústrojí na jmenovité pracovní otáčky n a při známém hmotnostním toku řezanky w_s na dávkovacím dopravníku (kvalitativní faktory řezanky a žabek jsou zahrnuty ve výše uvedených konstantách) je celkový potřebný příkon hnacího elektromotoru

$$P = P_p + P_z = C \cdot Q_m + M_{zr} \quad (\text{W}) \quad (42)$$

Z naměřených hodnot (obr. 3 a 4) a z hodnoty příkonu naprázdno u dopravníku DoDs-3,5 1,1 kW můžeme určit průměrný koeficient C z rovnice (42)

pro válce typu A

$$P = (0,773 - 0,866) Q_m + 1,1 \quad (\text{kW})$$

pro válce typu B

$$P = (0,471 - 0,015) Q_m + 1,1 \quad (\text{kW})$$

pro válce typu C

$$P = (0,315 - 0,416) Q_m + 1,1 \quad (\text{kW})$$

Tyto rovnice platí pro příkon celého dávkovacího dopravníku.

DISKUSE

V práci jsou popsány válce dávkovacího dopravníku, který umožňuje dávkovat řezanku od sklízecích řezaček a sběracích návěsů.

Naším úkolem byl teoretický rozbor práce dávkovacího ústrojí, který by umožnil lepší pohled na energetickou náročnost prováděné operace, popřípadě by odhalil rezervy při snižování této energetické náročnosti.

Výsledky teoretického rozboru umožňují optimalizovat konstrukci dávkovacího dopravníku na řezanku, především pak hlavního pracovního orgánu — dávkovacího ústrojí. U krytých válců se žabkami ve šroubovicích v rozpětí výkonnosti 8,0 až 13,2 t.h⁻¹ stoupal střední příkon lineárně od 1,75 do 2,30 kW a měrná spotřeba energie klesala z 0,22 na 0,174 kWh.t⁻¹.

ZÁVĚR

Předkládaná práce rozšiřuje naše poznatky o dávkování řezanky, jedné z důležitých operací sklizňových pracovních postupů. Objasňuje zejména energetickou náročnost operace dávkování v závislosti na dosahované výkonnosti.

Literatura

WIENEKE, F.: Eine Entwicklungsstudie über das Abfräsen und Dosieren von Halmgutstapeln. Landtechn. Forsch., 1967, č. 2, s. 41-46.

Došlo dne 8. 1. 1986

МАЛЕРЖ, Й. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Прага - Ржепы): Энергоемкость дозирования сечки дозирующим транспортером. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 449-460.

В данной статье описывается проект и проверка дозирующего транспортера для дозирования сечки от силосоуборочных комбайнов и полуприцепов-подборщиков. Разработка дозирующего транспортера оригинальная. Особое внимание нами уделялось дозирующему устройству, предложенному и проверенному в нескольких модификациях. Больше всего подходят крытые барабаны с сегментами ножей в винтовых канавках со средней пропускной способностью при дозировке сечки от полуприцепов-подборщиков 2,06—3,67 кг/с (дозировщик транспортер ДоДс-3,5). Эти барабаны дозировали и неизмельченные зерновые, убранные полуприцепами-подборщиками со средней пропускной способностью 0,93—1,48 кг/с. Установленная зависимость средней потребляемой мощности от производительности отдельных сравниваемых дозирующих устройств в объеме измерения носила линейный характер. У дозирующего транспортера ДоДс-3,5 и крытых барабанов с сегментами ножей в винтовых канавках в диапазоне производительности 8—13,2 т/ч росла средняя потребляемая мощность линейно от 1,75 до 2,3, удельный же расход энергии понижался с 0,22 до 0,174 кВт. ч/т. Новые рабочие узлы мы подробно проанализировали теоретически и вывели по результатам измерения уравнения для потребляемой мощности машин.

дозировочное устройство; пропускная способность; потребляемая мощность; энергоемкость

MALEŘ, J. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Řepy): *The Power Demand of the Batching of Chopped Material by a Batching Conveyor*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 449-460.

The design and testing of a batching conveyor for the batching of chopped material from chopper-harvesters and self-loading trailers are described. The design of the batching conveyor is original. Attention is mainly paid to the batching mechanism which was designed and tested in several modifications. The best variant is that with covered cylinders with knives in helices; for the batching of chopped material from self-loading trailers the average throughput of this batcher is 2.06 to 3.67 kg. s⁻¹ (batching conveyor DoDs-3,5). These cylinders were also able to batch unchopped cereals harvested by self-loading trailers at the average throughput of 0.93 to 1.48 kg. s⁻¹. Within the range of measurement, the dependence of mean power input on the performance of the compared batching mechanisms was evaluated as linear. In the DoDs-3,5 batching conveyor and the covered cylinders with knives in helices within the performance range of 8 to 13.2 t. h⁻¹, the mean power input increased linearly from 1.75 to 2.3 and specific power consumption decreased from 0.22 to 0.174 kWh. t⁻¹. The new batching mechanism was subjected to theoretical analysis and the power-input equations of the machine were derived from the results of measurement.

batching mechanism; throughput; input power; power demand

MALEŘ, J. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Řepy): *Energetische Ansprüchigkeit der Häckseldosierung beim Einsatz einer Dosierförderers*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 449-460.

In der vorliegenden Arbeit sind der Prototyp und die Testung eines Dosierförderers für die Dosierung des von Feldhäckseln und Ladewagen anfallenden Häcksels beschrieben. Die Lösung des Dosierförderers ist originell. Die grösste Aufmerksamkeit wurde der Dosiervorrichtung geschenkt, die in mehreren Ausführungen entworfen und getestet worden war. Am geeignetesten sind gedeckte Walzen mit Messern im Drall mit einer durchschnittlichen Durchgangsleistung bei der Dosierung des Häcksels von Ladewagen von 2,06 bis 3,67 kg. s⁻¹ (Dosierförderer DoDs-3,5). Solche Walzen dosierten auch ungehäckseltes Getreide, das von Ladewagen mit einer durchschnittlichen Durchgangsleistung von 0,93 bis 1,48 kg. s⁻¹ geerntet worden war. Die ermittelte Abhängigkeit des mittleren Leistungsbedarfes von der Leistung der einzelnen zu vergleichenden Dosiervorrichtungen konnte im gegebenen Messbereich als linear bewertet werden. Beim Dosierförderer DoDs-3,5 und bei den gedeckten Walzen mit Messern im Drall mit einer Leistung von 8—13,2 t. ha⁻¹ stieg der mittlere Leistungsbedarf linear von 1,75 bis auf 2,3 an und der spezifische Energieverbrauch fiel von 0,22 auf 0,174 kWh. t⁻¹ ab. Wir unterzogen die neue Arbeitsvorrichtung einer theoretischen Analyse und aufgrund der ermittelten Messergebnisse konnten wir dann Leistungsbedarfsgleichungen der Maschine ableiten.

Dosiervorrichtung; Durchgang; Leistungsbedarf; energetische Ansprüchigkeit

Adresa autora:

Doc. ing. Josef Maleř, DrSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha-Řepy

OVĚŘENÍ PARAMETRŮ ŽLABOVÝCH SUŠÁREN A NÁVRH METOD JEJICH VYUŽITÍ

R. Pawlica

PAWLICA, R. (Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha-Řepy): *Ověření parametrů žlabových sušáren a návrh metod jejich využití*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 461-472.

Princip žlabových sušáren byl ověřen na malé sušárně RTF 715 v provedení pro drobnozrnná semena. Ve zkouškách se pšenicí dosahovala sušárna výkonnosti v odpařené vodě 100 až 160 kg.h⁻¹. Měrná spotřeba tepla byla zjištěna v rozsahu 4,1 až 6,1 MJ.kg⁻¹; u standardního obilního provedení sušárny lze očekávat hodnotu na hladině 4,8 MJ.kg⁻¹, srovnatelnou se šachtovými sušárnami. Náhřev materiálu je rovnoměrný. Při srovnatelných režimech jsou poklesy klíčivosti u žlabových sušáren nižší než u sušáren šachtových. Výhodou je možnost optimálně přizpůsobit výšku vrstvy požadavkům materiálu. Sušárna nevyžaduje předčistěný materiál. Hlavní oblast použití žlabových sušáren spatřujeme při sušení špatně sypných zrnin, jako jsou semena píce a speciálních plodin a mimořádně vlhké a znečištěné obilniny. Novou kvalitou je možnost mobilního provedení žlabových sušáren. Byly zpracovány metody jejich možného využití v ČSSR: 1. Při sušení kukuřice se mohou využít jako „plnice“ ocelokolon suchým zrnem při postupném přemísťování sušárny, aniž by byla nutná výstavba posklizňových linek. 2. U obilovin lze sušárnu přemísťovat mezi oblastmi s časově posunutým obdobím žni. Sušárna zajíždí do připraveného „stání“ a obilí tepelně ošetřuje s malým odsuškem. Tím se obilí stabilizuje a má lepší vlastnosti pro další provzdušňování. 3. U semen olejnin, luskovin a speciálních plodin žlabové sušárny postupně ošetří sklizená semena sušením při postupném přemísťování mezi specializovanými jednodruhovými posklizňovými linkami a sklady od června do října.

výkonnost; měrná spotřeba tepla; rovnoměrnost náhřevu; mobilní provedení

Zabezpečení plánované produkce obilovin trvale patří k prioritním úkolům celého zemědělsko-průmyslového komplexu. Zabezpečit tento úkol ve strojně technické oblasti znamená prioritně se vyrovnat s řešením koncovky produkčního cyklu — posklizňového ošetření. V našich klimatických podmínkách, ve kterých se nadpoloviční část produkce sklízí ve vlhkém stavu, je rozhodující a nejnáročnější operací v rámci posklizňového ošetření konzervace vlhkého zrna. Rozhodující metodou konzervace i pro budoucnost zůstává teplovzdušné sušení. Proto je potřeba zabezpečit dostatečnou kapacitní základnu sušáren, ale také trvale pečovat o to, aby se zvyšovaly parametry kvality práce a celkové efektivnosti (Geržoj a Samočetov, 1955; Haber, 1956; Okuň aj., 1963; Maltrý a Pötke, 1966; Pawlica, 1972, 1985).

Velké možnosti, jak zvýšit celkovou efektivnost posklizňového ošetření, jsou také v oblasti osvojení nových principů technických řešení. Jed-

ním z nových řešení je i princip žlabových sušáren. Jeho aplikace pro naše podmínky má své opodstatnění a v určených oblastech bude znamenat přínos na kvalitativně vyšší úrovni.

Žlabové sušárny se objevily v zemích západní Evropy (zejména NSR, Francie) před několika lety a v odlišných podmínkách (malovýroba, existence služeb v sušení) se jejich využívání rychle rozšiřuje. Přispívá k tomu možnost racionálního technického řešení mobilní verze sušáren, což spolu s velkou víceúčelovostí nasazení vyúsťuje ve vysokou efektivnost.

METODA

K měření jsme použili malou sušárnu firmy Ritberg, typ RTF 785 (Firemní literatura), ve speciální úpravě pro sušení máku. Úpravy spočívaly zejména v tom, že byl snížen tepelný výkon teplovzdušného agregátu, omezeny výkony ventilátorů, instalováno speciální síto s malými otvory na dně žlabu a v dalších drobných změnách. Sušárna byla vybavena zakrytím a odsáváním prachu.

Sušárna byla instalována v lince pro posklizňové ošetření máku. Linka se skládala z příjmového koše, předzásobních větraných sil, sušárny, čističky a třídičů. Během měření byl materiál veden ze sušárny přes čističku na mobilní prostředek a byl vážen. Materiál nebyl předčištěn a ani po sušení nebyl čištěn.

Kvalitativní parametry sušení jsme posuzovali podle změn klíčivosti a rychlosti klíčení. Odebírali jsme reprezentativní vzorky materiálu na vstupu a na výstupu sušárny v intervalech 0,5 hodiny. Každý vzorek se skládal z pěti dílčích vzorků, odebíraných v minutových intervalech na dopravním pásu. Při vyhodnocení pak byly posuzovány vždy hodnoty párů vstupních a výstupních vzorků, které byly identické, tj. odpovídaly stejnému úseku toku materiálu s časovým posunem o dobu průchodu sušárnou. Časová prodleva se rovná době průchodu vzorku sušárnou τ

$$\tau = \frac{M_d}{\dot{M}_M} \quad (h)$$

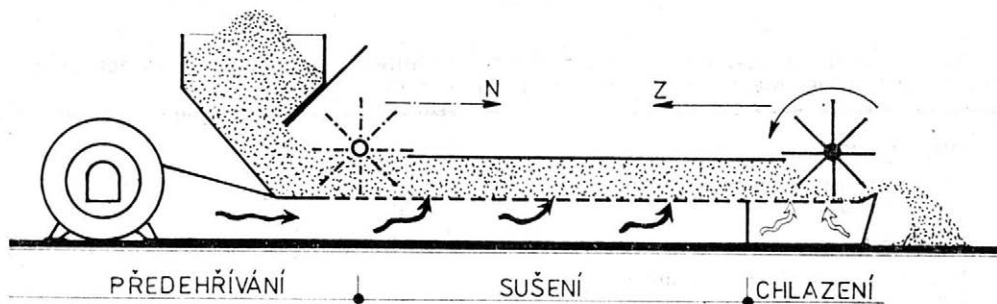
kde: M_d — hmotnost náplně sušárny a dopravní cesty mezi místy odběru vzorků (t)
 $\dot{M}_M$ — hmotnostní průtok (t · h⁻¹)

Provozní laboratorní zkoušky k ověření nového principu žlabových sušáren se konaly na vzorku malé žlabové sušárny Ritberg, upravené pro sušení máku, ve sklizňových zónách let 1981, 1982 a 1984. Vlhkost materiálu byla současně měřena elektrovlhkoměry na příjmovém a na odsunovém pásu v intervalu 15 minut, každý druhý vzorek (tj. v intervalu 30 minut) byl podroben rozboru vlhkosti vázkovou metodou v elektrické peci. Vstupní teplota sušícího vzduchu byla zaznamenána podle údajů teploměrů z vybavení sušárny v intervalech 30 minut. Náhřev zrna byl měřen v termónádobách, vzorky byly odebírány ze šesti míst žlabu vždy po projetí lopatkového rotoru v intervalech cca 60 minut. Hmotnostní průtok byl měřen na výstupu, a to dávkově vážením obsahu valníku, do kterého byl výstupní materiál odebírán v intervalech odpovídajících naplnění valníku. Ostatní doplňková měření (okolní teplota, provozní údaje) byla zaznamenávána chronologicky. Spotřeba paliva byla měřena objemově stavoznakem na předzásobní palivové nádrži.

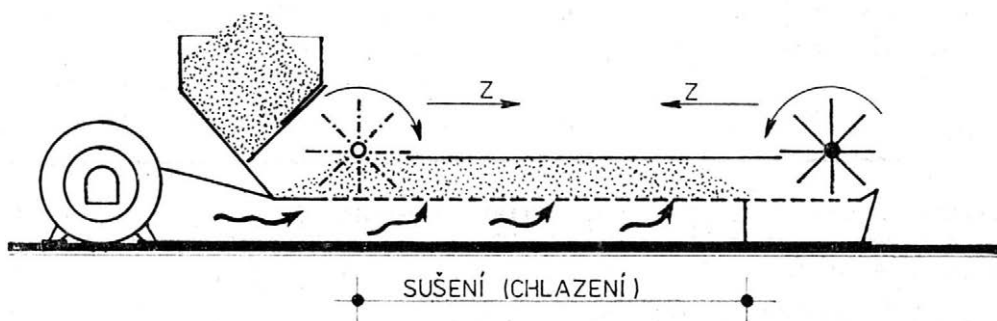
VLASTNÍ PRÁCE

POPIS PRINCIPU

Žlabové sušárny představují vyšší úroveň vývojové spirály principu sušení na profukované perforované ploše. Dřívější nevýhody tohoto způsobu jsou odstraněny novým prvkem — mechanickým míchadlem ve tvaru lopatkového rotoru. Konstrukce sušáren je velmi jednoduchá, vhod-



1. Princip žlabových sušáren — kontinuální sušení (Z — záběr, N — naprázdno) — The principle of trough-type driers — continual drying (Z — working, N — idling)



2. Princip činnosti žlabových sušáren — dávkové sušení (Z — záběr) — The principle of the work of trough-type driers — batch drying (Z — working)

ná pro stavebnicové (modulové) řešení i pro mobilní provedení. Princip funkce je patrný z obr. 1 a 2.

Sušárna je tvořena žlabem s perforovaným dnem. Po okraji žlabu je dráha, po níž se pohybuje posuvný lopatkový rotor. Na přední straně žlabu je plnicí zásobník, na zadní odsuvný šnek. Lopatky rotoru promíchávají vrstvu a při určitém modu také posunují materiál od násypky k odsunu. Vrstva materiálu je volitelná zhruba od 10 do 50 cm. Sušící vzduch je dodáván od ohřívače (výměníku) ventilátorem pod žlab, prochází vrstvou materiálu a odsávací soustavou je odváděn do okolí. Poslední třetina žlabu je použita pro chlazení.

Sušárna může pracovat kontinuálně nebo dávkově. Při kontinuálním sušení má rotor aktivní pohyb (záběr) jen při pohybu směrem k násypce (obr. 1): Lopatky na obvodu opisují epicykloidu a přemísťují vrstvu zrna od násypky k výpadu. Zpětný posuv rotoru je pasivní.

Při dávkovém sušení (obr. 2) má rotor aktivní pohyb při pojezdu vpřed i vzad. V tomto případě je vrstva materiálu přemísťována o malý úsek oběma směry. Stejným způsobem se po vysušení vychladí okolním vzduchem a následuje vyprázdnění. Při sušení dávek je nutné uzavřít šoupátko ve výpustném otvoru násypky.

TECHNICKÉ ŘEŠENÍ

Pro dokreslení vlastního technického řešení žlabových sušáren uvedeme základní technické údaje vybraných typů jednoho reprezentativního

Označení typu		30	50	70
Jmenovitý průtok hmoty při sušení z 35 % na 15 %	t.h ⁻¹	2,0	3,3	6,0
Výkonnost v odpařivosti	kg.h ⁻¹	470	780	1400
Jmenovitý průtok hmoty při sušení z 20 % na 16 %	t.h ⁻¹	5,4	7,8	9,0
Výkonnost v odpařivosti	kg.h ⁻¹	260	370	430
Výkon tepelného agregátu	kW	580	1050	1750
Příkon elektrické energie	kW	21,7	26,7	49,9
Rozměry: — délka	m	8,8	11,8	13,3
— šířka	m	2,8	2,8	3,8
— výška	m	2,0	2,0	2,0

výrobce z NSR — firmy Laxhuber (tab. I). Tento výrobce dodává výkonostní řadu s označením MS, GS, GF a MF o velikosti 5, 10, 20, 30, 40, 50, 60 a 70, v níž:

- GS — stacionární typ pro obiloviny,
- GF — mobilní typ pro obiloviny,
- MS — stacionární typ pro kukuřici,
- MF — mobilní typ pro kukuřici.

Výrobce doporučuje sušárny k sušení kukuřice, obilí, řepky, luskovin, slunečnice, rýže, granulátů, semene řepky, zelené hmoty píce, slepčího trusu, ovocné drti, stromové kůry, kakaa a podobně (Firemní literatura).

Vstupní teplota sušícího vzduchu je nastavitelná od 40 do 120 °C. Pojezdové cykly rotoru jsou řízeny pomocí časových relé. Průchodnost je určována výškou vrstvy a četností přejezdů. Sušárny jsou vybaveny teplo-vzdušnými výměníky s udanou účinností 90 %.

PODMÍNKY MĚŘENÍ

Speciální úprava žlabové sušárny RFT 785 pro sušení máku měla vliv na dosažené výsledky. Malá světlost perforovaného dna žlabu neumožnila dosáhnout potřebného průtoku sušícího vzduchu. Instalovaný hořák neumožnil ohřev vzduchu na teplotu vyšší než 80 °C. Tato teplota je pro mák dostatečná, pro obilí by však bylo vhodné použít teploty 100 až 120 °C. Snaha udržet co nejvyšší hodnoty vedla k častému přerušení provozu přetížením ventilátoru nebo hořáku a k přerušení procesu.

V krátkém období vyhrazeném pro měření bylo obtížné zajistit v dané oblasti vlhký materiál. V první sezóně se pro technické závady nepodařilo uvést zařízení do trvalého provozu. Ve druhé sezóně byl dovezen materiál o nevhodně vysoké vlhkosti a značně znečištěný (zkoušky č. 4 až 7 podle tab. II). Ve třetí sezóně měl materiál odpovídající vlhkost, bylo jej však k dispozici pouze malé množství. Tyto skutečnosti je nutné brát v úvahu při interpretaci výsledků měření.

II. Výsledky základních zkoušek — Results of the basic tests

Číslo zkoušky	Teplota sušícího prostředí °C	Vlhkost zrna			Hmotnostní průtok t . h ⁻¹	Výkonnost v odpařivosti kg . h ⁻¹
		vstup	výstup	odsušek		
		%				
4	75,0	20,40	11,73	8,68	0,98	106,86
5	74,3	20,45	12,25	8,20	1,00	103,08
6	72,8	20,96	13,68	7,29	1,05	96,84
7	79,5	21,60	12,56	9,04	1,10	126,84
11	80,0	19,09	13,48	5,61	1,58	109,55
12	82,5	19,99	14,75	4,34	3,06	164,14

VÝKONNOSTNÍ PARAMETRY

Výsledky několika základních zkoušek obsahuje tab. II. Po ustálení poměrů trvala zkouška čtyři až šest hodin. Výkon tepelného agregátu je charakterizován údaji vstupní teploty sušícího vzduchu. U zkoušek č. 4 až 7 byl materiál velmi vlhký a sušárna byla seřizena na pomalý průtok, takže výstupní vlhkost byla příliš nízká — odsušek se pohyboval od 7 do 9 %.

Výkonnost je udávána v tzv. odpařivosti M_w , která vyjadřuje hmotnost odpařené vody ze zrna za jednotku času. Je definována:

$$M_w = M_{M_1} \frac{\Delta \omega}{100 - \omega_2} \quad (\text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$$

nebo

$$M_w = \frac{\Delta \omega}{100 - \omega_1} \cdot M_{M_2} \quad (\text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$$

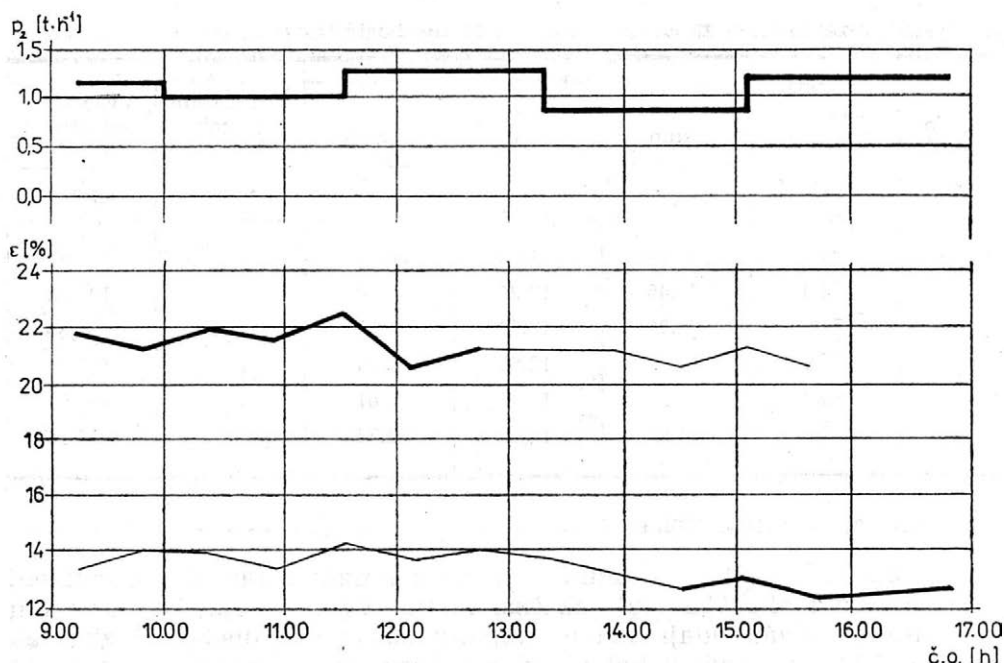
přičemž

$$M_{M_1} = M_{M_2} \frac{100 - \omega_2}{100 - \omega_1}$$

kde: ω_1 — vstupní vlhkost materiálu (‰)
 ω_2 — výstupní vlhkost materiálu (‰)
 $\Delta \omega$ — odsušek (‰)
 M_{M_1} — hmotnostní průtok vstupního materiálu (t . h⁻¹)
 M_{M_2} — hmotnostní průtok výstupního materiálu (t . h⁻¹)

Výkonnost sušárny v odpařivosti se u zkoušek č. 4 až 7 pohybovala od 100 do 120 kg . h⁻¹. U zkoušek č. 11 a 12, u nichž byla vstupní vlhkost 19 % a výstupní vlhkost se podařilo seřadit na standardní meze, se dosažená výkonnost pohybovala v mezích 110 až 160 kg . h⁻¹. Představu o průběhu hlavních veličin během základní zkoušky udává graf na obr. 3.

V horní části obr. 3 jsou charakterizovány změny hmotnostního průtoku, vyvolané regulačními zásahy. Ve spodní části jsou charakterizovány průběhy vstupní a výstupní vlhkosti. Tučné úseky představují sobě odpovídající hodnoty. Při velkých odsušcích je časový posun příliš velký a regulace procesu je z důvodu opožděné informace velmi nesnadná.



3. Charakteristika základní zkoušky — Characteristics of the basic test

ω — vlhkost zrna

č. o. — časová osa

p_z — hmotnostní průtok

S použitím aproximace lze určit, že při optimálních parametrech seřízení a u obilní verze sušárny je možné u daného typu očekávat špičku výkonnosti daného typu v rozmezí 180 až 210 $kg \cdot h^{-1}$. Z toho lze vyvodit, že žlabová sušárna s výkonností požadovanou našimi ATP by byla značně rozměrná.

MĚRNÁ SPOTŘEBA TEPLA

Měrná spotřeba tepla charakterizuje provozní vhodnost určitého principu řešení sušárny i konstrukční dokonalost konkrétního typu v rámci daného principu. Nejnižší měrné spotřeby při sušení obilovin dosahuje princip sušení v tenké profukované vrstvě, konstrukčně řešený formou šachtových sesypných sušáren. Jejich průměrná srovnávací hodnota (bez přídatných zařízení na úspory tepla) je 4800 $kJ \cdot kg^{-1}$.

Hodnoty měrné spotřeby, dosažené při ověřování zmíněné sušárny RFT 785, udává tab. III. K interpretaci výsledků platí již uvedená omezení. Nejnižší měrné spotřeby bylo dosaženo u zkoušky č. 12 — 4,1 $MJ \cdot kg^{-1}$. U této zkoušky byla vysoká výstupní vlhkost materiálu a vysoká teplota sušicího prostředí. U zkoušky č. 11 je možné konstatovat, že byla ovlivněna v opačném směru. Hodnota měrné spotřeby 5 $MJ \cdot kg^{-1}$ u zkoušky č. 7 představuje průměrnou hladinu pro daný typ.

S použitím aproximace lze odhadnout, že při optimálních parametrech seřízení a u obilní verze sušárny je možné očekávat pokles měrné spotřeby tepla o 5 až 10 %, tedy na hodnoty srovnatelné s hodnotami dosahovanými u běžných sesypných sušáren.

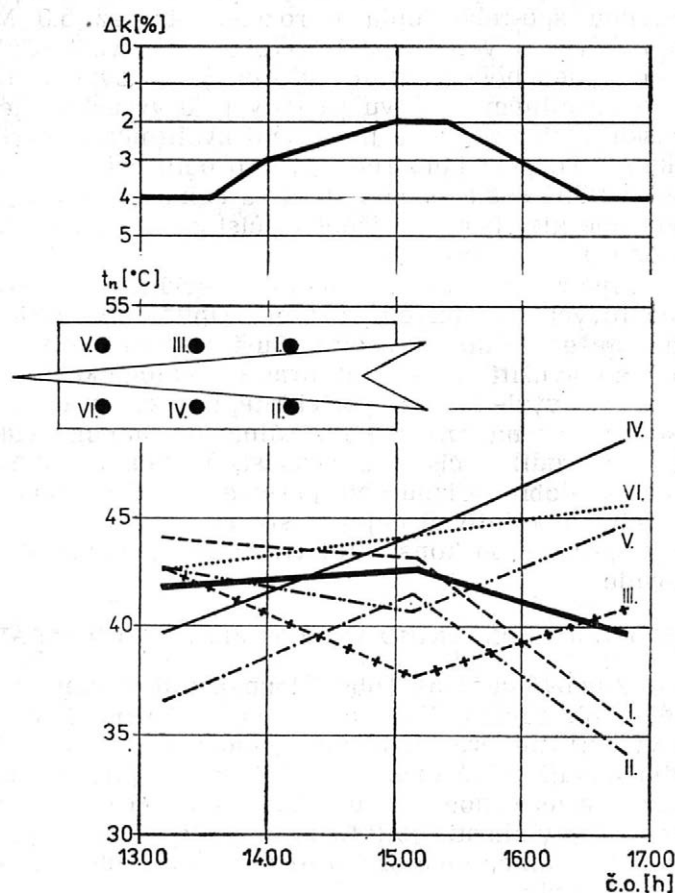
III. Měrná spotřeba energie — Specific power consumption

Číslo zkoušky	Trvání zkoušky	Spotřeba paliva	Výkonnost v odpařivosti	Měrná spotřeba tepla
—	h	kg.h ⁻¹		kJ.kg ⁻¹
7	4	14,9	126,84	4970
11	6	15,7	109,55	6050
12	5	16,1	164,14	4160

KVALITA SUŠENÍ

Rozhodující veličinou pro indikaci změn kvality zrna během sušení je nejvyšší dosažená teplota zrna, označovaná jako náhřev.

Náhřev byl měřen v šesti místech žlabu, vždy po promíchání roto-rem. Místa odběrů vzorků i výsledky dosažené během jedné základní zkoušky znázorňuje obr. 4. Lze konstatovat, že zrno bylo již na začátku žlabu velmi rychle nahřáto, během dalšího posunu ve žlabu se náhřev po-



4. Průběh poklesu klíčivosti Δk a průběhu náhřevu zrna t_n (č. o. — časová osa) — The germination reduction Δk and the grain heating t_n (č. o. — time axis)

hyboval v rozmezí 50 až 60 °C. Pokles klíčivosti se pohyboval mezi 2 až 4 %, u některých zkoušek byl i vyšší; extrémní hodnota byla 7 %. Vztáhneme-li poklesy klíčivosti k použitým režimům sušení a tyto režimy transformujeme na poměry sesypných sušáren, můžeme vyvodit, že poklesy klíčivosti jsou u žlabových sušáren nižší, než by tomu bylo u sušáren sesypných.

Z hlediska ovlivnění kvality materiálu v procesu sušení u žlabových sušáren lze konstatovat, že náhřev materiálu je velmi rovnoměrný. Přejezdem lopatkového rotoru se přemísťují vrstvy zrna ode dna na povrch a naopak a celkově se dobře promísí. Intenzita promíchání je vázána na četnost přejezdů lopatkového rotoru a při konstantní průchodnosti také na výšku vrstvy. Proto při sušení biologicky hodnotného materiálu, jakým jsou osiva, sladovnické ječmeny a potravinářské obilí, je výhodné pracovat s menší vrstvou obilí, a tedy s častými přejezdy lopatkového rotoru.

DISKUSE

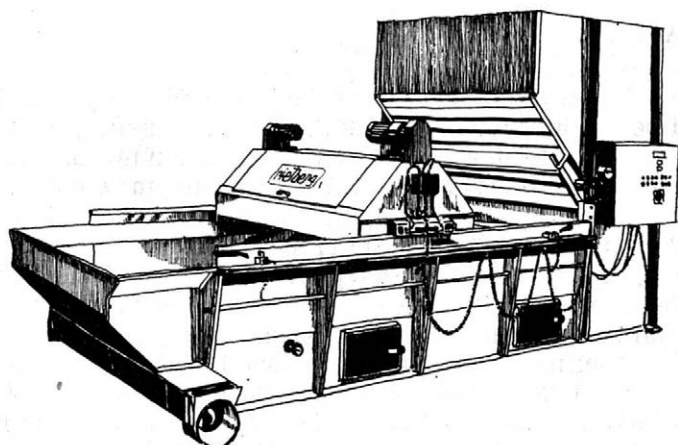
POROVNÁNÍ SESYPNÝCH A ŽLABOVÝCH SUŠÁREN

Šachtové sesypné sušárny mají ze všech známých principů nejmenší měrnou spotřebu tepla v rozmezí 4,5 až 5,0 MJ . kg⁻¹. Jsou vhodné zejména pro velkokapacitní řešení — zvětšování výšky nečiní obtíže. Hlavní nevýhodou těchto sušáren je nerovnoměrnost sušení, projevující se v rozdílném náhřevu (a tedy i ve vysušení) jednotlivých obilí, což působí obtíže zejména při sušení kvalitních materiálů (osiva, potravinářské obilí). Jsou konstruovány pro obilí, ostatní zrnité materiály buď vůbec nejdou sušit, nebo se suší za cenu úprav a vždy se zvýšenou spotřebou energie. Jsou náročné na čistotu materiálu. Extrémní vlhkosti způsobují poruchy procesu.

Spotřeba tepla u žlabových sušáren je srovnatelná se spotřebou šachtových sesypných sušáren. Optimální velikost žlabových sušáren má spíše střední kapacitu. Suší naprosto rovnoměrně, je předpoklad plného využití těsně pod hranicí biologického limitu náhřevu, a tedy i lepšího výsledku ve spotřebě tepla u osiva a potravinářského obilí. Nejsou citlivé na rozdílné fyzikálně mechanické vlastnosti materiálu, tzn. ani na podíl nečistot a příměsí. Možností nastavit tloušťku vrstvy lze vlastně dobře přizpůsobit parametry sušení potřebám materiálu, a tím dosáhnout relativně nejmenší spotřeby tepla. Je to důležité např. u kukuřice, pro kterou konstantní vrstva u sesypných sušáren cca 10 cm nevyhovuje.

MODEL RACIONÁLNÍHO VYUŽITÍ ŽLABOVÝCH SUŠÁREN

Žlabové sušárny (obr. 5) umožňují přehodnotit přístup k posklizňovému ošetřování. Nevyžadují posklizňovou linku v současném pojetí s výkonnými předčističkami, zásobníky, dopravníky a čističkami, které představují velké investice. Žlabovou sušárnou lze přímo sušit sklizenou hmotu a usušenou hmotu ukládat do jakéhokoliv skladu. Není citlivá na extrémní vlhkosti. Je-li to nutné, lze čistit mimo špičku v průběhu skladování. U krmného materiálu to znamená záchranu nejméně 1 % hmoty pro krmné účely.



Zcela novou kvalitou je vhodnost žlabových sušáren pro mobilní provedení. Možnosti využití:

1. Kukuřice. V kukuřičných oblastech ČSSR jsou posklizňové kapacity jen velmi nedostatečně vybaveny — je to logické, pro obilí zde sušárny nejsou nutné. Přesuny kukuřice, dosud prováděné, ovlivňují její kvalitu. Zde by mohla žlabová sušárna sloužit jako plnič skladů (nevyužitých halových skladů, kolon, menších prostorů) tak, že se bude přesouvat od jednoho skladu ke druhému a přenosnými transportéry naplní sklad suchým stabilizovaným produktem. Lze ji využít i jako součásti posilové zálohy pro zvládnutí zvýšeného materiálového toku při nasazení posil sklízecích mlátiček v ohrožených oblastech.

2. Obilniny. Využití pro obsluhu několika příjmových linek v místech s časově posunutým obdobím žní (např. 14 dní v oblasti se začátkem žní 15. 7., 14 dní v oblasti s jejich začátkem od 1. 8. atd.). Vhodné je jejich využití při výstavbě manipulačních skladů podle koncepce ZZN, u nichž lze bez investiční činnosti rychle řešit pouze výstavbu skladu. Sklad pak může být vybaven — v humidních oblastech — jen standardním provětráváním. Žlabová sušárna potom bude sušit pouze na vlhkost 17 %, zbytek se dosuší aktivní ventilací. Mobilní sušárnu lze také použít jako součást státní rezervy pro případ kritických žní, nebo jako součást kooperační výpomoci.

3. Speciální plodiny, semenářství, luskoviny atd. Při koncentraci výroby v posledním období vznikla technická nezajištěnost až už v podnicích Osevy, nebo ve specializovaných zemědělských podnicích. Zde lze očekávat vysoký přínos v možnosti využít mobilní sušárnu v několika lokalitách v průběhu roku: např. KSP Oseva řeší v rámci kraje zpracování řepky v lokalitě A koncem června, travin v místě B v červenci, lnu v místě C v červenci až srpnu, cukrovky semenice a řepy v místě D v srpnu a bobu v místě E v září. Mobilní žlabová sušárna, pro niž bude ve všech místech předem vybudováno stání s přípojkami, vyřeší konzervaci několika plodin a bude využita téměř čtyři měsíce (proti dosavadním zhruba dvěma týdňům kampaně v jednom místě).

Princip žlabových sušáren byl ověřen na vzorku malé sušárny firmy Ritberg, dovezené ve speciálním provedení pro sušení máku. Zkušební provoz u pšenice byl ovlivněn technickým omezením speciálního provedení, charakterem materiálu a časovým omezením provozovatele.

Z ověřování vyplývá, že sušárna dosáhla očekávané výkonnosti (2 t. h^{-1} při 5% odsušení) při měrné spotřebě tepla mírně vyšší, než je spotřeba běžných sesypných sušáren. Z hlediska rovnoměrnosti náhřevu, a tedy vlivu na kvalitu sušení, je tento princip ve srovnání s běžnými sesypnými sušárnami lepší.

Mobilního provedení žlabových sušáren s vysokým výkonem — až 8 t. h^{-1} kukuřičného zrna při snížení vlhkosti z 30 na 15 % (typ MF 70 fy Laxhuber) — by bylo možné využít jako plniče manipulačních skladů. Vhodné je využití žlabových sušáren pro sušení speciálních a špatně sypných materiálů, jako je např. mimořádně vlhké a znečištěné zrna, směsí semen s částmi rostlin apod. Jako vhodné se ukazuje i uplatnění v semenářství pěstnic a speciálních plodin.

Literatura

- Firemní literatura fy Laxhuber, Ritberg, Goldsaat — NSR.
 Firemní literatura fy LAW — Francie.
 GERŽOJ, A. P. — SAMOČETOV, V. F.: Sušení zrní. Praha, Státní zemědělské nakladatelství 1955. 262 s.
 HABER, J.: Strojní sušení. Praha, Státní nakladatelství technické literatury 1956. 336 s.
 MALTRY, W. — PÖTKE, E.: Technika poľnohospodárskeho sušiarstva. Bratislava, Státne nakladateľstvo poľnohospodárskej literatúry 1966. 490 s.
 OKUŇ, G. S. — PTICYN, S. D. — ČIŽIKOV, A. G.: Ustanovka dlja suški zerna za rubežom. Moskva, ISLŽP 1963. 225 s.
 PAWLICA, R.: Sušení zrna přímým a nepřímým ohřevem. [Zpráva Z-903.] Praha-Repy, Výzkumný ústav zemědělské techniky 1972. 44 s.
 PAWLICA, R.: Nové metody sušení různých druhů zrní. [Zpráva 1960.] Praha-Repy, Výzkumný ústav zemědělské techniky 1985. 45 s.

Došlo dne 5. 3. 1986

ПАВЛИЦА, Р. (Научно-исследовательский институт сельхозтехники, Прага-Ржепы): Проверка параметров желобчатых сушилок и методы их применения. Земѣд. Techn., 32, 1986 (8): 461-472

Принцип желобчатых сушилок проверялся на малой сушилке RFT 715 для мелкозерных семян. В испытаниях с пшеницей производительность сушилки в испаренной воде составляла 100–160 кг/ч. Удельный расход тепла был установлен в диапазоне 4,1–6,1 МДж/кг, у стандартной зерновой конструкции сушилки предполагается на уровне 4,8 МДж/кг, сравнимом с шахтными сушилками. Материал обогревается равномерно. При сравнимых режимах понижение всхожести и желобчатых сушилок меньше, чем у шахтных сушилок. Преимущества заключаются в оптимальном приспособлении высоты слоя требованиям материала. Для сушилки необязателен предварительно очищенный материал. Главная область применения желобчатых сушилок заключается в сушке не слишком сыпучих зерновых, как например, семена кормовых и специальных культур, слишком влажные и загрязненные зерновые. Новым качеством считается возможность мобильной конструкции желобчатых сушилок. Были разработаны методы их возможного использования в СССР: во-первых, при сушке кукурузы их можно использовать в качестве «наполнителей» стальных колес сухим зерном при постепенном перемещении сушилки без необходимости в создании послеуборочных линий;

во-вторых, у зерновых сушилку можно перемещать между областями, приурочивая к уборке. Сушилка въезжает в подготовленное место и обрабатывает зерно горячим воздухом с малыми уссушками. Зерно при этом стабилизируется и улучшает свое свойство для дальнейшей обработки (аэрации); в-третьих, у семян масличных, зернобобовых и специальных культур желобчатые сушилки постепенно подсушивают семена при постепенном перемещении между специализированными одновидовыми послеуборочными линиями и складскими помещениями с июня до октября.

производительность; удельный расход тепла; равномерность нагрева; мобильная конструкция

PAWLICA, R. (Research Institute of Agricultural Engineering, Praha-Řepy): *Testing the Parameters of Trough-Type Driers and Proposed Methods of their Use*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 461-472.

The principle of trough driers was tested on a small RFT 715 drier (the small-grain variant). In the tests with wheat, the performance of the drier was 10—160 kg of water evaporated per hour. The specific consumption of heat was 4.1 to 6.1 MJ per kg; in the standard model of the drier for cereals the specific heat consumption can be expected to be 4.8 MJ per kg, which is comparable with shaft driers. The material heats evenly. With comparable regimes, the reduction of seed germination is lower in the trough driers than in the shaft driers. An advantage is seen in the possibility of optimally adjusting the thickness of layer according to the requirements of the material. No pre-cleaning of the grain is required. The trough driers are intended to be used mainly for the drying of rather non-loose grain, such as the seeds of fodder crops, special crops, and extraordinarily wet cereals with a high content of impurities. The trough driers can also be manufactured in a mobile variant. Methods of their possible use in Czechoslovakia have been worked out: 1. For maize drying they can be used as a facility for filling the steel store barns with dry grain without building post-harvest treatment lines (the mobile drier can be moved step by step as the store is filled). 2. The mobile drier can be transported between the areas with different cereal-harvesting periods. The drier is located at a prepared "stand" where only a small proportion of moisture is removed from the grain; in this way the grain is stabilized and ready for further aeration. 3. Harvested seeds of oil-bearing crops, legumes and special crops are treated by drying, the drier being moved step by step between the specialized single-crop post-harvest lines and stores from June to October.

performance; specific consumption of heat; uniformity of heating; mobile model

PAWLICA, R. (Forschungsinstitut für Landtechnik, Praha-Řepy): *Überprüfung der Parameter der Trogtrockner und Entwurf der Methoden zu deren Ausnutzung*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 461-472.

Das Prinzip der Trogtrockner wurde an einem kleinen Trockner RFT 715 in Ausführung für kleinkörnige Samen überprüft. In Prüfungen in bezug auf Weizenkörner wies der Trockner eine Leistung im Verdampfwasser von 100 bis 160 kg.h⁻¹ auf. Der spezifische Wärmeverbrauch betrug 4,1 bis 6,1 MJ.kg⁻¹, bei der Standardausführung des Trockners auf Getreide können wir einen Wert von 4,8 MJ.kg⁻¹ erwarten, der mit entsprechenden Schachttrocknern vergleichbar ist. Die Erwärmung des Materials ist regelmässig. Bei vergleichenden Regimes ist der Abfall der Keimfähigkeit bei den Trogtrocknern niedriger als bei den Schachttrocknern. Ein Vorteil besteht in der Möglichkeit die Schichthöhe den Anforderungen des gegebenen Materials anzupassen. Der Trockner erfordert kein vorgereinigtes Material. Das Hauptgebiet der Ausnutzung der Trogtrockner sehen wir in der Trocknung von schlecht schüttbaren Getreidearten, z. B. von Futterpflanzensamen, von Samen von speziellen Kulturen und von ausserordentlich feuchten und verunreinigten Getreidearten. Eine neue Qualität besteht in der Möglichkeit einer mobilen Ausführung der Trogtrockner. Es wurden Methoden deren möglichen Ausnutzung in der ČSSR bearbeitet: 1. bei der Maistrocknung können sie als „Füller“ zur Beschickung der Stahlsilos mit trockenem Korn bei systematischer Umstellung des Trockners herangezogen werden, ohne dass der Aufbau von Nacherntestrasen nötig wäre. 2. bei Getreidearten kann der Trockner zwischen Gebieten mit zeitlich verschobenem

Erntetermin umgestellt werden. Der Trockner führt in einen vorbereiteten „Stand“ ein und behandelt thermisch das Getreide mit einer niedrigen Feuchtigkeit. Dadurch wird das Getreide stabilisiert und hat bessere Eigenschaften für eine weitere Durchlüftung. 3. bei Samen von Ölfrüchten, Leguminosen und speziellen Kulturen behandeln die Trogtrockner systematisch die geernteten Samen durch Trocknung bei einer systematischen Umstellung und Verschiebung zwischen spezialisierten Nacherntestrassen für eine einzige Getreideart und Lagerhäusern von Juni bis Oktober.

Leistung; spezifischer Wärmeverbrauch; Gleichmässigkeit der Erwärmung; mobile Ausführung

Adresa autorů:

Ing. Rudolf Pawlica, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, K šancím 50, 163 07 Praha-Řepy

ZISŤOVANIE KOEFICIENTU ZAPLNENIA DÁVKOVACEJ KOMORY PRI DÁVKOVANÍ TVAROVANÝCH KRMÍV OBJEMOVÝM DÁVKOVAČOM

S. Zeman

ZEMAN, S. (Vysoká škola poľnohospodárska, Nitra): *Zisťovanie koeficientu zaplnenia dávkovacej komory pri dávkovaní tvarovaných krmív objemovým dávkovačom*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 473-482.

Sledovali sme koeficient zaplnenia dávkovacej komory pri dávkovaní tvarovaných krmív o priemere granúl 7 a 12 mm u objemového komôrkového dávkovača. Boli vyhodnocované koeficienty pri frekvencii otáčok dávkovača 0,257 ot.s⁻¹, 0,35 ot.s⁻¹ a 0,42 ot.s⁻¹ pri rôznom počte a objeme dávkovacích komôr.

frekvencia otáčania; dávkovacie komory; objem komôr

Základným predpokladom pre úspešné uplatnenie veľkovýrobných postupov v chove dojníc je okrem iného zavádzanie komplexne mechanizovaných liniek kŕmenia s využitím prvkov automatizácie. Technická úroveň týchto prvkov rozhodujúcim spôsobom zníži spotrebu ľudskej práce.

Dávkovacie zariadenia používané v chove hospodárskych zvierat musia spĺňať tzv. zootechnické požiadavky. Pre jaderné a tvarované krmivá sú to tieto požiadavky:

- zariadenie nesmie ovplyvňovať zrnitosť materiálu, znečisťovať a nadmerne rozprašovať krmivo,
- zariadenie musí umožniť zmenu vlhkosti dávky v rozmedzí 0,5—4,0 kg na jedno zviera a jedno kŕmenie,
- určená dávka jaderných krmív musí byť zvieratám nadávkovaná s presnosťou $\pm 5\%$ od požadovanej hmotnosti kŕmnej dávky.

Presnosť dávkovania vplýva na hodnotu koeficientu zaplnenia dávkovacej komory. V a l d m a n (1980) vo svojej práci dosiahol koeficient zaplnenia $0,85 \div 0,93$.

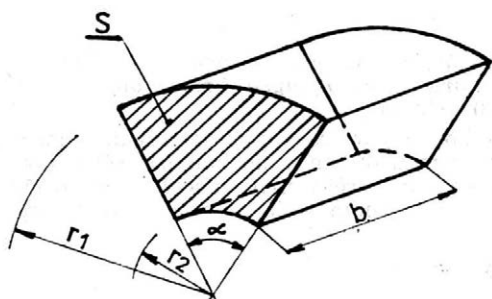
Koeficient zaplnenia závisí od geometrického tvaru komôrky, frekvencie otáčok, použitého krmiva a od ďalších faktorov (K o n a k o v, 1977; K e j í k, 1981; Z e m a n, 1983). Zvyšovaním frekvencie otáčok dávkovača klesá súčiniteľ zaplnenia. Odporúča sa, aby otáčky dávkovača neboli väčšie ako $0,5 \div 0,6$ ot.s⁻¹ (K e j í k, 1981).

MATERIÁL A METÓDA

Merania sme uskutočnili na funkčnom turniketovom dávkovacom modeli (Zeman, 1983).

Pre experimenty sme použili tvarované krmivá:

- krmná zmes PBK: priemer granúl 7 mm
merná hmotnosť: $\rho = 684,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
podiel vlhkosti: 9,84 %
dĺžka granúl: 13,43 mm
- kukurica — úsušok: priemer granúl 12 mm
merná hmotnosť: $\rho = 574,6 \text{ mm}$
podiel vlhkosti: 9,75 %
dĺžka granúl: 22,19 mm



1. Schéma objemu jednej komory —
Diagram of the volume of a chamber

Pri zisťovaní koeficientu zaplnenia sme si určili objem komory (obr. 1). Pri výpočte objemu komory sme vychádzali z konštrukčných parametrov dávkovača. Plochu S sme určili z geometrického tvaru výseku medzikružia:

$$S = \frac{\alpha \cdot \pi}{360} (r_1^2 - r_2^2) \quad (\text{m}^2)$$

kde: α — vrcholový uhol ($\alpha = 45^\circ$)

r_1 — vonkajší polomer dávkovača ($r_1 = 10,25 \cdot 10^{-2} \text{ m}$)

r_2 — vnútorný polomer ($r_2 = 4,4 \cdot 10^{-2} \text{ m}$)

Objem komory V vypočítame:

$$V = S \cdot b \quad (\text{m}^3)$$

Pretože steny komôr sú pospájané kútovými zvarmi, vypočítaný objem V bude menší o objem, ktorý vznikol zvarom V_{zv} . Potom skutočný objem komory je:

$$V_{sk} = V - V_{zv} \quad (\text{m}^3)$$

Skutočné vypočítané objemy komory, pre ktoré bol koeficient zaplnenia zisťovaný, boli: $2,933 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$; $4,121 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$; $4,978 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ a $5,826 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$. Okrem tohoto parametra sme zisťovali závislosť koeficientu zaplnenia od frekvencie otáčania, a to pre 0,257 ot.s $^{-1}$; 0,35 ot.s $^{-1}$; 0,42 ot.s $^{-1}$; a od počtu vyprázdňovacích komôr 1, 2, 4, 6, 8.

Na základe nadávkovaného množstva (Zeman, 1983), objemu komory a objemovej hmotnosti sme určili koeficienty zaplnenia komory.

Vyhodnocovali sme pomocou programovacieho jazyka FORTRAN na počítači EC 1030 v Ústave výpočtovej techniky Vysokej školy poľnohospodárskej v Nitre.

Pri výpočte na samočinnom počítači boli vo všetkých variantoch sledované zmeny frekvencie otáčania dávkovača a zmeny počtu vyprázdnených komôr v závislosti od zvoleného objemu komory dávkovača.

Model a popis komôrkového dávkovača a jeho funkciu uvádzajú Zeman a i. (1986).

Vypočítané koeficienty zaplnenia boli spracované graficky v závislosti od objemu dávkovacej komory, frekvencie otáčok a od počtu vyprázdňovaných komôr.

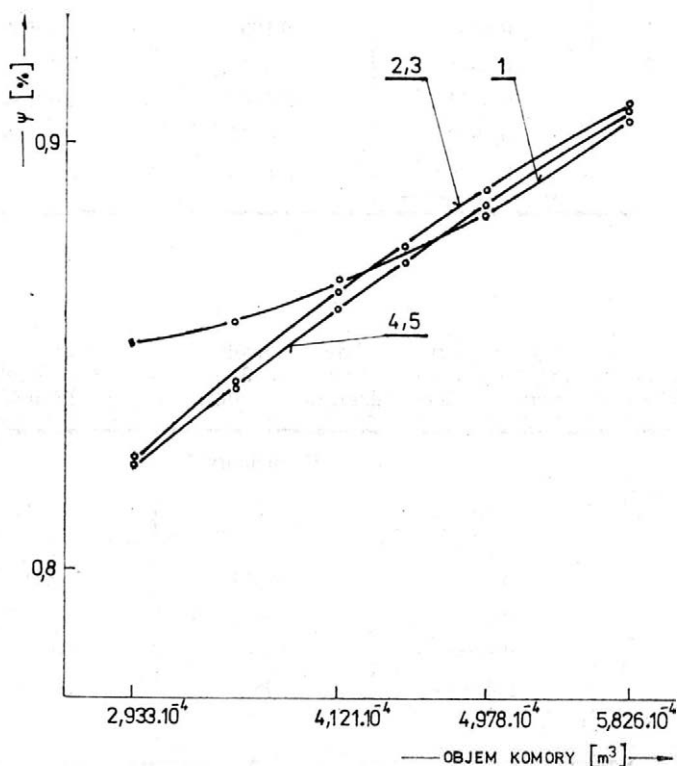
Z pohľadu dávkovania splňa koeficient zaplnenia dávkovacích komôr veľmi dôležitú úlohu pri dávkovaní.

Z nameraných hodnôt koeficientu zaplnenia Ψ ako jedného z ukazovateľov možno usúdiť, že veľkosť a presnosť dávkovaného množstva m vplýva na hodnotu Ψ . S množstvom materiálu prisúvaným do dávkovacej komory sa koeficient zaplnenia znižuje, resp. zvyšuje (obr. 1).

Výsledky získané u tvarovaného krmiva o priemere 7 mm sú zaznamenané na obr. 2—4. Pri frekvencii otáčania dávkovača $0,257 \text{ ot. s}^{-1}$ bola maximálna hodnota $\Psi = 0,9116 \%$ dosiahnutá pri dávkovaní dvoch vyprázdňovacích komôr a pri objeme $5,826 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ (obr. 2). Postupným zvyšovaním frekvencie otáčania sa koeficient zaplnenia zmenšuje. Najnižšiu hodnotu koeficientu zaplnenia $\Psi = 0,8000 \%$ sme dosiahli pri frekvencii otáčania $0,42 \text{ ot. s}^{-1}$ a pri objeme $2,933 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ (obr. 4). Výsledky ukazujú, že koeficienty zaplnenia boli najlepšie pri jednej a dvoch komorách pri všetkých troch frekvenciách otáčania dávkovacieho zariadenia. Najpriaznivejšie koeficienty zaplnenia sme namerali pri frekvencii otáčok $0,257 \text{ ot. s}^{-1}$ a $0,35 \text{ ot. s}^{-1}$. Závislosť je charakterizovaná krivkami druhého stupňa podľa rovnice

$$\Psi = a + b \cdot x + c \cdot x^2$$

kde: Ψ — koeficient zaplnenia (%)
 a, b, c — koeficienty
 x — objem komory (m^3)



2. Priebeh koeficientu zaplnenia u tvarovaného krmiva o priemere granúl 7 mm v závislosti od objemu komory pri frekvencii otáčok $0,257 \cdot \text{s}^{-1}$ — The filling coefficient for granular feed (granule diameter 7 mm) in relation to chamber volume at $0.257 \text{ rev. per second}$

Obr. 2 až 7: pozície 1, 2, 3, 4, 5 = počet vyprázdňovacích komôr

I. Koeficienty zaplnenia a indexy korelácie pre tvarované krmivo o priemere granul 7 mm pri frekvencii otáčania $0,257 \cdot s^{-1}$ — Filling coefficients and correlation indices for granular feed (granule diameter 7 mm) at 0.257 revolutions per second

Počet komôr	Koeficienty			Index korelácie
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	
1	0,8680	-0,0166	0,00393	0,9906
2	0,6954	0,0518	-0,00259	0,9882
4	0,7151	0,0424	-0,00156	0,9952
6	0,7144	0,0418	-0,00150	0,9882
8	0,7270	0,0368	-0,00102	0,9885

II. Koeficienty zaplnenia a indexy korelácie pre tvarované krmivo o priemere granul 7 mm pri frekvencii otáčania $0,35 \cdot s^{-1}$ — Filling coefficients and correlation indices for granular feed (granule diameter 7 mm) at 0.35 revolutions per second

Počet komôr	Koeficienty			Index korelácie
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	
1	0,5956	0,1053	-0,00836	0,9872
2	0,6071	0,0913	-0,00702	0,9817
4	0,6974	0,0467	-0,00194	0,9943
6	0,6998	0,0442	-0,00166	0,9909
8	0,7269	0,0293	-0,00014	0,9831

III. Koeficienty zaplnenia a indexy korelácie pre tvarované krmivo o priemere granul 7 mm pri frekvencii otáčania $0,42 \cdot s^{-1}$ — Filling coefficients and correlation indices for granular feed (granule diameter 7 mm) at 0.42 revolutions per second

Počet komôr	Koeficienty			Index korelácie
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	
1	0,7053	0,0511	-0,00262	0,9940
2	0,6290	0,0807	-0,00557	0,9937
4	0,6206	0,0764	-0,00480	0,9884
6	0,6125	0,0805	-0,00544	0,9822
8	0,6351	0,0733	-0,00497	0,9852

IV. Koefficienty zaplnenia a indexy korelácie pre tvarované krmivo o priemere granul 12 mm pri frekvencii otáčania $0,257 \cdot s^{-1}$ — Filling coefficients and correlation indices for granular feed (granule diameter 12 mm) at 0.257 revolutions per second

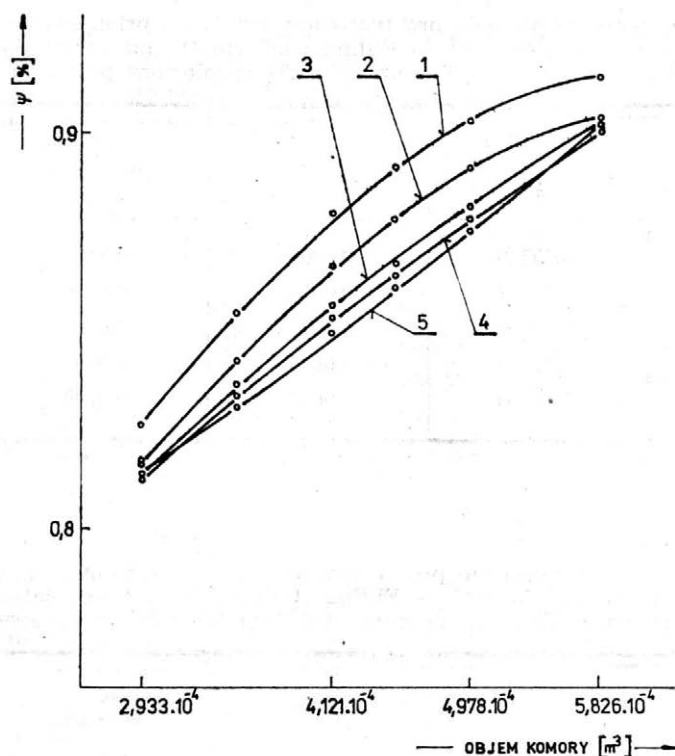
Počet komôr	Koefficienty			Index korelácie
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	
1	0,69102	0,03320	-0,00025	0,9568
2	0,66143	0,04667	-0,00227	0,9856
4	0,56262	0,09258	-0,00782	0,9402
6	0,63583	0,05519	-0,00339	0,9692
8	0,79332	-0,01730	0,00474	0,9789

V. Koefficienty zaplnenia a indexy korelácie pre tvarované krmivo o priemere granul 12 mm pri frekvencii otáčania $0,35 \cdot s^{-1}$ — Filling coefficients and correlation indices for granular feed (granule diameter 12 mm) at 0.35 revolutions per second

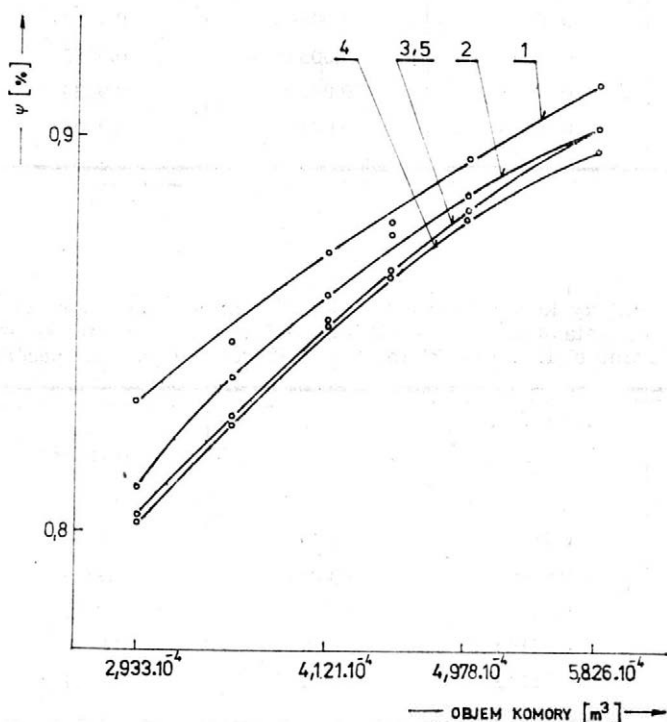
Počet komôr	Koefficienty			Index korelácie
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	
1	0,85728	-0,04256	0,00645	0,7126
2	0,63580	0,05431	-0,00384	0,9387
4	0,62446	0,05215	-0,00335	0,9912
6	0,72004	-0,00048	0,00299	0,9523
8	0,64793	0,02371	0,00117	0,9908

VI. Koefficienty zaplnenia a indexy korelácie pre tvarované krmivo o priemere granul 12 mm pri frekvencii otáčania $0,42 \cdot s^{-1}$ — Filling coefficients and correlation indices for granular feed (granule diameter 12 mm) at 0.42 revolutions per second

Počet komôr	Koefficienty			Index korelácie
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	
1	0,40653	0,18550	-0,01914	0,9476
2	0,57913	0,07903	-0,00615	0,9839
4	0,59598	0,06636	-0,00466	0,9863
6	0,77264	-0,02146	0,00525	0,9978
8	0,68712	0,01143	0,00212	0,9841

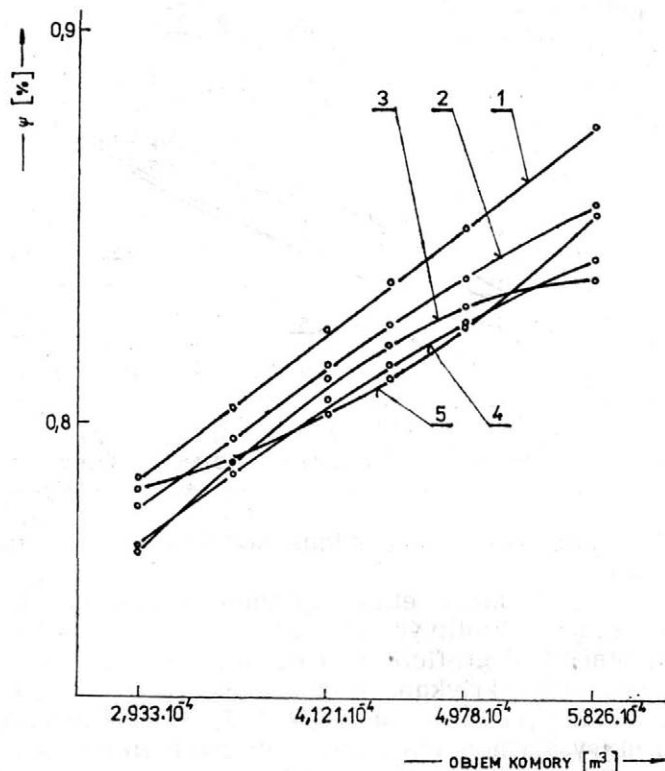


3. Priebeh koeficientu zaplnenia u tvarovaného krmiva o priemere granúl 7 mm v závislosti od objemu komory pri frekvencii otáčok 0,35.s⁻¹ — The filling coefficient for granular feed (granule diameter 7 mm) in relation to chamber volume at 0.35 rev. per second

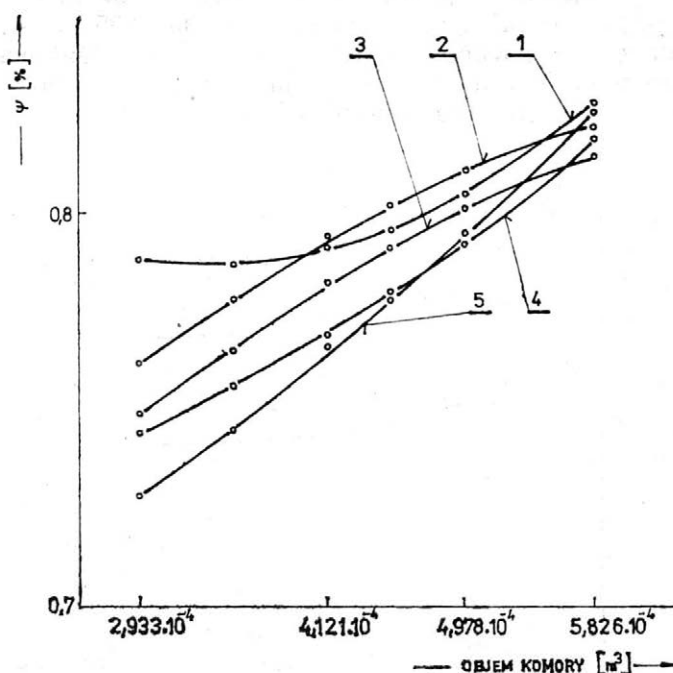


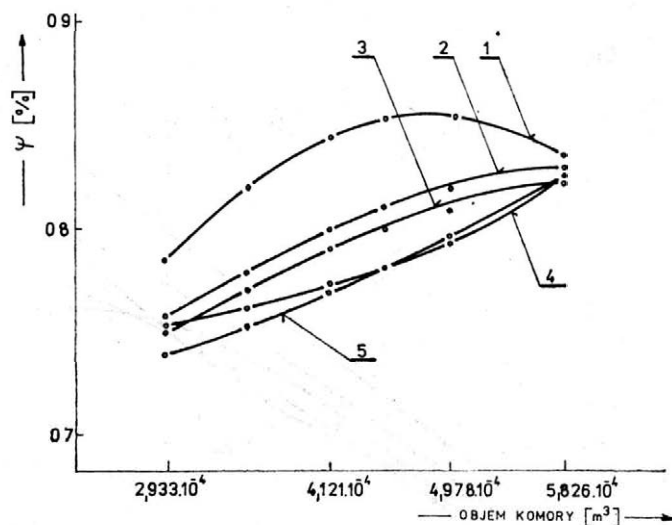
4. Priebeh koeficientu zaplnenia u tvarovaného krmiva o priemere granúl 7 mm v závislosti od objemu komory pri frekvencii otáčok 0,42.s⁻¹ — The filling coefficient for granular feed (granule diameter 7 mm) in relation to chamber volume at 0.42 rev. per second

5. Priebek koeficientu zaplnenia u tvarovaného krmiva o priemere granúl 12 mm v závislosti od objemu komory pri frekvencii otáčok $0,257 \cdot s^{-1}$ — The filling coefficient for granular feed (granule diameter 12 mm) in relation to chamber volume at 0.257 rev. per second



6. Priebek koeficientu zaplnenia u tvarovaného krmiva o priemere granúl 12 mm v závislosti od objemu komory pri frekvencii otáčok $0,35 \cdot s^{-1}$ — The filling coefficient for granular feed (granule diameter 12 mm) in relation to chamber volume at 0.35 rev. per second

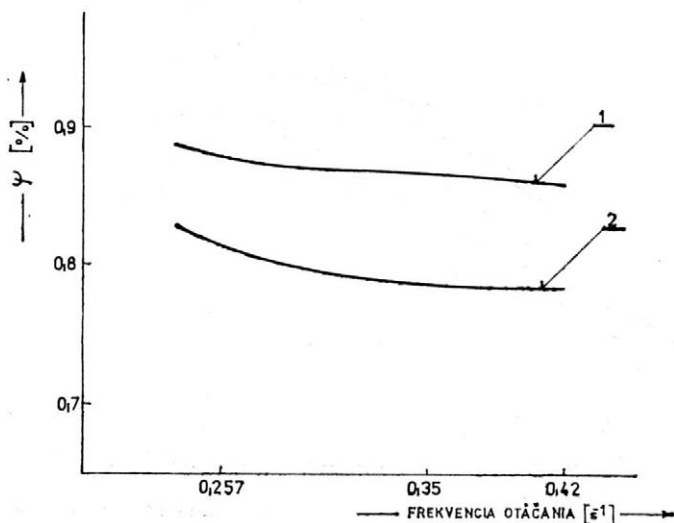




7. Priebeh koeficientu zaplnenia u tvarovaného krmiva o priemere granúl 12 mm v závislosti od objemu komory pri frekvencii otáčok 0,42 .s⁻¹ — The filling coefficient for granular feed (granule diameter 12 mm) in relation to chamber volume at 0.42 rev. per second

V tab. I—III sú uvedené hodnoty koeficientov a , b , c a indexy korelácie.

Priebeh koeficientu zaplnenia u tvarovaného krmiva o priemere 12 mm pri jednotlivých dávkach v závislosti od objemu komory a frekvencie otáčok je graficky znázornený na obr. 5—7. Závislosť je štatisticky vyhodnotená krivkami druhého stupňa, ktorých koeficienty a , b , c a indexy korelácie sú v tab. IV—VI. Z uvedených grafov možno konštatovať, že najvyššia hodnota koeficientu zaplnenia $\psi = 0,8812$ % bola dosiahnutá pri frekvencii otáčok 0,257 ot. s⁻¹ pri objeme komory $5,826 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ a pri jednej vyprázdňovacej komore (obr. 5). Najnižší koeficient zaplnenia dávkovacej komory $\psi = 0,7286$ % sme dosiahli pri objeme komory $2,933 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ a pri frekvencii otáčok 0,35 ot. s⁻¹ (obr. 6). Znižovaním otáčok dávkovača a zväčšovaním objemu dávkovacej komôrky sa koeficient zaplnenia zvyšuje. Z nameraných hodnôt koeficientu zaplnenia a z grafického znázornenia vyplýva, že:



8. Závislosť koeficientu zaplnenia od frekvencie otáčok — The relation of the filling coefficient to the speed of turning
1 — tvarované krmivo o priemere granúl 7 mm, 2 — tvarované krmivo o priemere granúl 12 mm

- zvyšovaním frekvencie otáčok dávkovača dochádza k nedokonalému zaplneniu komory, a tým sa koeficient zaplnenia znižuje (obr. 7);
- znižovaním frekvencie otáčok dávkovača a zvyšovaním objemu komory sa koeficient zaplnenia zväčšuje (obr. 5);
- pri príliš veľkom zmenšení komory a pri zvýšených otáčkach dávkovača sa komora nedostatočne zaplňuje, a tým vzniká značná nepresnosť dávkovania.

Tieto priebehy dokazujú, že koeficient zaplnenia u komôrkového dávkovača je ovplyvnený frekvenciou otáčania (Kejík, 1981), čo bolo potvrdené aj našimi meraniami (obr. 8). Na základe zhodnotenia uvedených závislostí skúšaného dávkovača možno odporučiť, aby sa otáčky dávkovača pohybovali v rozmedzí od 0,3 do 0,45 ot. s⁻¹.

Nie je vylúčená možnosť, že pri zvýšených, resp. znížených frekvenciách otáčok sa koeficient zaplnenia bude meniť. Rozmedzie frekvencie otáčok od 0,33 do 0,45 ot. s⁻¹ bolo určené v závislosti od skúšaného materiálu a od konštrukčného riešenia dávkovača.

Odporúčané frekvencie otáčok majú platnosť len pre určitý pracovný režim pre objemový dávkovač s turniketovým pracovným ústrojenstvom a s meniteľnými komorami.

ZÁVER

Na základe výsledkov, ktoré sme získali laboratórnym meraním dávkovača, možno konštatovať, že navrhnutý dávkovač pre dávkovanie jaderných a tvarovaných krmív vyhovuje.

Vyhodnotením nameraných hodnôt bolo získaných veľa koeficientov zaplnenia pre frekvencie otáčok 0,257, 0,35 a 0,42 ot. s⁻¹, pre objem komôr $2,933 \cdot 10^{-4}$, $4,121 \cdot 10^{-4}$, $4,978 \cdot 10^{-4}$ a $5,826 \cdot 10^{-4}$ m³ a pre počet vyprázdňovacích komôr 1, 2, 4, 6 a 8. Hodnoty koeficientov zaplnenia naznačujú, že ďalším zvyšovaním frekvencie otáčok dávkovača sa znižuje koeficient zaplnenia, a tým sa zväčšuje nepresnosť dávkovania.

Literatúra

- KEJÍK, C.: Mechanizace a automatizace živočišné výroby. Brno, Ediční středisko Vysoké školy zemědělské 1981.
- KONAKOV, A. P.: Lopastnyj dozátor. Mechaniz. i Elektr. social. sel. Choz., 1977, č. 4.
- VALDMAN, E. K.: Opredelenije celosoobraznej formy jačejki barabannovo dozátora. Mechaniz. i Elektr. social. sel. Choz., 1980, č. 6.
- ZEMAN, S.: Rozbor práce dávkovacieho zariadenia s bubnovým pracovným ústrojenstvom pri dávkovaní tvarovaných krmív. [Kandidátska dizertačná práca.] Nitra 1983. — Vysoká škola poľnohospodárska.
- ZEMAN, S. — DUCHO, P. — PRŠAN, J.: Dávkovanie tvarovaných a sypkých krmív s meniteľným objemom komory dávkovača. Zeměd. Techn., 32, 1986, č. 6, s. 355-364.

Došlo dňa 3. 7. 1985

ЗЕМАН, С. (Сельскохозяйственный институт, Нитра): **Определение коэффициентов наполнения при дозировке гранулированных кормов объемным дозировщиком.** Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 473-482.

Нами определялся коэффициент наполнения дозирочной камеры при дозировке кормов гранулами диаметром 7 и 12 мм у объемного дозировщика. Обработывались коэффициенты при частоте оборотов дозировщика $0,257\text{ с}^{-1}$, $0,35\text{ с}^{-1}$ и $0,42\text{ с}^{-1}$ при разном числе дозируемых камер и при разном объеме.

частота оборотов; дозирочные камеры; объем камер

ZEMAN, S. (University of Agriculture, Nitra): *Determination of the Filling Coefficient during the Metering of Granular Feeds by a Bulk Metering Device.* Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 473-482.

The coefficient of filling of the metering chamber was investigated in a chamber-type bulk metering device used for the dosing of feed granules 7 and 12 mm in size. The coefficients were evaluated for the speeds of 0.257, 0.35 and 0.42 revolutions per second at different numbers of metering chambers and at different volumes.

turning speed; metering chambers; chamber volume

ZEMAN, S. (Landwirtschaftliche Hochschule, Nitra): *Ermittlung des Beschickungskoeffizienten bei der Dosierung der Futterpellets mit Volumendosierern.* Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 473-482.

Wir untersuchten den Beschickungskoeffizienten der Dosierkammer bei der Dosierung der Futterpellets mit einem Durchmesser von 7 und 12 mm beim Volumenbecherdosierer. Es wurden die Beschickungskoeffizienten bei einer Drehungsfrequenz des Dosierers von $0,257\text{ s}^{-1}$, $0,35\text{ s}^{-1}$, $0,42\text{ s}^{-1}$ bei unterschiedlicher Zahl von Dosierkammern und bei unterschiedlichem Volumen ausgewertet.

Drehungsfrequenz; Dosierkammern; Kammervolumen

Adresa autora:

Ing. Stanislav Zeman, CSc., Vysoká škola poľnohospodárska, 949 01 Nitra

BRÁZDIL, Z. — JEZDINSKÝ, M — ZACHARIÁŠ, L. (Strojní a traktorová stanice, n. p., Otrokovice; Ústřední výbor Komunistické strany Československa, Praha; Vysoká škola zemědělská, Praha): *Nové prvky ve výrobě hřebových bran*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8): 483—493.

Teoretický rozbor deformace rámu bránového dílce a rozbor šíření rázové ohybové vlny ukazují na příčiny poruch dosud užívaných konstrukcí. Rám dílce je v rozboru nahrazen nosníkem bez podpor. Postupně jsou stanoveny vlastní frekvence, tvary vlastních kmitů, uzly, kmitny a vlnové délky, včetně rychlostí šíření parciálních ohybových vln. V závěrech je upozorněno na využití výsledků teoretického rozboru při uplatnění průmyslového pojetí výroby hřebů a bránových dílců.

rám bránového dílce; náhradní nosník; tvary vlastních kmitů

K překonání zastaralé koncepce výroby hřebových bran jako kovářského výrobku byly v roce 1984 uskutečněny a provozně odzkoušeny dvě významné technologické a konstrukční změny. Pro středně těžké brány byla zavedena výroba hřebů technikou studeného tváření na postupových lisech, těžké brány byly vyrobeny se speciálním rámem prostorově uspořádaným a byly vybaveny profilovými hřeby, které nevyžadují ostření.

PŮVOD A ÚČEL HŘEBOVÝCH BRAN

Hřebové brány patří mezi nejstarší zemědělská nářadí. Nejstarší vyobrazení bran (nebo smyku) v Evropě představuje skalní kresba z přímořských Alp z doby bronzové (cca 2000—1500 př. n. l.). Doklady o hřebových branách ve střední Evropě, a to jak nález hřebů, tak vyobrazení, jsou poměrně časté od 12. až 14. století. Od 16. do 18. století se rozšířilo používání rámových bran se železnými nebo dřevěnými hřeby různé konstrukce. Koncem 18. století jsou popsána Janem Mehlerem (1794) tzv. brány děčínské, plánské, krásnodvorské a Františkem Fussem (1799) brány rámové dřevěné, těžké, lehké a brány na plevel.

Ve druhé polovině 19. století, po londýnské výstavě v roce 1851, se začaly šířit celozákladní brány howardské a brzy na to v Čechách přišel s novým řešením hřebových bran pro louky J. Seněš ze Svojší. Tyto brány, vystavené v roce 1862 na světové výstavě v Londýně, daly základ všem pozdějším konstrukcím článkových bran.

Od konce druhé poloviny 19. století byly na našem území velmi rozdílné typy hřebových bran. Hřeby se zhotovovaly z kurného železa, později z ocele. Tvar hřebů se lišil podle účelu.

V poválečných letech zajišťoval výrobu hřebových bran tehdejší Agrostroj v Roudnici nad Labem. V šedesátých letech — v souvislosti s omezením výroby zemědělských strojů — byla výroba hřebových bran včetně výrobního zařízení předána z tohoto podniku do výrobního družstva Dřevokov Blatná na okrese Strakonice. Tento podnik je až do současné doby největším výrobcem hřebových bran. Dřevokov Blatná dodává bránové díly také jako subdodávku, například pro výrobu kombinovaných smyků 2 SYBR-800 Strojné traktorové stanice ve Znojme nebo kombinátorů KON Agrozetu Roudnice nad Labem. Výrobou hřebových bran se v současné době zabývají také STS Žatec a STS Otrokovice.

Přesto, že současné zemědělství používá mnoho moderních strojů na přípravu půdy, hřebové brány si stále zachovávají mezi kombinátory, talířovými bránami, rotačními kypřiči a rotačními bránami své nezaměnitelné místo. Důvodem je nejenom jejich schopnost dobře urovnávat a drtit půdu, ale i nízká spotřeba energie a malé provozní náklady.

Při předsetové přípravě půdy a ošetřování plodin mají hřebové brány své místo ve všech výrobních oblastech ČSSR. Kromě již uvedených operací při jarním i podzimním urovnávání povrchu půdy a drobení hrud po orbě se s nimi zavlačuje osivo při zasetí, rozrušuje půdní škraloup a ošetřují se s nimi plodiny na jaře.

Vzhledem k různorodým půdním podmínkám a různým způsobům použití se hřebové brány vyrábějí v širším sortimentu. Patří do něj brány lehké, střední a těžké, tj. brány, u nichž se hmotnost připadající na jeden hřeb pohybuje od jednoho do čtyř kilogramů. Požadavky na hřebové brány jsou uvedeny v kartách požadavků (č. 84.12) a v „Rejstříku strojů Československé soustavy pro komplexní mechanizaci zemědělství na období 1986–1990“.

ROZPORNOST POŽADAVKŮ A VÝVOJOVÉ TENDENCE

Podle přehledu dodávek hřebových bran v letech 1976 až 1980 bylo ročně do zemědělství dodáváno cca 2100 souprav o jednotkovém záběru 10 m. V letech 1981 až 1983 se jejich dodávky snížily až cca na 1100 souprav ročně, což se začalo projevovat v jejich nedostatku. Podle statistické informace (zem S2-01) byl k 1. 1. 1985 stav traktorových bran ostatních (kromě rotačních) téměř 35 tisíc kusů.

Na základě hodnocení současného stavu a předpokládaného užití bran v pracovních postupech zpracování půdy lze počítat s roční potřebou 1500 souprav o záběru 10 m, 500 souprav pro kombinované smyky a dalších 300 souprav pro využití v kombinátorech KON. Je to celkem 2300 souprav o záběru 10 m. Protože jedna souprava tohoto záběru obsahuje cca 200 hřebů, činí roční potřeba výroby hřebů 460 000 kusů, a to bez hřebů určených jako náhradní díly.

Provozní praxe vyžaduje, aby bránové dílce přinášely stále vyšší výkony při rostoucích rychlostech ježdění agregátů. Přitom do popředí vystupuje zvýšení životnosti nejenom vlastních bránových dílců, ale i hřebů. Vysoké požadavky na dodávky těchto strojů lze korigovat za předpokladu, že se zvýší jejich životnost a sníží se počet provozních operací (jako je např. montáž, demontáž a ostření hřebů). Požadavky na vyšší provozuschopnost hřebových bran jsou dány také půdními odpory při rozbíjení půdního škraloupu. To vše souvisí i s kvalitou vlastní práce, kterou je dokonalé zapravení osiv a hnojiv do půdy hřebovými bránami. Nejenom tyto vnitřní podmínky výroby a užití, ale také rostoucí požadavky při snižování energetické a materiálové náročnosti v zemědělské praxi, dané objektivními podmínkami výroby, nutí vědeckotechnickou i provozní činnost zaměřovat se na efektivnější a úspornější řešení i takového základního nářadí, jakým jsou hřebové brány.

PRŮMYSLOVÁ VÝROBA DÍLCŮ BRAN

Vývoj nářadí vyžaduje věnovat pozornost všem novým technologickým postupům ve strojírenské výrobě jako celku. Je zřejmé, že v současné době i tak tradiční nářadí, jako jsou hřebové brány, vyžaduje inovaci pojetí výroby, montáže, údržby a provozní spolehlivosti jak jednotlivých detailů, tak i celých bránových dílců. Cílem této činnosti je hospodárná a dostatečně pružná výroba dílců, který vykazuje technickou dokonalost. Od dosud vžitého pojetí hřebových bran jako výrobku kovářského až k novému pojetí jako výrobku průmyslového lze dospět různými konstrukčními úpravami. Ekonomika výroby ukazuje, že za vhodné úpravy lze považovat:

a) Zavedení výroby hřebů metodami studeného tváření na postupových lisech — při využití dosavadní konstrukce rámu i způsobu upínání hřebů.

b) Zavedení výroby bránových dílců zcela nové konstrukce při maximálním využití válcovaných profilů a s minimem nároků na další úpravy.

Obě naznačené úpravy byly v roce 1984 ověřovány v běžných provozních podmínkách.

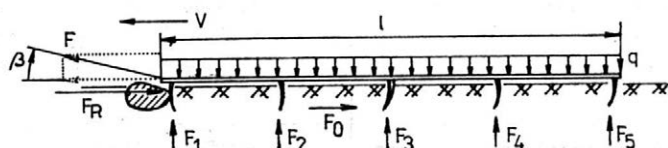
Hřebíky vyrobené studeným tvářením na postupových lisech byly vyrobeny v n. p. Šroubárna, Libčice nad Vltavou. Jedná se o hřebíky, které se vyznačují válcovým dřívem (rotační válec $\varnothing$ 20 mm) s tvarovaným kaleným hrotem. Závit M 16 je vyráběn válcováním; provedení čtyřhranu i opěrné plochy je přesné. Kvalita použité oceli 12 122 je zárukou podstatně zvýšené životnosti hřebů a výborného tlumení rázů přenášných při vláčení na jednotlivé hřebíky.

Bránové dílce nové konstrukce, složené z prostorového rámu a hřebů vyrobených z válcovaných kosodélníkových profilů, vyrábí STS Otrokovice. Rám je tvořen podélnými obdélníkovými profily ohnutými do tvaru S, příčně propojenými dvojími stojatými nosníky s vevařenými plošnými úložnými pouzdry pro uložení hřebů. Konstrukce umožňuje zavěšovat hřebíky pouze na čepy, hřebíky jsou vyrobeny z oceli 19 103 a velkoplošné rozložení tlaků v úložných pouzdrech prostorového rámu zajišťuje dobré tlumení rázů přenášných při práci bran na jednotlivé hřebíky. Při výborné odolnosti hřebů proti otěru je u této konstrukce splněn předpoklad sladení vysoké životnosti rámu s vysokou životností hřebů. Odpadá ostření hřebů, jejich případná výměna je jednoduchá.

OHYBOVÁ TUHOST RÁMU

Dílec bran se pohybuje přibližně rovnoměrně přímočaře podél povrchu pole (obr. 1a). Rychlost posuvu v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) je dána pojezdovou rychlostí traktoru, který táhne agregát hřebových bran. V určitém okamžiku narazí sledovaný dílec bran na tuhou překážku. Podél délky rámu se začne šířit rázová vlna.

Před rázem působí na dílec bran ve svislém směru y obtížení q od tíhy rámu, svislé složky reakcí půdy na hřebíky $F_1 \div F_5$ a malá složka tahové síly $F \cdot \sin \beta$. Všechny tyto svislé síly lze proti velikosti rázové síly F_R zanedbat. Ve vodorovném směru x působí před rázem složka tahové síly $F \cdot \cos \beta$, která je v rovnováze s odporem všech hřebů F_0 . Rám proto můžeme v prvním přiblížení považovat za prizmatický nosník bez podpor (obr. 1b). Tomuto náhradnímu nosníku musí však náležet stejné geometrické parametry jako sledovanému rámu. Vzhledem k tomu, že budeme posuzovat jednak rám rovinný, jednak rám prostorový, máme na obr. 2 nakresleny řezy obou alternativ. Rovina řezu y, z leží kolmo na osu x .

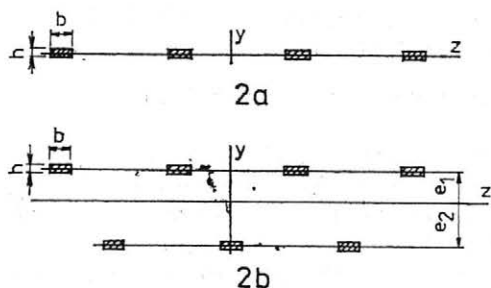


1a

1. a) Dílec bran při najetí na překážku. b) Zjednodušení na nosník bez podpor — a) Harrow leaf in contact with an obstacle. b) Simplified to a supportless beam.



1b



2. a) Řez rovinným rámem. b) Řez prostorovým rámem — a) A plane frame in cross-section. b) A space frame in cross-section

Pro konkrétní rozměry obdélníkových profilů $b = 40 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $e_1 + e_2 = 68 \text{ mm}$ jsou potřebné geometrické parametry obou alternativ uvedeny v tab. I. Kvadratický moment rovinného rámu je určen ze vztahu

$$I_{zR} = 4 \cdot \frac{b \cdot h^3}{12}$$

K určení kvadratického momentu prostorového rámu stanovíme nejprve délky e_1 , e_2 , např. z podmínek

$$e_1 + e_2 = 68$$

$$4 \cdot b \cdot h \cdot e_1 - 3 \cdot b \cdot h \cdot e_2 = 0$$

Kvadratický moment I_{zP} prostorového rámu určíme ze vztahu

$$I_{zP} = 7 \cdot \frac{b \cdot h^3}{12} + b \cdot h (4 e_1^2 + 3 e_2^2)$$

I. Geometrické a materiálové konstanty náhradního nosníku — Geometrical and material constants of the replacer beam

Velikost	Rovinný rám	Prostorový rám
Profil podélných tyčí	$b = 40 \text{ mm}$ $h = 8 \text{ mm}$	$b = 40 \text{ mm}$ $h = 8 \text{ mm}$
Počet tyčí	4	7
Úhrnná plocha průřezu	$S_R = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$	$S_P = 2,24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
Poloha neutrální roviny	$\frac{h}{2} = 4 \text{ mm}$	$e_1 = 29,143 \text{ mm}$ $e_2 = 38,857 \text{ mm}$
Kvadratický moment k ose z	$I_{zR} = 6826,7 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4$	$I_{zP} = 254,85 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$
Modul pružnosti oceli v tahu	$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$	$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$
Ohybová tuhost	$E \cdot I_{zR} = 1433,6 \text{ N} \cdot \text{m}^2$	$E \cdot I_{zP} = 535185 \text{ N} \cdot \text{m}^2$
Měrná hmotnost oceli	$\rho = 7800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$\rho = 7800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Délka	$l = 1,1825 \text{ m}$	$l = 1,1825 \text{ m}$

Z číselných údajů tab. I vyplývá, že nosník nahrazující prostorový rám má ve srovnání s nosníkem nahrazujícím rám rovinný 1,75krát větší plochu průřezu a 373krát větší ohybovou tuhost. Proto lze očekávat odlišné chování obou rámu při šíření rázové vlny.

VLASTNÍ FREKVENCE A VLASTNÍ TVARY KMITŮ

Nosník nahrazující rám považujeme za jednorozměrné kontinuum. Pohybovou rovnici příčného ohybového kmitání prizmatického nosníku podle obr. 1b píšeme ve tvaru (Brdička, 1959):

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = - \frac{E \cdot I}{\rho \cdot S} \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} \quad (1)$$

kde: x — souřadnice polohy řezu (m)
 t — čas (s)
 $y = y(x, t)$ — výchylka řezu ve svislém směru (m)
 $E \cdot I$ — ohybová tuhost nosníku ($\text{N} \cdot \text{m}^2$)
 ρ — měrná hmotnost materiálu nosníku ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
 S — plocha průřezu nosníku (m^2)

Rovnici (1) vyhovuje řešení dané součinem dvou funkcí, z nichž jedna závisí jen na poloze x a druhá jen na čase t

$$y(x, t) = u(x) \cdot (K_1 \sin \Omega t + K_2 \cos \Omega t) \quad (2)$$

Po partiálních derivacích vztahu (2) a po dosazení do rovnice (1) dostaneme

$$\frac{d^4 u}{dx^4} - \Omega^2 \cdot \frac{\rho \cdot S}{E \cdot I} \cdot u = 0 \quad (3a)$$

Rovnici (3a) můžeme stručně zapsat

$$u^{IV} - \alpha^4 \cdot u = 0 \quad (3)$$

$$\text{kde: } \alpha^4 = \Omega^2 \cdot \frac{\rho \cdot S}{E \cdot I} \quad (\text{m}^{-4}) \quad (3b)$$

Charakteristickou rovnici $\lambda^4 - \alpha^4 = 0$ lze řešit pomocí kořenů $\lambda_1 = \alpha$; $\lambda_2 = -\alpha$; $\lambda_3 = i\alpha$; $\lambda_4 = -i\alpha$. Odtud pro obor reálných čísel dostaneme řešení rovnice (3)

$$u(x) = C_1 \sin h(\alpha x) + C_2 \cos h(\alpha x) + C_3 \sin(\alpha x) + C_4 \cos(\alpha x) \quad (4)$$

kde: C_1 až C_4 — konstanty s délkovou dimenzí (m)

Velikost těchto konstant je dána okrajovými podmínkami. V našem případě uložení nosníku podle obr. 1b jsou okrajové podmínky, formulované podle Bráta aj. (1981), tyto:

$u'(0) = 0$, tj. deformace v místě $x = 0$ je extrémní,

$u'''(0) = 0$, tj. posouvající síla v místě $x = 0$ je nulová,

$u''(l) = 0$, tj. moment na konci při $x = l$ je nulový,

$u'''(l) = 0$, tj. posouvající síla při $x = l$ je nulová.

Po provedení potřebných derivací rovnice (4) a po dosazení okrajových podmínek dostaneme soustavu lineárních rovnic

$$C_1 + C_3 = 0$$

$$C_1 - C_3 = 0$$

$$C_1 \sinh(\alpha l) + C_2 \cosh(\alpha l) - C_3 \sin(\alpha l) - C_4 \cos(\alpha l) = 0$$

$$C_1 \cosh(\alpha l) + C_2 \sinh(\alpha l) - C_3 \cos(\alpha l) + C_4 \sin(\alpha l) = 0$$

Z prvních dvou rovnic vyplývá

$$C_1 = 0; C_3 = 0 \quad (4a)$$

Po dosazení do zbývajících dvou rovnic máme

$$C_2 \cosh(\alpha l) - C_4 \cos(\alpha l) = 0$$

$$C_2 \sinh(\alpha l) + C_4 \sin(\alpha l) = 0 \quad (4b)$$

Soustava rovnic (4b) má nenulové řešení konstant $C_2; C_4$, když determinant soustavy je roven nule

$$\begin{vmatrix} \cosh(\alpha l) & -\cos(\alpha l) \\ \sinh(\alpha l) & \sin(\alpha l) \end{vmatrix} = 0 \quad (4c)$$

Z podmínky (4c) získáme frekvenční rovnici, která má po jednoduché úpravě tvar

$$\tanh(\alpha l) + \tan(\alpha l) = 0 \quad (5)$$

Rovnice (5) je transcendentní, a proto vyžaduje hledat kořeny pomocí numerického řešení. Snadno se lze přesvědčit o tom, že rovnici (5) vyhovují kořeny

$$\alpha_1 \cdot l = (\alpha l)_1 = 0$$

$$(\alpha l)_2 = 2,365$$

$$(\alpha l)_3 = 5,498$$

$$(\alpha l)_4 = 8,639$$

$$(\alpha l)_5 = 11,781$$

atd.

Z nalezených kořenů frekvenční rovnice nyní můžeme vyčíslit vlastní úhlové frekvence Ω_n

kde: $n = 1, 2, 3, \dots$

Z rovnice (3b) vyplývá

$$\Omega_n = \frac{(\alpha l)_n^2}{l^2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot S}} \quad (6)$$

Po dosazení kořenů $(\alpha l)_n = \alpha_n \cdot l$ do rovnice (6), při použití číselných hodnot z tab. I, dostaneme úhlové frekvence, uvedené v tab. II.

Kromě vlastních frekvencí můžeme také stanovit vlastní tvary kmitů. Sečtením obou rovnic soustavy (4b) dostaneme

$$C_2 [\cosh(\alpha l) + \sinh(\alpha l)] = C_4 [\cos(\alpha l) - \sin(\alpha l)]$$

a odtud po jednoduché úpravě

$$C_4 = C_2 \cdot \frac{\cosh(\alpha l) + \sinh(\alpha l)}{\cos(\alpha l) - \sin(\alpha l)} \quad (7)$$

II. Vlastní úhlové frekvence Ω_n (s^{-1}) rovinného rámu a Ω_n^* (s^{-1}) prostorového rámu — The natural angular frequencies Ω_n (s^{-1}) of a plane frame and Ω_n^* (s^{-1}) of a space frame

n	Rovinný rám	Prostorový rám
1	$\Omega_1 = 0$	$\Omega_1^* = 0$
2	$\Omega_2 = 48 s^{-1}$	$\Omega_2^* = 700 s^{-1}$
3	$\Omega_3 = 259 s^{-1}$	$\Omega_3^* = 3783 s^{-1}$
4	$\Omega_4 = 640 s^{-1}$	$\Omega_4^* = 9342 s^{-1}$
5	$\Omega_5 = 1190 s^{-1}$	$\Omega_5^* = 17372 s^{-1}$

Po dosazení výsledku (7) do řešení (4), s přihlédnutím ke vztahu (4a), máme

$$u_n(x) = C_{n2} [\cos h(\alpha_n \cdot x) + B_n \cos(\alpha_n \cdot x)] \quad (8)$$

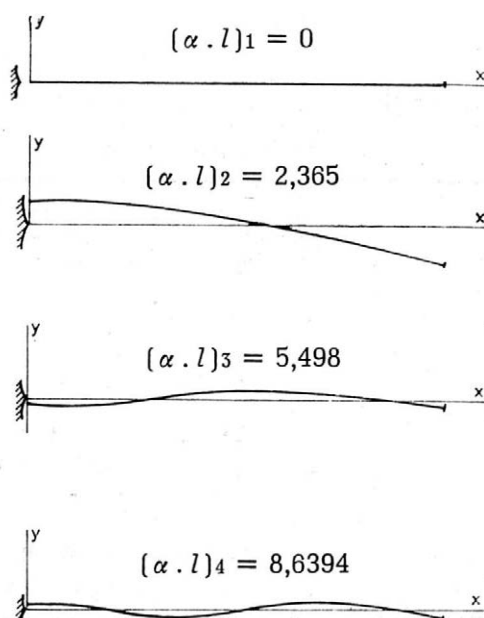
kde: $n = 1, 2, 3, \dots$

$$B_n = \frac{\cos h(\alpha l)_n + \sin h(\alpha l)_n}{\cos(\alpha l)_n - \sin(\alpha l)_n} \quad (9)$$

Z rovnice (8) vyplývají vlastní tvary kmitů, které pro $n = 1$ až 4 máme nakresleny na obr. 3. Co do tvaru jsou vlastní kmity nezávislé na velikosti ohybové tuhosti nosníku. Vlastní frekvence nejnižších ohybových kmitů jsou pro uložení nosníku podle obr. 1b v poměru

$$0 : 2,365^2 : 5,498^2 : 8,6394^2$$

Kořen frekvenční rovnice $(\alpha l)_1 = 0$ vyjadřuje skutečnost, že náš nosník, nahrazující rám, se před rázem pohybuje rovnoměrně přímočaře. Vlastní kmity jsou neharmonické, poměr velikostí konstant C_{n2} vyplývá z normovacích podmínek



3. Vlastní tvary kmitů pro $n = 1$ až 4
— The natural oscillation shapes for $n = 1$ to 4

$$\int_0^l u_n^2 dx = 1 \quad (10)$$

Pro uvedené hodnoty $(\alpha l)_n$ při délce nosníku $l = 1,1825$ m jsou ve vzájemném poměru konstanty

$$C_{12} : C_{22} : C_{32} : C_{42} = 0 : 1 : \frac{1}{22,74} : \frac{1}{526}$$

Energie zmařená při rázu se spotřebuje na kmity s nejnižšími frekvencemi zhruba v poměru

$$0 : 0,79 : 0,19 : 0,02$$

Z uvedených poměrných čísel je zřejmé, že nejnižší frekvence zcela určují tvar deformace nosníku při rázu.

Úplné řešení rovnice (1) je

$$y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} u_n(x) \cdot [K_{1n} \sin \Omega_n t + K_{2n} \cos \Omega_n t] \quad (11)$$

kde: konstanty K_{1n}, K_{2n} — lze určit z počátečních podmínek

RYCHLOST ŠÍŘENÍ OHYBOVÉ VLNY

Zbývá vyšetřit, kde leží při parciálních kmitech (pro $n = 1, 2, 3, \dots$) uzly, tj. body o souřadnicích x_k , ve kterých je průhyb $y_n(x_k, t) = 0$. Uzly můžeme také najít z rovnic $u_n(x_k) = 0$, tj. v našem případě z rovnic

$$\cos h(\alpha_n \cdot x_k) + B_n \cos(\alpha_n \cdot x_k) = 0 \quad (12)$$

Dále stanovíme kmitny, tj. body o souřadnicích x_m , ve kterých je průhyb $y_n(x_m, t)$ maximální. Kmitny stanovíme z rovnic

III. Poloha uzlů, kmiten a rychlost šíření vln u bránového dílce s rovinným rámem — Position of the nodes, antinodes, and the propagation velocity of waves in a harrow leaf with a plane frame

n	Souřadnice polohy uzlů x_{kn} [m]	Souřadnice polohy kmiten x_{mn} [m]	Vlnová délka λ_n [m]	Rychlost šíření C_n [m.s ⁻¹]
1	—	—	—	$C_1 = 0$
2	$x_{k2} = 0,652$	$x_{m2} = 0$	$\lambda_2 = 2,6$	$C_2 = 28,8$
3	$x_{k31} = 0,314$ $x_{k32} = 0,959$	$x_{m31} = 0$ $x_{m32} = 0,662$	$\lambda_3 = 1,36$	$C_3 = 55,2$
4	$x_{k41} = 0,214$ $x_{k42} = 0,647$ $x_{k43} = 1,040$	$x_{m41} = 0$ $x_{m42} = 0,430$ $x_{m43} = 0,842$	$\lambda_4 = 0,86$	$C_4 = 87,5$

IV. Poloha uzlů, kmiten a rychlost šíření vln u bránového dílce s prostorovým rámem — Position of the nodes, antinodes, and the propagation velocity of waves in a harrow leaf with a space frame

n	Souřadnice polohy uzlů x_{kn} [m]	Souřadnice polohy kmiten x_{mn} (m)	Vlnová délka λ_n [m]	Rychlost šíření C_n^* [m.s ⁻¹]
1	—	—	—	$C_1^* = 0$
2	$x_{k2} = 0,652$	$x_{m2} = 0$	$\lambda_2 = 2,6$	$C_2^* = 423$
3	$x_{k31} = 0,314$ $x_{k32} = 0,959$	$x_{m31} = 0$ $x_{m32} = 0,662$	$\lambda_3 = 1,36$	$C_3^* = 809$
4	$x_{k41} = 0,214$ $x_{k42} = 0,647$ $x_{k43} = 1,040$	$x_{m41} = 0$ $x_{m42} = 0,430$ $x_{m43} = 0,842$	$\lambda_4 = 0,86$	$C_4^* = 1280$

$$\frac{du_n}{dx} = 0$$

tj. v našem případě z rovnic

$$\sin h(\alpha_n \cdot x_m) - B_n \sin(\alpha_n \cdot x_m) = 0 \quad (13)$$

Každému z parciálních ohybových kmitů přísluší jiná rychlost c_n šíření vln. Označíme-li λ_n délku vlny n -tého parciálního kmitu, bude se rozruch (za předpokladu přibližně sinusové vlny) šířit rychlostí

$$c_n = \frac{2\pi}{\lambda_n} \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot S}} \quad (14)$$

Vlnové délky λ_n stanovíme ze souřadnic uzlů x_k a sousedních kmiten x_m pomocí přibližného vztahu

$$\lambda_n = 4 |x_{kn1} - x_{mn1}| \quad (15)$$

Uzly, kmitny, vlnové délky a rychlosti šíření vln, vypočtené ze vztahů (12), (13), (14) a (15) pro nosník nahrazující rovinný rám, jsou uvedeny v tab. III, pro nosník nahrazující prostorový rám v tab. IV. Z údajů tab. III a IV je patrné, že rychlost šíření rozruchu vyvolaného rázem je u prostorového rámu značně vysoká, i když uzly, kmitny i vlnové délky jsou stejné jako u rámu rovinného. Disperze rychlosti šíření rázové vlny je dána změnou vlnové délky, změnou ohybové tuhosti a změnou velikosti průřezu náhradního nosníku.

ZÁVĚR

Při práci bran se na rám bránového dílce občas přenesou rázy vyznačující se bílým šumem budících frekvencí. Bránový dílec s rovinným rámem je při rázu deformován příčnou ohybovou vlnou, která se šíří poměrně malou rychlostí, ale vzhledem k nízké ohybové tuhosti rovinného rámu dosahují kmity větších hodnot výchylek v místech označených jako kmitny. Bránový dílec s prostorovým rámem je při rázu deformován

s podstatně menšími hodnotami výchylek, rychlost šíření ohybové vlny je však značně vysoká.

Proto při práci v těžkých podmínkách dochází u bránových dílců s rovinnými rámy k různým plastickým deformacím, u bránových dílců s prostorovými rámy k únavovým lomům svárů mezi podélnými profily a příčnický.

Teorie uvedená v článku vysvětluje vznik těchto poruch a umožňuje snížit nepříznivé vlivy.

U bránových dílců s rovinnými rámy je možné snížit velikosti nebezpečných výchylek tím, že dílec bude osazen hřeby s menší délkou. Dílce s rovinnými rámy jsou proto vhodné pro lehké a středně těžké brány. U těžkých bran je nutné volit rámy prostorové, u kterých lze snížit nepříznivý vliv rychlosti šíření ohybových vln volbou vhodného uložení hřebů a volbou vhodného materiálu hřebů. Materiál hřebů a jejich uložení, společně se správným konstrukčním uspořádáním rámu, rozhodují o velikosti útlu rázové vlny. Proto jsou u těžkých bran, zařazených do výroby v STS Otrokovice, hřeby uloženy v pouzdech umožňujících velkoplošný styk hřebu s rámem, příčnický s pouzdry jsou řazeny s roztečí 260 mm (tj. svary leží mimo kmitny) a materiál hřebů má nejen vysokou odolnost proti otěru, ale i dobrou tvrdost zakalené vrstvy při vysoké houževnatosti a značné necitlivosti na trhliny.

Při návrhu hřebů pro středně těžké brány byl brán zřetel na vhodný materiál hřebů a na jejich optimální délku. Hřeby s válcovým dřikem, vyráběné studeným tvářením z materiálu 12 122, se vyznačují velmi dobrým tlumením rázové vlny při velmi dobré odolnosti hřebů proti otěru. Tyto hřeby jsou proto vhodné pro bránové dílce středně těžkých bran s rovinnými rámy.

Z rozboru vyplývá, že oba výrobky, tj. bránové hřeby s válcovým dřikem, vyráběné n. p. Šroubárna Libčice nad Vltavou, i těžké hřebové brány s prostorovým rámem, vyráběné STS Otrokovice, lze považovat za výrobky technicky pokrokové.

Literatura

BRÁT, V. — STEJSKAL, V. — VOTÍPKA, F.: Základy dynamiky strojů a konstrukcí. Skriptum. Praha, Edič. Střed. ČVUT 1981.

BRDIČKA, M.: Mechanika kontinua. Praha, ČSAV 1959.

Došlo dne 7. 5. 1985

БРАЗДИЛ, З. — ЙЕЗДИНСКИЙ, М. — ЗАХАРИАШ, Л. (Машинно-тракторная станция, н. пр., Otrokovice; Центральный Комитет Коммунистической партии Чехословакии, Прага; Сельскохозяйственный институт, Прага): Новые элементы в отборе зубовых борон. Земед. Techn., 32, 1986 (8): 483-493.

Теоретический анализ деформации рамы секции бороны и анализ распространения ударной дифрагированной волны показывают на причины дефектов до сих пор применяемых конструкций. Рама секции при анализе заменена несущим элементом без опоры. Постепенно определяются собственно частота, формы автоколебаний, узлы, колебания и длина волны, включая скорость распространения парциальных дифрагированных волн. В заключение отмечается применение результатов теоретического анализа при внедрении промышленного понимания производства зубьев и секций борон.

рама секции борон; запасной несущий элемент; формы автоколебаний

BRÁZDIL, Z. — JEZDINSKÝ, M. — ZACHARIÁŠ, L. (Machine and Tractor Station, National Corporation, Otrokovice; Central Committee of the Communist Party of Czechoslovakia, Praha; University of Agriculture, Praha): *New Elements in the Manufacture of Tine Harrows*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 483-493.

The causes of failures in the currently used harrow structures are suggested by the results of theoretical analysis of the deformation of the frame of harrow leaf and analysis of the propagation of shock diffraction wave. In the analysis the frame of harrow leaf is replaced by a supportless beam. Natural frequencies, shapes of natural oscillations, nodes, antinodes and wavelengths, including the propagation velocities of partial diffraction waves are determined. In the conclusion, attention is drawn to the use of the results of theoretical analysis in the implementation of the industrial concept of the manufacture of harrow tines and leaves.

frame of harrow leaf; replacer beam; shapes of natural oscillations

BRÁZDIL, Z. — JEZDINSKÝ, M. — ZACHARIÁŠ, L. (Maschinen- und Traktorenstation, VEB, Otrokovice; ZK der KPtsch, Praha; Landwirtschaftliche Hochschule, Praha): *Neue Elemente in der Zinkeneggenproduktion*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 483-493.

Die theoretische Analyse der Deformation des Eggenfeldrahmens und der Verbreitung der Biegestosswelle deuten auf einige Ursachen der Störungen der bisher benutzten Konstruktionen hin. Der Eggenfeldrahmen wurde in der Analyse durch einen Träger ohne Stützen ersetzt. Es wurden systematisch die Eigenfrequenz, die Formen der Eigenschwingungen, die Knoten, die Schwingungen als auch die Wellenlängen, einschliesslich der Verbreitungsgeschwindigkeit der partiellen Biegewellen festgelegt. Es ist auch auf die Ausnutzung der Ergebnisse der theoretischen Analyse im Rahmen der Geltendmachung der industriemässigen Auffassung der Produktion von Zinken und Eggenfeldern aufmerksam gemacht.

Eggenfeldrahmen; Ersatzträger; Eigenschwingungen und ihre Formen

Adresy autorů:

Ing. Zdeněk Brázdil, Strojní a traktorová stanice, n. p., 765 02 Otrokovice
Ing. M. Jezdinský, Ústřední výbor Komunistické strany Československa, nábř.
Ludvíka Svobody 12, 110 00 Praha 1
Doc. ing. Ladislav Zachariáš, CSc., Vysoká škola zemědělská, 165 21 Praha-
Suchbát

Výběr z nových přírůstků

Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ

z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si půjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, Slezská 7, 120 56 Praha 2. Půjčovní doba: pondělí, úterý a čtvrtek od 9.00 do 16.00 hod., středa od 9.00 do 18.00 hod., pátek od 9.00 do 15.30 hod. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

D 55.119/105/83

Soveršenstvovaniye kombinirovannykh počvoobrabatyvajuščich i posevnykh mašin.

Gorki, Belorus. sel'skochoz. akademija 1983. 93 s., obr., tab. (Agrotechnické stroje — kombinované — půda — obdělávání + setí — sborníky — SSSR)

D 69.307/341

Stegsted 3 m kombissmaskine model KMA. Fabrikant og anmelder: Maskinfabriken, Taarup A/S, Kerteminde.

Bygholm, SjöF 1984. 7 s. Proverapport 341. (Secí stroje — kombinované s hnojením — zkoušení — Dánsko)

D 51.898/1126

Simulta S 200 KV — Kylvö-lannoituskone. (Res. angl.). Koet.: Junkkari Oy. Valm.: Ylihärmä.

Helsinki, Vakola 1984. 11 s., 6 tab. Koetusselostus 1126. (Secí stroje — kombinované s hnojením — zkoušení — Finsko — zprávy)

C 19.314/16/Com 25

Tres anos de siembra directa en el cultivo de los cereales.

Zaragoza, b. n. 1984. 10 s., 4 tab. Conferencia internacional de mecanización agraria, Zaragoza, 1984. Comunicacion 25. (Setí přímé — obilniny — výzkum — Španělsko)

Potatissöttare structural, del II.

D 50.847/2904

Uppsala, Statens maskinprovningar 1984. 5 s., tab. Meddelande 2904. (Sazeče brambor — dvouřádkové — zkoušení — Švédsko — zprávy)

D 50.847/2902

Serieprovning av potatissättare för förgrodd potatis, del II.

Uppsala, Statens maskinprovningar 1983. 4 s., tab. Meddelande 2902. (Sazeče brambor — dvouřádkové — zkoušení — Švédsko — zprávy)

VLIV DRSNOSTI POVRCHU NA VELIKOST SOUČINITELE SMYKOVÉHO TŘENÍ MASOKOSTNÍ KAŠE ZA VYSOKÝCH TLAKŮ

L. Novák

NOVÁK, L. (Vysoká škola zemědělská, Praha): *Vliv drsnosti povrchu na velikost součinitele smykového tření masokostní kaše za vysokých tlaků*. Zeměd. Techn., 32, 1986 (8) : 495-510.

Měřili jsme součinitele smykového tření na nově zkonstruovaném tribometru, který umožňuje měřit partikulární látky za velmi vysokých tlaků. Experimenty bylo zjištěno, že u funkčních povrchů, které jsou vystaveny velmi vysokým tlakům (šnekové lisy), není ekonomické snižovat drsnost pracovního povrchu, aby se snížil součinitel smykového tření, a tím také energetické nároky. Zvýšením drsnosti povrchu příčnými drážkami je na pracovním povrchu vytvořen mazací efekt, čímž se dosáhne stejné nebo i nižší hodnoty součinitele smykového tření než u kluzných podložek broušených. V porovnání s kluznou podložkou o drsnosti povrchu $R_a = 1,55 \mu\text{m}$ je součinitel smykového tření v oblasti tlaků vyšších než 15 MPa až o 28 % nižší. Tím se snižuje i opotřebení, jak plyne z teorie Kragelského.

tribometr; kluzné podložky; úprava funkčního povrchu

Třecími vlastnostmi partikulárních látek, mezi které patří i masokostní kaše, se zabývali různí autoři. Sokolov [1973] se zmiňoval o tření makaronového těsta do tlaku 8 MPa. Měření se konala v rozmezí tlaků 5 až 8 MPa a teplot makaronového těsta 48 až 53 °C a 43 až 48 °C. Při teplotě 48 až 53 °C byl naměřen součinitel smykového tření $f = 0,29$ až 0,30. Při teplotě 43 až 48 °C byl naměřen součinitel smykového tření $f = 0,40$ až 0,45. Otáčky šneku byly $n = 26 \cdot \text{min}^{-1}$.

Součinitel smykového tření u rozemletých sójových bobů byl měřen až do tlaku 24 MPa při teplotě 120 až 125 °C [Sokolov, 1973]. Za klidu byla naměřena velikost součinitele smykového tření $f_s = 0,25$, za pohybu $f_d = 0,08$.

Roszkowski a Brzozowski [1975] zkoumali závislost součinitele smykového tření píce — kov v závislosti na obsahu vody v ní. Součinitel tření nabývá u píce o obsahu vody větším než 50 % výrazně větších hodnot než u píce s nižším obsahem vody. U píce s obsahem vody vyšším než 50 % nabývá součinitel tření vysokých hodnot, vyšších než 0,5. Fiala [1965] naměřil u vojtěškové senáže o vlhkosti 41 % při růstu přitlačného tlaku z 10 na 100 kPa pokles hodnot součinitele tření na různých materiálech z hodnoty přibližně 0,6 na hodnotu 0,45. Řezníček aj. [1982] zkoumali třecí vlastnosti vojtěška — ocel v rozsahu tlaků $p = 0 \div 1,5$ MPa. Zároveň sledovali vliv různé části rostliny (listy, lodyha, čerstvá vojtěška, zavadlá vojtěška) na změnu součinitele smyko-

vého tření. Výsledky ukazují na poměrně malou variabilitu naměřených hodnot v závislosti na zpracování různé části rostliny a velmi výrazné závislosti na velikosti tlaku mezi třecími plochami. Je možné říci, že při tlacích větších než 1 MPa lze počítat s hodnotou součinitele smykového tření $f = 0,1$.

Velmi málo prací však nacházíme v oblasti třecích vlastností maso-kostní kaše za extrémních tlaků. Tomuto problému věnují již několik let ve svých pracích zvýšenou pozornost pracovníci katedry materiálů a technologie Vysoké školy zemědělské v Praze. Tím vyplňují mezeru v oblasti zkoumání třecích vlastností tohoto složitého partikulárního systému.

TEORETICKÝ ROZBOR

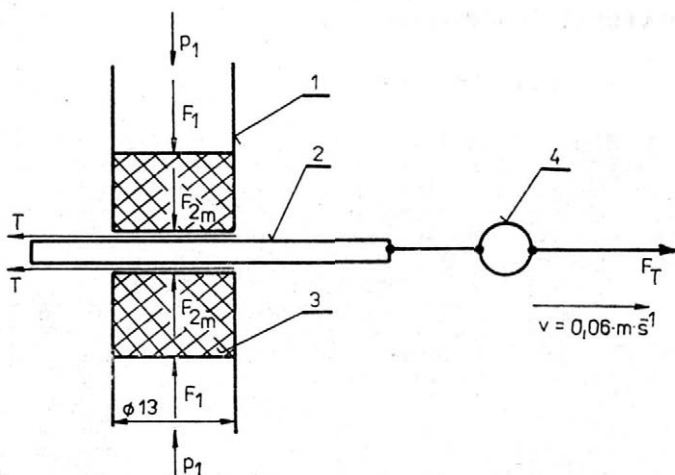
Šnekovice, které jsou vyráběny pro vysokotlaké šnekové lisy odléváním, nejsou podrobovány jakékoli úpravě drsnosti povrchu (ČSN 01 4450, 1960). Po určité době provozu lisu při zpracování odpadu živočišného původu se povrch šnekovice opotřebuje, což je znázorněno na obr. 1 a 2. Na obr. 1 se opotřebení vyskytuje bez větších změn po celém povrchu šnekovice. Směr otěru, který je charakterizován téměř rovnoběžnými rýhami na povrchu, je souběžný s obvodem šnekovic. Obr. 1 byl zhotoven optickým mikroskopem firmy LEITZ při zvětšení 45X.



1. Opotřebení povrchu šnekovice (optický mikroskop) — Wear of worm surface (optical microscope)

2. Detailní vyšetření povrchu šnekovice (rastrovací elektronový mikroskop) — Detailed examination of worm surface (scanning electron microscope)

3. Princip metody na určení velikosti součinitele smykového tření masokostní kaše za vysokých tlaků — Principle of the method of determining the coefficient of shear friction in meat-bone mash under high pressures



Na obr. 2 je uvedeno detailní vyšetření povrchu šnekovnice rastrovacím elektronovým mikroskopem (SEM) TESLA BS 3000 při zvětšení 3000X. Na snímku je vidět místní porušení celistvosti funkčního povrchu a vystupující částice v rýhách (Ř í m a n a j., 1985).

Při prodloužení životnosti šnekovic při známých vzájemných vztazích mezi třením a opotřebením (K r a g e l s k í, 1971) je nutná znalost součinitele smykového tření na různých drsnostech povrchu.

Princip metody (N o v á k, 1984, 1985) použité při měření součinitele smykového tření masokostní kaše za vysokých tlaků je znázorněn na obr. 3.

Ve vyhřívaných válcích (1) jsou umístěny dva vzorky masokostní kaše (3), které jsou přitlačovány na protahovanou kluznou podložku (2). Tenzometrickým snímačem (4) ve tvaru prstence je měřena velikost síly F_T na protažení kluzné podložky, způsobená dvěma třecími silami T působícími na kluznou podložku.

Při stlačování masokostní kaše ve válcích (1) dochází k bočním tlakům na stěny válců. Tyto tlaky způsobují pokles síly F_1 (tlaku p_1) nad protahovanou kluznou podložkou na velikost síly F_{2m} (tlaku p_{2m}). Velikost síly F_{2m} je určena pomocí přístroje na měření úbytku síly (tlaku) ve válci (N o v á k, 1985, 1986). Potom je určena velikost součinitele smykového tření z výrazu (3), který je získán dosazením rovnice (1) do rovnice (2)

$$T = \frac{F_T}{2} \quad (1)$$

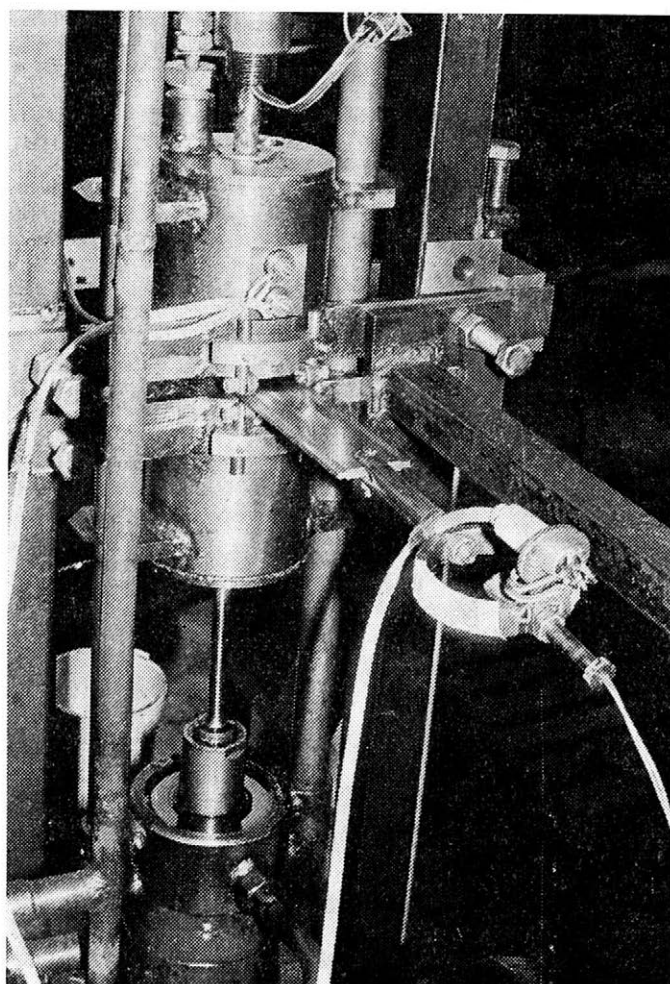
$$f_D = \frac{T}{F_{2m}} \quad (2)$$

$$f_D = \frac{F_T}{2F_{2m}} \quad (3)$$

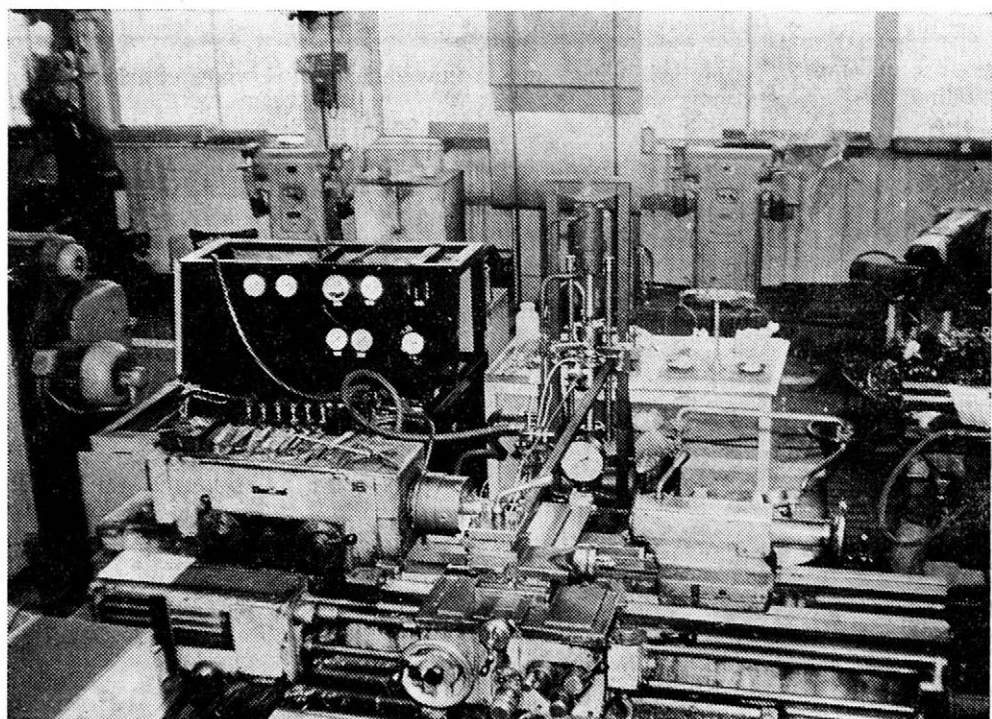
kde: F_T — síla potřebná k protažení kluzné podložky
 F_{2m} — normálová síla působící bezprostředně na kluznou podložku
 T — třecí síla

POPIS POUŽITÉHO ZAŘÍZENÍ

Hlavní část tribometru tvoří ocelová svařovaná konstrukce, do které jsou zavěšeny dva hydraulické válce o průměru 80 mm a o zdvihu 160 mm. V pístnicích hydraulických válců jsou umístěny dva pístky o průměru 13 mm. Na horním pístku jsou tenzometrické snímače, jimiž je určována velikost normálové síly působící na protahovanou kluznou podložku. Ve středu nosné konstrukce jsou umístěny dva vyhřívané měřicí válce, do jejichž vnitřního otvoru se ukládají vzorky masokostní kaše, které jsou přitlačovány pístky o průměru 13 mm na protahovanou kluznou podložku. Ke kluzné podložce je připevněn prstencový tenzometrický snímač s ocelovým lankem, navíjelejícím se na hřídel upnutý v čelistech univerzální hlavy soustruhu s plynulou regulací otáček. Kluzná podložka se pohybuje v osmi kuličkových ložiscích, pomocí nichž je vymezena vůle mezi protahovanou kluznou podložkou a čely měřicích válců (obr. 4). Hydraulické válce jsou vzájemně propojeny vysokotlakým potrubím, čímž je zajištěno rovnoměrné zatížení kluzné podložky umístěné mezi měřicími válci. Třecí síly na kluzné podložce od přitlačované masokostní kaše jsou zachyceny ocelovými tyčemi, po kterých se mohou měřicí válce se vzorkem posunovat, a držáky opatřenémi šrouby na měřicích válcích. Stabilita



4. Detail protahované kluzné podložky mezi měřicími válci s tenzometrickým snímačem — Detail of a sliding surface drawn between measuring cylinders with a tensometric sensor



5. Celkový pohled na měřicí pracoviště. V levé části obrázku je zdroj tlakového oleje, ve střední části obrázku tribometr s hrotovým soustruhem — General view of the measuring line. Left: source of pressure oil. Centre: tribometer with a centre lathe

celého zařízení je zajištěna vzpěrou umístěnou mezi soustruhem a tribometrem. Celý hydraulický obvod je jistěn proti přetížení pojistným ventilem VP-10, opatřeným manometrem. Činnost manometru je kontrolována tenzometrickým snímačem horního pístku o průměru 13 mm, který zároveň eliminuje případné hydraulické ztráty. Měřicí válce jsou vytápěny topnou spirálou v olejové lázni, jejíž teplota je udržována elektronickým zařízením TRS-193. Velikost třecích sil snímáných prstencovým snímačem je zaznamenávána na zapisovači VAREG-2. Celkový pohled na měřicí pracoviště je znázorněn na obr. 5.

METODIKA MĚŘENÍ

1. Zapojíme měřicí, regulační a zapisovací aparatury na zdroj napětí.
2. Na analytických vahách navážíme vzorky směsi o hmotnosti $m = 5$ g.
3. Spodní vyhřívací válec posuneme do spodní polohy a naplníme vzorkem směsi.
4. Spodní válec posuneme do střední polohy a umístíme na něj ocelovou podložku.
5. Horní vyhřívací válec naplníme naváženým vzorkem.
6. Zapneme zdroj tlakového oleje a vzorek stlačíme na nejnižší měřenou hodnotu 0,08 MPa, kterou nastavíme na manometru.
7. Vzorek umístěný ve válcích necháme prohřát na požadovanou teplotu.
8. Seřídíme otáčky soustruhu tak, aby odpovídaly požadované rychlosti protahování kluzné podložky.
9. Do sklíčidla soustruhu upneme navíjecí kladku.

10. Vyjme ocelovou podložku a mezi válce umístíme odmaštěnou protahovanou kluznou podložku.

11. Posunem spodního válce a pomocí stavěcích šroubů vodicích kladek nastavíme vůli mezi protahovanou kluznou podložkou a tělesem vyhřívacího válce.

12. Podložku zasuneme do krajní polohy a zatížíme ji potřebným tlakem.

13. Uvedeme do pohybu posuv záznamového papíru v zapisovači.

14. Zapneme soustruh a protahujeme kluznou podložku navíjením lanka na kladku umístěnou v univerzální hlavě soustruhu.

15. Na záznamovém papíru je zaznamenána křivka, která znázorňuje velikost třecí síly při protažení kluzné podložky. Zároveň u každého průtahu zaznamenáme rozsah zapisovače, počet průtahů a velikost tlaku při měření.

16. Odlehčíme písty zpětným tlakem oleje, vyjme protahovanou kluznou podložku, odmastíme ji a zabrousíme dosedací plochy stlačeného vzorku ve válcích.

17. Zasuneme destičku a celé měření opakujeme. Při jedné velikosti tlaku průtahy opakujeme třikrát.

18. Takto postupujeme až do velikosti tlaku 1 MPa. (Tato nastavená hodnota odpovídá tlaku p_1 na vzorek směsi 38 MPa.)

19. Vyjme vzorek, vytlačíme jej tlakem pístů a zvážíme na analytických vahách.

20. Válce i písty vyčistíme a celé měření opakujeme.

MATERIÁL A PODMÍNKY MĚŘENÍ

K měření součinitele smykového tření masokostní kaše byl použit průměrný vzorek odebraný ve Veterinárním asanačním ústavu v Podbořanech. Vzorek obsahoval: 5 % kostí, 15 % kadaverů, 80 % konfiskátů. Masokostní kaše obsahovala 45,04 % tuku.

Teplota

Při měření měla masokostní kaše teplotu $t = 110^\circ\text{C}$, teplota okolního prostředí byla $t_0 = 22^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$, relativní vlhkost vzduchu $55\% \pm 5\%$.

Tlak

Měření bylo provedeno v rozsahu tlaků $p_1 = 3\text{--}38\text{ MPa}$. Tohoto tlaku, jehož hodnota odpovídá tlaku nad protahovanou kluznou podložkou $p_{2m} = 20\text{ MPa}$, bylo dosaženo vhodně zvoleným hydraulickým převodem.

Materiál a drsnost povrchu protahované kluzné podložky

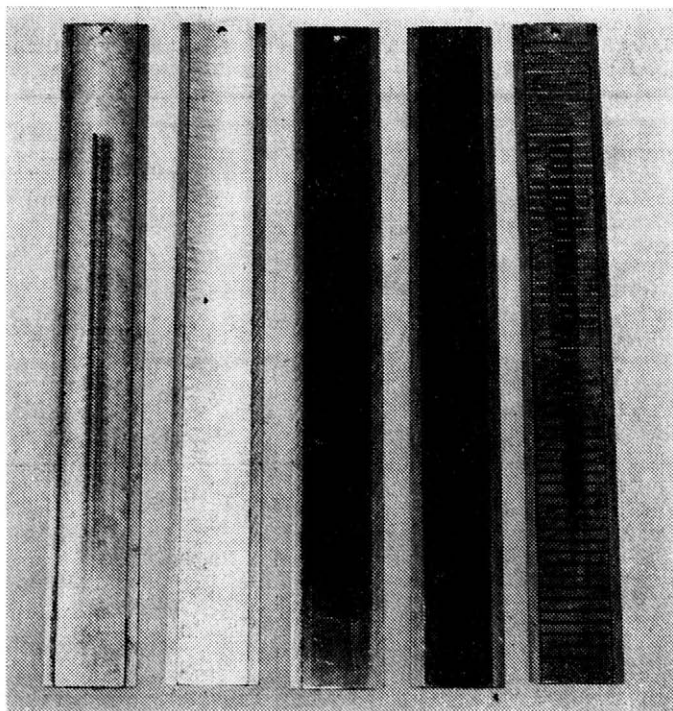
Kluzné podložky byly vyrobeny z oceli 11 373.

Drsnost povrchu

Pro porovnání vlivu drsnosti povrchu kluzné podložky na velikost součinitele smykového tření byly připraveny vzorky s různou velikostí drsnosti povrchu. Velikost drsnosti povrchu byla určována švýcarským přístrojem DIAVITE MT-10 s přímou indikací hodnot R_a , který byl doplněn zapisovačem HELCOSCRIPTOR HE-16 k zaznamenávání průběhu snímaných profilů. Přístroj snímá povrch vzorku pomocí diamantového hrotu. Pohyby hrotu se přenášejí na piezoelektrickou podložku, která přeměňuje mechanické kmitů v elektrické. Ty jsou převáděny na vstup zesilovače s pásovým filtrem k ručičkovému indikačnímu přístroji, na němž lze přímo odečíst střední aritmetickou úchylku R_a .

Měřili jsme šest míst po obou stranách kluzné podložky. K měření bylo použito čtyř vzorků s rozdílnou drsností povrchu, označených čísly 1, 5, 7 a 8. U každé strany vzorků byla určena průměrná hodnota R_a z obou stran kluzné podložky, protože třecí proces probíhá na obou stranách současně. Vzorek č. 8 byl upraven frézováním příčných rýh (hlubokých 1 mm). Šířka rýh byla 1 mm a drsnost mezi rýhami takto upravené kluzné podložky byla $R_a = 1,69\text{ }\mu\text{m}$ (obr. 6). Naměřené hodnoty pro jednotlivé kluzné podložky jsou sestaveny v tab. I

6. Kluzné podložky: zleva č. 1, 2, 5, 7, 8 (poznámka: u podložky č. 2 — druhá zleva — nebylo měření provedeno) — Sliding surfaces: from the left: 1, 2, 5, 7, 8 (note: surface 2 — second from the left — was not measured)



VÝSLEDKY

Zjištěné hodnoty pro měření součinitele smykového tření masokostní kaše — ocel pro jednotlivé kluzné podložky jsou zpracovány do grafů na obr. 8 až 11.

Velikost normálové síly F_{2m} , působící bezprostředně při styku s kluznou podložkou, byla určena takto:

Z rovnice (4) je určena hmotnost vzorku m připadající na jednu velikost tlaku, při kterém probíhá měření velikosti síly F_T protahované kluzné podložky

$$\Delta m = \frac{m - \bar{m}}{n} \quad (4)$$

kde: m — hmotnost vzorku na začátku měření

$\bar{m}$ — průměrná hmotnost vzorku po měření

n — počet hodnot tlaků, při kterém probíhá měření součinitele smykového tření

Dále určíme z rovnice (5) hmotnost vzorku m_1 , odpovídající i -té velikosti tlaku, při které probíhá měření třecí síly F_T

$$m_1 = m - \Delta m \cdot i \quad (5)$$

Analýza experimentálně zjištěných hodnot funkční závislosti F_1 — m , která byla nalezena při měření úbytku síly (tlaku) při stlačování masokostní kaše (Novák, 1986), je stanovena z rovnice (6) — velikost síly F_{2m} působící bezprostředně na protahovanou kluznou podložku

$$F_1 = F_{2m} = A \cdot e^{B \cdot m_1} \quad (6)$$

kde: A ; B — regresní parametry

m_1 — hmotnost vzorku odpovídající i -té velikosti tlaku, při kterém měření třecí síly F_T probíhá

I. Naměřené a vypočtené hodnoty drsnosti povrchu R_a pro kluzné podložky č. 1, 5, 7, 8 — The measured and calculated values of surface roughness R_a for sliding surfaces 1, 5, 7, 8

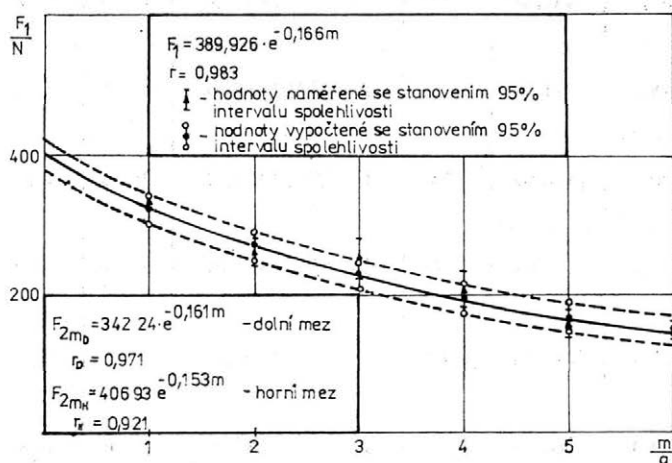
	Strana a	Strana b	Strana a	Strana b	Strana $\frac{a+b}{2}$
	[μm]				
Vzorek č. 1	4,1 3,8 5,2 5,9 4,0 6,0	4,3 5,2 4,5 4,8 6,2 5,3	4,83	5,05	4,90
Vzorek č. 5	0,42 0,35 0,53 0,45 0,36 0,61	0,32 0,36 0,38 0,33 0,40 0,40	0,45	0,36	0,41
Vzorek č. 7	1,6 1,15 1,15 1,8 1,25 1,35	1,5 1,7 1,4 1,85 2,15 1,65	1,38	1,71	1,55
Vzorek č. 8	0,8 1,25 1,75 1,15 1,5 3,1	2,0 1,9 1,65 2,2 2,15 1,8	1,43	1,95	1,69

Velikost regresních parametrů pro jednotlivé velikosti normálových sil F_1 jsou sestaveny v tab. II. Zároveň je pro každý naměřený bod křivky stanoven 95% interval spolehlivosti. Na jeho základě je pro každou křivku stanoven konfidenční pás (tab. III), který je pro sílu $F_1 = 408$ N znázorněn na obr. 7. Velikost chyby měření je určena pro kluznou podložku č. 1, protože zde docházelo k největšímu rozptylu hodnot. Výsledky jsou uvedeny v tab. IV. Největší chyba Δ_T protahovací síly F_T byla asi 11 % při protahování kluzné podložky při síle $F_{2m} = 169,7$ N. Tato chyba se zmenšovala se zvětšující se normálovou silou F_{2m} až na hodnotu 2,2 % při velikosti normálové síly $F_{2m} = 2441,7$ N. U ostatních kluzných podložek byl tento rozptyl menší. Velikost chyby Δ_T se pohybovala do 6,4 % a velikost chyby normálové síly do hodnoty 6,5 %.

II. Přehled regresních parametrů pro regresní závislost $F_{2m} = A \cdot e^{Bm}$ s velikostí korelačního koeficientu pro naměřené hodnoty masokostní kaše — A survey of the regression parameters for the regression equation $F_{2m} = A \cdot e^{Bm}$ with the correlation coefficient for the measured values of meat-bone mash

0 g	1 g	2 g	3 g	4 g	5 g	6 g			
$F_1 = F_{2m}$ [N]	F_{2m} [N]						r	A	B
408,0	337,15	259,60	252,86	207,18	158,04	147,50	0,983	389,926	-0,166
619,0	491,39	407,11	347,69	358,22	224,63	214,21	0,955	588,304	-0,169
1014,0	772,49	596,76	547,87	505,73	368,76	326,61	0,987	880,415	-0,172
1407,0	1053,59	807,47	741,01	674,30	477,19	467,08	0,975	1198,554	-0,164
1804,0	1299,29	972,80	912,84	832,34	621,62	621,62	0,968	1414,800	-0,146
2183,5	1566,06	1130,72	1078,16	990,37	832,34	772,49	0,965	1626,304	-0,130
2568,1	1847,16	1299,29	1222,17	1116,81	990,38	874,48	0,960	1892,965	-0,133
3000,1	2100,02	1453,96	1373,88	1222,17	1088,57	990,38	0,956	2136,750	-0,135
3403,1	2391,66	1643,60	1508,75	1320,36	1172,86	1000,90	0,971	2508,913	-0,157
3819,3	2746,09	1847,16	1608,21	1429,35	1207,84	1053,59	0,973	2908,846	-0,177
4035,3	2928,99	1945,35	1678,59	1496,11	1193,93	1057,09	0,977	3157,615	-0,191
5026,0	3568,70	2359,43	2093,70	1980,83	1679,13	1486,04	0,953	3633,532	-0,156

7. Stanovení velikosti normálové síly F_{2m} a konfidenčního pásu pro velikost síly $F_1 = 408$ N v závislosti na hmotnosti m stlačovaného vzorku — Determination of the normal strength F_{2m} and confidence zone for force magnitude $F_1 = 408$ N in relation to the weight m of compressed sample



DISKUSE

Průběhy křivek znázorněných na obr. 8 až 11 byly sestaveny na základě 12 experimentálně zjištěných hodnot. Regresní analýzou těchto hodnot byly nalezeny regresní vztahy znázorněné na příslušných grafech funkční závislosti $f - F_{2m}$ jednotlivých kluzných podložek. Velikost korelačního koeficientu ukazuje na velmi těsnou funkční závislost nalezených regresních vztahů. U kluzné podložky č. 7 o drsnosti $R_a = 1,55 \mu m$ (obr. 8) součinitel smykového tření se zvětšující se normálovou silou F_{2m} vzrůstal až do hodnoty $f_D = 0,066$ při velikosti normálové síly $F_{2m} = 409$ N. Od této hodnoty se jeho velikost se zvětšující se nor-

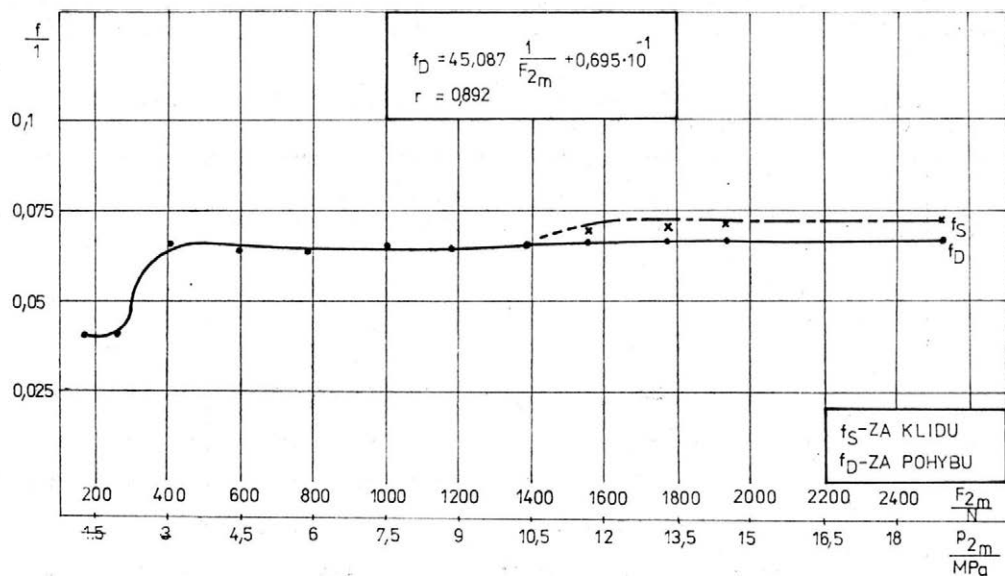
III. Stanovení velikosti normálové síly F_{2m} při dané hmotnosti m vzorku a určení parametru regresní závislosti $F_{2m} = A \cdot e^{Bm}$, jejichž pomocí byl určen 95% interval spolehlivosti a konfidenční pás pro normálovou sílu F_{2m} u masokostní kaše — Determination of the magnitude of normal force F_{2m} at a given weight m of sample and determination of the parameter of the regression equation $F_{2m} = A \cdot e^{Bm}$, by means of which the 95% confidence interval and confidence zone were determined for normal strength F_{2m} in meat-bone mash

$F_1 = F_{2m}$ [N]	F_{2m} [N]	m [g]	$F_{2m} - \Delta; F_{2m} + \Delta$	ΔF_{2m} [N]	ΔF_{2m} [%]	a_D a_H	b_D b_H	r_D r_H
408	169,74	5,000	153,05; 189,48	18,22	10,73	342,24 406,93	-0,161 -0,153	0,971 0,921
619	262,76	4,777	242,76; 282,69	19,97	7,59	556,27 620,07	-0,174 -0,164	0,944 0,963
1014	400,87	4,555	367,32; 434,25	33,46	8,35	816,82 942,35	-0,175 -0,170	0,985 0,981
1407	589,08	4,332	571,54; 621,93	25,20	4,28	1108,56 1244,28	-0,153 -0,160	0,938 0,984
1804	775,42	4,109	742,34; 819,99	38,83	5,01	1341,18 1459,82	-0,143 -0,140	0,937 0,978
2183,5	982,67	3,886	933,18; 1031,84	49,33	5,02	1572,88 1679,61	-0,134 -0,125	0,957 0,969
2568,1	1164,21	3,664	1109,14; 1219,11	54,99	4,72	1824,98 1960,31	-0,136 -0,130	0,949 0,969
3000,1	1340,37	3,441	1303,04; 1413,82	55,39	4,13	2089,43 2229,71	-0,137 -0,132	0,945 0,936
3403,1	1512,95	3,218	1429,69; 1595,87	83,09	5,49	2414,91 2602,77	-0,163 -0,152	0,966 0,974
3819,3	1713,84	2,995	1610,51; 1788,06	88,78	5,18	2799,81 3000,57	-0,185 -0,173	0,975 0,966
4035,3	1860,67	2,773	1767,75; 1952,95	92,60	4,98	3056,06 3258,27	-0,197 -0,185	0,975 0,979
5026	2441,65	2,550	2266,56; 2476,31	104,88	4,30	3703,98 3901,68	-0,193 -0,178	0,915 0,911

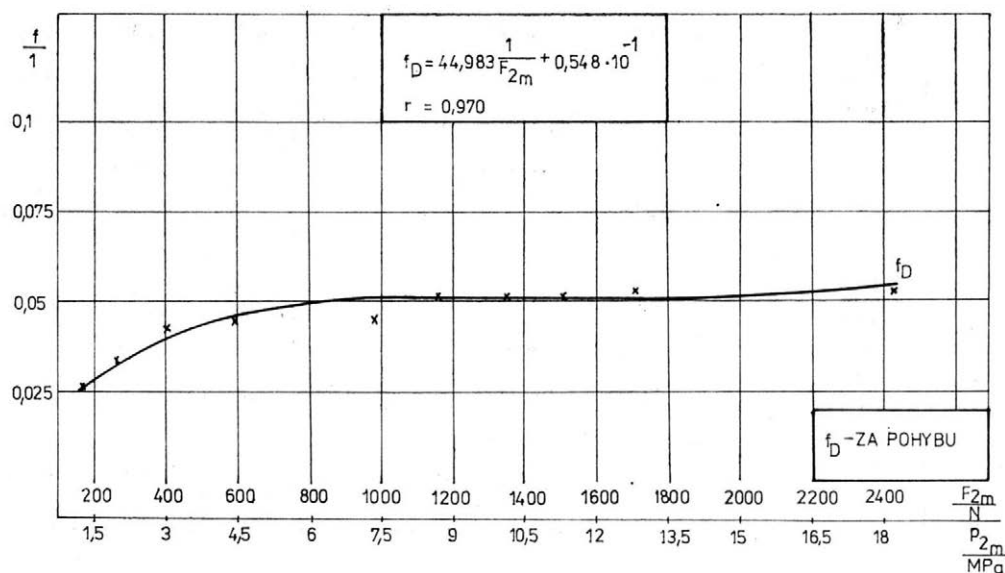
IV. Určení velikosti chyb součinitele smykového tření f_D masokostní kaše u kluzné podložky č. 1 — Determination of the errors of the shear friction coefficient f_D of meat-bone mash on sliding surface 1

$Ra = 4,86 \mu m$ (σ_T — rozptyl naměřených hodnoty síly F_T ; ΔF_{2m} — velikost chyby normálové síly; ΔF_T — velikost chyby třecích sil)

F_1 [N] P_1 MPa	$\bar{F}_{2m}$ [N] P_2 MPa	F_T [N]	σ_T [N]	ΔF_{2m} [N]	ΔF_{2m} [%]	ΔF_T [N]	ΔF_T [%]	f_D	Δ_{stf}
402 3,0	169,7 1,3	12,93	1,37	18,22	10,73	1,44	11,16	0,038	$\pm 0,0052$
609 4,6	262,8 2,0	24,55	2,00	19,97	7,59	2,21	9,01	0,047	$\pm 0,0055$
1005 7,6	400,9 3,0	52,23	4,72	33,46	8,35	4,95	9,49	0,066	$\pm 0,0083$
1407 10,6	589,1 4,4	64,76	4,27	25,20	4,28	4,49	6,93	0,055	$\pm 0,0147$
1809 13,6	775,4 5,8	87,74	3,43	38,83	5,01	3,60	4,10	0,057	$\pm 0,0036$
2211 16,7	982,7 7,4	113,33	7,78	49,33	5,02	8,17	7,20	0,058	$\pm 0,0051$
2613 19,7	1164,2 8,8	123,25	5,12	54,99	4,72	5,37	4,36	0,053	$\pm 0,0034$
3015 22,7	1340,4 10,1	143,62	9,38	55,39	4,13	9,85	6,90	0,054	$\pm 0,0043$
3418 25,8	1513,0 11,4	163,99	4,72	83,09	5,49	4,95	3,01	0,054	$\pm 0,0039$
3820 28,8	1713,8 12,9	185,92	6,47	88,78	5,18	6,80	3,70	0,054	$\pm 0,0034$
4021 30,3	1860,7 14,0	198,42	6,13	92,60	4,98	6,43	3,24	0,053	$\pm 0,0031$
5026 37,9	2441,7 18,4	285,67	6,08	104,88	4,30	6,38	2,23	0,058	$\pm 0,0028$



8. Závislosti součinitele smykového tření masokostní kaše na velikosti normálové síly F_{2m} (tlaku p_{2m}) u kluzné podložky č. 7; drsnost $Ra = 1,55 \mu m$ — The relations of the shear friction coefficient of meat-bone mash to the normal strength F_{2m} (pressure p_{2m}) in sliding surface 7, roughness $Ra = 1.55 \mu m$



9. Závislosti součinitele smykového tření masokostní kaše na velikosti normálové síly F_{2m} (tlaku p_{2m}) u kluzné podložky č. 1; drsnost povrchu $Ra = 4,86 \mu m$ — The relations of the shear friction coefficient of meat-bone mash to the magnitude of normal force F_{2m} (pressure p_{2m}) in sliding surface 5; roughness of surface $Ra = 4.86 \mu m$

málovou silou výrazně neměnila. Velikost součinitele tření za klidu se projevovala až od hodnoty normálové síly $F_{2m} = 1340$ N.

U kluzné podložky č. 5 o drsnosti $Ra = 0,41 \mu\text{m}$ (obr. 9) velikost součinitele smykového tření se zvětšující se normálovou silou velmi povolna vzrůstala na hodnotu $f_D = 0,050$ při velikosti normálové síly $F_{2m} = 900$ N. Se zvětšující se normálovou silou zůstává hodnota součinitele smykového tření nezměněna až do velikosti síly $F_{2m} = 1700$ N. Od této hodnoty součinitel smykového tření mírně vzrůstá na hodnotu $f_D = 0,055$. Součinitel tření za klidu f_s se v celém rozsahu měření neprojevil.

U kluzné podložky č. 1 o drsnosti $Ra = 4,86 \mu\text{m}$ (obr. 10) součinitel smykového tření rychle vzrůstá až na hodnotu $f_D = 0,066$ při velikosti normálové síly $F_{2m} = 409$ N. Od této hodnoty povolna klesá se zvětšující se normálovou silou F_{2m} , nejnižší velikost má v rozsahu sil $F_{2m} = 1164 \div 1860$ N, tj. $f_D = 0,053$. Při velikosti síly $F_{2m} = 2441$ N vzroste součinitel smykového tření na hodnotu $f_D = 0,058$. Součinitel tření za klidu se projevuje již od hodnoty normálové síly $F_{2m} = 262$ N po celém rozsahu měření.

U kluzné podložky č. 8, ve které jsou vyfrézovány příčné drážky 1×1 mm (drsnost povrchu mezi drážkami $Ra = 1,69 \mu\text{m}$), součinitel smykového tření (obr. 11) vzrůstá na hodnotu $f_D = 0,070$ při velikosti normálové síly $F_{2m} = 409$ N. Od této hodnoty povolna klesá až na hodnotu $f_D = 0,051$ při velikosti normálové síly $F_{2m} = 1407$ N, potom povolna vzrůstá na hodnotu $f_D = 0,057$ při velikosti normálové síly $F_{2m} = 1611$ N. Od této hodnoty opět mírně klesá na velikost $f_D = 0,055$ při síle $F_{2m} = 2660$ N.

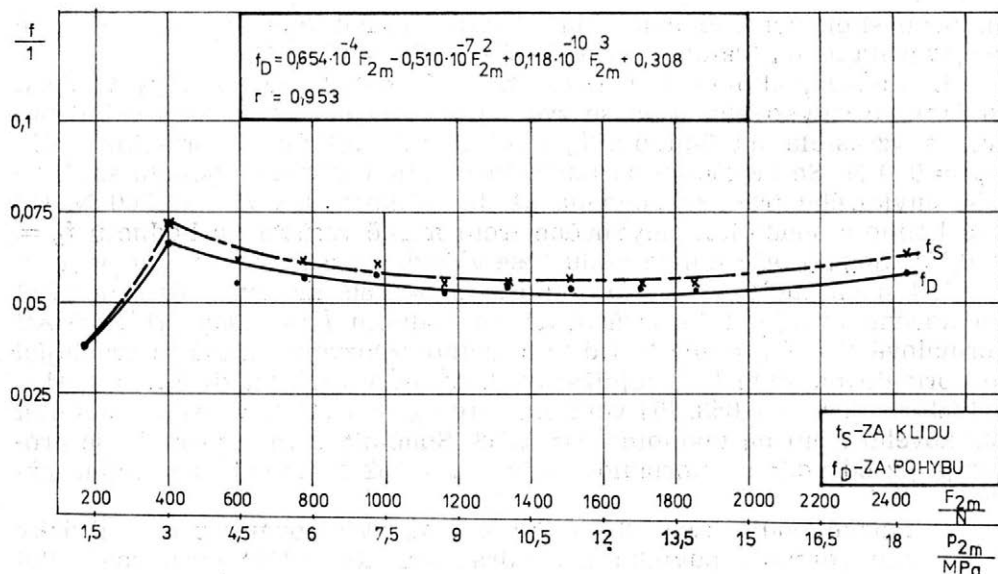
Z těchto měření lze vyvodit:

1. Při měření součinitele smykového tření masokostní kaše se vzrůstající drsností povrchu u kluzných podložek č. 1, 7 a 8 jeho velikost vzrůstá až do velikosti normálové síly $F_{2m} = 409$ N. Způsobují to úlomky kostí, které i přes živočišný tuk vytěsňovaný ze vzorku během měření přicházejí do styku s kluznou podložkou. Až do velikosti této síly je velikost součinitele smykového tření velmi závislá na drsnosti povrchu kluzné podložky.

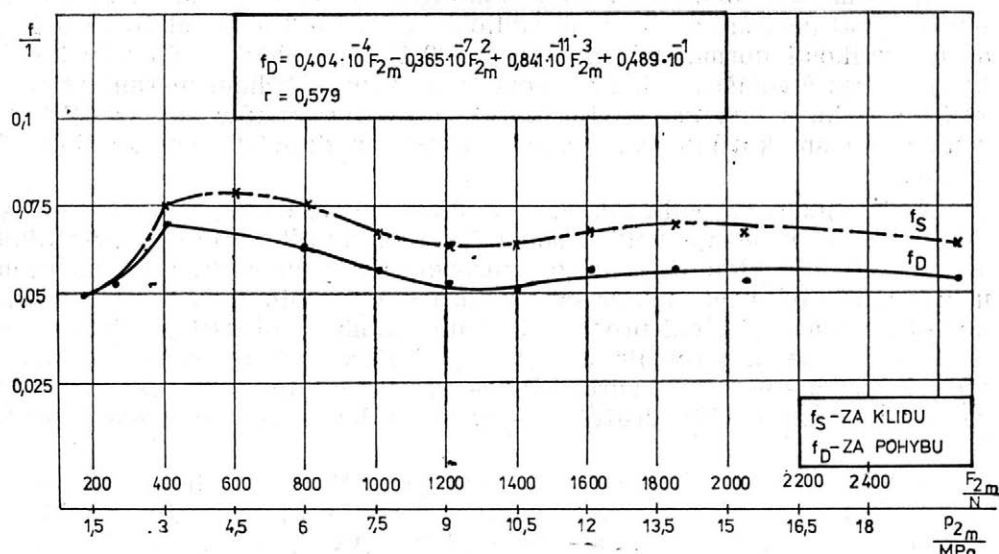
2. U kluzných podložek č. 1 a 8 se od velikosti normálové síly $F_{2m} = 409$ N projevuje pokles součinitele smykového tření se zvětšující se normálovou silou F_{2m} . Je to způsobeno zvětšenou drsností povrchu u kluzných podložek, u kterých se nerovnosti vyplňují částicemi masokostní kaše a celý třecí proces částečně probíhá v oblasti vnitřního tření. Zejména se to projevilo u kluzné podložky č. 8 opatřené drážkami, které zároveň slouží jako zdroj maziva (vytěsněný tuk z masokostní kaše se částečně ukládá do drážek v kluzné podložce vyplněné masokostní kaší).

3. Porovnáme-li kluznou frézovanou podložku č. 1 s broušenou podložkou č. 5, nevidíme v oblasti velkých sil (tlaků) podstatný rozdíl ve velikosti součinitele smykového tření. Z toho vyplývá důležitý poznatek, že pro lisování látek s velkým obsahem tuku nemá snižování drsnosti pracovních povrchů praktický význam. Hodnota součinitele smykového tření zůstává téměř nezměněna.

4. Součinitel smykového tření masokostní kaše u podložek č. 1 a 8 se v porovnání s kluznou podložkou č. 7 snižuje asi o 0,015. I když je toto zmenšení malé, přesto z molekulárně mechanické teorie Kragelského



10. Závislost součinitele smykového tření masokostní kaše na velikosti normálové síly F_{2m} (tlaku p_{2m}) u kluzné podložky č. 1; drsnost povrchu $R_a = 4,86 \mu m$ — The relation of the shear friction coefficient of meat-bone mash to the magnitude of normal force F_{2m} (pressure p_{2m}) in sliding surface 1; surface roughness $R_a = 4.86 \mu m$



11. Závislost součinitele smykového tření masokostní kaše na velikosti normálové síly F_{2m} (tlaku p_{2m}) u kluzné podložky č. 8 (vyfrézované příčné rýhy 1×1 mm, drsnost povrchu mezi rýhami $R_a = 1,69 \mu m$) — The relation of the shear friction coefficient of meat-bone mash to the magnitude of normal force F_{2m} (pressure p_{2m}) in sliding surface 8 (milled cross-grooves 1×1 mm, surface roughness between grooves $R_a = 1.69 \mu m$)

vyplývá z funkční závislosti mezi součinitelem smykového tření f_D a hodnotou specifického opotřebení i_h velmi důležitý poznatek.

Nad hodnotu $f_D = 0,5$ se specifické opotřebení i_h zvětšuje relativně jen málo s nárůstem f_D . Ovšem při hodnotách tření $f_D = 0,1$ se specifické opotřebení i_h zmenšuje velmi rychle při poklesu součinitele smykového tření (Kragelski, 1971). Jisté možnosti, jak snížit součinitel smykového tření, nám nabízí vytvoření mazacích drážek jako u kluzné podložky č. 8. Zde se projevuje pokles hodnoty součinitele smykového tření až na hodnotu $f_D = 0,051$.

ZÁVĚR

Při měření součinitele smykového tření bylo dosaženo těchto výsledků:

Maximální hodnota ze čtyř zkoumaných kluzných podložek při tření masokostní kaše byla naměřena u kluzné podložky č. 7 o drsnosti $Ra = 1,55 \mu m$, $f_D = 0,066$.

U frézované kluzné podložky č. 1 o drsnosti $Ra = 4,87 \mu m$ nebyly v oblasti vysokých tlaků zjištěny podstatné rozdíly ve velikosti součinitele smykového tření v porovnání s kluznou podložkou č. 5. Zároveň byl u kluzných podložek č. 1 a 8 naměřen o 0,015 nižší součinitel smykového tření (tj. asi o 0,28 %) než u kluzné podložky č. 7. Z výsledků experimentů vyplývá velmi důležitý poznatek pro praktické využití:

— u šnekových lisů pracujících za vysokých tlaků není ekonomické snižovat drsnost pracovního povrchu šneku za účelem snížení součinitele smykového tření, a tím také snížení jejich energetických nároků;

— naopak zvýšením drsnosti povrchu tím, že se zhotoví příčné drážky, je na pracovním povrchu vytvořen mazací efekt, čímž se dosáhne stejné nebo i nižší hodnoty součinitele smykového tření jako u kluzných podložek broušených. Tím se snižují nejen energetické nároky na lisovací proces, ale i opotřebení šnekovic lisu, jak plyne z teorie Kragelského.

Literatura

ČSN 01 4450. Drsnost povrchu. 1960.

FIALA, J.: Tření zemědělských materiálů. Zeměd. Techn., 11, 1965, č. 4, s. 205-219.
KRAGELSKI, I. V.: Reibung und Verschleiss. 2. Aufl. Berlin, VEB Verlag Technik 1971.

NOVÁK, L.: Návrh přístroje na měření součinitele smykového tření masokostní kaše za vysokých tlaků. In: Sbor. MF VŠZ v Praze. Praha 1984, s. 251-267.

NOVÁK, L.: Třecí vlastnosti masokostní kaše a moučky za extrémních tlaků. [Kandidátská disertační práce.] Praha 1985. 141 s. — Vysoká škola zemědělská.

NOVÁK, L.: Tření masokostní kaše po oceli do tlaku 26 MPa a teploty 40 °C. In: Sbor. MF VŠZ v Praze. Praha 1986.

NOVÁK, L.: Určení pláštěvého tření při stlačování masokostní kaše za teploty 110 °C. Zeměd. Techn., 32, 1986, č. 3, s. 153-164.

ROSZKOWSKI, A. — BRZOZOWSKI, J.: Technologia zbioru żelonek z mechanicznym odwadnianiem. Warszawa, Instytut budownictwa, mechanizacji i elektryfikacji rolnictwa 1975.

ŘEZNÍČEK, R. a kol.: Výzkum mechanických vlastností píce a uvolňování šťávy z píce. [Dílčí zpráva výzkumného úkolu.] Praha, Vysoká škola zemědělská 1982. 112 s.

ŘÍMAN, R. — TYKAL, K. — STANĚK, P.: Zpráva o výsledku rozboru šnekovice vysokotlakého lisu. Výzkumný ústav železa, Dobrá, pobočka Karlštejn 1985. 12 s.

SOKOLOV, A. J.: Pressy piščevych i kormovych proizvodstv. Moskva, Mašinostrojenie 1973. 286 s.

Došlo dne 5. 2. 1986

НОВАК, Л. (Сельскохозяйственный институт, Прага - Сухдол): Влияние шероховатости поверхности на размер коэффициента трения скольжения мясокостной пасты при высоких давлениях. *Zeměd. Techn.*, 32, 1986 (8) : 495-510.

Нами измерялись коэффициенты трения скольжения на вновь сконструированном трибометре, который позволяет измерять партикулярные вещества при очень высоких давлениях. Эксперименты показали, что у функциональных поверхностей, подвергаемых очень высоким давлениям (червячный пресс), неэкономично понижать шероховатость рабочей поверхности, чтобы понизился коэффициент трения скольжения и тем самым их энергоёмкость. Путём повышения шероховатости поверхности попеременными канавками на рабочей поверхности создается смазочный эффект, в результате чего получаются такие же или пониженные значения коэффициента трения скольжения, чем у скользящих подкладок шлифованных. По сравнению со скользящей подкладкой шероховатости поверхности $Ra = 1,55$ мкм коэффициент трения скольжения в области давления выше, чем 15 МПа бывает на 28 % ниже. Тем самым понижается и износ, как вытекает из теории Крагельского.

трибометр; скользящие подкладки; обработка функциональной поверхности

NOVÁK, L. (University of Agriculture, Praha-Suchdol): *The Effect of Surface Roughness on the Coefficient of Shear Friction of Meat-Bone Mash under High Pressures*. *Zeměd. Techn.*, 32, 1986 (8) : 495-510.

The shear friction coefficients were measured on a new-designed tribometer which enables to measure the particulate substances under very high pressures. As experimentally determined, in wearing surfaces exposed to very high pressures (auger machines) it is not economical to reduce the roughness of the working surface to decrease the shear friction coefficient and, thereby, the power demand. If cross-grooves are made on the surface to increase its roughness, the value of the shear friction coefficient is the same, or lower, than in ground sliding surfaces. In comparison with a sliding surface having the roughness of $Ra = 1.55 \mu m$, the coefficient of shear friction under pressures above 15 MPa is lower by up to 28 %. This also leads to a lower wear, as follows from the Kragelski theory.

tribometer; sliding surfaces; finishing of the wearing surface

NOVÁK, L. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha-Suchdol): *Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf die Grösse des Gleitreibungskoeffizienten des Fleischknochenbreis unter hohen Drücken*. *Zeměd. Techn.*, 32, 1986 (8) : 495-510.

Wir massen den Gleitreibungskoeffizienten mit Hilfe des neu konstruierten Tribometers, der uns ermöglicht die partikularen Stoffe unter sehr hohen Drücken zu messen. Anhand von mehreren Versuchen wurde festgestellt, dass bei funktionellen Oberflächen, die sehr hohen Drücken ausgesetzt werden (Schneckenpressen), die Senkung der Oberflächenrauigkeit mit dem Ziel den Gleitreibungskoeffizienten und damit auch die entsprechenden energetischen Ansprüche zu beschränken unökonomisch ist. Infolge der Erhöhung der Oberflächenrauigkeit aufgrund der Erzeugung der Querrillen konnte auf der Arbeitsoberfläche ein Schmiereffekt erzielt werden, womit der gleiche oder auch ein niedrigerer Wert des Gleitreibungskoeffizienten als bei geschliffenen Gleitunterlagen zu erzielen ist. Im Vergleich zur Gleitunterlage mit einer Oberflächenrauigkeit von $Ra = 1,55 \mu m$ ist der Gleitreibungskoeffizient im Bereich der Drücke von über 15 MPa bis um 28 % niedriger. Damit verringert sich auch der Verschleiss, wie der Theorie nach Kragelski zu entnehmen ist.

Tribometer; Gleitunterlagen; Aufbereitung der funktionellen Oberfläche

Adresa autora:

Ing. Luboš Novák, CSc., Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha-Suchdol

MEZINÁRODNÍ KONFERENCE „PHYSICAL PROPERTIES OF AGRICULTURAL MATERIALS“



Ve dnech 19. až 23. srpna 1985 proběhla na Vysoké škole zemědělské v Praze 3. mezinárodní konference o fyzikálních vlastnostech zemědělských materiálů a jejich vlivu na konstrukci zemědělských strojů a technologií. Pořadatelem konference byla Vysoká škola zemědělská z pověření ministerstva školství ČSR; konference se konala pod patronátem československého národního komitétu C. I. G. R.

Hlavním gestorem konference byl rektor Vysoké školy zemědělské v Praze prof. ing. Josef Červenka, CSc., gestorem organizačních zajištění děkan mechanizační fakulty VŠZ prof. ing. Vladimír Suchý, CSc., gestorem pro odbornou náplň prof. ing. Radoš Rezníček, DrSc., proděkan mechanizační fakulty a vedoucí katedry fyziky, sekretářem PhDr. Jan Chlumský, CSc., a sekretářem místního organizačního výboru ing. Dagmar Truxová, CSc.

Vědecká rada pro přípravu konference pracovala ve složení: prof. V. I. Fomin — RISCHM, Rostov na Donu, SSSR; prof. E. J. Giessmann — Ingenieurhochschule, Berlin, NDR; prof. J. Gliniski — PAN, Lublin, Polsko; prof. I. Huszár — Agrártudományi Egyetem, Gödöllő, Maďarsko; prof. R. G. Koegel — University of Wisconsin, Madison, USA; prof. H. D. Kutzbach — Institut für Agrartechnik, Universität Hohenheim, NSR; J. Matthews — ředitel institutu N. I. A. E., Silsoe, Bedford, Velká Británie; prof. B. Szot — PAN, Lublin, Polsko; prof. T. Tanaka — Kyoto University, Kyoto, Japonsko; prof. W. J. Yang — University of Michigan, Ann Arbor, USA; prof. R. Rezníček, DrSc. — VŠZ, Praha, ČSSR (předseda); PhDr. J. Chlumský, CSc. — VŠZ, Praha (sekretář). Místo nepřítomných prof. Fomina, prof. Koegela a prof. Tanaky zasedali v průběhu konference ve vědecké radě: prof. J. F. Lačuga — MIISP, Moskva, SSSR; prof. S. Nelson — ARS, University of Georgia, Athens, USA; prof. N. Kawamura — Kyoto University, Kyoto, Japonsko.

Členy místního organizačního výboru byli: prof. ing. R. Rezníček, DrSc. — VŠZ Praha (předseda); RNDr. J. Blahovec, CSc. — VŠZ Praha; ing. J. Celba, CSc. — VÚPP Praha; prof. J. Dvořák — zástupce C. I. G. R., Praha; ing. J. Fiala, DrSc. — ředitel VÚZT Praha; PhDr. J. Chlumský, CSc. — VŠZ Praha; doc. M. Kutílek, CSc. — ČVUT Praha; ing. H. Mašková, CSc. — VÚZT Praha; prof. ing. V. Suchý, CSc. — děkan mechanizační fakulty VŠZ Praha; prof. ing. M. Velebil, DrSc. — VŠZ Praha, představitel C. I. G. R.; ing. D. Truxová, CSc. — VŠZ Praha (sekretář výboru).

Příprava konference trvala téměř jeden a půl roku. Na organizaci a přípravě konference pracovalo přes 20 pracovníků ze všech kateder mechanizační fakulty s převahou pracovníků katedry fyziky. V přípravném týdnu a pak v týdnu konferenčním přibýli další, především z mechanizační fakulty, ale i odjinud, např. šest pracovníků z VÚZT Praha, takže vlastní průběh konference zajišťovalo přibližně 50 pracovníků.

Konference důstojně navázala na předchozí dvě, konané v roce 1976 v Lublinu v PLR a v roce 1980 v Gödöllő, MLR. Aktivních účastníků konference bylo 202 ze 20 zemí celého světa. Rozdělení účastníků podle zemí: Belgie — 1, Bulharsko — 1, ČSSR — 99, Egypt — 2, Finsko — 2, Francie — 2, Holandsko — 3, Itálie — 1, Japonsko — 2, Jugoslávie — 1, Kanada — 3, Maďarsko — 10, NDR — 10, NSR — 7, Polsko — 43, Spojené arabské emiráty — 1, SSSR — 5, Švédsko — 2, Velká Británie — 5, USA — 5. Prezentováno bylo přes 170 vědeckých prací. Velká variabilita témat prací přihlášených k prezentaci na konferenci byla důvodem nového způsobu organizace konference formou samostatných paralelních sympozií.

Jednáni konference probíhalo v těchto odborných vědeckých sympoziích: 1. Fyzikální vlastnosti rostlin — vědecký sekretář RNDr. J. Blahovec, CSc.; 2. Zemědělské stroje a technologie — vědecký sekretář ing. J. Jílek; 3. Fyzikální vlastnosti semen při sklizni a zpracování — vědecký sekretář ing. P. Hnilica, CSc.; 4. Fyzika půdy — vědecký sekretář ing. J. Zezulák, CSc.; 5. Fyzika zpracovávaných zemědělských produktů — vědecký sekretář ing. M. Houška, CSc.; 6. Fyzikální aspekty frakcionace píce — vědecký sekretář ing. D. Truxová, CSc.

Dělení průběhu konference do sympozií bylo doplněno výraznějším zastoupením deseti jednotlivých přednášek: 1. R. Řezníček (ČSSR): Fyzikální vlastnosti zemědělských materiálů a jejich vliv na vývoj zemědělských strojů a technologií; 2. S. W. R. Cox (Velká Británie): Robotika v zemědělství; 3. J. Matthews (Velká Británie): Využití moderní měřicí techniky v zemědělství; 4. E. J. Giessmann (NDR): Fyzika a zemědělství; historický přehled; 5. W. J. Yang (USA): Biomechanika; 6. M. Kutílek (ČSSR): Fyzikální metody ve výzkumu půdy; 7. J. F. Lačuga (SSSR): Teorie tažného odporu u strojů na zpracování půdy; 8. J. J. Laurs (Holandsko): Snímání fyzikálních vlastností zemědělských objektů pro potřeby zemědělské techniky; obecný přehled některých hlavních přínosů IMAG; 9. J. Haman (Polsko): Vztahy mezi půdou a strojem — základ pro navrhování zemědělských strojů; 10. J. Hellebrand (NDR): Mechanické vlastnosti rostlin při dynamickém zatížení.

Většina prací byla, obdobně jako u minulých dvou konferencí, zaměřena na studium fyzikálních vlastností rostlinných zemědělských materiálů. Počet prací zaměřených na fyzikální vlastnosti živočišných produktů a problémů živočišné výroby byl výrazně nižší, a proto byl zařazen do sympozií věnovaného zemědělské technice. Tradičně byly zastoupeny práce z oblasti fyziky půdy a potravinářství. Velká pozornost v pracích prezentovaných na konferenci byla věnována využití dosažených výsledků v praxi, zejména v oblasti zemědělské techniky.

Rukopisy příspěvků byly rozmnoženy jako sborník preprintů a každý účastník konference obdržel jeden výtisk při prezentaci.

Do programu byla zahrnuta také výstava měřicích přístrojů, jejich demonstrace a promítání filmů se zemědělskou tematikou.

V závěru konference proběhlo zasedání mezinárodní vědecké rady, na kterém byl zhodnocen průběh konference a byl podán návrh na uspořádání 4. mezinárodní konference o fyzikálních vlastnostech zemědělských materiálů. Do mezinárodní vědecké rady pro přípravu 4. konference byli zvoleni: prof. dr. J. Hellebrand — IH, Berlín, NDR (předseda); prof. ing. R. Řezníček, DrSc. — VSZ, Praha, ČSSR (místopředseda); prof. I. Huszár — Agrártudományi Egyetem, Gödöllő, MLR; prof. J. Glinski — PAN, Lublin, Polsko; prof. B. Szot — PAN, Lublin, Polsko; prof. E. J. Giessmann — IH, Berlín, NDR; prof. J. F. Lačuga — MIISP, Moskva, SSSR; prof. V. I. Fomin — RISCHM, Rostov na Donu, SSSR; prof. dr. H. D. Kutzbach — Institut für Agrartechnik, Universität Hohenheim, Stuttgart, NSR; J. Matthews — ředitel institutu N.I.A.E., Silsoe, Bedford, Velká Británie; prof. N. Kawamura — Kyoto University, Kyoto, Japonsko; prof. W. J. Yang — University of Michigan, Ann Arbor, USA; prof. S. Nelson — ARS, University of Georgia, Athens, USA; dr. J. J. Laurs — zástupce ředitele I. A. E., Wageningen, Holandsko; prof. M. Tešić — University of Novi Sad, Jugoslávie; dr. M. Sabbah — University of Alexandria, Egypt.

Bylo dohodnuto, aby se 4. mezinárodní konference konala v roce 1989 v NDR.

Bohatý odborný i společenský program konference vedl k navázání mnoha kontaktů, na jejichž základě lze očekávat další významný rozvoj mezinárodní spolupráce v daném oboru. Účastníci v soukromých rozhovorech a později i v dopisech, stejně jako mezinárodní vědecká rada konference ve svém závěrečném usnesení hodnotili konferenci po odborné i organizační stránce jako velmi zdařilou.

Ing. Dagmar Truxová, CSc., Vysoká škola zemědělská, Praha

OBSAH

Maleř J.: Energetická náročnost dávkování řezanky dávkovacím dopravníkem	449
Pawlica R.: Ověření parametrů žlabových sušáren a návrh metod jejich využití	461
Zeman S.: Zisťovanie koeficientu zaplnenia dávkovacej komory pri dávkovaní tvarovaných krmív objemovým dávkovačom	473
Brázdil Z., Jezdinský M., Zachariáš L.: Nové prvky ve výrobě hřebových bran	483
Novák L.: Vliv drsnosti povrchu na velikost součinitele smykového tření masokostní kaše za vysokých tlaků	495

INFORMACE

Truxová D.: Mezinárodní konference „Physical properties of agricultural materials“	511
--	-----

СОДЕРЖАНИЕ

Малерж Й.: Энергоемкость дозировки сечки дозирующим транспортером	459
Павлица Р.: Проверка параметров желобчатых сушилок и методы их применения	470
Земан С.: Определение коэффициентов наполнения при дозировке гранулированных кормов объемным дозирующим устройством	482
Браздил З., Йездинский М., Захариаш Л.: Новые элементы в отборе зубовых борон	492
Новак Л.: Влияние шероховатости поверхности на размер коэффициента трения скольжения мясокостной пасты при высоких давлениях	510

CONTENTS

Maleř J.: The Power Demand of the Batching of Chopped Material by a Batching Conveyor	460
Pawlica R.: Testing the Parameters of Trough-Type Driers and Proposed Methods of their Use	471
Zeman S.: Determination of the Filling Coefficient during the Metering of Granular Feeds by a Bulk Metering Device	482
Brázdil Z., Jezdinský M., Zachariáš L.: New Elements in the Manufacture of Tine Harrows	493
Novák L.: The Effect of Surface Roughness on the Coefficient of Shear Friction of Meat-Bone Mash under High Pressures	510

INHALT

Maleř J.: Energetische Ansprüchigkeit der Häckseldosierung beim Einsatz eines Dosierförderers	460
Pawlica R.: Überprüfung der Parameter der Trogtrockner und Entwurf der Methoden zu deren Ausnutzung	471
Zeman S.: Ermittlung des Beschickungskoeffizienten bei der Dosierung der Futterpellets mit Volumendosierern	482
Brázdil Z., Jezdinský M., Zachariáš L.: Neue Elemente in der Zinkeneggenproduktion	493
Novák L.: Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf die Größe des Gleitreibungskoeffizienten des Fleischknochenbreis unter hohen Drücken	510

Rukopisy odevzdány k tisku 25. 4. 1986 — Podepsáno k tisku 27. 6. 1986

Rozšiřuje PNS. Informace o předplatném podá a objednávky přijímá každá administrace PNS, pošta, doručovatel a PNS-ÚED Praha, závod 01 — AOT, Kafkova 19, 160 00 Praha 6; PNS-ÚED Praha, závod 02, Obránců míru 2, 656 07 Brno; PNS-ÚED Praha, závod 03, Kubánská 1539, 708 72 Ostrava-Poruba. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS — ústřední expedice a dovoz tisku Praha, závod 01, administrace vývozu tisku, Kafkova 19, 160 00 Praha 6. Vytiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, tř. Lidových milicí 22, 120 00 Praha 2.